



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Διδακτορική Διατριβή

**ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΤΩΝ ΕΚΠΟΜΠΩΝ ΡΥΠΩΝ ΚΑΤΑ ΤΗ
ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL**

Αθανάσιος Μ. Δημάρατος

Διπλ. Μηχανολόγος Μηχανικός Ε.Μ.Π.

Επιβλέπων Καθηγητής: Κ.Δ. Ρακόπουλος

Αθήνα, 2011

Επιβλέπων Καθηγητής

Δρ. Κ.Δ. Ρακόπουλος, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Συμβουλευτική Επιτροπή

Δρ. Δ.Θ. Χουντάλας, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Δρ. Ε.Γ. Γιακουμής, Επίκουρος Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Η έγκριση της Διδακτορικής Διατριβής από τη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. δε σημαίνει και αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα – Άρθρο 202, Νόμος 5343/1932.

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα διδακτορική διατριβή εκπονήθηκε κατά την περίοδο Οκτώβριος 2005 – Απρίλιος 2011 στο εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης (Μ.Ε.Κ.) της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, υπό την επίβλεψη του Καθηγητή κ. Κ.Δ. Ρακόπουλου.

Η αμέριστη συμπαράσταση του επιβλέποντα Καθηγητή κ. Κ.Δ. Ρακόπουλου καθ' όλη τη διάρκεια εκπόνησης της παρούσας εργασίας υπήρξε ουσιαστικός παράγοντας για την επιτυχή ολοκλήρωσή της. Η στήριξη και η εμπιστοσύνη του προς το πρόσωπό μου συνετέλεσαν καθοριστικά στην ομαλή διεξαγωγή της πειραματικής διερεύνησης της παρούσας διατριβής.

Θερμές ευχαριστίες οφείλονται στον Καθηγητή κ. Δ.Θ. Χουντάλα, μέλος της τριμελούς συμβουλευτικής επιτροπής, για τις πολυάριθμες χρήσιμες συμβουλές του και την προθυμία του στην επίλυση οποιασδήποτε απορίας μου. Η εμπειρία του σε θέματα μετρήσεων απέτρεψε την εμφάνιση πολλών τεχνικών προβλημάτων κατά τη διεξαγωγή της διερεύνησης και συνετέλεσε στην ερμηνεία των αποτελεσμάτων.

Θα ήθελα επίσης να ευχαριστήσω θερμά τον Επίκουρο Καθηγητή κ. Ε.Γ. Γιακουμή, μέλος της τριμελούς συμβουλευτικής επιτροπής, για τη συνεργασία καθ' όλη τη διάρκεια εκπόνησης της παρούσας διατριβής. Το πλούσιο ερευνητικό έργο του και η εμπειρία του σε θέματα μεταβατικής λειτουργίας κινητήρων diesel συνετέλεσαν καθοριστικά στο σχεδιασμό της πειραματικής διερεύνησης και στη γενικότερη διάρθρωση της εργασίας.

Ακόμα, ευχαριστίες οφείλονται στον Καθηγητή κ. Κ.Α. Αντωνόπουλο, αρχικό μέλος της τριμελούς συμβουλευτικής επιτροπής, για τις χρήσιμες συμβουλές του.

Ιδιαίτερες ευχαριστίες εκφράζονται προς την εταιρεία Combustion Ltd. (Cambridge, UK) για το δανεισμό του αναλυτή οξειδίων του αζώτου CLD 500, και ειδικότερα στον Dr. M.S. Peckham για τη συνεχή υποστήριξη και βοήθειά του κατά τη διεξαγωγή της πειραματικής διερεύνησης. Επίσης, ευχαριστίες οφείλονται στην εταιρεία Turbo Hellas Trading Ltd. για τη δωρεά του αισθητήρα μέτρησης της ταχύτητας περιστροφής του ζεύγους υπερπλήρωσης.

Σημαντική υπήρξε η συμβολή του τεχνικού προσωπικού του εργαστηρίου Μ.Ε.Κ. και συγκεκριμένα των κ.κ. Χ. Φλώρου, Α. Κανταρτζή, Δ. Αγγελίδη, Γ. Νέζη, Ν. Ρούμβου και Ε. Κανταρτζή στην ανάπτυξη της πειραματικής κλίνης και στην εκτέλεση των μετρήσεων.

Κλείνοντας, θα ήθελα να εκφράσω τη βαθιά μου ευγνωμοσύνη προς την οικογένειά μου, πρωτίστως στους γονείς μου, Μιλτιάδη και Ολυμπία, οι οποίοι είναι αρωγοί κάθε προσπάθειάς μου, καθώς και στα αδέρφια μου, Χαράλαμπο και Αλέξανδρο, για τη συνεχή τους στήριξη όλα αυτά τα χρόνια.

Αθανάσιος Μ. Δημάρατος
Αθήνα, Ιούνιος 2011

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

Περίληψη και Διάρθρωση της Διδακτορικής Διατριβής	1
<u>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: Εισαγωγή</u>	5
1.1 Γενικά για τον Κινητήρα Diesel	5
1.1.1 Ιστορική Εξέλιξη και Σύγχρονη Τεχνολογική Πραγματικότητα	5
1.1.2 Εκπομπές Ρύπων	7
1.2 Συνοπτική Περιγραφή των Μηχανισμών Καύσης και Σχηματισμού Ρύπων σε Κινητήρες Diesel	10
1.2.1 Καύση	10
1.2.2 Σχηματισμός των Οξειδίων του Αζώτου	12
1.2.3 Σχηματισμός της Αιθάλης	13
1.2.4 Θόρυβος της Καύσης	14
1.3 Εισαγωγή στη Μεταβατική Λειτουργία	16
1.3.1 Γενικά – Έννοιες και Ορισμοί	16
1.3.2 Αναγκαιότητα Μελέτης της Μεταβατικής Λειτουργίας	17
1.3.3 Θεσμοθετημένοι Μεταβατικοί Κύκλοι Δοκιμών	19
1.3.4 Μέτρηση των Στιγμαίων Εκπομπών Ρύπων σε Μεταβατικές Συνθήκες Λειτουργίας	21
1.4 Ανασκόπηση Ερευνητικής Δραστηριότητας στις Εκπομπές Ρύπων κατά τη Μεταβατική Λειτουργία Κινητήρων Diesel	24
1.4.1 Πειραματική Διερεύνηση	24
1.4.1.1 Επιτάχυνση και Αύξηση Φορτίου	25
1.4.1.2 Εκκίνηση	29
1.4.1.3 Μεταβατικοί Κύκλοι	32
1.4.2 Προσομοίωση	38
1.5 Σκοπός και Μεθοδολογία της Παρούσας Διατριβής	42
1.6 Βιβλιογραφία	45
<u>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: Η Πειραματική Εγκατάσταση – Ο Κινητήρας Diesel Mercedes-Benz OM 366 LA, τα Υποσυστήματά του και οι Διατάξεις Μέτρησης των Λειτουργικών Παραμέτρων</u>	55
2.1 Εισαγωγή	55

2.2	Ο Κινητήρας Diesel Mercedes-Benz OM 366 LA και τα Υποσυστήματά του	56
2.2.1	Ο Κινητήρας Diesel Mercedes-Benz OM 366 LA	56
2.2.2	Η Αντλία Καυσίμου και ο Ρυθμιστής Στροφών	62
2.2.2.1	Το Σύστημα Ελέγχου της Παροχής Καυσίμου (LDA)	67
2.2.2.2	Η Μικρή Προπορεία Έγχυσης στο Πλήρες Φορτίο	69
2.2.2.3	Η Ρύθμιση του Χρονισμού Έγχυσης	69
2.2.3	Ο Υπερπληρωτής και το Ψυγείο του Αέρα Πλήρωσης	72
2.2.4	Περιφερειακά Υποσυστήματα του Κινητήρα	77
2.3	Η Πειραματική Κλίνη Δοκιμών και Μετρήσεων Μόνιμης και Μεταβατικής Λειτουργίας – Οι Διατάξεις Μέτρησης των Λειτουργικών Παραμέτρων του Κινητήρα	79
2.3.1	Η Πέδη – Μέτρηση της Ισχύος	84
2.3.2	Μέτρηση της Ταχύτητας Περιστροφής του Κινητήρα	86
2.3.3	Μέτρηση της Θέσης του Κανόνα της Αντλίας Πετρελαίου	89
2.3.4	Μέτρηση της Πίεσης του Αερίου εντός του Κυλίνδρου	92
2.3.5	Μέτρηση της Ταχύτητας Περιστροφής του Υπερπληρωτή	94
2.3.6	Μέτρηση της Πίεσης του Αέρα Πλήρωσης	97
2.3.7	Μέτρηση της Κατανάλωσης Καυσίμου	99
2.3.8	Μέτρηση της Θερμοκρασίας των Καυσαερίων	99
2.3.9	Περιφερειακές Μετρήσεις	100
2.4	Το Σύστημα Αναλογοψηφιακής Μετατροπής και το Λογισμικό Δειγματοληψίας και Ελέγχου	102
2.5	Ορολογία και Συμβολισμοί	108
2.6	Βιβλιογραφία	110

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: Η Πειραματική Εγκατάσταση – Οι Διατάξεις Μέτρησης της Συγκέντρωσης του Μονοξειδίου του Αζώτου, της Αδιαφάνειας των Καυσαερίων και του Θορύβου της Καύσης	113	
3.1	Εισαγωγή	113
3.2	Μέτρηση της Συγκέντρωσης του Μονοξειδίου του Αζώτου στα Καυσαέρια	115
3.2.1	Αρχή Λειτουργίας	116
3.2.2	Δομικά Στοιχεία και Τεχνικά Χαρακτηριστικά	117
3.2.2.1	Οι Κεφαλές Δειγματοληψίας και Μέτρησης	120
3.2.2.2	Η Κεντρική Μονάδα Ελέγχου	122
3.2.2.3	Η Μονάδα Παραγωγής Όζοντος	123

3.2.2.4	Οι Αντλίες Κενού	123
3.2.2.5	Η Μονάδα Μετατροπής του NO ₂ σε NO	124
3.2.2.6	Ο Η/Υ και το Λογισμικό Λειτουργίας και Ελέγχου	125
3.2.3	Βαθμονόμηση και Λειτουργία	127
3.2.4	Εγκατάσταση στην Πειραματική Κλίνη και Σύνδεση με το Σύστημα Καταγραφής Μετρήσεων	132
3.3	Μέτρηση της Αδιαφάνειας των Καυσαερίων	134
3.3.1	Αρχή Λειτουργίας	134
3.3.2	Δομικά Στοιχεία και Τεχνικά Χαρακτηριστικά	136
3.3.2.1	Η Μετρητική Μονάδα	138
3.3.2.2	Οι Γραμμές Δειγματοληψίας και Επιστροφής του Δείγματος	139
3.3.2.3	Οι Δύο Τρίοδες Βάνες	140
3.3.2.4	Το Σύστημα Παροχής Συμπιεσμένου Αέρα	141
3.3.2.5	Η Συσκευή Υψηλής Πίεσης	142
3.3.3	Λειτουργία, Βαθμονόμηση και Έλεγχος	142
3.3.3.1	Καταστάσεις	143
3.3.3.2	Λειτουργίες	144
3.3.3.3	Έλεγχος και Εκτέλεση Μέτρησης	146
3.3.4	Εγκατάσταση στην Πειραματική Κλίνη και Σύνδεση με το Σύστημα Καταγραφής Μετρήσεων	148
3.4	Συμβατικοί Αναλυτές Καυσαερίων και Εναλλακτικές Μέθοδοι Προσδιορισμού των Εκπομπών Ρύπων σε Μεταβατικές Συνθήκες Λειτουργίας	150
3.5	Μέτρηση του Θορύβου της Καύσης	158
3.5.1	Αρχή Λειτουργίας – Συσχέτιση του Θορύβου της Καύσης με την Πίεση του Αερίου εντός του Κυλίνδρου	158
3.5.2	Δομικά Στοιχεία και Τεχνικά Χαρακτηριστικά	159
3.5.3	Στάδια Επεξεργασίας του Σήματος Εισόδου	161
3.5.4	Βαθμονόμηση και Λειτουργία	164
3.5.5	Εγκατάσταση στην Πειραματική Κλίνη και Σύνδεση με το Σύστημα Καταγραφής Μετρήσεων	165
3.6	Ορολογία και Συμβολισμοί	166
3.7	Βιβλιογραφία	167
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: Διεξαγωγή και Επεξεργασία των Πειραματικών Μετρήσεων		
	σε Μόνιμες και Μεταβατικές Συνθήκες Λειτουργίας	171
4.1	Εισαγωγή	171
4.2	Διεξαγωγή των Πειραματικών Μετρήσεων	172

4.2.1	Μόνιμες Συνθήκες Λειτουργίας	172
4.2.2	Μεταβατικές Συνθήκες Λειτουργίας	173
4.3	Προετοιμασία και Ρυθμίσεις των Μετρητικών Οργάνων και Συσκευών	178
4.4	Επεξεργασία των Πειραματικών Μετρήσεων	181
4.4.1	Προσδιορισμός του Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος	181
4.4.2	Επεξεργασία των Μετρήσεων της Μόνιμης Λειτουργίας	184
4.4.2.1	Υπολογισμός Λειτουργικών Παραμέτρων του Κινητήρα	184
4.4.2.2	Προσδιορισμός Χαρακτηριστικών Λειτουργίας του Συμπιεστή	186
4.4.3	Επεξεργασία των Μετρήσεων της Μεταβατικής Λειτουργίας	187
4.4.3.1	Εκτίμηση των Μαζών του Αέρα, του Καυσίμου και των Καυσαερίων ανά Κύκλο Λειτουργίας	188
4.4.3.2	Εκτίμηση της Μάζας του Μονοξειδίου του Αζώτου ανά Κύκλο Λειτουργίας	190
4.4.3.3	Εκτίμηση της Συγκέντρωσης και της Μάζας της Αιθάλης ανά Κύκλο Λειτουργίας	190
4.4.3.4	Εκτίμηση της Αβεβαιότητας στις Υπολογισμένες Τιμές Μάζας του Μονοξειδίου του Αζώτου και της Αιθάλης	192
4.5	Ορολογία και Συμβολισμοί	193
4.6	Βιβλιογραφία	195

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5: Αποτελέσματα των Πειραματικών Μετρήσεων σε Μόνιμες

	Συνθήκες Λειτουργίας	197
5.1	Εισαγωγή	197
5.2	Χάρτες Μόνιμης Λειτουργίας	198
5.2.1	Παράμετροι Λειτουργίας	203
5.2.2	Εκπομπές Ρύπων και Θορύβου της Καύσης	206
5.3	Αποτελέσματα εντός του Κύκλου Λειτουργίας (σε Επίπεδο Γωνίας Στροφάλου)	210
5.3.1	Δυναμοδεικτικά Διαγράμματα	210
5.3.2	Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου από έναν Κύλινδρο	212
5.4	Ορολογία και Συμβολισμοί	217
5.5	Βιβλιογραφία	218

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6: Διερεύνηση της Μεταβατικής Λειτουργίας του Κινητήρα –

	Μεταβολές της Ταχύτητας Περιστροφής και του Φορτίου	219
6.1	Εισαγωγή	219
6.2	Μεμονωμένες Μεταβολές	220

6.2.1	Επιταχύνσεις	225
6.2.1.1	Επίδραση του Αρχικού και Τελικού Σημείου Λειτουργίας	225
6.2.1.1.1	Λειτουργικά Χαρακτηριστικά	226
6.2.1.1.2	Εκπομπές Ρύπων και Θορύβου της Καύσης	234
6.2.1.1.2.1	Μονοξειδίο του Αζώτου (NO)	234
6.2.1.1.2.2	Αιθάλη (Αδιαφάνεια Καπνού)	239
6.2.1.1.2.3	Αθροιστικές Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου και Αιθάλης	245
6.2.1.1.2.4	Θόρυβος της Καύσης	248
6.2.1.2	Επίδραση του Αρχικού Φορτίου	253
6.2.1.3	Επίδραση του Ρυθμού Επιτάχυνσης	261
6.2.1.4	Επίδραση της Θερμικής Κατάστασης του Κινητήρα	271
6.2.2	Αύξηση Φορτίου	279
6.3	Συνδυασμένες και Σύνθετες Μεταβολές	287
6.3.1	Επιτάχυνση σε Πολλαπλά Στάδια	289
6.3.2	Επιτάχυνση μετά από Αύξηση Φορτίου	296
6.3.3	Πολλαπλές Μεταβολές της Ταχύτητας Περιστροφής και του Φορτίου	301
6.4	Ημι-Μόνιμη (Quasi-steady) Προσέγγιση	307
6.4.1	Γενική Περιγραφή της Μεθόδου	307
6.4.2	Εφαρμογή της Μεθόδου	310
6.5	Σύνοψη – Συμπεράσματα	324
6.6	Ορολογία και Συμβολισμοί	326
6.7	Βιβλιογραφία	327
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7: Πειραματική Διερεύνηση της Εκκίνησης του Κινητήρα		331
7.1	Εισαγωγή	331
7.2	Περιγραφή της Εκκίνησης Κινητήρα Diesel Οχήματος	333
7.3	Πρωτόκολλο Δοκιμών	334
7.4	Ψυχρή Εκκίνηση	336
7.4.1	Λειτουργική Συμπεριφορά – Αστάθεια της Καύσης	336
7.4.2	Εκπομπές Ρύπων και Θορύβου της Καύσης	346
7.5	Εκκίνηση σε Ενδιάμεσες Θερμοκρασίες του Ψυκτικού Μέσου	352
7.6	Θερμή Εκκίνηση σε Δύο Τελικές Ταχύτητες Περιστροφής Άφορτης Λειτουργίας (“Ρελαντί”)	363
7.7	Σύνοψη – Συμπεράσματα	371
7.8	Ορολογία και Συμβολισμοί	373
7.9	Βιβλιογραφία	374

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8: Διερεύνηση της Επιτάχυνσης και της Εκκίνησης	
του Κινητήρα με Χρήση Μιγμάτων Πετρελαίου με	
Βιοντήζελ ή Βουτανόλη 379	
8.1	Εισαγωγή 379
8.2	Κυριότερα Βιοκαύσιμα Κινητήρων Diesel 380
8.3	Χρήση των Βιοκαυσίμων σε Κινητήρες Diesel 382
8.4	Προέλευση και Ιδιότητες των Καυσίμων 385
8.5	Διαδικασία Διεξαγωγής και Επεξεργασίας των Πειραματικών Μετρήσεων 387
8.6	Πρωτόκολλα Δοκιμών 390
8.7	Αποτελέσματα Πειραματικών Μετρήσεων 393
8.7.1	Επιταχύνσεις 393
8.7.1.1	Επιτάχυνση από Χαμηλή Ταχύτητα Περιστροφής - Χαμηλό Φορτίο 393
8.7.1.2	Επιτάχυνση από Μεσαία Ταχύτητα Περιστροφής - Χαμηλό Φορτίο 403
8.7.1.3	Επιτάχυνση από Μεσαία Ταχύτητα Περιστροφής - Μεσαίο Φορτίο 409
8.7.2	Θερμή Εκκίνηση 414
8.8	Σύνοψη – Συμπεράσματα 422
8.9	Ορολογία και Συμβολισμοί 424
8.10	Βιβλιογραφία 425

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 9: Σύνθεση Κώδικα Μεταβατικής Λειτουργίας με Διζωνικό	
Μοντέλο Καύσης για την Εκτίμηση των Εκπομπών Ρύπων	
κατά τη Μεταβατική Λειτουργία Κινητήρα Diesel 431	
9.1	Εισαγωγή 431
9.2	Συνοπτική Περιγραφή του Κώδικα Προσομοίωσης 432
9.2.1	Θερμοδυναμική Ανάλυση του Κινητήρα 432
9.2.2	Υπολογισμός των Παραγώγων της Καύσης 435
9.2.2.1	Χημεία της Καύσης – Χημική Ισορροπία 435
9.2.2.2	Μοντέλο Σχηματισμού του Μονοξειδίου του Αζώτου 435
9.2.2.3	Μοντέλο Σχηματισμού της Αιθάλης 436
9.2.3	Ρυθμιστής Στροφών και Αντλία Καυσίμου 436
9.2.4	Ζεύγος Υπερπλήρωσης και Ψυγείο Αέρα 437
9.2.5	Δυναμική Ανάλυση του Συστήματος Κινητήρα-Πέδης 437
9.2.6	Διάγραμμα Ροής 439

9.3	Ενδεικτικά Αποτελέσματα Εφαρμογής του Κώδικα Προσομοίωσης	441
9.3.1	Μόνιμη Λειτουργία	442
9.3.2	Μεταβατική Λειτουργία	443
9.4	Ποιοτική Αξιολόγηση του Κώδικα Προσομοίωσης	448
9.5	Σύνοψη – Συμπεράσματα	453
9.6	Ορολογία και Συμβολισμοί	454
9.7	Βιβλιογραφία	455

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 10: Σύνοψη και Συμπεράσματα της Διατριβής – Στοιχεία

Πρωτοτυπίας – Προτάσεις για Μελλοντική Εργασία 459

10.1	Σύνοψη και Συμπεράσματα της Διατριβής	459
10.2	Στοιχεία Πρωτοτυπίας	464
10.3	Προτάσεις για Μελλοντική Εργασία	465
10.4	Δημοσιεύσεις	467
10.4.1	Επιστημονικά Περιοδικά	467
10.4.2	Διεθνή Συνέδρια με Κρίση στο Πλήρες Κείμενο	468

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α: Αποτελέσματα των Πειραματικών Μετρήσεων της

Μόνιμης Λειτουργίας εντός του Κύκλου Λειτουργίας

(σε Επίπεδο Γωνίας Στροφάλου) 469

A.1	Δυναμοδεικτικά Διαγράμματα	469
A.2	Διαγράμματα Εκπομπών Μονοξειδίου του Αζώτου από έναν Κύλινδρο	473

ΠΕΡΙΛΗΨΗ ΚΑΙ ΔΙΑΡΘΡΩΣΗ ΤΗΣ ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗΣ ΔΙΑΤΡΙΒΗΣ

Η παρούσα διδακτορική διατριβή διαπραγματεύεται το θέμα της μεταβατικής λειτουργίας υπερπληρωμένων κινητήρων diesel, επικεντρώνοντας στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης. Η μεταβατική λειτουργία αποτελεί μία κατάσταση εξαιρετικής σημασίας, λόγω των ιδιομορφιών που παρουσιάζει σε σχέση με τη μόνιμη, καθώς και εξαιτίας της σημαντικής της συνεισφοράς στις συνολικές εκπομπές ρύπων ενός κινητήρα. Τα φαινόμενα είναι ιδιαίτερα έντονα σε κινητήρες οχημάτων (π.χ. λεωφορεία, φορτηγά), των οποίων η λειτουργία είναι σχεδόν αποκλειστικά μεταβατική.

Βασικός στόχος της παρούσας διατριβής είναι η αξιολόγηση και η ερμηνεία των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης κατά τη μεταβατική κατάσταση, μελετώντας τα σχετικά ιδιαίτερα φαινόμενα. Η κατανόηση των συνθηκών οι οποίες προκαλούν τις υψηλές εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης κατά τη μεταβατική λειτουργία ενός κινητήρα αποτελεί τη βάση για την ανάπτυξη μεθόδων και συστημάτων ελέγχου τους. Έτσι, η παρούσα εργασία αποσκοπεί στην εμβάθυνση στους μηχανισμούς και τα φαινόμενα της μεταβατικής λειτουργίας υπερπληρωμένων κινητήρων diesel, καθώς και στην ανάδειξη των ουσιωδών διαφορών από την αντίστοιχη μόνιμη κατάσταση.

Η διερεύνηση στα πλαίσια της παρούσας διατριβής διεξάγεται σε πειραματικό επίπεδο. Οι δοκιμές πραγματοποιούνται στην πειραματική κλίνη εξακύλινδρου υπερπληρωμένου κινητήρα diesel, ο οποίος βρίσκεται εγκατεστημένος στο εργαστήριο Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π.. Η ευρεία εφαρμογή του συγκεκριμένου κινητήρα σε οχήματα (π.χ. αστικά λεωφορεία, φορτηγά) τον καθιστά ιδανική επιλογή για τη μελέτη της μεταβατικής λειτουργίας. Στον κινητήρα εγκαθίσταται μία πληθώρα μετρητικών διατάξεων και συσκευών για τη συνεχή καταγραφή των βασικών λειτουργικών του παραμέτρων, καθώς και αναλυτές καυσαερίων υπερταχείας απόκρισης που είναι ειδικά σχεδιασμένοι για μετρήσεις σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας μηχανών εσωτερικής καύσης. Με αυτόν τον τρόπο είναι εφικτή η συνεχής καταγραφή των στιγμιαίων (σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας) εκπομπών ρύπων.

Η διερεύνηση περιλαμβάνει τους δύο σημαντικότερους ρύπους των κινητήρων diesel, το μονοξείδιο του αζώτου (NO) και την αιθάλη. Η γνωστή “αντιθετική” μεταβολή των δύο αυτών ρύπων ενός κινητήρα diesel, καθιστά εξαιρετικής σημασίας την ταυτόχρονη μελέτη τους σε μεταβατικές συνθήκες. Πέραν των προαναφερθέντων ρύπων, η διερεύνηση επεκτείνεται και στη μελέτη ενός ακόμα ιδιαίτερου χαρακτηριστικού των κινητήρων diesel, του θορύβου της καύσης. Η μελέτη του τελευταίου έχει προσελκύσει μεγάλο ενδιαφέρον τα τελευταία χρόνια, ιδιαίτερα στις εφαρμογές οχημάτων, όπου ο θόρυβος σχετίζεται άμεσα με τα επίπεδα άνεσης (όχλησης) των επιβατών και των πεζών.

Η διερεύνηση περιλαμβάνει ένα μεγάλο εύρος επιταχύνσεων και αύξησης φορτίου ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel, με το κύριο ενδιαφέρον να επικεντρώνεται στην πρώτη

περίπτωση, εφόσον ο κινητήρας προορίζεται για εφαρμογές οχημάτων. Έτσι, εκτελούνται επιταχύνσεις από διάφορες αρχικές συνθήκες (ταχύτητα περιστροφής και φορτίο) αντιπροσωπεύοντας την επιτάχυνση ενός οχήματος με διαφορετική σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων. Επιπλέον, πραγματοποιούνται κάποιες συνδυασμένες και σύνθετες μεταβολές της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου. Η διερεύνηση επεκτείνεται στη σύγκριση των πραγματικών μετρημένων εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία με εκείνες των αντίστοιχων μόνιμων συνθηκών (λειτουργία στην ίδια ταχύτητα περιστροφής και θέση κανόνα της αντλίας πετρελαίου), για τον εντοπισμό των διαφορών ανάμεσα στις δύο καταστάσεις. Από τα αποτελέσματα της διερεύνησης αναδεικνύεται η σπουδαιότητα της υστέρησης του υπερπληρωτή (turbocharger lag), ενώ καθίσταται σαφές ότι η μεταβατική λειτουργία του κινητήρα δεν μπορεί να θεωρηθεί ως αλληλουχία σημείων μόνιμης λειτουργίας.

Ακολούθως, μελετάται η τρίτη βασική περίπτωση μεταβατικής λειτουργίας των κινητήρων diesel, η εκκίνηση, η οποία είναι ιδιαίτερα σημαντική στους κινητήρες οχημάτων. Το κύριο ενδιαφέρον επικεντρώνεται στην ψυχρή εκκίνηση, λόγω των έντονων διαφοροποιήσεων της από οποιαδήποτε άλλη κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα, ενώ περιλαμβάνονται και εκκινήσεις σε ενδιάμεσες θερμοκρασίες του ψυκτικού μέσου και διάφορες ταχύτητες περιστροφής άφορτης λειτουργίας (“ρελαντί”). Τα κύρια συμπεράσματα που προέκυψαν από τις πειραματικές μετρήσεις αφορούν αφενός στην αστάθεια της καύσης και, αφετέρου, στις υπερβολικά υψηλές εκπομπές αιθάλης κατά την (ψυχρή) εκκίνηση.

Στη συνέχεια, η διερεύνηση επεκτείνεται στην εξέταση της επίδρασης του τύπου του καυσίμου στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα. Για το σκοπό αυτό πραγματοποιούνται διάφορες επιταχύνσεις και μία εκκίνηση του κινητήρα με μίγματα του πετρελαίου με βιοντήζελ ή βουτανόλη, μέσω των οποίων καταδεικνύεται η επίδρασή τους στις εκπομπές του μονοξειδίου του αζώτου και της αιθάλης.

Τέλος, μετά την ολοκλήρωση της πειραματικής διερεύνησης, εφαρμόζεται ένας κώδικας προσομοίωσης της μεταβατικής λειτουργίας κινητήρων diesel που περιλαμβάνει την εκτίμηση των εκπομπών ρύπων. Ο κώδικας συντίθεται από μοντέλα και κώδικες που έχουν αναπτυχθεί σε άλλες εργασίες και διατριβές εντός του εργαστηρίου Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π., με σκοπό την προκαταρκτική αξιολόγηση των εκτιμήσεών του.

Παρακάτω δίνεται συνοπτικά η δομή της παρούσας εργασίας και το περιεχόμενο του καθενός από τα δέκα κεφάλαιά της.

Το 1ο Κεφάλαιο αποτελεί την εισαγωγή της εργασίας και περιλαμβάνει κάποια γενικά στοιχεία για τον κινητήρα diesel. Σε αυτό το κεφάλαιο γίνεται η εισαγωγή στις έννοιες της μεταβατικής λειτουργίας των κινητήρων diesel, αναδεικνύοντας παράλληλα την αναγκαιότητα μελέτης της. Ακολούθως, διεξάγεται μία πλήρης ανασκόπηση της ερευνητικής δραστηριότητας στις εκπομπές ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel, η οποία σε συνδυασμό

με την τελευταία παράγραφο του κεφαλαίου, όπου αναλύεται ο σκοπός και η μεθοδολογία της παρούσας διατριβής, προσδιορίζουν τη θέση της στο ερευνητικό πεδίο.

Στο 2ο Κεφάλαιο περιγράφεται η πειραματική εγκατάσταση που αναπτύχθηκε εξ ολοκλήρου από την αρχή στα πλαίσια της παρούσας εργασίας. Συγκεκριμένα, παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά του κινητήρα και των υποσυστημάτων του, ενώ περιγράφονται οι διατάξεις μέτρησης των λειτουργικών του παραμέτρων, καθώς και το σύστημα δειγματοληψίας και αναλογοψηφιακής μετατροπής.

Το 3ο Κεφάλαιο αποτελεί ουσιαστικά συνέχεια του προηγούμενου, καθώς περιλαμβάνει την περιγραφή των αναλυτών καυσαερίων και θορύβου της καύσης, Ειδικότερα, αναλύονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά των συσκευών και διατάξεων μέτρησης της συγκέντρωσης του μονοξειδίου του αζώτου, της αδιαφάνειας των καυσαερίων (εκπομπές αιθάλης) και του θορύβου της καύσης. Επίσης, γίνεται μία ανασκόπηση σχετικά με τις ανεπτυγμένες εναλλακτικές μεθόδους προσδιορισμού των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel χρησιμοποιώντας συμβατικούς αναλυτές καυσαερίων, ενώ εφαρμόζεται και αξιολογείται μία από αυτές.

Στο 4ο Κεφάλαιο περιγράφεται η διαδικασία διεξαγωγής και επεξεργασίας των πειραματικών μετρήσεων τόσο σε μόνιμες όσο και σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Πιο συγκεκριμένα, παρουσιάζονται συνοπτικά οι μεταβατικές δοκιμές που πραγματοποιήθηκαν, ενώ αναλύεται και ο τρόπος προσδιορισμού διαφόρων μεγεθών τα οποία χρησιμοποιούνται για την περαιτέρω διερεύνηση των διαφόρων φαινομένων.

Το 5ο Κεφάλαιο αποτελεί το πρώτο κεφάλαιο αποτελεσμάτων. Εδώ δίνονται τα αποτελέσματα των μετρήσεων σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας, δηλαδή οι “χάρτες” των διαφόρων λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα, καθώς και των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης. Οι “χάρτες” αυτοί αξιοποιούνται στο επόμενο κεφάλαιο για την ανάδειξη των μεταβατικών φαινομένων και την αξιολόγηση της επίδρασής τους στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης.

Στο 6ο Κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων κατά τη μεταβατική λειτουργία του υπό μελέτη κινητήρα. Οι περιπτώσεις οι οποίες εξετάζονται εδώ είναι η επιτάχυνση και η αύξηση φορτίου, με το κύριο ενδιαφέρον να επικεντρώνεται στην πρώτη. Στο πρώτο μέρος του κεφαλαίου αναλύονται οι μεμονωμένες μεταβολές, δηλαδή αυτές που περιλαμβάνουν μία επιτάχυνση (ή αύξηση φορτίου) του κινητήρα, ενώ στη συνέχεια δίνονται τα αποτελέσματα για πιο σύνθετες δοκιμές (π.χ. πολλαπλές μεταβολές της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου). Το κεφάλαιο ολοκληρώνεται με τη διεξαγωγή μίας ημι-μόνιμης προσέγγισης των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης της μεταβατικής λειτουργίας, χρησιμοποιώντας τους “χάρτες” των μόνιμων συνθηκών του προηγούμενου κεφαλαίου.

Στο 7ο Κεφάλαιο διερευνάται η εκκίνηση του κινητήρα. Αρχικά, μελετάται η ψυχρή εκκίνηση (όπου η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου είναι ίση με αυτήν του περιβάλλοντος), η

οποία αποτελεί τη σημαντικότερη περίπτωση. Στη συνέχεια, εξετάζεται η επίδραση στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης τόσο της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου όσο και της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα κατά την άφορτη λειτουργία του (“ρελαντί”) σε πλήρως θερμές συνθήκες.

Στο 8ο Κεφάλαιο ερευνάται η επιτάχυνση και η εκκίνηση του υπό μελέτη κινητήρα χρησιμοποιώντας μίγματα του πετρελαίου με βιοντίζελ ή βουτανόλη. Πραγματοποιούνται τρεις δοκιμές αύξησης της ταχύτητας περιστροφής και μία θερμή εκκίνηση, με σκοπό να εξεταστεί η επίδραση των συγκεκριμένων εναλλακτικών καυσίμων στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης κατά τη μεταβατική λειτουργία ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel.

Στο 9ο Κεφάλαιο παρουσιάζεται συνοπτικά ένας κώδικας προσομοίωσης της μεταβατικής λειτουργίας κινητήρων diesel με δυνατότητα εκτίμησης των εκπομπών ρύπων. Ο συγκεκριμένος κώδικας προέκυψε από τη σύζευξη δύο επιμέρους κωδίκων, με τελικό σκοπό την προκαταρκτική αξιολόγηση των εκτιμήσεων του αναφορικά με τις εκπομπές ρύπων.

Στο 10ο Κεφάλαιο δίνονται συγκεντρωτικά τα συμπεράσματα τα οποία προέκυψαν από την πειραματική διερεύνηση της παρούσας εργασίας. Επίσης, παρουσιάζονται τα στοιχεία πρωτοτυπίας της διατριβής, ενώ προτείνονται κάποια ενδεικτικά θέματα για μελλοντική εργασία.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

Εισαγωγή

1.1 Γενικά για τον Κινητήρα Diesel

1.1.1 Ιστορική Εξέλιξη και Σύγχρονη Τεχνολογική Πραγματικότητα

Ο κινητήρας diesel εντάσσεται στην κατηγορία των θερμικών μηχανών, όπου η χημική ενέργεια του καυσίμου μετατρέπεται σε θερμότητα (μέσω της καύσης) και στη συνέχεια σε μηχανικό έργο. Χαρακτηρίζεται ως μηχανή εσωτερικής καύσης (Μ.Ε.Κ.), επειδή τα προϊόντα της καύσης αποτελούν το εργαζόμενο μέσο για την παραγωγή της μηχανικής ισχύος, σε αντίθεση με τις μηχανές εξωτερικής καύσης, στις οποίες τα προϊόντα της καύσης μεταφέρουν τη θερμότητα σε ένα διαφορετικό ρευστό (μέσω εναλλάκτη), το οποίο αποτελεί και το εργαζόμενο μέσο.

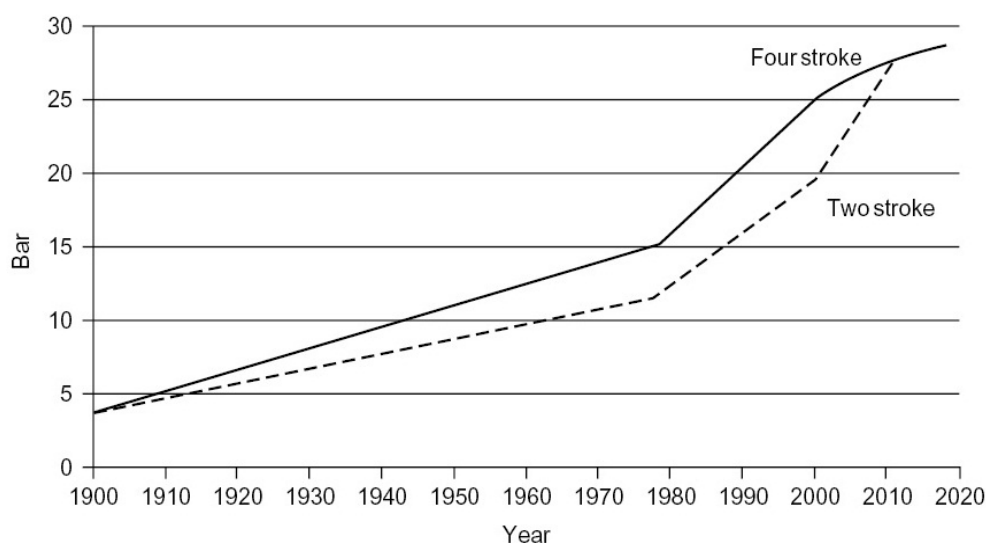
Στην κατηγορία των μηχανών εσωτερικής καύσης ανήκουν οι εμβολοφόροι κινητήρες και οι θερμικές στροβιλομηχανές, με τον όρο “Μ.Ε.Κ.” να έχει επικρατήσει σχεδόν αποκλειστικά για την πρώτη κατηγορία. Οι εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ. χωρίζονται, μεταξύ άλλων, με κριτήριο τον τρόπο ανάφλεξης του καυσίμου σε κινητήρες έναυσης με συμπίεση ή αυτανάφλεξης (compression ignition ή diesel) και σε κινητήρες έναυσης με σπινθήρα (spark ignition ή otto) [1]. Η παρούσα εργασία αφορά αποκλειστικά στους κινητήρες diesel.

Από την εφεύρεσή του (το 1892 από το γερμανό μηχανικό R. Diesel) έως και σήμερα, η εξέλιξη του κινητήρα diesel έχει σημειώσει τεράστια πρόοδο. Νέα συστήματα και τεχνικές έγχυσης (π.χ. συστήματα κοινού οχετού – common rail) επιτυγχάνουν την εισαγωγή του καυσίμου στον κύλινδρο σε πιέσεις έως και 2000 bar (σε αυτό έχουν συμβάλει καθοριστικά και οι εξελίξεις στις επιστήμες των υλικών και των ηλεκτρονικών), καθιστώντας έτσι μικρότερης πρακτικής σημασίας τον κινητήρα έμμεσης έγχυσης [2]. Έτσι, ο κινητήρας diesel με άμεση έγχυση του καυσίμου στον κύλινδρο έχει επικρατήσει σχεδόν αποκλειστικά. Παράλληλα, η καθολική πλέον εφαρμογή της υπερπλήρωσης (συνηθέστερα στροβιλο-υπερπλήρωσης) στους κινητήρες diesel έχει οδηγήσει σε σημαντική αύξηση της παραγόμενης ισχύος χωρίς ιδιαίτερη μεταβολή στον όγκο εμβολισμού τους (σημαντική αύξηση της συγκέντρωσης ισχύος), όπως διαπιστώνεται από τα στοιχεία του Πίνακα 1.1 για την περίπτωση βαρέων φορτηγών [3,4]. Επίσης, στο Σχήμα 1.1 παρουσιάζεται η ιστορική εξέλιξη και η μελλοντική εκτίμηση για τη μέση

πραγματική πίεση (η οποία αντικατοπτρίζει τη συγκέντρωση ισχύος) των δίχρονων και τετράχρονων κινητήρων diesel [5].

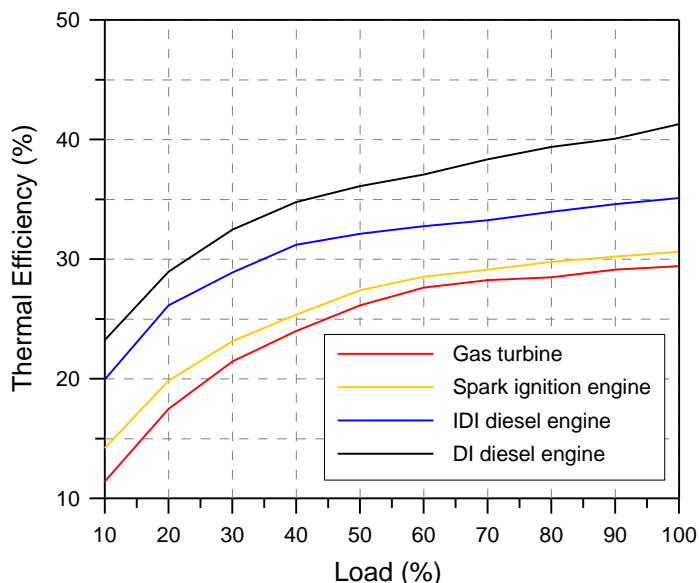
Πίνακας 1.1 Εξέλιξη της παραγόμενης ισχύος από κινητήρες diesel βαρέων φορτηγών.

Έτος	1930	1936	1939	1955	1960	1985	1996
Όγκος εμβολισμού (lt)	16.6	13.5	18.1	11.6	18.7	18.3	18.3
Μέγιστη ισχύς (kW)	70-110	92-110	110-125	107-132	140-154	283-304	309-441

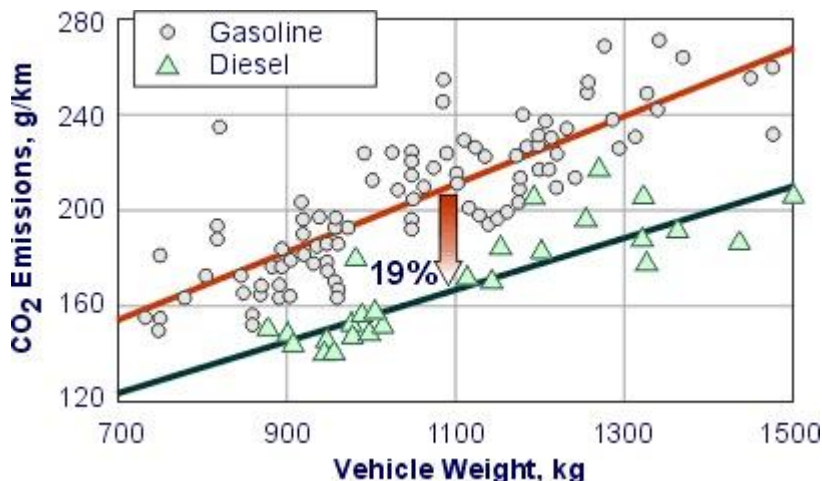


Σχήμα 1.1 Ιστορική εξέλιξη και μελλοντική εκτίμηση για τη μέση πραγματική πίεση δίχρονων και τετράχρονων κινητήρων diesel.

Στη σύγχρονη εποχή, ο (υπερπληρωμένος) κινητήρας diesel είναι η προτιμητέα λύση (ανάμεσα στις εμβολοφόρες M.E.K.) για εφαρμογές μεσαίας και μεγάλης κλίμακας (φορτηγά, σιδηρόδρομοι, ναυτική πρόωση, ηλεκτροπαραγωγή) [6]. Ταυτόχρονα, σημειώνεται συνεχής αύξηση του ποσοστού του στην ανταγωνιστική αγορά των αυτοκινήτων, το οποίο έχει καταστεί συγκρίσιμο πλέον με αυτό του βενζινοκινητήρα [7,8]. Το κυριότερο πλεονέκτημα του κινητήρα diesel είναι ο υψηλός βαθμός απόδοσης (Σχήμα 1.2) [9], γεγονός που τον καθιστά προτιμητέο από άλλες θερμικές μηχανές σε πολλές εφαρμογές. Συγκεκριμένα, ο βαθμός απόδοσης σύγχρονων κινητήρων diesel μπορεί να ξεπεράσει το 40% σε εφαρμογές οχημάτων και ακόμα και το 50% σε εφαρμογές ναυτικής πρόωσης ή παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με δίχρονους βραδύστροφους κινητήρες [10] (ο μέγιστος βαθμός απόδοσης που έχει επιτευχθεί έως σήμερα από κινητήρα diesel είναι 54.4% [11]). Συνεπώς, οι κινητήρες diesel χαρακτηρίζονται από χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου και μειωμένες εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO_2) σε σχέση με τους βενζινοκινητήρες αντίστοιχης ισχύος, σε όλο το φάσμα λειτουργίας τους και καθόλη τη διάρκεια ζωής τους. Ενδεικτικό είναι το Σχήμα 1.3 [9], στο οποίο δίνονται οι εκπομπές CO_2 βενζινοκινητήρων και κινητήρων diesel ελαφρών οχημάτων.



Σχήμα 1.2 Τυπικοί βαθμοί απόδοσης διαφόρων θερμικών μηχανών.



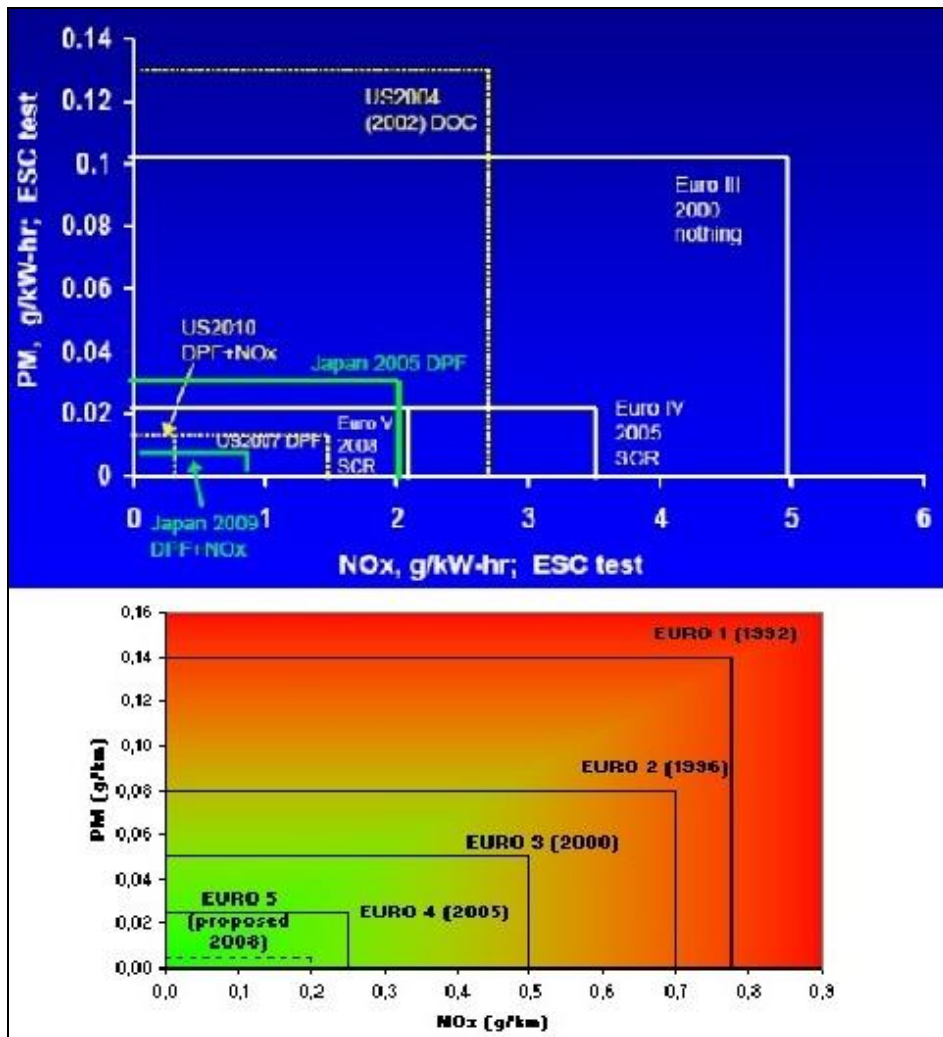
Σχήμα 1.3 Εκπομπές CO₂ βενζινοκινητήρων και κινητήρων diesel ελαφρών οχημάτων.

1.1.2 Εκπομπές Ρύπων

Ένας από τους σημαντικότερους στόχους της έρευνας και της συνεχούς εξέλιξης των κινητήρων diesel, πέραν της αύξησης της συγκέντρωσης ισχύος και του βαθμού απόδοσης, είναι η μείωση των εκπομπών ρύπων. Οι σημαντικότεροι ρύποι των κινητήρων diesel είναι τα οξείδια του αζώτου (NO_x) και η αιθάλη [12,13], για τους οποίους υφίστανται και τα πιο αυστηρά όρια. Ενδεικτικά, στο Σχήμα 1.4 δίνονται τα όρια εκπομπών NO_x και σωματιδίων (αιθάλη) που ισχύουν για κινητήρες βαρέως τύπου στην Ευρώπη, τις ΗΠΑ και την Ιαπωνία, καθώς και για κινητήρες αυτοκινήτων στην Ευρώπη [14].

Τα όρια των εκπομπών ρύπων που παρουσιάζονται στο Σχήμα 1.4 αφορούν κατά κύριο λόγο σε κινητήρες που χρησιμοποιούνται στην αυτοκίνηση και σε χερσαίες μεταφορές (φορτηγά, λεωφορεία κτλ.) και ειδικές εφαρμογές (οχήματα εκτός δρόμου, γεωργικά

μηχανήματα κτλ.). Άλλωστε, σε αυτήν την κατηγορία παρατηρούνται και οι σημαντικότερες εξελίξεις, εξαιτίας της διέλευσης αυτών των οχημάτων από κατοικημένες περιοχές. Ειδικά για την Ευρώπη, οι σύγχρονοι κινητήρες diesel που παράγονται πρέπει να είναι εναρμονισμένοι με τον κανονισμό Euro V ή 5¹. Ο κανονισμός Euro VI (με όρια για τα NO_x 0.4 g/kWh και για τα σωματίδια 0.01 g/kWh) θα ισχύσει από τον Ιανουάριο του 2013 για τους κινητήρες βαρέος τύπου και ο κανονισμός Euro 6 (με όρια για τα NO_x 0.08 g/km και για τα σωματίδια 0.005 g/km) από το Σεπτέμβριο του 2014 για τα αυτοκίνητα [15].



Σχήμα 1.4 Όρια εκπομπών NO_x και σωματιδίων για κινητήρες diesel βαρέος τύπου στην Ευρώπη, τις ΗΠΑ και την Ιαπωνία (επάνω) και για κινητήρες diesel αυτοκινήτων στην Ευρώπη (κάτω).

Για την επίτευξη των ορίων του Σχήματος 1.4 και την ταυτόχρονη διατήρηση της παραγόμενης ισχύος σε υψηλά επίπεδα και τη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου, απαιτείται η εφαρμογή των πλέον εξελιγμένων συστημάτων, όπως για παράδειγμα τα συστήματα έγχυσης κοινού οχετού (common rail), η ηλεκτρονικά ελεγχόμενη πολλαπλή έγχυση του καυσίμου και ο

¹ Η λατινική αρίθμηση χρησιμοποιείται για τους κινητήρες βαρέος τύπου, ενώ η αραβική για τους κινητήρες αυτοκινήτων.

στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας (ο οποίος αποτελεί ήδη υπάρχουσα τεχνολογία). Ειδικότερα για τον περιορισμό των εκπομπών ρύπων χρησιμοποιούνται είτε πρωτογενείς μέθοδοι (είναι αυτές που επεμβαίνουν στο μηχανισμό της καύσης και επηρεάζουν το σχηματισμό των ρύπων, π.χ. μεταβολή της προπορείας έγχυσης, μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων, ανακυκλοφορία καυσαερίων, έγχυση νερού κτλ.) είτε δευτερογενείς τεχνικές (είναι αυτές που αφορούν στην επεξεργασία των καυσαερίων, π.χ. καταλυτικοί μετατροπείς οξειδωσης και παγίδες αιθάλης για μείωση των εκπομπών της, καταλυτική αναγωγή για μείωση των εκπομπών NO_x κτλ.) [13,14,16,17]. Αξίζει να σημειωθεί ότι για την επίτευξη των ορίων από τον κανονισμό Euro IV και μετά συνήθως απαιτείται η χρησιμοποίηση κάποιας διάταξης επεξεργασίας των καυσαερίων (π.χ. καταλυτικός μετατροπέας, φίλτρο σωματιδίων κτλ.).

Όσον αφορά στους κινητήρες diesel μεγάλης κλίμακας (δίχρονους και τετράχρονους), οι οποίοι χρησιμοποιούνται ευρέως στη ναυτιλία και στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, θεσπισμένα όρια υφίστανται μόνο για τις εκπομπές NO_x και SO_x (οξείδια του θείου, αυτά περιλαμβάνονται λόγω της χρήσης βαρέος καυσίμου με αξιόλογη περιεκτικότητα σε θείο στις συγκεκριμένες εφαρμογές), τα οποία προδιαγράφονται στον κανονισμό του Διεθνούς Ναυτικού Οργανισμού IMO (International Maritime Organisation) [18].

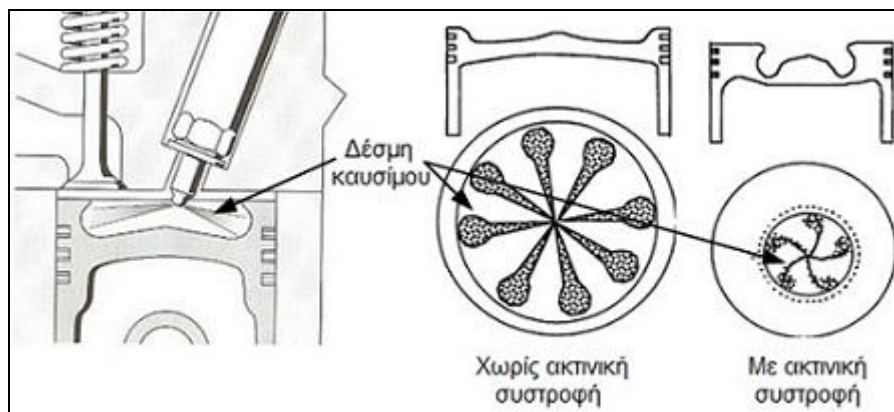
Τέλος, τα τελευταία χρόνια σημειώνεται ένα συνεχώς αυξανόμενο ενδιαφέρον για τις εκπομπές θορύβου από κινητήρες diesel [19-21], ιδιαίτερα στις εφαρμογές οχημάτων, όπου ο θόρυβος σχετίζεται άμεσα με τα επίπεδα άνεσης (όχλησης) των επιβατών και των πεζών.

1.2 Συνοπτική Περιγραφή των Μηχανισμών Καύσης και Σχηματισμού Ρύπων σε Κινητήρες Diesel

Για την καλύτερη κατανόηση και ερμηνεία των παρατηρήσεων και των αποτελεσμάτων που παρουσιάζονται στα επόμενα κεφάλαια της εργασίας, ακολουθεί μία σύντομη περιγραφή των μηχανισμών καύσης και σχηματισμού ρύπων σε κινητήρες diesel. Σημειώνεται ότι πέραν των δύο βασικών ρύπων (οξειδία του αζώτου και αιθάλη), στην παρούσα διερεύνηση συμπεριλαμβάνεται και ο θόρυβος της καύσης, η προέλευση του οποίου αναλύεται στη συνέχεια.

1.2.1 Καύση

Η καύση σε έναν κινητήρα diesel είναι ένα ιδιαίτερα σύνθετο φαινόμενο, αποτελούμενο από μία σειρά φυσικών και χημικών διεργασιών, οι οποίες επηρεάζονται από τις σχεδιαστικές και λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα [12]. Καθοριστικής σημασίας για το μηχανισμό της καύσης είναι η διαδικασία της έγχυσης. Στο Σχήμα 1.5 απεικονίζεται σχηματικά η έγχυση και η ανάπτυξη των δεσμών του καυσίμου εντός του κυλίνδρου σε έναν κινητήρα diesel άμεσης έγχυσης [22,23].



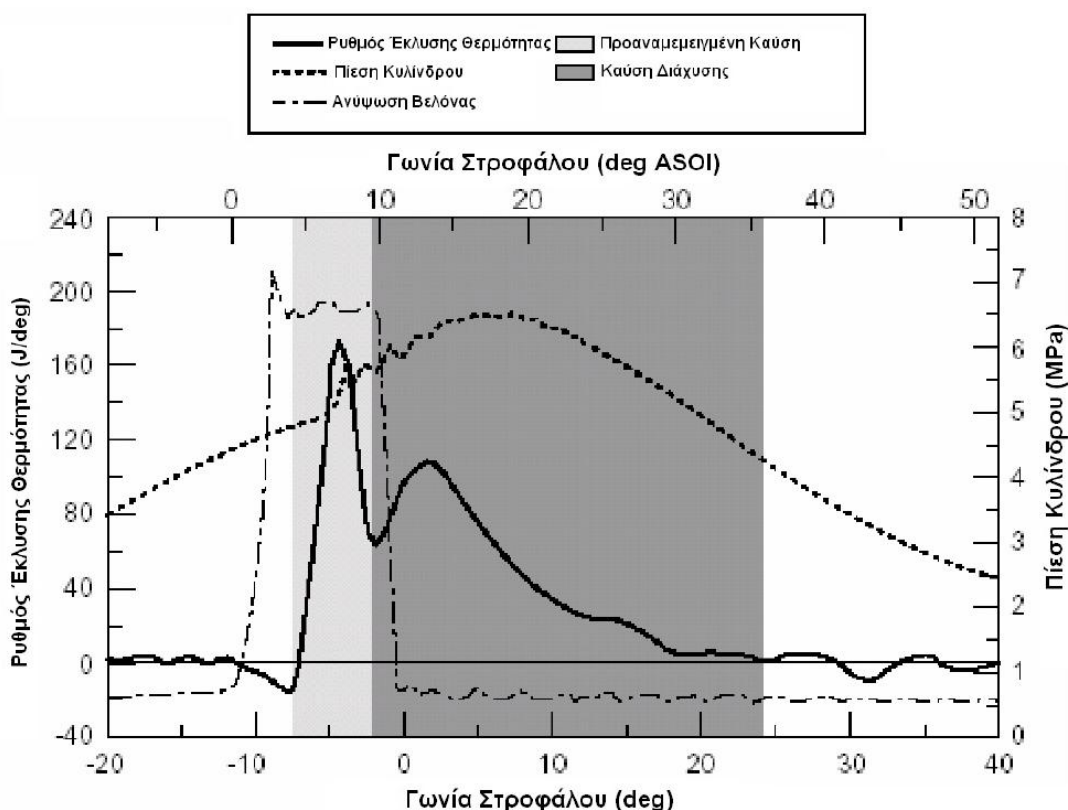
Σχήμα 1.5 Σχηματική απεικόνιση της έγχυσης και της ανάπτυξης των δεσμών του καυσίμου εντός του κυλίνδρου κινητήρα diesel.

Προς το τέλος της φάσης συμπίεσης και με το έμβολο γύρω από το άνω νεκρό σημείο (ΑΝΣ), το καύσιμο εγχύεται εντός του κυλίνδρου με πολύ υψηλή πίεση. Έτσι, αναπτύσσεται σταδιακά η δέσμη του καυσίμου (είτε με ακτινική συστροφή είτε χωρίς, ανάλογα με τη σχεδίαση του θαλάμου καύσης, Σχήμα 1.5), ακολουθούμενη από τη διάσπασή του σε σταγονίδια, την ατμοποίησή τους και την ανάμιξη με τον περιβάλλοντα αέρα, τις προαντιδράσεις καύσης έως και την έναρξη της τελευταίας (ανάφλεξη). Το στάδιο ανάμεσα στην έναρξη της έγχυσης και την έναρξη της καύσης ονομάζεται “Καθυστέρηση Ανάφλεξης” (ignition delay) [12,13].

Η αυτανάφλεξη του καυσίμου προκαλείται εξαιτίας της υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας που επικρατούν εντός του κυλίνδρου. Τα επόμενα δύο στάδια της καύσης είναι [12,13]:

- i. Το στάδιο της ανεξέλεγκτης (ή προαναμεμιγμένης) καύσης.
- ii. Το στάδιο της ελεγχόμενης καύσης (ή διάχυσης).

Στο Σχήμα 1.6 παρουσιάζεται ένα τυπικό διάγραμμα της ανύψωσης της βελόνας του εγχυτήρα, της πίεσης κυλίνδρου και του ρυθμού έκλυσης θερμότητας, όπου μπορούν να διακριθούν τα δύο προαναφερθέντα στάδια της καύσης [10,24].



Σχήμα 1.6 Τυπικό διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας, πίεσης κυλίνδρου και ανύψωσης της βελόνας του εγχυτήρα σε έναν κινητήρα diesel (ASOI: μετά την έναρξη της έγχυσης).

Κατά το στάδιο της προαναμεμιγμένης καύσης (premixed combustion) η ποσότητα του καυσίμου που έχει προλάβει να προετοιμαστεί φυσικά και χημικά κατά την καθυστέρηση ανάφλεξης καίγεται απότομα. Ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας (καθοριζόμενος από το ρυθμό των χημικών αντιδράσεων) σε αυτό το στάδιο είναι πολύ υψηλός (Σχήμα 1.6), οδηγώντας σε απότομη αύξηση της πίεσης κυλίνδρου και προκαλώντας το χαρακτηριστικό θόρυβο (καύσης) των κινητήρων diesel (“κροτάλισμα”) [22,25]. Η ένταση αυτού του σταδίου εξαρτάται σημαντικά από την καθυστέρηση ανάφλεξης, η οποία καθορίζεται από τα χαρακτηριστικά της έγχυσης και τις συνθήκες που επικρατούν εντός του θαλάμου καύσης κατά τη διάρκειά της.

Στο στάδιο της καύσης διάχυσης (diffusion combustion), η έκλυση θερμότητας εξελίσσεται με ομαλότερο τρόπο (Σχήμα 1.6) σε σχέση με το προηγούμενο στάδιο και ελέγχεται σχεδόν αποκλειστικά από το ρυθμό ανάμιξης του καυσίμου με τον αέρα. Αυτός ο ρυθμός μπορεί να ελεγχθεί μέσω του αντίστοιχου ρυθμού έγχυσης και γι' αυτό στο συγκεκριμένο στάδιο η καύση χαρακτηρίζεται ως ελεγχόμενη [13].

Τέλος, δύο βασικά χαρακτηριστικά της καύσης στους κινητήρες diesel είναι αφενός η έντονη ετερογένεια του μίγματος (στρωμάτωση), σε αντίθεση με τους βενζινοκινητήρες ή τους κινητήρες προαναμεμειγμένης καύσης (HCCI) [26,27], και αφετέρου η μεγάλη περίσσεια αέρα ακόμα και στα υψηλά φορτία (σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας), όπου δηλαδή το μίγμα είναι πάντα συνολικά πτωχό [12]. Εξαίρεση στην τελευταία παρατήρηση αποτελεί η μεταβατική λειτουργία στροβιλο-υπερπληρωμένων κινητήρων diesel, όπου υπάρχει πιθανότητα το μίγμα να καταστεί συνολικά πλούσιο, ιδιαίτερα κατά τη φάση υστέρησης του υπερπληρωτή (turbocharger lag) [20,28], όπως θα αναλυθεί στα επόμενα κεφάλαια.

1.2.2 Σχηματισμός των Οξειδίων του Αζώτου

Τα οξείδια του αζώτου (NO_x) αποτελούν το σημαντικότερο αέριο ρύπο των κινητήρων diesel (εξίσου σημαντικός είναι και για τους βενζινοκινητήρες), γεγονός το οποίο αποτυπώνεται και στα όρια εκπομπών που αναλύθηκαν στην προηγούμενη παράγραφο. Το σύνολο των NO_x απαρτίζεται κατά κύριο λόγο από μονοξείδιο (NO) και διοξείδιο του αζώτου (NO_2), ενώ υπάρχουν και ίχνη άλλων οξειδίων (π.χ. N_2O_5) [13]. Ωστόσο, το NO αποτελεί περισσότερο από το 90% των συνολικών NO_x , ενώ το NO_2 εντοπίζεται σε αξιόλογα ποσοστά (περίπου 10-25%) μόνο κατά τη λειτουργία των κινητήρων diesel σε (πολύ) χαμηλά φορτία, όπου υπάρχει μεγάλη περίσσεια αέρα [2,12,13]. Έτσι, στα μεσαία και υψηλά φορτία, καθώς και κατά τη μεταβατική λειτουργία των κινητήρων diesel (όπου ο λόγος αέρα-καυσίμου είναι σχετικά χαμηλός), το ποσοστό του NO_2 είναι ελάχιστο και μπορεί να αμεληθεί [20,29].

Σε αντίθεση με τους άλλους αέριους ρύπους των κινητήρων diesel, δηλαδή τους άκαυστους υδρογονάνθρακες (HC) και το μονοξείδιο του άνθρακα (CO) οι οποίοι σχηματίζονται εξαιτίας της ατελούς οξειδωσης του καυσίμου, το NO (ή τα NO_x) προέρχονται από τη χημική αντίδραση του αζώτου (του αέρα ή/και του καυσίμου) με το οξυγόνο του αέρα στις συνθήκες υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας που αναπτύσσονται εντός του κυλίνδρου [13]. Τρεις είναι οι μηχανισμοί σχηματισμού του NO εντός του θαλάμου καύσης [30]:

- i. ο θερμικός (thermal),
- ii. ο άμεσος (prompt ή Fenimore) και
- iii. ο οφειλόμενος στο περιεχόμενο άζωτο του καυσίμου (fuel bound).

Κυρίαρχος μηχανισμός είναι ο πρώτος, ενώ οι άλλοι δύο θεωρούνται δευτερεύοντες. Το άμεσο NO σχηματίζεται εντός της φλόγας από ενώσεις που προκύπτουν από την αντίδραση του

αζώτου του αέρα με τους υδρογονάνθρακες του καυσίμου κατά τις προαντιδράσεις καύσης σε περιοχές πολύ πλούσιες σε καύσιμο [30]. Ο τρίτος μηχανισμός παράγει NO (NO_x) από αζωτούχες ενώσεις που περιέχονται στο καύσιμο (π.χ. αμμωνία και διάφορες άλλες αμίνες) και αποκτάει σημασία μόνο στα πολύ βαριά κλάσματα του πετρελαίου (π.χ. αυτά που χρησιμοποιούνται σε δίχρονους βραδύστροφους κινητήρες diesel).

Όσον αφορά στον κυρίαρχο μηχανισμό, το θερμικό NO σχηματίζεται στις περιοχές υψηλών θερμοκρασιών, οι οποίες προέρχονται από την καύση μιγμάτων αέρα-καυσίμου κοντά στη στοιχειομετρία [13]. Ο χαρακτήρας σχηματισμού του NO είναι έντονα τοπικός (λόγω του μεγάλου βαθμού ετερογένειας του αερίου) και οι τρεις βασικές παράμετροι που τον επηρεάζουν είναι [2,12,30]:

- i. η θερμοκρασία του αερίου,
- ii. η διαθεσιμότητα οξυγόνου εντός του θαλάμου καύσης και
- iii. ο χρόνος παραμονής του αερίου σε δεδομένο θερμοκρασιακό εύρος.

Η εξάρτηση από τη θερμοκρασία είναι η πιο ισχυρή και είναι εκθετικού τύπου, με αποτέλεσμα οι υψηλές θερμοκρασίες να οδηγούν σε υψηλούς ρυθμούς σχηματισμού NO [30]. Ωστόσο, κατά τη φάση της εκτόνωσης (όπου η θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου μειώνεται σημαντικά), ο ρυθμός των αντιδράσεων σχηματισμού του NO ελαχιστοποιείται, με αποτέλεσμα η συγκέντρωσή του να σταθεροποιείται (“παγώνει”) σε μία τελική τιμή που ελέγχεται από τη χημική κινητική των αντιδράσεων (και όχι τη χημική ισορροπία) [13]. Το άλλο συστατικό των NO_x, το NO₂, σχηματίζεται μέσω οξειδωσης του NO σε περιοχές χαμηλότερης θερμοκρασίας.

Οποιοσδήποτε παρεμβάσεις στις σχεδιαστικές ή λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα που επιφέρουν μείωση της μέγιστης θερμοκρασίας καύσης (π.χ. ανακυκλοφορία καυσαερίων ή μικρή προπορεία έγχυσης) οδηγούν σε σημαντική μείωση των εκπομπών NO_x [20]. Ταυτόχρονα βέβαια παρατηρείται αύξηση των εκπομπών αιθάλης, λόγω της αντίθετης εξάρτησης μεταβολής των σωματιδιακών εκπομπών και των εκπομπών NO_x σε έναν κινητήρα diesel (διεθνώς καλούμενη “NO_x-PM trade-off”) από τις διάφορες παραμέτρους [12].

1.2.3 Σχηματισμός της Αιθάλης

Η εκπομπή αιθάλης (soot) αποτελεί ιδιαίτερο γνώρισμα των κινητήρων diesel (σε αντίθεση με τους κλασικούς βενζινοκινητήρες, εξαίρεση αποτελούν οι κινητήρες άμεσης έγχυσης βενζίνης στον κύλινδρο), η οποία γίνεται αντιληπτή από το χαρακτηριστικό μαύρο καπνό (smoke) που παρατηρείται στην εξάτμιση. Γενικά, ο καπνός κατηγοριοποιείται ως εξής, ανάλογα με την απόχρωσή του [13,31]:

- Λευκός καπνός, που αποτελείται από άκαυστα σταγονίδια καυσίμου και υδρατμούς.
- Γαλάζιος καπνός, που αποτελείται από άκαυστα σταγονίδια υδρογονανθράκων (HC) προερχόμενα από το καύσιμο και το λιπαντικό (λάδι).

- Μαύρος καπνός, που αποτελείται κατά κύριο λόγο από σωματίδια αιθάλης (σωματίδια στερεού άνθρακα).

Σε αυτό το σημείο γίνεται και ο διαχωρισμός ανάμεσα στις σωματιδιακές εκπομπές (particulate matter ή PM) κινητήρων diesel και την αιθάλη, σημειώνοντας ότι στην παρούσα εργασία μελετάται μόνο η δεύτερη. Οι σωματιδιακές εκπομπές αποτελούνται από δύο συστατικά [31,32]:

- i. το οργανικό κλάσμα (χημικώς διαλυτές οργανικές ενώσεις – soluble organic fraction ή SOF), που είναι κυρίως HC οι οποίοι προέρχονται από το καύσιμο και το λιπαντικό και
- ii. την αιθάλη, που αποτελείται από στερεό άνθρακα και είναι το μεγαλύτερο μέρος των συνολικών σωματιδίων, όπου επί αυτής προσροφάται το οργανικό κλάσμα.

Ο σχηματισμός της αιθάλης στους κινητήρες diesel οφείλεται στην τοπική πυρόλυση του καυσίμου σε περιοχές εντός του θαλάμου καύσης με σχετική ανεπάρκεια οξυγόνου, με πολύ υψηλή θερμοκρασία (μεταξύ 1000 και 2800 K) και πολύ πλούσιες σε καύσιμο. Είναι δηλαδή ένα έντονα τοπικό φαινόμενο και σχετίζεται άμεσα με τον υψηλό βαθμό ετερογένειας του μίγματος αέρα-καυσίμου εντός του κυλίνδρου. Έτσι, υψηλός ρυθμός σχηματισμού αιθάλης εντοπίζεται στον πυρήνα της δέσμης του καυσίμου (ιδιαίτερα κατά τη διάρκεια της έγχυσης ενώ στη συνέχεια μειώνεται) [13], καθώς και κατά την πρόσκρουσή της στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης (φαινόμενο ιδιαίτερα έντονο κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα, όπως θα αναλυθεί στα επόμενα κεφάλαια) [6,20,33].

Ο σχηματισμός της αιθάλης περνάει από δύο στάδια (γέννηση και μεγέθυνση σωματιδίων) με τελικές διαστάσεις της τάξης των 100 nm [13]. Η βασικότερη λειτουργική παράμετρος που επηρεάζει το σχηματισμό της αιθάλης (σε μόνιμες συνθήκες) είναι το φορτίο του κινητήρα (ή αλλιώς ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα Φ), με την αύξηση του οποίου περισσότερο καύσιμο εγχύεται εντός του θαλάμου καύσης, ενώ ο εναπομένον χρόνος (που είναι διαθέσιμος για την οξειδωση των σωματιδίων αιθάλης) μετά την ολοκλήρωση της καύσης μειώνεται [20].

1.2.4 Θόρυβος της Καύσης

Από ακουστικής πλευράς ο κινητήρας diesel αποτελεί ένα ιδιαίτερα σύνθετο σύστημα. Οι τρεις βασικές πηγές θορύβου είναι οι εξής [22]:

- Η ροή του αέρα και των καυσαερίων.
- Τα μηχανικά υποσυστήματα του κινητήρα.
- Η καύση.

Όσον αφορά στην πρώτη πηγή θορύβου, βασικότερη συνιστώσα είναι η ροή των καυσαερίων που αντιμετωπίζεται με την τοποθέτηση αποσιωπητήρων (mufflers ή silencers)

κατά μήκος της εξάτμισης. Ο μηχανικός θόρυβος του κινητήρα προέρχεται από το σύστημα έγχυσης, από τους διάφορους οδοντωτούς τροχούς (π.χ. γρανάζι χρονισμού εκκεντροφόρου ή αντλίας πετρελαίου), από το σύστημα των βαλβίδων, από τα έδρανα, καθώς και από την απότομη αλλαγή της φοράς κίνησης του εμβόλου στο ΑΝΣ, με αποτέλεσμα το “χτύπημά” του (piston slap) στα τοιχώματα του κυλίνδρου. Τέλος, η τρίτη πηγή θορύβου είναι η καύση (χαρακτηριζόμενη και ως τραχύτητα της καύσης), η οποία υπερισχύει έναντι των άλλων πηγών δημιουργίας μηχανικού θορύβου [20].

Η προέλευση του θορύβου λόγω καύσης σε έναν κινητήρα diesel εντοπίζεται στο πρώτο στάδιο αυτής (ανεξέλεγκτη καύση, Σχήμα 1.6), το οποίο είναι τύπου προανάμιξης [34]. Η ποσότητα του καυσίμου που έχει εγχυθεί και έχει προετοιμαστεί φυσικά και χημικά (διάσπαση σε σταγονίδια, ατμοποίηση, ανάμιξη με τον αέρα και πραγματοποίηση των προαντιδράσεων καύσης) κατά την καθυστέρηση ανάφλεξης, καίγεται απότομα με αποτέλεσμα την πρόκληση υψηλών ρυθμών έκλυσης θερμότητας (Σχήμα 1.6) και αύξησης της πίεσης του αερίου εντός του κυλίνδρου. Το αναπτυσσόμενο κύμα πίεσης προκαλεί το θόρυβο της καύσης. Κάθε παράμετρος που επηρεάζει την καθυστέρηση ανάφλεξης και το στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης δρα καθοριστικά στην παραγωγή του θορύβου. Την κυρίαρχη επίδραση έχει ο χρονισμός της έγχυσης, ενώ βασικό ρόλο παίζει και ο ρυθμός αυτής, ο οποίος καθορίζει την ποσότητα καυσίμου που έχει εγχυθεί κατά τη διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης. Η ταχύτητα περιστροφής επίσης επιδρά στο συνολικό ρυθμό αύξησης της πίεσης κυλίνδρου.

Το μέγεθος που χρησιμοποιείται συνήθως ως κύρια ένδειξη για το θόρυβο της καύσης είναι η πρώτη παράγωγος της πίεσης κυλίνδρου (δηλαδή ο ρυθμός αύξησης της πίεσης $dp/d\phi$ και ειδικότερα η μέγιστη τιμή του) [34], αν και οι πλέον σύγχρονες μέθοδοι χρησιμοποιούν την ενέργεια από την οποία προκαλείται το κύμα πίεσης (δηλαδή την εκλυόμενη θερμότητα καύσης) [25].

1.3 Εισαγωγή στη Μεταβατική Λειτουργία

1.3.1 Γενικά – Έννοιες και Ορισμοί

Ως μεταβατική (ή μη μόνιμη) κατάσταση λειτουργίας ενός κινητήρα diesel ορίζεται το τμήμα εκείνο της λειτουργίας του κατά το οποίο είτε η ταχύτητα περιστροφής του, είτε το φορτίο του (αντίσταση), είτε και τα δύο μεταβάλλονται χρονικά, μέχρι την επίτευξη μίας τελικής κατάστασης ισορροπίας [28]. Σε αυτό το σημείο πρέπει να διακριθεί ο όρος “μεταβατική λειτουργία” από τις εν γένει μεταβαλλόμενες συνθήκες (πίεσης, θερμοκρασίας και σύστασης) που επικρατούν εντός του κυλίνδρου μίας εμβολοφόρου Μ.Ε.Κ. στις διάφορες φάσεις του κύκλου λειτουργίας της, ακόμα και κατά τη μόνιμη λειτουργία. Δηλαδή, σε “μικροσκοπικό επίπεδο”, η λειτουργία μίας εμβολοφόρου Μ.Ε.Κ. είναι μεταβαλλόμενη, σε αντίθεση με τους αεριοστροβίλους (που είναι Μ.Ε.Κ.), όπου, κατά τη μόνιμη λειτουργία τους, οι συνθήκες πίεσης, θερμοκρασίας και σύστασης είναι χωρικά και χρονικά σταθερές. Σε κάθε περίπτωση, ο όρος “μεταβατική λειτουργία” αναφέρεται στην κατάσταση κατά την οποία μεταβάλλεται το σημείο λειτουργίας του κινητήρα, το οποίο χαρακτηρίζεται από την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο του (το τελευταίο ποσοτικοποιείται με διάφορους τρόπους, π.χ. με την παραγόμενη ισχύ, την παροχή καυσίμου ή τη θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου).

Οι βασικές περιπτώσεις μεταβατικής λειτουργίας είναι οι εξής [20,35]:

- Αύξηση του φορτίου (αντίστασης).
- Αύξηση της ταχύτητας περιστροφής (επιτάχυνση).
- Εκκίνηση.

Αξίζει να σημειωθεί ότι η μείωση της ταχύτητας περιστροφής ή/και του φορτίου δεν παρουσιάζει ερευνητικό ενδιαφέρον, λόγω της μη αξιόλογης επίδρασης ούτε στην απόκριση του κινητήρα ούτε και στους εκπεμπόμενους ρύπους. Επιπλέον των τριών αυτών βασικών μεταβατικών καταστάσεων, υφίστανται και οι εξής περιπτώσεις μη μόνιμης λειτουργίας [20]:

- Ταυτόχρονη μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου.
- Μεταβατική λειτουργία ολόκληρου οχήματος ή πλοίου, π.χ. αλλαγή της σχέσης μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων ή ελιγμός πλοίου.
- Θεσμοθετημένοι Μεταβατικοί Κύκλοι (Transient Cycles).

Η μεταβολή του φορτίου (δηλαδή της αντίστασης που καλείται να υπερνικήσει ο κινητήρας) είναι η συνήθης περίπτωση μεταβατικής λειτουργίας σε κινητήρες βιομηχανικού τύπου (π.χ. ηλεκτροπαραγωγής) και ναυτικής πρόωσης. Αντίθετα, οι κινητήρες οχημάτων παρόλο που βιώνουν περιπτώσεις αύξησης φορτίου (π.χ. όταν αλλάζει η κλίση του οδοστρώματος), αυτές δεν είναι τόσο έντονες όσο στις προηγούμενες δύο κατηγορίες.

Από την άλλη πλευρά, η μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής (της τάξης των 1000 rpm ή και περισσότερο για τους μικρότερους κινητήρες) συναντάται πολύ συχνά στους κινητήρες οχημάτων, εξαιτίας των συνεχώς μεταβαλλόμενων συνθηκών οδικής κυκλοφορίας. Αντίθετα, σε

κινητήρες βιομηχανικού τύπου οι μεταβολές της ταχύτητας περιστροφής είναι πολύ μικρότερης έκτασης. Άλλωστε, το πεδίο ταχυτήτων περιστροφής στο οποίο λειτουργούν οι μεγάλοι (δύχρονοι) κινητήρες είναι πολύ περιορισμένο (π.χ. έως 200-300 rpm).

Δύο ακόμα πολύ σημαντικές περιπτώσεις μεταβατικής λειτουργίας για κινητήρες diesel οχημάτων (κατά κύριο λόγο) είναι η ταυτόχρονη μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου, καθώς και η εκκίνηση. Η πρώτη αντιπροσωπεύει την επιτάχυνση ενός οχήματος, όπου εκτός από την ταχύτητά του αυξάνει και η τριβή με το οδόστρωμα καθώς και η αεροδυναμική αντίσταση. Επίσης, το μεγάλο ποσοστό των εκπομπών ρύπων κατά την εκκίνηση του κινητήρα (ιδιαίτερα σε ψυχρές συνθήκες) στις συνολικές εκπομπές ρύπων του οχήματος, αναδεικνύουν τη σπουδαιότητά της. Γι' αυτόν το λόγο, πολλοί από τους Θεσμοθετημένους Μεταβατικούς Κύκλους, οι οποίοι αποτελούνται από μία αλληλουχία μεταβολών, περιλαμβάνουν και την εκκίνηση του κινητήρα [20]. Όπως γίνεται φανερό, η λειτουργία ενός οχήματος είναι σχεδόν αποκλειστικά μεταβατική, καθιστώντας τους κινητήρες αυτών των εφαρμογών ιδανικούς για τη μελέτη της.

1.3.2 Αναγκαιότητα Μελέτης της Μεταβατικής Λειτουργίας

Η καθολική επικράτηση του υπερπληρωμένου (έναντι του φυσικής αναπνοής) κινητήρα diesel στην πληθώρα των εφαρμογών του, καθιστά επιτακτική τη μελέτη της μεταβατικής λειτουργίας, λόγω του φαινομένου της υστέρησης του υπερπληρωτή (το οποίο αναλύεται λεπτομερώς στα επόμενα κεφάλαια). Το θεμελιώδες χαρακτηριστικό της μεταβατικής λειτουργίας στροβιλο-υπερπληρωμένων κινητήρων diesel εντοπίζεται στις έντονες διαφοροποιήσεις σε σχέση με την αντίστοιχη μόνιμη κατάσταση (δηλαδή λειτουργία στην ίδια ταχύτητα περιστροφής και στο ίδιο φορτίο). Ενώ σε μόνιμες συνθήκες όλες οι λειτουργικές παράμετροι του κινητήρα (παροχή καυσίμου και ρυθμός έγχυσης, πίεση εισαγωγής, ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή κτλ.) παραμένουν ουσιαδώς σταθερές, κατά τη μεταβατική λειτουργία μεταβάλλονται συνεχώς. Ως αποτέλεσμα, το διαθέσιμο ενεργειακό περιεχόμενο των καυσαερίων μεταβάλλεται, επηρεάζοντας το σημείο λειτουργίας του υπερπληρωτή και, κατά συνέπεια, την παροχή του αναρροφούμενου αέρα. Ωστόσο, εξαιτίας των διαφόρων υστερήσεων του συστήματος (κυρίως λόγω της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή), η ανάπτυξη της πίεσης εισαγωγής καθυστερεί σε σχέση με την παροχή καυσίμου, επηρεάζοντας αρνητικά την ανάπτυξη της παραγόμενης ισχύος και τις εκπομπές ρύπων του κινητήρα [20].

Παραδοσιακά, η μελέτη των κινητήρων diesel έχει επικεντρωθεί στη μόνιμη κατάσταση λειτουργίας, ενώ σαφώς λιγότερη προσοχή έχει δοθεί στη λειτουργία τους σε μεταβατικές συνθήκες [20]. Ωστόσο, η τελευταία περίπτωση αποτελεί μία πολύ σημαντική κατάσταση λειτουργίας για κάθε τύπο κινητήρα diesel. Το πλέον χαρακτηριστικό παράδειγμα δίνεται από τους κινητήρες οχημάτων (π.χ. αυτοκινήτων, λεωφορείων και φορτηγών), όπου η καθημερινή

τους χρήση περιλαμβάνει σχεδόν αποκλειστικά συνεχείς μεταβολές της ταχύτητας περιστροφής ή/και του φορτίου τους. Μάλιστα, η μόνιμη λειτουργία ενός κινητήρα οχήματος αποτελεί πολύ μικρό μέρος της συνολικής διάρκειας ζωής του, π.χ. όταν το όχημα κινείται με απολύτως σταθερή ταχύτητα σε έναν αυτοκινητόδρομο (με σταθερές και όλες τις υπόλοιπες παραμέτρους, όπως η κλίση του οδοστρώματος, η ταχύτητα του ανέμου κτλ.). Από την άλλη πλευρά, η μεταβατική λειτουργία είναι εξίσου σημαντική και για τους κινητήρες βιομηχανικού τύπου (ναυτικής πρόωσης, ηλεκτροπαραγωγής), λόγω της απαίτησης γρήγορης και αξιόπιστης ρύθμισης της ταχύτητας περιστροφής τους. Χαρακτηριστικό παράδειγμα αποτελούν οι κινητήρες ηλεκτροπαραγωγής, όπου σε οποιαδήποτε περίπτωση (π.χ. απότομη απαίτηση ηλεκτρικής ισχύος) απαιτείται η ρύθμιση της ταχύτητας περιστροφής τους εντός αυστηρά στενών ορίων για την παραγωγή εναλλασσόμενου ρεύματος συγκεκριμένης συχνότητας [36].

Όμως, πέραν των παραγόντων που προαναφέρθηκαν, ο σημαντικότερος λόγος για τον οποίον η μελέτη της μεταβατικής λειτουργίας των κινητήρων diesel είναι εξαιρετικής σημασίας στη σύγχρονη εποχή είναι η ατμοσφαιρική ρύπανση. Η λειτουργία ενός κινητήρα diesel μακριά από το βέλτιστο σημείο σχεδίασής του συνεπάγεται εκπομπές ρύπων (αερίων και σωματιδιακών) και θορύβου, οι οποίες ξεπερνούν κατά πολύ τα θεσμοθετημένα όρια της μόνιμης λειτουργίας του. Ενδεικτικά αναφέρονται πέντε πολύ χαρακτηριστικά παραδείγματα [20,21,33,35,37-39]:

- οι στιγμιαίες εκπομπές τοξικών οργανικών ενώσεων κατά την ψυχρή εκκίνηση έχουν βρεθεί έως και κατά 15 φορές υψηλότερες από τις αντίστοιχες της μόνιμης λειτουργίας,
- οι στιγμιαίες εκπομπές ακαύστων υδρογονανθράκων (HC) κατά την επιτάχυνση του κινητήρα έχουν μετρηθεί έως και κατά 10 φορές μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες της μόνιμης λειτουργίας,
- το 50% των συνολικών εκπομπών οξειδίων του αζώτου (NO_x) κατά τη διάρκεια του Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης βρέθηκε ότι προέρχεται από την επιτάχυνση του κινητήρα,
- οι στιγμιαίες εκπομπές αιθάλης έχουν μετρηθεί έως και δύο τάξεις μεγέθους υψηλότερες κατά την επιτάχυνση ή την αύξηση φορτίου σε σχέση με τις αντίστοιχες μόνιμες συνθήκες και
- οι εκπομπές του θορύβου της καύσης κατά την επιτάχυνση μετρήθηκαν κατά πολύ υψηλότερες (έως και 7 dBA) από τις αντίστοιχες της μόνιμης λειτουργίας.

Από αυτά τα παραδείγματα καθίσταται σαφής η διαφορετική συμπεριφορά ενός κινητήρα diesel κατά τη μεταβατική λειτουργία σε σχέση με τη μόνιμη, και καταδεικνύεται η σπουδαιότητά της. Με βάση αυτές τις διαπιστώσεις έχουν θεσπιστεί παγκοσμίως διάφοροι Μεταβατικοί Κύκλοι δοκιμών [15,40,41], επικεντρώνοντας έτσι μεγάλο ενδιαφέρον της ερευνητικής δραστηριότητας και των κατασκευαστικών οίκων κινητήρων diesel στη μεταβατική λειτουργία.

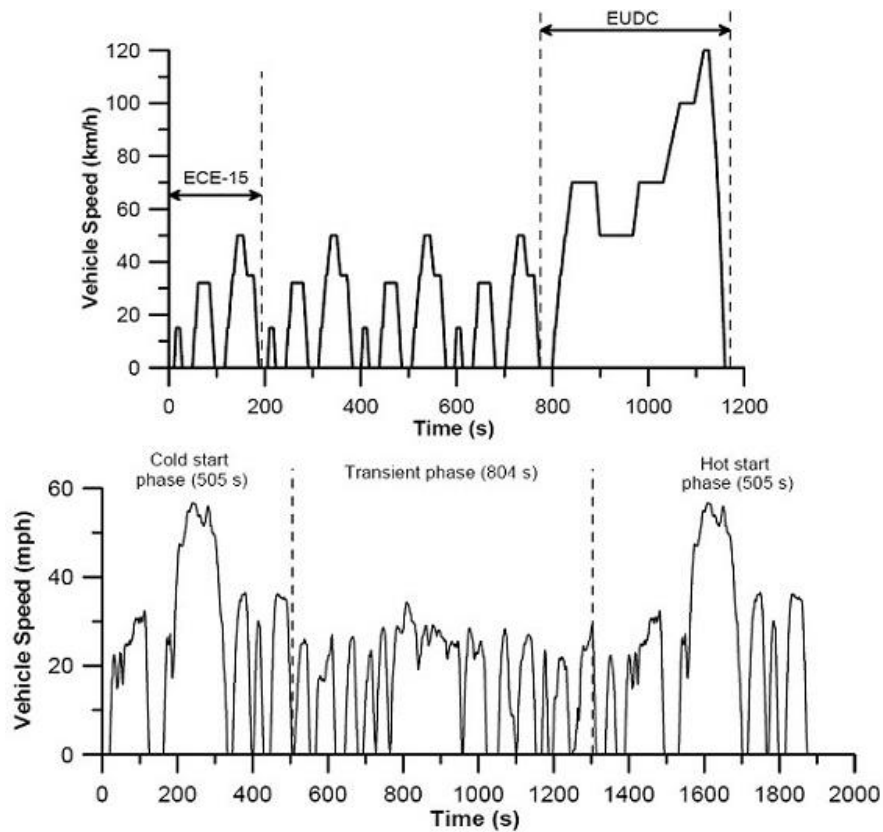
1.3.3 Θεσμοθετημένοι Μεταβατικοί Κύκλοι Δοκιμών

Ύστερα από την ανάδειξη και την αναγνώριση της σπουδαιότητας της μεταβατικής λειτουργίας για έναν κινητήρα diesel, καθίσταται αναγκαία η πιστοποίησή του σε μεταβατικές συνθήκες. Αυτό επιτυγχάνεται μέσω των Μεταβατικών Κύκλων (Transient Cycles) που έχουν θεσπιστεί παγκοσμίως για τον έλεγχο των εκπομπών ρύπων και τη συμμόρφωσή τους με τα προβλεπόμενα όρια [15,40,41].

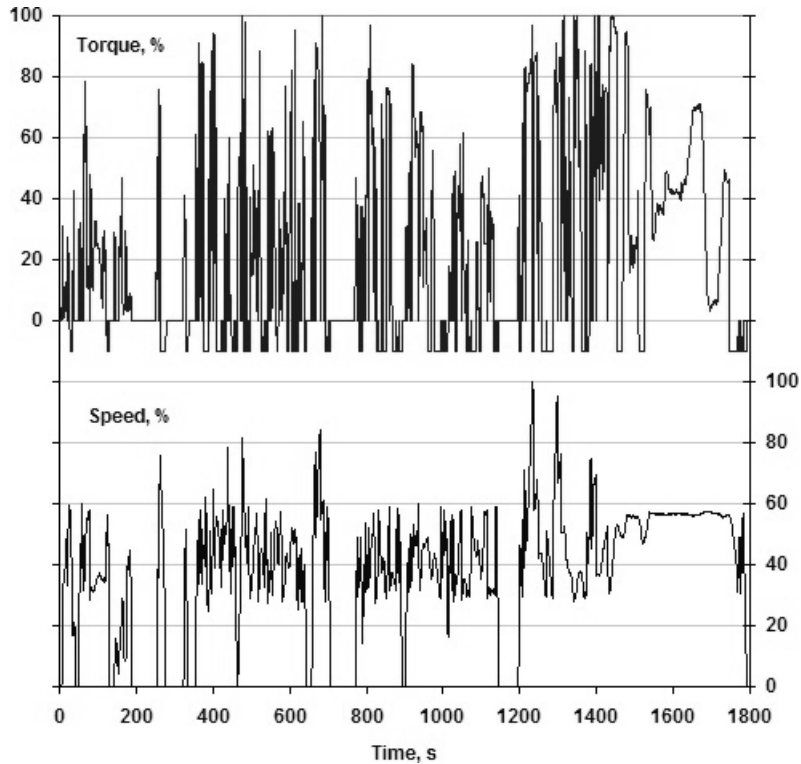
Οι Μεταβατικοί Κύκλοι αποτελούνται από μία αλληλουχία μεταβολών όλων των ειδών (μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής ή/και του φορτίου, εκκίνηση) και έχουν σχετικά μεγάλη διάρκεια (έως και 30 λεπτά). Σχεδιάζονται είτε ως κύκλοι για επιβατικά οχήματα και ελαφρά φορτηγά (συνολικού βάρους έως 3.5 τόνων), είτε ως κύκλοι για κινητήρες και φορτηγά βαρέος τύπου. Στην πρώτη περίπτωση η δοκιμή πραγματοποιείται στην πέδη οχημάτων (chassis dynamometer) και προδιαγράφεται η χρονική μεταβολή της ταχύτητας του οχήματος (σε συνδυασμό με τη σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων για την περίπτωση μη αυτόματου κιβωτίου, ενώ εάν το κιβώτιο είναι αυτόματο η δοκιμή εκτελείται με την υψηλότερη σχέση μετάδοσης [42,43]). Στη δεύτερη περίπτωση η δοκιμή πραγματοποιείται σε δυναμόμετρο κινητήρων (engine dynamometer) και προδιαγράφεται η χρονική μεταβολή τόσο της ταχύτητας περιστροφής όσο και της παραγόμενης ροπής του κινητήρα [15,20].

Χαρακτηριστικά παραδείγματα Μεταβατικών Κύκλων για επιβατικά οχήματα και ελαφρά φορτηγά αποτελούν ο Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος Οδήγησης (NEDC) και ο Αμερικανικός Κύκλος (των ΗΠΑ) FTP-75 (Federal Test Procedure), οι οποίοι παρουσιάζονται στο Σχήμα 1.7 [15,20,44]. Ο πρώτος αποτελείται από τέσσερα όμοια τμήματα (ECE-15), τα οποία αντιπροσωπεύουν την κίνηση του οχήματος εντός πόλης και επαναλαμβάνονται χωρίς διακοπή, ακολουθούμενα από ένα τμήμα που αντιπροσωπεύει την κίνηση του οχήματος εκτός πόλης (EUDC). Επιπλέον, και οι δύο κύκλοι περιλαμβάνουν την (ψυχρή ή/και θερμή) εκκίνηση του κινητήρα. Αντιπροσωπευτικό παράδειγμα Μεταβατικού Κύκλου για κινητήρες και οχήματα βαρέος τύπου αποτελεί ο (προτεινόμενος) Παγκόσμιος Κύκλος (WHTC), ο οποίος παρουσιάζεται στο Σχήμα 1.8 και αντιπροσωπεύει κίνηση σε διάφορες συνθήκες, περιλαμβάνοντας και την ψυχρή εκκίνηση του κινητήρα [15].

Το κύριο πλεονέκτημα δοκιμής ενός οχήματος ή κινητήρα σύμφωνα με κάποιον Μεταβατικό Κύκλο είναι ότι εξετάζεται όλο το εύρος λειτουργίας του και όχι μόνο κάποια συγκεκριμένα σημεία (π.χ. στη μέγιστη ροπή/ισχύ). Με αυτόν τον τρόπο λαμβάνονται υπόψη οι ιδιαιτερότητες της μεταβατικής λειτουργίας, οι οποίες είναι καθοριστικής σημασίας σε υπερπληρωμένους κινητήρες diesel (εξαιτίας της υστέρησης του υπερπληρωτή). Ωστόσο, ο στόχος της διαδικασίας δοκιμής ενός οχήματος ή κινητήρα σύμφωνα με κάποιον Μεταβατικό Κύκλο είναι ο προσδιορισμός των συνολικών εκπομπών ρύπων και όχι η μελέτη κάθε μεμονωμένης μεταβολής. Έτσι, δεν είναι δυνατός ο εντοπισμός των συνθηκών κάτω από τις οποίες παράγονται οι στιγμιαίες μέγιστες εκπομπές ρύπων.



Σχήμα 1.7 Οι Μεταβατικοί Κύκλοι δοκιμών NEDC (επάνω) και FTP-75 (κάτω) για οχήματα.



Σχήμα 1.8 Ο προτεινόμενος Παγκόσμιος Κύκλος δοκιμών (WHTC) (οι αρνητικές τιμές της ροπής αντιστοιχούν σε λειτουργία ετεροκίνησης – motoring).

Η μέτρηση των συνολικών εκπομπών ρύπων κατά τη διάρκεια ενός Μεταβατικού Κύκλου πραγματοποιείται με την τεχνική δειγματοληψίας σταθερού όγκου (CVS), η οποία αποτελεί την πρότυπη μέθοδο για την πιστοποίηση των κινητήρων και των οχημάτων [20,45]. Σε αυτήν τη μέθοδο λαμβάνεται συγκεκριμένη ποσότητα καυσαερίων, αφού πρώτα αυτά αραιωθούν με καθαρό αέρα περιβάλλοντος (για την αποφυγή αντιδράσεων των HC και δημιουργίας συμπυκνωμάτων), και οδηγείται στο σάκο δειγματοληψίας (sampling bag) καθόλη τη διάρκεια της δοκιμής [32]. Στο τέλος της δοκιμής το περιεχόμενο του σάκου διέρχεται από τους αντίστοιχους αναλυτές καυσαερίων, οι οποίοι παρέχουν τη μέση τιμή των εκπομπών ρύπων για το Μεταβατικό Κύκλο που εκτελέστηκε, εκφραζόμενων σε g/km (για ελαφρά οχήματα) ή σε g/kWh (για οχήματα και κινητήρες βαρέος τύπου).

1.3.4 Μέτρηση των Στιγμιαίων Εκπομπών Ρύπων σε Μεταβατικές Συνθήκες Λειτουργίας

Η εκτέλεση δοκιμών μεταβατικής λειτουργίας σε M.E.K. και η επιτυχής μέτρηση διαφόρων λειτουργικών παραμέτρων, καθώς και των εκπομπών ρύπων αποτελούν πολύ σημαντικές και δύσκολες διαδικασίες [20]. Σε αυτό το σημείο το ενδιαφέρον επικεντρώνεται στη στιγμιαία (σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας του κινητήρα) μέτρηση των εκπομπών ρύπων, όπου εμφανίζονται οι σημαντικότερες απαιτήσεις και εφόσον αυτή αποτελεί το κύριο αντικείμενο της παρούσας εργασίας. Για την ανάδειξη της δυσκολίας που συνεπάγεται ο όρος “στιγμιαία” μέτρηση, αναφέρεται ενδεικτικά ότι ένας πλήρης κύκλος λειτουργίας τετράχρονου κινητήρα diesel διαρκεί 0.1 s στις 1200 rpm και μεταβάλλεται αντιστρόφως ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής.

Από την τελευταία παρατήρηση αναδεικνύεται η πρώτη και σημαντικότερη προδιαγραφή που πρέπει να πληρείται από τους αναλυτές καυσαερίων για επιτυχείς μετρήσεις των εκπομπών ρύπων σε μεταβατικές συνθήκες, αυτή του πολύ μικρού χρόνου απόκρισης (της τάξης μερικών ms). Οι συμβατικοί αναλυτές καυσαερίων που χρησιμοποιούνται για μετρήσεις στη μόνιμη λειτουργία (ή και στους Μεταβατικούς Κύκλους) συνήθως χαρακτηρίζονται από σταθερά απόκρισης που κυμαίνεται στην τάξη των μερικών δευτερολέπτων. Έτσι, η μεταβατική λειτουργία απαιτεί τη χρήση ιδιαίτερου και ειδικά σχεδιασμένου εξοπλισμού. Μία ακόμα προδιαγραφή που πρέπει να πληρείται από τον αναλυτή καυσαερίων είναι η δυνατότητα σύνδεσής του με κάποιο σύστημα καταγραφής δεδομένων (μέσω αναλογικής ή ψηφιακής θύρας επικοινωνίας), έτσι ώστε να είναι εφικτή η συνεχής καταγραφή των τιμών των εκπομπών ρύπων. Ωστόσο, στη σύγχρονη εποχή όλοι οι αναλυτές καυσαερίων (συμβατικοί και εξειδικευμένοι) έχουν αυτήν τη δυνατότητα.

Η τρίτη και πολύ σημαντική προδιαγραφή αφορά στην αρχή λειτουργίας των αναλυτών καυσαερίων. Σύμφωνα με αυτήν, επιβάλλεται η ροή του δείγματος (ή των συνολικών) καυσαερίων διαμέσου του αναλυτή να είναι συνεχής, για τη συνεχή μέτρηση των στιγμιαίων

εκπομπών ρύπων. Αυτή η απαίτηση προκύπτει από το γεγονός ότι πολλοί αναλυτές εκτελούν “σημειακή” μέτρηση, δηλαδή λαμβάνουν ένα δείγμα των καυσαερίων και το αναλύουν ανεξάρτητα από την υπόλοιπη ροή τους. Προφανώς, τέτοιου είδους μέθοδοι δεν είναι κατάλληλες για μετρήσεις σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας.

Από τις τρεις προαναφερθείσες προδιαγραφές, η δυσκολότερη ως προς την εξασφάλισή της είναι ο πολύ μικρός χρόνος απόκρισης του αναλυτή. Προκειμένου να ξεπεραστεί αυτός ο περιορισμός, έχουν αναπτυχθεί διάφορες μέθοδοι προσδιορισμού των εκπομπών (αποκλειστικά αερίων) ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel (ή/και βενζινοκινητήρων) χρησιμοποιώντας συμβατικούς αναλυτές καυσαερίων [π.χ. 46-48]. Αυτές οι μέθοδοι θα αναλυθούν στο Κεφάλαιο 3.

Όσον αφορά στη στιγμιαία μέτρηση των εκπομπών αερίων ρύπων (CO, HC και NO_x), ο πολύ μικρός χρόνος απόκρισης (έως και 2 ms) επιτυγχάνεται τοποθετώντας το αισθητήριο στοιχείο του αναλυτή σε αποσπώμενες κεφαλές, οι οποίες τοποθετούνται πολύ κοντά στο σημείο δειγματοληψίας [49]. Η ανίχνευση και μέτρηση της συγκέντρωσης κάθε αέριου ρύπου πραγματοποιείται εντός των κεφαλών υπό την επίδραση πολύ χαμηλής πίεσης (έντονο κενό) και υψηλής θερμοκρασίας [50].

Ωστόσο, η στιγμιαία μέτρηση των εκπομπών αιθάλης εμφανίζει κάποιες ιδιαιτερότητες. Πρώτα από όλα θα πρέπει να γίνεται η διάκριση ανάμεσα στις σωματιδιακές εκπομπές (PM), στις οποίες αναφέρονται οι διεθνείς κανονισμοί και τα όρια ρύπων, και στις εκπομπές αιθάλης. Όπως αναλύθηκε στην Παράγραφο 1.2.3, οι σωματιδιακές εκπομπές αποτελούνται από ένα οργανικό κλάσμα και από την αιθάλη, η οποία αποτελεί το μεγαλύτερο μέρος τους και επί της οποίας προσροφάται το οργανικό κλάσμα. Επίσης, διάφορες ιδιότητες των σωματιδίων είναι υψηλού ενδιαφέροντος. Για παράδειγμα, από τη νομοθεσία προδιαγράφεται η μάζα των σωματιδιακών εκπομπών, ενώ σύγχρονες ιατρικές μελέτες συσχετίζουν το μέγεθος των σωματιδίων με τις πιο σοβαρές επιπτώσεις στην υγεία [20]. Ως εκ τούτου, έχουν αναπτυχθεί διάφορες τεχνικές και μέθοδοι που μετράνε διαφορετικές ιδιότητες των σωματιδίων (μάζα, όγκο, επιφάνεια, κατανομή μεγέθους, οπτικές ιδιότητες), κάθε μία εκ των οποίων υπερέχει έναντι των υπολοίπων ανάλογα με την εφαρμογή και το στόχο της [51,52]. Αξίζει να σημειωθεί ότι έχουν αναπτυχθεί διάφορες συσχετίσεις μεταξύ των διαφόρων μεθόδων [31,53].

Ενώ οι κανονισμοί και τα όρια των εκπομπών ρύπων αναφέρονται στις σωματιδιακές εκπομπές, οι θεμελιώδεις μελέτες γύρω από τους διάφορους μηχανισμούς καύσης και σχηματισμού των ρύπων σε έναν κινητήρα diesel μπορούν να διεξαχθούν καλύτερα γνωρίζοντας τις εκπομπές αιθάλης. Έτσι, η διερεύνηση των εκπομπών ρύπων σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας κινητήρων diesel, που αποτελεί τον κύριο στόχο της παρούσας εργασίας, είναι προτιμότερο να περιλαμβάνει τη μέτρηση των εκπομπών αιθάλης. Η βέλτιστη μέθοδος γι’ αυτό το σκοπό είναι η μέτρηση των οπτικών ιδιοτήτων των καυσαερίων και συγκεκριμένα της αδιαφάνειάς τους (opacity) [54]. Πρέπει να σημειωθεί, ωστόσο, ότι αυτό το μέγεθος δεν

περιλαμβάνεται στους διεθνείς κανονισμούς (με ελάχιστες εξαιρέσεις μόνο για το συντελεστή απορρόφησης, ο οποίος προκύπτει από την αδιαφάνεια [55]), όμως χρησιμοποιείται γενικότερα (ακόμα και σε αντικατάσταση της μέτρησης των σωματιδιακών εκπομπών) λόγω της σχετικής ευκολίας πραγματοποίησης στιγμιαίας μέτρησης σε σχέση με τις άλλες μεθόδους [56].

Η μέτρηση της αδιαφάνειας των καυσαερίων βασίζεται στην εξασθένιση μίας δέσμης ακτινοβολίας κατά τη διέλευσή της διαμέσου αυτών. Το συστατικό των σωματιδίων που αλληλεπιδρά με την ακτινοβολία είναι το ανθρακώδες υλικό (αιθάλη) [54]. Άλλωστε, το φαινόμενο επηρεάζεται κυρίως από την επιφάνεια των σωματιδίων (επί της οποίας προσπίπτει η ακτινοβολία), η οποία δε μεταβάλλεται ουσιαδώς με την απορρόφηση των οργανικών ουσιών. Άρα, η μετρούμενη αδιαφάνεια των καυσαερίων καθορίζεται από την αιθάλη, η μάζα της οποίας μπορεί να προσδιοριστεί μέσω διαφόρων συσχετίσεων [57,58]. Ωστόσο, για τον προσδιορισμό της συνολικής μάζας των σωματιδίων απαιτείται και η μέτρηση της συγκέντρωσης των υδρογονανθράκων (HC) [31].

1.4 Ανασκόπηση Ερευνητικής Δραστηριότητας στις Εκπομπές Ρύπων κατά τη Μεταβατική Λειτουργία Κινητήρων Diesel

Στις επόμενες υποπαραγράφους γίνεται μία πλήρης ανασκόπηση της ερευνητικής δραστηριότητας σε διεθνές επίπεδο σχετικά με τις εκπομπές ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel. Αξίζει να σημειωθεί ότι η έρευνα αυτού του πολύ σημαντικού αντικείμενου διεξάγεται σχεδόν αποκλειστικά σε πειραματικό επίπεδο, με τη (θερμοδυναμική) προσομοίωση να κατέχει ελάχιστο ποσοστό της, όπως θα εξηγηθεί στη συνέχεια. Επίσης, βασικό αντικείμενο των (πειραματικών) μελετών αποτελούν οι Μεταβατικοί Κύκλοι, εφόσον αυτοί αποτελούν το κριτήριο πιστοποίησης νέων οχημάτων, άρα συγκεντρώνουν και πολύ μεγάλο ενδιαφέρον από την πλευρά της βιομηχανίας. Τέλος, η σημαντική ανάπτυξη των εναλλακτικών καυσίμων (π.χ. βιοκαύσιμα) τα τελευταία χρόνια οδήγησε στη διεξαγωγή μελετών σχετικά με την επίδρασή τους στις εκπομπές ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel. Η αντίστοιχη ανασκόπηση γίνεται στο Κεφάλαιο 8, μαζί με την παρουσίαση των σχετικών πειραματικών αποτελεσμάτων της παρούσας διατριβής.

1.4.1 Πειραματική Διερεύνηση

Η ανασκόπηση της πειραματικής έρευνας σχετικά με τις εκπομπές ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel θα χωριστεί σε τρία μέρη, λόγω του μεγάλου αριθμού των αντίστοιχων εργασιών. Η κατηγοριοποίηση, με βάση τις μεταβολές οι οποίες μελετώνται σε κάθε περίπτωση, γίνεται ως εξής:

- Επιτάχυνση και αύξηση φορτίου.
- Εκκίνηση.
- Μεταβατικοί Κύκλοι.

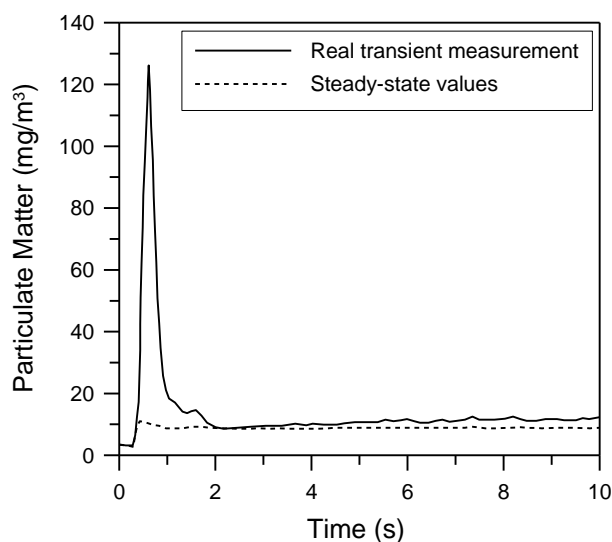
Σε κάθε περίπτωση συμπεριλαμβάνονται οι εκπομπές οποιουδήποτε ρύπου έχει μελετηθεί. Σημειώνεται ότι θα αναφερθούν εργασίες που περιλαμβάνουν πραγματικές μετρήσεις (ή έστω μέσες τιμές) των στιγμιαίων εκπομπών ρύπων και όχι μελέτες οι οποίες χρησιμοποιούν εναλλακτικές μεθόδους προσδιορισμού αυτών. Τέλος, στην παρούσα ανασκόπηση συμπεριλαμβάνονται εργασίες οι οποίες έχουν ως στόχο έναν από τους παρακάτω:

- την ανάλυση και ερμηνεία των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία και τη συσχέτισή τους με τα αντίστοιχα φαινόμενα,
- τον έλεγχο των εκπομπών ρύπων σε μεταβατικές συνθήκες ή
- το σχεδιασμό νέων υποσυστημάτων του κινητήρα με σκοπό τον περιορισμό των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία ή την αξιολόγηση μετρητικών τεχνικών και συσκευών.

1.4.1.1 Επιτάχυνση και Αύξηση Φορτίου

Η πρώτη κατηγορία της παρούσας ανασκόπησης περιλαμβάνει τις δύο βασικότερες μεμονωμένες περιπτώσεις μεταβατικής λειτουργίας ενός κινητήρα diesel, δηλαδή την επιτάχυνση και την αύξηση φορτίου. Πρώτα θα αναφερθούν οι εργασίες που μελετούν τις εκπομπές ρύπων και στη συνέχεια αυτές που ασχολούνται με το θόρυβο της καύσης.

Οι εργασίες των Hagena et al. [33] και Filipi et al. [59] περιλαμβάνουν μετρήσεις των εκπομπών οξειδίων του αζώτου (NO_x) και σωματιδίων (PM) κατά τη διάρκεια της αύξησης φορτίου σε υπερπληρωμένο κινητήρα diesel φορτηγού, με σκοπό τη μελέτη των μεταβατικών φαινομένων και τη συσχέτισή τους με τις εκπομπές ρύπων. Η σύγκριση των πραγματικών στιγμιαίων (σε χρονικό επίπεδο) εκπομπών ρύπων με αυτές της αντίστοιχης μόνιμης κατάστασης ανέδειξαν πολύ σημαντικές διαφορές που πλησιάζουν το 35% για τις εκπομπές NO_x , ενώ για τις εκπομπές PM είναι επιπέδου τάξης μεγέθους. Στο Σχήμα 1.9 δίνεται ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα σύγκρισης των πραγματικών στιγμιαίων σωματιδιακών εκπομπών με τις αντίστοιχες της μόνιμης κατάστασης κατά τη διάρκεια της αύξησης φορτίου σε έναν υπερπληρωμένο κινητήρα diesel οχήματος [33], το οποίο επιβεβαιώνει αυτό το συμπέρασμα. Ως κυριότερες αιτίες γι' αυτές τις διαφορές εντοπίστηκαν η υστέρηση του υπερπληρωτή, η συμπεριφορά του συστήματος ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR) και η υψηλή πίεση έγχυσης κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας της μεταβολής.



Σχήμα 1.9 Σύγκριση των πραγματικών εκπομπών αιθάλης κατά τη διάρκεια της αύξησης φορτίου με τις αντίστοιχες της μόνιμης κατάστασης (δοκιμή σε οκτακύλινδρο, υπερπληρωμένο κινητήρα diesel οχήματος με συνολικό όγκο εμβολισμού 6 lt.).

Οι Kang και Farrell [60] μελέτησαν την επίδραση του χρονισμού έγχυσης του καυσίμου και του ποσοστού ανακυκλοφορούντος καυσαερίου στις εκπομπές NO_x και HC (άκαυστοι υδρογονάνθρακες) κατά την επιτάχυνση και την αύξηση φορτίου σε υπερπληρωμένο κινητήρα diesel οχήματος. Επίσης, στη δεύτερη δοκιμή μελετήθηκε και ο ρυθμός μεταβολής του φορτίου.

Τα τελικά συμπεράσματα ανέδειξαν την ισχυρή επίδραση των τριών αυτών παραμέτρων στις εκπομπές NO_x και HC, με τις μέγιστες τιμές τους να εμφανίζονται στην περίπτωση της στιγμιαίας αύξησης φορτίου (σε σχέση με πιο σταδιακές μεταβολές).

Η εργασία των Wijetunge et al. [38] ανέδειξε επίσης τη σπουδαιότητα των μεταβατικών συνθηκών στις εκπομπές HC και στην αδιαφάνεια καπνού. Στις μετρήσεις που διεξήχθησαν κατά την επιτάχυνση ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel οχήματος παρατηρήθηκαν εκπομπές HC έως και κατά δέκα φορές υψηλότερες από τις αντίστοιχες της μόνιμης λειτουργίας, ενώ σημειώθηκαν πολύ υψηλές τιμές αδιαφάνειας στην περίπτωση χρήσης (πολύ) υψηλού ποσοστού ανακυκλοφορούντος καυσαερίου.

Οι Galindo et al. [61] διεξήγαγαν μετρήσεις των εκπομπών αιθάλης κατά τη μεταβολή φορτίου σε έναν υπερπληρωμένο κινητήρα diesel βαρέος τύπου, ο οποίος ήταν εξοπλισμένος με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT) και σύστημα έγχυσης κοινού οχετού (common rail). Σκοπός της εργασίας ήταν η μελέτη της επίδρασης του βαθμού επικάλυψης των βαλβίδων στις εκπομπές αιθάλης και η διερεύνηση της σημαντικότητας αυτής της παραμέτρου στην επίτευξη των ορίων που προβλέπονται από τον κανονισμό Euro 5. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η επίτευξη των ορίων αυτών σε κινητήρες με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας είναι εφικτή με τη σημαντική μείωση του βαθμού επικάλυψης των βαλβίδων.

Η εργασία των Liu et al. [62] επικεντρώνεται στις εκπομπές σωματιδίων (PM) κατά την επιτάχυνση ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel άμεσης έγχυσης, καθώς και ενός φυσικής αναπνοής με έμμεση έγχυση του καυσίμου. Η μελέτη αφορά στην κατανομή του μεγέθους των σωματιδίων και καταλήγει στο συμπέρασμα ότι οι μεταβατικές συνθήκες επηρεάζουν σε μεγάλο βαθμό το σχηματισμό τους, εφόσον σε αυτές τις συνθήκες βρέθηκαν κατανομές σωματιδίων οι οποίες δεν είχαν παρατηρηθεί σε κανένα σημείο μόνιμης λειτουργίας. Αυτό το συμπέρασμα αναδεικνύει χαρακτηριστικά την αναγκαιότητα μελέτης της μεταβατικής λειτουργίας, εφόσον οι αντίστοιχες εκπομπές ρύπων σχετίζονται άμεσα με την ανθρώπινη υγεία.

Στην εργασία των Lindgren και Hansson [63] διεξήχθησαν μετρήσεις των εκπομπών NO_x, HC και CO (μονοξειδίο του άνθρακα) κατά τη διάρκεια διαφόρων μεταβολών της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου σε δύο υπερπληρωμένους κινητήρες diesel, για εφαρμογές οχημάτων εκτός δρόμου. Η σύγκριση των αποτελεσμάτων (η οποία βασίστηκε στις μέσες τιμές των διαφόρων παραμέτρων) κατά τη μεταβατική λειτουργία με τα αντίστοιχα της μόνιμης λειτουργίας ανέδειξε την ουσιώδη επίδραση των μεταβατικών συνθηκών και του ρυθμού μεταβολής του σημείου λειτουργίας του κινητήρα, τόσο στην κατανάλωση καυσίμου όσο και στις εκπομπές ρύπων.

Η μοναδική εργασία η οποία μελετά τις εκπομπές οργανικών τοξικών (μη θερμοθετημένων) ενώσεων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel είναι αυτή των Gullett et al. [39]. Συγκεκριμένα, σε αυτήν την εργασία εξετάζονται οι εκπομπές βενζολίου (C₆H₆), ναφθαλινίου (C₁₀H₈) και CO κατά τη μεταβολή φορτίου σε έναν μικρό υπερπληρωμένο

κινητήρα diesel ηλεκτροπαραγωγής. Τα τελικά συμπεράσματα έδειξαν τη σημαντική αύξηση των εκπομπών αυτών των τοξικών ενώσεων κατά την αύξηση φορτίου του κινητήρα.

Σε όλες τις προαναφερθείσες εργασίες βασικός στόχος ήταν η ανάλυση και ερμηνεία των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel και η συσχέτισή τους με τα αντίστοιχα φαινόμενα. Οι επόμενες δύο εργασίες ασχολούνται με τον έλεγχο των εκπομπών ρύπων σε μεταβατικές συνθήκες. Συγκεκριμένα, οι Serrano et al. [64] διεξήγαγαν μετρήσεις των εκπομπών NO_x κατά τη διάρκεια διαφόρων επιταχύνσεων (οι οποίες αποτελούν τμήμα ενός Μεταβατικού Κύκλου) σε έναν υπερπληρωμένο κινητήρα diesel οχήματος. Στόχος ήταν η ανάλυση της συμπεριφοράς του συστήματος ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR) κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα. Τα συμπεράσματα της εργασίας ανέδειξαν την ισχυρή επίδραση του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου στις εκπομπές NO_x, παρέχοντας παράλληλα κάποιες ενδείξεις για καλύτερο σχεδιασμό του συστήματος.

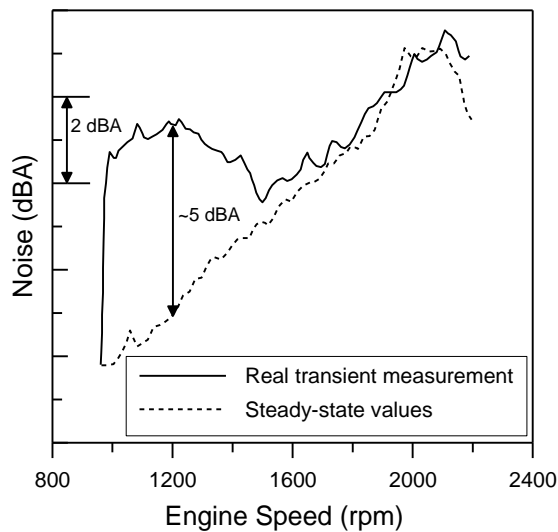
Επίσης, οι Yokomura et al. [65] διεξήγαγαν μετρήσεις των εκπομπών NO_x και αιθάλης (αδιαφάνειας) κατά την επιτάχυνση και αύξηση του φορτίου σε έναν υπερπληρωμένο κινητήρα diesel, με σκοπό την ανάπτυξη μεθόδων βέλτιστου ελέγχου του συστήματος ανακυκλοφορίας των καυσαερίων. Με αυτόν τον τρόπο ανέδειξαν ότι είναι εφικτός ο ταυτόχρονος περιορισμός των εκπομπών NO_x και αιθάλης, χρησιμοποιώντας ένα σύστημα ελέγχου με ανάδραση.

Πέραν του ελέγχου των εκπομπών ρύπων, οι μετρήσεις κατά τη μεταβατική λειτουργία ενός κινητήρα diesel συνεισφέρουν σημαντικά τόσο στο σχεδιασμό νέων υποσυστημάτων του όσο και στην αξιολόγηση μετρητικών τεχνικών και συσκευών. Έτσι, στην εργασία των Song και Choi [66] πραγματοποιήθηκαν μετρήσεις των εκπομπών αιθάλης κατά την επιτάχυνση ενός κινητήρα diesel αυτοκινήτου. Σκοπός ήταν ο προσδιορισμός των συνθηκών κάτω από τις οποίες ευνοούνται οι σωματιδιακές επικαθήσεις στο σύστημα εξαγωγής των καυσαερίων (οι οποίες εξάγονται στην ατμόσφαιρα σε μία ακόλουθη επιτάχυνση του κινητήρα) και η πρόταση πιθανής βελτίωσης στο σχεδιασμό του.

Επιπλέον, οι Westlund και Ångström [51] διεξήγαγαν μετρήσεις των σωματιδιακών εκπομπών κατά την αύξηση φορτίου σε έναν υπερπληρωμένο κινητήρα diesel οχήματος με σκοπό την αξιολόγηση διαφόρων μετρητικών τεχνικών. Αυτές περιελάμβαναν μέτρηση της μάζας των σωματιδίων, της κατανομής του μεγέθους τους και της αδιαφάνειας των καυσαερίων. Τα τελικά συμπεράσματα έδειξαν ότι ανάλογα με την εφαρμογή και το στόχο της υπάρχουν συγκεκριμένα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα κάθε μεθόδου μέτρησης. Ακόμα, στην εργασία των Partridge et al. [67] πραγματοποιήθηκαν μετρήσεις των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου (NO) κατά τη μεταβολή φορτίου σε έναν υπερπληρωμένο κινητήρα diesel βαρέος τύπου, με τελικό στόχο την αξιολόγηση ενός φορητού αναλυτή καυσαερίων (φασματογράφου μάζας).

Όλες οι προαναφερθείσες εργασίες αναφέρονται στη μελέτη των εκπομπών (αερίων και σωματιδιακών) ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel. Όσον αφορά στο

θόρυβο της καύσης σε μεταβατικές συνθήκες, η έρευνα είναι αρκετά περιορισμένη [21,68-71]. Συγκεκριμένα έχουν μελετηθεί κινητήρες diesel διαφόρων τύπων (φυσικής αναπνοής ή υπερπληρωμένοι, άμεσης ή έμμεσης έγχυσης) σε δοκιμές επιτάχυνσης και αύξησης φορτίου. Σε όλες τις περιπτώσεις τα αποτελέσματα συγκλίνουν στο κοινό συμπέρασμα ότι ο θόρυβος της καύσης είναι σημαντικά υψηλότερος κατά τη μεταβατική λειτουργία σε σχέση με την αντίστοιχη μόνιμη κατάσταση (δηλαδή για λειτουργία στην ίδια ταχύτητα περιστροφής και στο ίδιο φορτίο). Στο Σχήμα 1.10 παρουσιάζεται η σύγκριση των πραγματικών εκπομπών θορύβου με τις αντίστοιχες της μόνιμης κατάστασης, κατά τη διάρκεια μίας επιτάχυνσης υπερπληρωμένου κινητήρα diesel οχήματος [21], επιβεβαιώνοντας αυτό το συμπέρασμα.



Σχήμα 1.10 Σύγκριση των πραγματικών εκπομπών θορύβου κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης με τις αντίστοιχες της μόνιμης κατάστασης (δοκιμή σε εξακύλινδρο, υπερπληρωμένο κινητήρα diesel οχήματος με συνολικό όγκο εμβολισμού 12.6 lt.).

Στην περίπτωση κινητήρων φυσικής αναπνοής το φαινόμενο είναι πιο έντονο σε συστήματα άμεσης έγχυσης (σε σχέση με τα αντίστοιχα έμμεσης έγχυσης) [68] και για μεταβολές οι οποίες ξεκινούν από πολύ χαμηλό φορτίο [69,70]. Αντίθετα, σε υπερπληρωμένους κινητήρες η υστέρηση του υπερπληρωτή έχει την καθοριστική επίδραση στο θόρυβο της καύσης [21,68]. Η κυριότερη αιτία των υψηλών εκπομπών θορύβου λόγω καύσης σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας είναι η εντονότερη ανεξέλεγκτη καύση, εξαιτίας επιμήκυνσης της καθυστέρησης ανάφλεξης (σε σχέση με τη μόνιμη κατάσταση). Η τελευταία οφείλεται στη χαμηλότερη θερμοκρασία των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης και του αναρροφούμενου αέρα, ενώ ο χρονισμός της έγχυσης έχει ουσιώδη επίδραση [21,71].

Τέλος, αξίζει να σημειωθεί ότι δεν έχει διεξαχθεί καμία συνδυασμένη μελέτη των εκπομπών NO και αιθάλης με το θόρυβο της καύσης σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας, για την κοινή διερεύνηση των μηχανισμών τους και κάποιας πιθανής συσχέτισής τους.

1.4.1.2 Εκκίνηση

Η εκκίνηση αποτελεί μία πολύ σημαντική περίπτωση μεταβατικής λειτουργίας σε κινητήρες οχημάτων ή γενικότερα σε κινητήρες οι οποίοι εκκινούνται με τη χρήση ηλεκτροκινητήρα (μίζα), σε αντίθεση με τους κινητήρες βιομηχανικού τύπου (η εκκίνηση των οποίων γίνεται με άλλες μεθόδους, π.χ. με τη χρήση αέρα υψηλής πίεσης). Αυτό γίνεται φανερό και από το γεγονός ότι πολλοί από τους Θεσμοθετημένους Μεταβατικούς Κύκλους για την πιστοποίηση νέων οχημάτων περιλαμβάνουν πλέον και την (ψυχρή) εκκίνηση του κινητήρα [20]. Το κύριο ενδιαφέρον επικεντρώνεται στην ψυχρή εκκίνηση λόγω των σημαντικών ιδιαιτεροτήτων που παρουσιάζει και των αντίστοιχων ακραίων εκπομπών ρύπων [20]. Έτσι, το μεγαλύτερο μέρος της έρευνας έχει διεξαχθεί γύρω από την ψυχρή εκκίνηση κινητήρων diesel οχημάτων. Στην ανασκόπηση που ακολουθεί, πρώτα θα αναφερθούν οι εργασίες που μελετούν τις εκπομπές ρύπων και στη συνέχεια η μοναδική (έως τώρα) που ασχολείται με το θόρυβο της καύσης.

Από τις πρώτες εργασίες οι οποίες μελέτησαν τις εκπομπές ρύπων κατά την εκκίνηση κινητήρων diesel είναι αυτή των Arcoumanis και Yao [72]. Συγκεκριμένα, διεξήγαγαν μετρήσεις των εκπομπών αιθάλης και HC κατά την ψυχρή εκκίνηση ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel οχήματος, μελετώντας την επίδραση του χρονισμού έγχυσης τόσο στις εκπομπές ρύπων όσο και στην ικανότητα εκκίνησης του κινητήρα. Τα αποτελέσματα της μελέτης έδειξαν ότι μείωση της προπορείας έγχυσης κατά 10 μοίρες γωνίας στροφάλου (δηλαδή μετατόπιση του χρονισμού έγχυσης πλησιέστερα στο ANΣ) επηρεάζει σημαντικά τις εκπομπές αιθάλης, σε αντίθεση με τις εκπομπές HC, ενώ παράλληλα δε βελτιώνει την ικανότητα εκκίνησης του κινητήρα. Ακόμα, προτάθηκε ο έλεγχος της μέγιστης παροχής καυσίμου κατά την εκκίνηση ανάλογα με τη θερμοκρασία του ψυκτικού, αναδεικνύοντας έτσι την ανάγκη για ηλεκτρονικό έλεγχο του συστήματος έγχυσης.

Στην εργασία των Bielaczyc et al. [73] πραγματοποιήθηκαν μετρήσεις των εκπομπών CO, HC και σωματιδίων (PM) κατά την εκκίνηση σε ψυχρές και θερμές συνθήκες, σε υπερπληρωμένο κινητήρα diesel αυτοκινήτου. Τα αποτελέσματα των μετρήσεων φανέρωσαν μία σημαντική μείωση των συγκεκριμένων εκπομπών με την αύξηση της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου κατά την εκκίνηση. Επίσης, επισημάνθηκε η επίδραση του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου στο πρώτο στάδιο της εκκίνησης, αναγνωριζόμενου ως η κύρια αιτία για τις αρχικές μέγιστες ακραίες τιμές των εκπομπών CO, HC και PM.

Οι Peng et al. διεξήγαγαν δύο διερευνήσεις σχετικά με την εκκίνηση ενός κινητήρα diesel φυσικής αναπνοής ο οποίος ήταν εξοπλισμένος με σύστημα έγχυσης κοινού οχετού (common rail). Η πρώτη [74] αφορούσε στην επίδραση του χρονισμού κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής στο μηχανισμό της καύσης και τις εκπομπές NO_x και αιθάλης, κατά την ψυχρή εκκίνηση του κινητήρα. Από τα αποτελέσματα φάνηκε ότι με κατάλληλη ρύθμιση του χρονισμού κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής επιτυγχάνεται πιο σταθερή καύση, μειώνονται οι εκπομπές

αιθάλης, αλλά παράλληλα αυξάνονται οι εκπομπές NO_x . Η δεύτερη διερεύνηση [75,76] αφορούσε στην επίδραση της ανακυκλοφορίας (εσωτερικής ή εξωτερικής) των καυσαερίων στην αστάθεια της καύσης και στις εκπομπές NO_x και αιθάλης, κατά την ψυχρή εκκίνηση του κινητήρα. Τα τελικά συμπεράσματα ήταν ότι η εισαγωγή κατάλληλου ποσοστού καυσαερίων στο θάλαμο καύσης βελτιώνει την ικανότητα εκκίνησης, ενώ παράλληλα μπορεί να επιτευχθεί ταυτόχρονη μείωση των εκπομπών NO_x και αιθάλης (με συνεχή ρύθμιση του ποσοστού του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου).

Οι Xiao et al. [77] πρότειναν τον εμπλουτισμό του αέρα εισαγωγής με O_2 , ως μέσο βελτίωσης της ικανότητας εκκίνησης του κινητήρα. Γι' αυτό το λόγο, διεξήγαγαν μετρήσεις των εκπομπών CO , HC , NO_x και αιθάλης κατά την ψυχρή εκκίνηση ενός κινητήρα diesel φυσικής αναπνοής με μηχανικό σύστημα έγχυσης. Τα αποτελέσματα της μελέτης κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι ο εμπλουτισμένος με O_2 αέρας εισαγωγής βελτιώνει την ικανότητα εκκίνησης του κινητήρα (ελαττώνοντας τη διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης) και μειώνει τις εκπομπές CO , HC και αιθάλης λόγω πληρέστερης καύσης. Ωστόσο, η μεγαλύτερη διαθεσιμότητα O_2 εντός του θαλάμου καύσης οδήγησε σε αύξηση των εκπομπών NO_x , με αποτέλεσμα να απαιτείται ο καθορισμός του βέλτιστου ποσοστού εμπλουτισμού του αέρα εισαγωγής με O_2 .

Στην εργασία των Belardini et al. [78] μελετήθηκε η επίδραση των συνθηκών εκκίνησης στις εκπομπές HC και NO_x ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel ελαφρού φορτηγού. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι στις ψυχρές συνθήκες οι εκπομπές HC και NO_x ήταν υψηλότερες σε σχέση με τις θερμές, οι πρώτες λόγω ατελούς καύσης και οι δεύτερες εξαιτίας της επιμήκυνσης της καθυστέρησης ανάφλεξης. Παρόμοια ήταν τα συμπεράσματα που προέκυψαν από τη διερεύνηση της ψυχρής εκκίνησης σε φορτηγά βαρέος τύπου στην εργασία των Engler et al. [79]. Συγκεκριμένα, βρέθηκε ότι καθώς η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου μειωνόταν, η διαφοροποίηση των εκπομπών CO_2 (διοξειδίου του άνθρακα) και NO_x κατά την ψυχρή εκκίνηση σε σχέση με τις αντίστοιχες μόνιμες συνθήκες λειτουργίας γινόταν εντονότερη. Η αιτία αυτού του αποτελέσματος ήταν η μεγαλύτερη ποσότητα καυσίμου που απαιτούταν για τη διατήρηση της ίδιας ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα σε χαμηλότερη θερμοκρασία του ψυκτικού. Σε θερμές συνθήκες διεξήχθησαν και οι μετρήσεις κατά την εκκίνηση δύο υπερπληρωμένων κινητήρων diesel φορτηγών στην εργασία των Khalek et al. [80]. Οι δοκιμές έγιναν χρησιμοποιώντας ως καύσιμο πετρέλαιο διαφόρων προελεύσεων, με κυριότερη διαφοροποίηση στον αριθμό κετανίου, το περιεχόμενο θείου και τους αρωματικούς υδρογονάνθρακες. Τα αποτελέσματα (σε μορφή μέσων τιμών) και στους δύο κινητήρες φάνέρωσαν μείωση των εκπομπών NO_x και HC με την αύξηση του αριθμού κετανίου, αύξηση των σωματιδιακών εκπομπών με την αύξηση του περιεχόμενου θείου, καθώς και αύξηση των εκπομπών NO_x στην περίπτωση που το καύσιμο ήταν πλουσιότερο σε αρωματικούς υδρογονάνθρακες.

Οι επόμενες δύο εργασίες [81,82] μελετούν τις εκπομπές λευκού καπνού κατά την ψυχρή εκκίνηση κινητήρων diesel. Ο λευκός καπνός, ο οποίος σύγκειται από σταγονίδια HC και υδρατμούς, παρατηρείται έντονα σε αυτές τις συνθήκες τόσο λόγω της ατελούς καύσης όσο και λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας των καυσαερίων, οδηγώντας σε συμπύκνωση του νερού. Οι Zahdeh και Henein [81] μελέτησαν την επίδραση του χρονισμού έγχυσης στις εκπομπές λευκού καπνού κατά την ψυχρή εκκίνηση ενός μικρού αερόψυκτου κινητήρα diesel φυσικής αναπνοής, καταλήγοντας στο συμπέρασμα ότι η αύξηση της προπορείας περιορίζει αυτές τις εκπομπές. Επίσης, έδειξαν ότι πιο πτητικά καύσιμα βελτιώνουν την ικανότητα εκκίνησης του κινητήρα και περιορίζουν τις εκπομπές λευκού καπνού. Η εργασία των Osuka et al. [82] επιβεβαίωσε αυτά τα αποτελέσματα, επεκτείνοντας την έρευνα στην επίδραση του συστήματος έγχυσης κατά την ψυχρή εκκίνηση ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel βαρέος τύπου. Ο κινητήρας ήταν εξοπλισμένος με σύστημα έγχυσης κοινού οχετού (common rail) και διαπιστώθηκε ότι, ακολουθώντας μία στρατηγική πολλαπλής έγχυσης, βελτιώνεται η ικανότητα εκκίνησης του κινητήρα σε ψυχρές συνθήκες με παράλληλη μείωση των εκπομπών λευκού καπνού.

Η σύγκριση των εκπομπών ρύπων ανάμεσα σε βενζινοκινητήρες και κινητήρες diesel εμφανίζεται ως αντικείμενο δύο εργασιών. Έτσι, οι Cotte et al. [83] διεξήγαγαν μετρήσεις των εκπομπών CO, HC, NO_x κατά την ψυχρή εκκίνηση διαφόρων βενζινοκινητήρων και κινητήρων diesel αυτοκινήτων διαφορετικής χρονολογίας. Σε κάθε περίπτωση, κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι οι αρχικές ακραίες εκπομπές CO και HC ήταν χαμηλότερες στους κινητήρες diesel, με την αντίθετη τάση να παρατηρείται για τις εκπομπές NO_x. Αυτά τα συμπεράσματα επιβεβαιώθηκαν από τα αποτελέσματα των Weilenmann et al. [84], οι οποίοι διεξήγαγαν παρόμοιες μετρήσεις κατά την εκκίνηση διαφόρων βενζινοκινητήρων και κινητήρων diesel (προδιαγραφών Euro 4) σε ένα μεγάλο εύρος της θερμοκρασίας περιβάλλοντος (από -20 °C έως 23 °C). Το επιπλέον συμπέρασμά τους ήταν η αύξηση των εκπομπών CO και HC με τη μείωση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος.

Εκτός από τις εκπομπές των ελεγχόμενων ρύπων (CO, HC, NO_x, PM), έχουν μελετηθεί και οι εκπομπές οργανικών τοξικών ενώσεων κατά την εκκίνηση κινητήρων diesel. Συγκεκριμένα, οι Gullett et al. [39] και Oudejans et al. [85] μελέτησαν τις εκπομπές βενζολίου (C₆H₆) και ναφθαλινίου (C₁₀H₈) κατά την ψυχρή και θερμή εκκίνηση ενός μικρού υπερπληρωμένου κινητήρα diesel ηλεκτροπαραγωγής. Τα αποτελέσματα των μετρήσεων έδειξαν ότι οι στιγμιαίες εκπομπές βενζολίου και ναφθαλινίου είναι έως και 100 και 15 φορές, αντίστοιχα, υψηλότερες κατά την ψυχρή εκκίνηση σε σχέση με τη μόνιμη λειτουργία του κινητήρα σε θερμές συνθήκες. Με την αύξηση της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου κατά την εκκίνηση οι ακραίες τιμές αυτών των εκπομπών περιορίζονται, ενώ μειώνεται και ο χρόνος σταθεροποίησής τους στις τελικές τιμές. Τα συμπεράσματα σχετικά με τις εκπομπές βενζολίου κατά την ψυχρή εκκίνηση κινητήρων diesel επιβεβαιώθηκαν και από τα αποτελέσματα των Weilenmann et al. [86]. Σε αυτήν την εργασία διεξήχθησαν μετρήσεις κατά την εκκίνηση

κινητήρων diesel αυτοκινήτων που πληρούσαν τις προδιαγραφές του προτύπου Euro 2 σε θερμοκρασίες περιβάλλοντος έως -20 °C. Η επιπλέον οργανική τοξική ένωση που μελετήθηκε ήταν το τολουόλιο (C₇H₈), οι εκπομπές του οποίου ήταν σημαντικά υψηλότερες σε χαμηλότερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος.

Οι επόμενες δύο εργασίες συμπεριλαμβάνουν μετρήσεις των εκπομπών ρύπων κατά την εκκίνηση κινητήρων diesel με στόχο την ανάπτυξη εξειδικευμένων τεχνικών και μεθοδολογιών, σε αντίθεση με τις προηγούμενες εργασίες που αναφέρονταν στην ανάλυση, την ερμηνεία και τον έλεγχο των εκπομπών ρύπων. Έτσι, οι Andrews et al. [87] διεξήγαγαν μετρήσεις των σωματιδιακών εκπομπών κατά την ψυχρή εκκίνηση ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel οχήματος, με σκοπό την ανάπτυξη μίας τεχνικής για την κατάλληλη προετοιμασία της εξάτμισής του πριν την εκτέλεση των δοκιμών ψυχρής εκκίνησης. Η τεχνική αυτή συνίσταται στην απομάκρυνση των σωματιδιακών επικαθήσεων εντός των σωληνώσεων εξαγωγής των καυσαερίων, έτσι ώστε οι μετρούμενες τιμές κατά την επακόλουθη εκκίνηση του κινητήρα να οφείλονται αποκλειστικά στα σωματίδια που παράχθηκαν εντός του θαλάμου καύσης. Επίσης, οι Broatch et al. [88] διεξήγαγαν μετρήσεις των εκπομπών CO και HC κατά την ψυχρή εκκίνηση κινητήρων diesel αυτοκινήτων, με σκοπό την ανάπτυξη μίας μεθοδολογίας μέτρησης των μέσων τιμών τους. Χρησιμοποιώντας τη μεθοδολογία αυτή επιβεβαίωσαν τις υψηλές τιμές των εκπομπών CO και HC κατά την εκκίνηση σε ψυχρές συνθήκες.

Όλες οι προαναφερθείσες εργασίες αναφέρονται στη μελέτη των εκπομπών ρύπων κατά την εκκίνηση κινητήρων diesel. Όσον αφορά στο θόρυβο της καύσης, η μοναδική εργασία η οποία συμπεριλαμβάνει τη μελέτη του κατά την εκκίνηση του κινητήρα είναι αυτή των Alt et al. [89]. Σε αυτήν την εργασία διεξήχθησαν μετρήσεις κατά την ψυχρή εκκίνηση ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel οχήματος, ο οποίος ήταν εξοπλισμένος με σύστημα έγχυσης κοινού οχετού (common rail). Σκοπός της διερεύνησης ήταν ο έλεγχος του θορύβου της καύσης, καταλήγοντας στο συμπέρασμα ότι αυτός μπορεί να επιτευχθεί μέσω της κατάλληλης ρύθμισης των χαρακτηριστικών έγχυσης (π.χ. χρησιμοποιώντας προ-έγχυση), χωρίς αρνητικές συνέπειες στην ικανότητα εκκίνησης του κινητήρα ή στις άλλες εκπομπές ρύπων.

1.4.1.3 Μεταβατικοί Κύκλοι

Οι Μεταβατικοί Κύκλοι αποτελούν το κριτήριο πιστοποίησης νέων οχημάτων, με το κύριο ενδιαφέρον να επικεντρώνεται στις μέσες τιμές των εκπομπών ρύπων, ώστε να είναι εφικτή η σύγκριση με τα αντίστοιχα όρια. Ως εκ τούτου, οι μετρήσεις μπορούν να πραγματοποιούνται χρησιμοποιώντας συμβατικούς αναλυτές καυσαερίων (μη ταχείας απόκρισης). Ακόμα και για τη “στιγμιαία” μέτρηση των εκπομπών ρύπων, οι συμβατικοί αναλυτές επαρκούν λόγω της πολύ μεγάλης διάρκειας των Μεταβατικών Κύκλων (20-30 λεπτά). Ωστόσο, σε αυτές τις περιπτώσεις δεν μπορούν να διεξαχθούν μελέτες σχετικά με τους θεμελιώδεις μηχανισμούς σχηματισμού

των ρύπων εντός του θαλάμου καύσης του κινητήρα, διότι δεν μπορεί να αναδειχθεί η επίδραση της κάθε ξεχωριστής μεταβολής.

Στην εργασία των Arregle et al. [31] περιγράφεται η διαδικασία μέτρησης των στιγμιαίων εκπομπών ρύπων κατά τη διάρκεια ενός Μεταβατικού Κύκλου. Η εφαρμογή της διαδικασίας γίνεται για τον Ευρωπαϊκό Κύκλο UDC (ο οποίος περιλαμβάνει ψυχρή και θερμή εκκίνηση) [15] για έναν υπερπληρωμένο κινητήρα diesel αυτοκινήτου και περιλαμβάνει μέτρηση των εκπομπών CO, HC, NO_x και αιθάλης (αδιαφάνεια). Ο υπολογισμός της μάζας των σωματιδίων (PM) γίνεται χρησιμοποιώντας διάφορες συσχετίσεις ανάμεσα στην αδιαφάνεια και τη στιγμιαία συγκέντρωση των HC. Επίσης, οι μετρήσεις πραγματοποιούνται σε δύο διαφορετικές εκδοχές, με και χωρίς κεφαλή πυράκτωσης (glow plug) στον κινητήρα. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι η παρουσία της κεφαλής πυράκτωσης έχει θετική επίδραση στις εκπομπές CO και HC (αύξηση της θερμοκρασίας και πληρέστερη οξειδωση του καυσίμου), ενώ αυξάνει τις εκπομπές NO_x και σωματιδίων (λόγω αύξησης της θερμοκρασίας και μείωσης του βαθμού πλήρωσης του κινητήρα, δηλαδή αύξηση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου αέρα). Όσον αφορά στις μεθόδους υπολογισμού της μάζας των σωματιδίων που χρησιμοποιήθηκαν, αυτές περιλαμβάνουν τις ήδη υπάρχουσες στη διεθνή βιβλιογραφία [π.χ. 53,57], καθώς και μία νέα, προτεινόμενη στην εργασία των Bermúdez et al. [52]. Η ανάπτυξη αυτής της νέας συσχέτισης πραγματοποιήθηκε μέσα από μετρήσεις της αδιαφάνειας των καυσαερίων και των εκπομπών HC και σωματιδίων κατά τον Ευρωπαϊκό Κύκλο NEDC (ή MVEG-A) [15], σε ένα αυτοκίνητο εξοπλισμένο με κινητήρα diesel προδιαγραφών Euro 3.

Οι εργασίες των Filipi et al. [59,90] περιλαμβάνουν μετρήσεις των εκπομπών NO_x και σωματιδίων (PM) κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου FTP-75 [15] σε έναν υπερπληρωμένο κινητήρα diesel φορτηγού. Αρχικός σκοπός της μελέτης ήταν η ανάδειξη των αποκλίσεων των στιγμιαίων εκπομπών ρύπων της μεταβατικής λειτουργίας από τις αντίστοιχες των μόνιμων συνθηκών. Η διαφορά των αθροιστικών εκπομπών αιθάλης βρέθηκε να είναι μεγαλύτερη από 100% ανάμεσα στις πραγματικές μετρήσεις κατά τη διάρκεια του Μεταβατικού Κύκλου και τις αντίστοιχες προσεγγίσεις της μόνιμης λειτουργίας. Στη συνέχεια, επαναλήφθηκαν οι μετρήσεις κατά τη διάρκεια του ίδιου Μεταβατικού Κύκλου για την περίπτωση οχήματος πολλαπλών χρήσεων, εξοπλισμένου με τον ίδιο κινητήρα [90]. Η εφαρμογή περιελάμβανε μετρήσεις με συμβατικό και με υβριδικό όχημα (ηλεκτρικά υποβοηθούμενο). Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η κατανάλωση καυσίμου και οι εκπομπές NO_x ήταν χαμηλότερες στην περίπτωση του υβριδικού οχήματος. Αντίθετα, οι εκπομπές σωματιδίων του υβριδικού οχήματος ήταν αυξημένες σε σχέση με το συμβατικό. Αυτή η παρατήρηση οφείλεται στο γεγονός ότι το λογισμικό λειτουργίας του οχήματος επιβάλλει τη λειτουργία του κινητήρα diesel είτε σε άφορτη λειτουργία ("ρελαντί"), λόγω χαμηλής κατανάλωσης καυσίμου, είτε σε υψηλό φορτίο όπου ο βαθμός απόδοσής του είναι υψηλός. Όμως, η απότομη μετάβαση από την πρώτη στη δεύτερη κατάσταση παράγει πολύ υψηλές εκπομπές σωματιδίων.

Δύο εργασίες, από τους Black et al. [91] και Eastwood et al. [92], διερευνούν τη συσχέτιση ανάμεσα στις πραγματικές στιγμιαίες εκπομπές ρύπων κατά τη διάρκεια ενός Μεταβατικού Κύκλου και στις αντίστοιχες της μόνιμης κατάστασης. Για το σκοπό αυτό, στην πρώτη εργασία [91] πραγματοποιήθηκαν μετρήσεις των εκπομπών NO_x κατά τη διάρκεια του Ευρωπαϊκού Κύκλου EUDC [15] σε τέσσερις υπερπληρωμένους κινητήρες diesel οχημάτων, εξοπλισμένους με σύστημα έγχυσης κοινού οχετού (common rail). Τα συμπεράσματα της εργασίας αναφέρουν ότι οι εκπομπές NO_x της μόνιμης λειτουργίας μπορούν να προσφέρουν μία ικανοποιητική προσέγγιση των αντίστοιχων για τον κύκλο EUDC. Ωστόσο, σε άλλους Μεταβατικούς Κύκλους (π.χ. FTP-75) οι αποκλίσεις μπορεί να είναι σημαντικές. Στη δεύτερη εργασία [92] διεξήχθησαν μετρήσεις των στιγμιαίων εκπομπών NO_x και αιθάλης, καθώς και της αδιαφάνειας των καυσαερίων κατά τη διάρκεια του ίδιου Κύκλου σε έναν υπερπληρωμένο κινητήρα diesel αυτοκινήτου με σύστημα έγχυσης κοινού οχετού (common rail). Σκοπός ήταν ο καθορισμός των αποκλίσεων ανάμεσα στις πραγματικές μετρήσεις και τις αντίστοιχες προσεγγίσεις της μόνιμης λειτουργίας, καθώς και η ανάπτυξη μίας μεθόδου εκτίμησης των εκπομπών NO_x και αιθάλης ως συνάρτηση της μεταβολής της πίεσης και της παροχής του αναρροφούμενου αέρα και της μάζας του εγχυόμενου καυσίμου (σε δεδομένη μεταβατική λειτουργία), με βάση μετρήσεις της μόνιμης κατάστασης.

Οι McCormick et al. [93] μελέτησαν την επίδραση της υγρασίας του εισερχόμενου αέρα στις εκπομπές NO_x ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel βαρέος τύπου κατά τη διάρκεια ενός Μεταβατικού Κύκλου των ΗΠΑ [94]. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα της εργασίας, οι εκπομπές NO_x μειώνονται με την αύξηση της υγρασίας του αναρροφούμενου αέρα, ενώ επιβεβαιώνεται η ορθότητα της σχέσης διόρθωσής τους σύμφωνα με την υγρασία. Οι Yacoub και Atkinson [95] επικεντρώθηκαν επίσης στις εκπομπές NO_x ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel με ηλεκτρονικό σύστημα έγχυσης κατά τη διάρκεια του Κύκλου FTP [15]. Μέσα από αυτήν την εργασία αναδείχθηκε η σημαντική επίδραση του χρονισμού έγχυσης στις εκπομπές NO_x. Παράλληλα, οι εκπομπές NO_x εκφράστηκαν με τρεις διαφορετικούς τρόπους

$\left(\frac{\text{g}}{\text{hp} \cdot \text{hr}}, \frac{\text{mg}}{\text{g}_{\text{fuel}}}, \frac{\text{mg}}{\text{g}_{\text{CO}_2}} \right)$, με σκοπό τη θέσπιση ενός κανονισμού (σχετικά με τον τρόπο έκφρασης)

γενικής εφαρμογής και ανεξάρτητου από τον εκάστοτε Μεταβατικό Κύκλο που εκτελείται.

Στην εργασία των Broatch et al. [96] μελετήθηκε η επίδραση της προθέρμανσης του αναρροφούμενου αέρα, με σκοπό τον έλεγχο των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα. Για το σκοπό αυτό πραγματοποιήθηκαν μετρήσεις των εκπομπών CO, HC, και NO_x, καθώς και της αδιαφάνειας των καυσαερίων σε έναν υπερπληρωμένο κινητήρα diesel οχήματος προδιαγραφών Euro 3, κατά τον Ευρωπαϊκό Κύκλο NEDC (ή MVEG-A). Αυτή η μέθοδος έχει ιδιαίτερο ενδιαφέρον κατά την ψυχρή εκκίνηση και την προθέρμανση του κινητήρα. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι με την προθέρμανση του αέρα εισαγωγής μειώνονται οι εκπομπές CO και HC, ενώ αυξάνονται οι εκπομπές NO_x και σωματιδίων. Γι' αυτόν το λόγο,

προτάθηκε η ρύθμιση της λειτουργίας του συστήματος ανάλογα με τις λειτουργικές συνθήκες (π.χ. απενεργοποίηση του συστήματος κατά την επιβράδυνση του οχήματος).

Οι επόμενες εργασίες είχαν ως βασικό αντικείμενο τις εκπομπές αιθάλης και σωματιδίων κατά τη διάρκεια Μεταβατικών Κύκλων. Οι Wang et al. [97] διεξήγαγαν μετρήσεις της κατανομής μεγέθους των σωματιδίων που εκπέμπονται από έναν υπερπληρωμένο κινητήρα diesel βαρέος τύπου, κατά τον Αμερικανικό Κύκλο FTP. Τα αποτελέσματα έδειξαν πολύ υψηλές συγκεντρώσεις σωματιδίων στην περίπτωση απότομης επιτάχυνσης του κινητήρα ή κατά τη λειτουργία του σε πολύ υψηλό φορτίο. Επίσης, έδειξαν ότι εάν οι σωματιδιακές εκπομπές αναχθούν στη μάζα του καυσίμου, τότε είναι σχεδόν σταθερές σε όλες τις φάσεις του συγκεκριμένου Μεταβατικού Κύκλου. Σε δύο εργασίες των Goto και Kawai [98] και Lee et al. [99] μελετήθηκε η λειτουργική συμπεριφορά των φίλτρων σωματιδίων (DPF). Στην πρώτη [98], διεξήχθησαν μετρήσεις της κατανομής μεγέθους των σωματιδίων που εκπέμπονται από έναν υπερπληρωμένο κινητήρα diesel κατά τον Αμερικανικό Κύκλο FTP. Διαπιστώθηκε ότι υπάρχει μία κρίσιμη θερμοκρασία των καυσαερίων (200 °C) κάτω από την οποία η κατακράτηση των νανοσωματιδίων (τα οποία είναι ιδιαίτερα επιβλαβή για την ανθρώπινη υγεία) δεν είναι εφικτή από το φίλτρο. Αντίθετα, σε κανονικές συνθήκες λειτουργίας το φίλτρο μπορεί να μειώσει τη συγκέντρωση των σωματιδίων έως και κατά 99%, τιμή η οποία επιβεβαιώνεται και για κινητήρες diesel βαρέος τύπου κατά τη διάρκεια δύο Μεταβατικών Κύκλων [100]. Στη δεύτερη εργασία [99] πραγματοποιήθηκαν παρόμοιες μετρήσεις για έναν κινητήρα diesel φυσικής αναπνοής σε διάφορους Μεταβατικούς Κύκλους (Ευρωπαϊκός, Ιαπωνικός, Παγκόσμιος [15]). Τα αποτελέσματα έδειξαν μείωση των σωματιδιακών εκπομπών έως και κατά 86%.

Η εργασία των Campbell et al. [50] αφορά στη συνδυασμένη μέτρηση τόσο των εκπομπών αέριων ρύπων όσο και των σωματιδιακών κατά τη διάρκεια του Ευρωπαϊκού Κύκλου NEDC. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιήθηκε ένα αυτοκίνητο εξοπλισμένο με κινητήρα diesel, καταλυτικό μετατροπέα και φίλτρο σωματιδίων. Οι μετρήσεις διεξήχθησαν κατά την ψυχρή εκκίνηση του κινητήρα και κατά τον καθαρισμό (αναγέννηση) του φίλτρου (διαδικασία κατά την οποία οξειδώνονται και απομακρύνονται τα σωματίδια από το φίλτρο). Κατά την ψυχρή εκκίνηση παρατηρήθηκαν πολύ υψηλές εκπομπές σωματιδίων, ενώ η λειτουργική συμπεριφορά του καταλυτικού μετατροπέα ήταν έντονα μεταβαλλόμενη. Η αναγέννηση του φίλτρου (σωματιδίων) κατά τη διάρκεια του Μεταβατικού Κύκλου οδήγησε επίσης σε πολύ υψηλές σωματιδιακές εκπομπές, με ιδιαίτερη έμφαση στα νανοσωματίδια, όπου ανιχνεύθηκε και θείο. Επίσης, στις αυξήσεις φορτίου κατά τη διάρκεια του Κύκλου παρατηρήθηκαν υψηλές εκπομπές CO και HC, οι οποίες ωστόσο ήταν σε χαμηλά επίπεδα σε σχέση με τις αντίστοιχες κατά την ψυχρή εκκίνηση και την προθέρμανση του καταλυτικού μετατροπέα. Παρόμοια ήταν και τα αποτελέσματα της εργασίας των Alvarez et al. [101], όπου αξιολογήθηκαν οι εκπομπές ρύπων κατά την αναγέννηση του φίλτρου σωματιδίων σε τρία αυτοκίνητα εξοπλισμένα με κινητήρες diesel προδιαγραφών Euro 4. Οι δοκιμές έγιναν κατά τη διάρκεια διαφόρων

Μεταβατικών Κύκλων και ανέδειξαν τη σημαντικότητα των αυξημένων εκπομπών ρύπων σε αυτές τις συνθήκες.

Στην εργασία των Liu et al. [102] μελετούνται επίσης οι εκπομπές νανοσωματιδίων από υπερπληρωμένους κινητήρες diesel λεωφορείων προδιαγραφών Euro III και IV, κατά τη διάρκεια του Ευρωπαϊκού Κύκλου ETC [15], καθώς και ενός Κύκλου που αντιστοιχεί σε πραγματικές συνθήκες οδήγησης πόλης. Διαπιστώνεται ότι τα νανοσωματίδια αποτελούν σημαντικό μέρος του συνολικού αριθμού των σωματιδίων, αλλά όμως έχουν μικρή συνεισφορά στη συνολική τους μάζα. Επίσης, διαπιστώθηκε ότι ανάμεσα στους δύο Κύκλους υφίστανται αποκλίσεις των στιγμιαίων εκπομπών NO_x, γεγονός που επιβεβαιώνεται και για τις αντίστοιχες μέσες τιμές [103].

Οι συσχετίσεις ανάμεσα στις σωματιδιακές εκπομπές, τις εκπομπές αιθάλης και την αδιαφάνεια των καυσαερίων ήταν το αντικείμενο της εργασίας των Black et al. [54]. Για το σκοπό αυτό, διεξήγαγαν μετρήσεις σε ένα αυτοκίνητο εξοπλισμένο με κινητήρα diesel με σύστημα έγχυσης κοινού οχετού (common rail) κατά τη διάρκεια του Ευρωπαϊκού Κύκλου EUDC. Η αξιολόγηση των διαφόρων μεθόδων μέτρησης έδειξε ότι η βέλτιστη τεχνική για τον προσδιορισμό των εκπομπών αιθάλης σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας είναι η μέτρηση των οπτικών ιδιοτήτων των καυσαερίων, δηλαδή της αδιαφάνειάς τους.

Στις επόμενες δύο εργασίες [104,105] πραγματοποιήθηκαν μετρήσεις των σωματιδιακών εκπομπών και των εκπομπών αιθάλης με στόχο την ανάπτυξη μετρητικών συσκευών. Οι Gupta et al. [104] διεξήγαγαν μετρήσεις των εκπομπών σωματιδίων από έναν υπερπληρωμένο κινητήρα diesel αυτοκινήτου κατά τη διάρκεια ενός τυπικού (μη θερμοθετημένου) Μεταβατικού Κύκλου, με σκοπό το σχεδιασμό μίας συσκευής κατάλληλης για μετρήσεις σε πραγματικό χρόνο. Παρόμοια εργάστηκαν και οι Schindler et al. [105], οι οποίοι αξιολόγησαν ένα φωτοακουστικό αισθητήρα αιθάλης μέσω μετρήσεων σε κινητήρα diesel προδιαγραφών Euro 3 κατά τη διάρκεια του Ευρωπαϊκού Κύκλου ETC. Το πλεονέκτημα αυτού του αισθητήρα ήταν, πέραν της ταχείας απόκρισης, η ικανότητα μέτρησης πολύ χαμηλών συγκεντρώσεων αιθάλης.

Αντίστοιχη ήταν και η εργασία των Collier et al. [49], με σκοπό την αξιολόγηση ενός αναλυτή NO_x υπερταχείας απόκρισης. Για το σκοπό αυτό διεξήγαγαν μετρήσεις των εκπομπών NO_x από έναν κινητήρα diesel αυτοκινήτου με σύστημα έγχυσης κοινού οχετού (common rail) και καταλυτικό μετατροπέα, κατά τη διάρκεια του Ευρωπαϊκού Κύκλου ECE [15]. Τα αποτελέσματα ανέδειξαν την καταλληλότητα της συσκευής για μετρήσεις των στιγμιαίων εκπομπών NO_x κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα.

Οι επόμενες δύο εργασίες που περιλαμβάνουν μετρήσεις κατά τη διάρκεια Μεταβατικών Κύκλων είχαν ως σκοπό την ανάπτυξη συστημάτων νευρωνικών δικτύων, είτε για την εκτίμηση των στιγμιαίων εκπομπών ρύπων οχημάτων ελαφρού και βαρέος τύπου [106], είτε για τον έλεγχο της πολύπλοκης αλληλεπίδρασης των διαφόρων υποσυστημάτων του κινητήρα [107]. Επίσης, η εργασία των Nine et al. [108] αφορά στην ανάπτυξη ενός νέου Μεταβατικού Κύκλου

για φορτηγά βαρέος τύπου, αντιπροσωπευτικού των πραγματικών συνθηκών οδήγησης και περιλαμβάνει μετρήσεις των εκπομπών NO_x για την πρωταρχική αξιολόγηση του νέου Κύκλου.

Όλες οι προαναφερθείσες εργασίες αφορούσαν στις στιγμιαίες εκπομπές ρύπων κατά τη διάρκεια διάφορων Μεταβατικών Κύκλων. Οι επόμενες επικεντρώνονται αποκλειστικά στις μέσες τιμές των εκπομπών ρύπων καθόλη τη διάρκεια του Κύκλου. Συγκεκριμένα, οι Samulski και Jackson [109] μελέτησαν τον Αμερικανικό Κύκλο FTP και άλλους τρεις μη θεσμοθετημένους (σχεδιασμένους για οχήματα εφαρμογών εκτός δρόμου) σε έξι υπερπληρωμένους κινητήρες diesel βαρέος τύπου. Τα αποτελέσματα ανέδειξαν τις σημαντικές αποκλίσεις των μέσων εκπομπών HC, NO_x και σωματιδίων κατά τη διάρκεια όλων των Κύκλων από τις αντίστοιχες της μόνιμης λειτουργίας.

Στην εργασία των Shah et al. [110] μελετήθηκαν οι εκπομπές σωματιδίων, καθώς και του άνθρακα, είτε σε ελεύθερη μορφή είτε σε οργανικές ενώσεις. Οι μετρήσεις έγιναν σε κινητήρες diesel φορτηγών πολύ βαρέος τύπου κατά τη διάρκεια του Κύκλου CARB HHDDT [111]. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι οι εκπομπές σωματιδίων και άνθρακα είναι ισχυρά εξαρτώμενες από τις λειτουργικές συνθήκες του κινητήρα, εμφανίζοντας τις μέγιστες τιμές τους στις μεταβατικές συνθήκες. Επίσης, βρέθηκε ότι αυτές οι εκπομπές είναι υψηλότερες κατά την κίνηση του οχήματος εντός της πόλης σε σχέση με τις αντίστοιχες που παράγονται όταν το όχημα βρίσκεται στον αυτοκινητόδρομο, λόγω των πολύ συχνότερων μεταβολών του σημείου λειτουργίας του κινητήρα (π.χ. απότομες επιταχύνσεις του οχήματος).

Οι Tzirakis et al. [112] αξιολόγησαν δύο Μεταβατικούς Κύκλους χρησιμοποιώντας τρία αυτοκίνητα εξοπλισμένα με κινητήρες diesel. Συγκεκριμένα, μελετήθηκε ο Ευρωπαϊκός Κύκλος NEDC (αποτελούμενος από τα τμήματα ECE και EUDC, τα οποία μελετήθηκαν ξεχωριστά) καθώς και ο (μη θεσμοθετημένος) Κύκλος των Αθηνών ADC [113]. Οι μέσες τιμές των μετρούμενων εκπομπών ρύπων έδειξαν ότι οι εκπομπές HC ήταν παρόμοιες στους Κύκλους, ενώ οι εκπομπές NO_x ήταν υψηλότερες στον Κύκλο ADC έως και 2.5 φορές. Επίσης, οι εκπομπές CO ήταν μεγαλύτερες στον Κύκλο ADC για τα δύο από τα τρία αυτοκίνητα. Τέλος, στην εργασία των Esteves-Booth et al. [114] γίνεται μία ανασκόπηση των Μεταβατικών Κύκλων (ως απλή περιγραφή) και κάποιων προσεγγιστικών μοντέλων εκτίμησης των μέσων εκπομπών ρύπων (από οχήματα) κατά τη διάρκεια των Κύκλων. Αυτά τα μοντέλα αποτελούν συσχετίσεις της ταχύτητας κίνησης του οχήματος και περιλαμβάνουν μετρήσεις των εκπομπών ρύπων σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας, χωρίς να στηρίζονται σε κάποιες θεμελιώδεις φυσικές αρχές.

Κλείνοντας την παρούσα ανασκόπηση σχετικά με τους Μεταβατικούς Κύκλους, αξίζει να σημειωθεί ότι δεν υπάρχει καμία εργασία η οποία να μελετά τις εκπομπές θορύβου της καύσης κατά τη διάρκεια οποιουδήποτε Μεταβατικού Κύκλου.

1.4.2 Προσομοίωση

Οι κώδικες προσομοίωσης της μεταβατικής λειτουργίας κινητήρων diesel οι οποίοι περιλαμβάνουν την πρόβλεψη των εκπομπών ρύπων είναι ελάχιστοι [35]. Λαμβάνοντας υπόψη ότι η βέλτιστη πρόβλεψη των εκπομπών ρύπων (ανεξαρτήτως των συνθηκών λειτουργίας) πραγματοποιείται με πολυζωνικά μοντέλα καύσης, οι λόγοι για τους οποίους οι εκπομπές ρύπων δε συμπεριλαμβάνονται στους μεταβατικούς κώδικες προσομοίωσης είναι οι εξής:

- Ο μεγάλος χρόνος εκτέλεσης των σχετικών κωδίκων, εφόσον πρέπει να προσομοιωθούν πολλοί κύκλοι λειτουργίας του κινητήρα. Τονίζεται ότι η προσομοίωση πρέπει να αφορά στον πλήρη κύκλο λειτουργίας (δηλαδή να συμπεριλαμβάνει και τη φάση εναλλαγής των αερίων) και ιδανικά σε κάθε κύλινδρο ξεχωριστά. Ωστόσο, αυτό το εμπόδιο μπορεί να ξεπεραστεί σε κάποιο βαθμό χάρη στην υψηλή ταχύτητα επεξεργασίας των Η/Υ της σύγχρονης εποχής.
- Ο τεράστιος όγκος δεδομένων του κινητήρα και των υποσυστημάτων του, τα οποία είναι απαραίτητα για την πλήρη προσομοίωσή τους σε μεταβατική κατάσταση και που συνήθως δεν είναι διαθέσιμα. Ενδεικτικά αναφέρονται ο χάρτης λειτουργίας του υπερπληρωτή (ιδιαίτερα του συμπιεστή) και τα χαρακτηριστικά του ρυθμιστή στροφών και της αντλίας καυσίμου. Στους πλέον σύγχρονους κινητήρες, η ηλεκτρονικά ελεγχόμενη αλληλεπίδραση μεταξύ των εξελιγμένων συστημάτων είναι πάρα πολύ δύσκολο να προσομοιωθεί. Για παράδειγμα, η αλληλεπίδραση της κίνησης της βαλβίδας ανακυκλοφορίας των καυσαερίων με τη μεταβολή της γωνίας των πτερυγίων εισόδου του στροβίλου, σε συνδυασμό με τη μεταβολή του χρονισμού έγχυσης και του χρονισμού των βαλβίδων κατά τη διάρκεια μίας επιτάχυνσης ή αύξησης φορτίου, είναι σχεδόν ανέφικτο να προσεγγισθεί θεωρητικά μέσω ενός κώδικα προσομοίωσης.
- Η μεγάλη δυσκολία ως προς τη χρήση μίας μόνο ομάδας σταθερών για το πολυζωνικό μοντέλο. Τα διάφορα ημι-εμπειρικά υπομοντέλα του κώδικα απαιτούν βαθμονόμηση, δηλαδή προσδιορισμό των διαφόρων σταθερών τους. Ιδανικά, οι τιμές αυτών των σταθερών θα πρέπει να διατηρούνται αμετάβλητες σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα, ακόμα και για μεγάλες διακυμάνσεις της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου.

Με βάση αυτές τις τρεις παρατηρήσεις γίνεται φανερό ότι η πρόβλεψη των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel αποτελεί ένα πολύ δύσκολο αντικείμενο. Γι' αυτόν το λόγο, η σχετική έρευνα έχει διεξαχθεί έως τώρα σχεδόν αποκλειστικά σε πειραματικό επίπεδο. Η μοναδική άμεση εξέλιξη για τη χρήση της προσομοίωσης στην πρόβλεψη των εκπομπών ρύπων σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας θα μπορούσε να είναι η εξής:

- i. εκτέλεση πειραματικών μετρήσεων στη διάρκεια μίας μεταβατικής κατάστασης του κινητήρα για την καταγραφή (ανά κύκλο λειτουργίας) των μεγεθών τα οποία απαιτούνται ως δεδομένα εισόδου σε ένα πολυζωνικό μοντέλο καύσης και πρόβλεψης των εκπομπών ρύπων, όπως π.χ. η παροχή του καυσίμου, η πίεση και η θερμοκρασία του αέρα εισαγωγής, το ποσοστό του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου κτλ., και
- ii. η εκτέλεση του πολυζωνικού μοντέλου για κάθε κύκλο λειτουργίας και η πρόβλεψη των αντίστοιχων εκπομπών ρύπων.

Με αυτόν τον τρόπο θα μπορούσε να παρακαμφθεί η χρήση των εξειδικευμένων αναλυτών καυσαερίων ταχείας απόκρισης που απαιτούνται για μετρήσεις μεταβατικής λειτουργίας και έχουν ιδιαίτερα υψηλό κόστος. Ωστόσο, αυτή η μέθοδος δεν αποτελεί αμιγή προσομοίωση, αλλά συνδυασμό πειραματικής και θεωρητικής προσέγγισης.

Στην ανασκόπηση που ακολουθεί, θα αναφερθούν οι εργασίες οι οποίες συμπεριλαμβάνουν την πρόβλεψη των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel. Το κύριο ενδιαφέρον είναι στους κώδικες οι οποίοι βασίζονται σε θεμελιώδεις φυσικές αρχές και θερμοδυναμικούς υπολογισμούς σε επίπεδο γωνίας στροφάλου. Αυτό αναφέρεται σε αντίθεση με άλλες προσεγγίσεις οι οποίες χρησιμοποιούν τα δεδομένα της μόνιμης λειτουργίας (π.χ. τους “χάρτες” των εκπομπών ρύπων ως συνάρτηση της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου του κινητήρα σε μόνιμες συνθήκες) και συμπεριλαμβάνουν μοντέλα “μέσης τιμής” [π.χ. 115], μοντέλα που βασίζονται σε γραμμική παρεμβολή των δεδομένων της μόνιμης λειτουργίας με πιθανή χρήση διορθωτικών συντελεστών [π.χ. 116,117] και συστήματα νευρωνικών δικτύων, τα οποία εκπαιδεύονται με τα αποτελέσματα των μόνιμων συνθηκών [π.χ. 118,119]. Αυτές οι προσεγγίσεις δεν εννοούνται ως προσομοίωση και πρόβλεψη των εκπομπών ρύπων σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας κινητήρων diesel και, ως εκ τούτου, δε συμπεριλαμβάνονται στην παρούσα ανασκόπηση.

Τα μοντέλα που έχουν αναπτυχθεί έως τώρα για την πρόβλεψη των εκπομπών ρύπων σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας κινητήρων diesel αφορούν αποκλειστικά στα οξειδία του αζώτου (NO_x) και στην αιθάλη. Η πρώτη εργασία ήταν αυτή των Qiao et al. [120], οι οποίοι εκτέλεσαν τον κώδικά τους (γραμμένο σε γλώσσα προγραμματισμού Fortran) σε έναν H/Y παράλληλης επεξεργασίας. Το μοντέλο καύσης είναι διζωνικό και ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας προσδιορίζεται από τη συσχέτιση των Watson et al. [121]. Μειονέκτημα του κώδικα αυτού είναι ότι δεν περιλαμβάνει ξεχωριστή προσομοίωση για κάθε κύλινδρο, με αποτέλεσμα να μη λαμβάνεται υπόψη η μεταβολή της παροχής καυσίμου (και της πίεσης εισαγωγής για υπερπληρωμένους κινητήρες) μέσα σε έναν πλήρη κύκλο λειτουργίας του κινητήρα. Οι εκπομπές NO προσδιορίζονται χρησιμοποιώντας το μηχανισμό του Zeldovich [12] και οι εκπομπές αιθάλης από ένα σχήμα δύο εξισώσεων σχηματισμού και οξειδωσης [122,123]. Ο κώδικας εφαρμόστηκε για την επιτάχυνση ενός μικρού κινητήρα diesel φυσικής αναπνοής, με

πειραματική επιβεβαίωση των εκπομπών ρύπων αποκλειστικά σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας. Έτσι, τα αποτελέσματα της μεταβατικής κατάστασης δεν ήταν εφικτό να αξιολογηθούν.

Η πρώτη εφαρμογή πολυζωνικού μοντέλου καύσης σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας κινητήρων diesel εμφανίστηκε στην εργασία του Bazari [124]. Ο κώδικας περιλαμβάνει ένα διδιάστατο πολυζωνικό φαινομενολογικό μοντέλο καύσης για την πρόβλεψη των εκπομπών NO και αιθάλης. Το μοντέλο περιέχει αναλυτική προσομοίωση της διαδικασίας έγχυσης και διείδυσης της δέσμης του καυσίμου, ενώ ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας εκφράζεται με μία σχέση τύπου Arrhenius [125]. Οι εκπομπές NO προβλέπονται χρησιμοποιώντας το μηχανισμό του Zeldovich [12] και οι εκπομπές αιθάλης από ένα σχήμα παρόμοιο με τον προηγούμενο κώδικα [126]. Η εφαρμογή του κώδικα έγινε για διάφορες επιταχύνσεις και για μία αύξηση φορτίου ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel οχήματος. Οι μετρήσεις των εκπομπών NO πραγματοποιήθηκαν με συμβατικό αναλυτή καυσαερίων, με αποτέλεσμα να απαιτείται κάποια εναλλακτική τεχνική για τον προσδιορισμό των πραγματικών τιμών [127], εισάγοντας έτσι μία επιπλέον ανακρίβεια στα πειραματικά αποτελέσματα. Αντίθετα, οι εκπομπές αιθάλης μετρήθηκαν με τον κατάλληλο εξοπλισμό (μέτρησης της αδιαφάνειας). Από την εφαρμογή του κώδικα φάνηκε ότι αυτός μπορεί να προβλέψει σωστά την τάση μεταβολής των εκπομπών NO και αιθάλης, σε κάθε περίπτωση μεταβατικής λειτουργίας. Επιπλέον, έχει τη δυνατότητα ικανοποιητικής προσέγγισης των εκπομπών αιθάλης και σε ποσοτικό επίπεδο, σε αντίθεση με τις εκπομπές NO τις οποίες συνήθως υπερεκτιμά.

Οι επόμενες δύο εργασίες αφορούν αποκλειστικά στις εκπομπές NO κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel. Η πρώτη, των Chan et al. [128], αφορά σε ένα πολυζωνικό μοντέλο καύσης, με το ρυθμό έκλυσης θερμότητας να προσδιορίζεται από μία σχέση τύπου Arrhenius [129]. Όμοια με τις προηγούμενες εργασίες, οι εκπομπές NO προβλέπονται χρησιμοποιώντας το μηχανισμό του Zeldovich [12], ενώ οι πειραματικές τιμές προκύπτουν από εναλλακτικές τεχνικές [46], αφού και εδώ χρησιμοποιήθηκε συμβατικός αναλυτής καυσαερίων. Η εφαρμογή του κώδικα έγινε για την επιτάχυνση και την αύξηση φορτίου ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel οχήματος, με τα αποτελέσματα να επιβεβαιώνουν την ικανότητα του κώδικα να προβλέπει ορθά την τάση μεταβολής των εκπομπών NO. Ωστόσο, σε ποσοτικό επίπεδο υπήρχαν αξιόλογες αποκλίσεις, λόγω και της ανακρίβειας των πειραματικών μετρήσεων (οι οποίες δεν πραγματοποιήθηκαν με τον κατάλληλο εξοπλισμό).

Η δεύτερη εργασία, των Cui et al. [130], αφορά επίσης σε ένα πολυζωνικό μοντέλο καύσης. Ο ρυθμός καύσης προσδιορίζεται χρησιμοποιώντας δύο εξισώσεις, οι οποίες εκφράζουν το ρυθμό αντίδρασης και το ρυθμό προετοιμασίας του καυσίμου [126], ενώ οι εκπομπές NO προβλέπονται χρησιμοποιώντας το μηχανισμό του Zeldovich [12]. Η εφαρμογή του κώδικα έγινε για τη μεταβολή (αύξηση και μείωση) της ταχύτητας περιστροφής ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel. Η πειραματική επιβεβαίωση του κώδικα χαρακτηρίζεται

ελλιπής λόγω της πειραματικής διαδικασίας, η οποία περιελάμβανε την επανάληψη της ίδιας μεταβολής πολλές φορές και δειγματοληψία των καυσαερίων σε διαφορετική χρονική στιγμή κάθε φορά (λόγω έλλειψης του κατάλληλου μετρητικού εξοπλισμού). Ωστόσο, οι δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας είναι πολύ δύσκολο να επαναληφθούν με πανομοιότυπο τρόπο πολλές φορές. Παρόλα αυτά, τα αποτελέσματα έδειξαν ότι ο κώδικας έχει τη δυνατότητα ορθής πρόβλεψης της τάσης μεταβολής των εκπομπών NO σε μεταβατικές συνθήκες.

Τέλος, στην εργασία των Tauzia et al. [131] παρουσιάζεται ένα διζωνικό μοντέλο καύσης, όπου ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας καθορίζεται αποκλειστικά από το ρυθμό προετοιμασίας του καυσίμου. Η συγκέντρωση του NO στα καυσαέρια εκτιμάται με το μηχανισμό του Zeldovich [12], ενώ η πειραματική διαδικασία περιλαμβάνει εναλλακτικές τεχνικές προσδιορισμού των πραγματικών εκπομπών [132], λόγω χρήσης συμβατικού αναλυτή καυσαερίων. Η εφαρμογή έγινε για την επιτάχυνση δύο υπερπληρωμένων κινητήρων diesel, με τα αποτελέσματα να δείχνουν τη δυνατότητα ορθής πρόβλεψης της τάσης μεταβολής των εκπομπών NO μόνο στην περίπτωση που η επιτάχυνση δεν είναι πολύ γρήγορη.

1.5 Σκοπός και Μεθοδολογία της Παρούσας Διατριβής

Η παρούσα διδακτορική διατριβή έχει ως κύριο αντικείμενο τη διερεύνηση των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel. Βασικός στόχος είναι η αξιολόγηση και η ερμηνεία των εκπομπών ρύπων σε αυτές τις συνθήκες, μελετώντας τα σχετικά μεταβατικά φαινόμενα. Η κατανόηση των συνθηκών κάτω από τις οποίες σχηματίζονται οι ρύποι στη μεταβατική κατάσταση λειτουργίας αποτελεί τη βάση για την ανάπτυξη μεθόδων και συστημάτων ελέγχου τους. Έτσι, η παρούσα εργασία αποσκοπεί στην εμβάθυνση στα φαινόμενα και τους μηχανισμούς που προκαλούν τις υψηλές εκπομπές ρύπων από κινητήρες diesel σε μεταβατικές συνθήκες, καθώς και στην ανάδειξη των ουσιωδών διαφορών από την αντίστοιχη μόνιμη κατάσταση.

Η προσέγγιση του στόχου της εργασίας γίνεται σε πειραματικό επίπεδο. Γι' αυτόν το λόγο, αναπτύσσεται εξ ολοκλήρου από την αρχή μία πειραματική εγκατάσταση βασισμένη στον εξακύλινδρο, υπερπληρωμένο κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA, ο οποίος βρίσκεται εγκατεστημένος στο εργαστήριο Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π.. Ο συγκεκριμένος κινητήρας χρησιμοποιείται ευρέως σε οχήματα, όπως αστικά λεωφορεία και φορτηγά. Η (σχεδόν) συνεχώς μεταβαλλόμενη κίνηση ενός οχήματος καθιστά τους κινητήρες αυτών των εφαρμογών ιδανικούς για μελέτες μεταβατικής λειτουργίας (σε αντίθεση με κινητήρες βιομηχανικού τύπου οι οποίοι βρίσκονται για μεγάλα χρονικά διαστήματα σε σταθερό σημείο λειτουργίας). Στον κινητήρα εγκαθίσταται μία πληθώρα μετρητικών διατάξεων και συσκευών για τη συνεχή καταγραφή των βασικών λειτουργικών του παραμέτρων, καθώς και αναλυτές καυσαερίων υπερταχείας απόκρισης που είναι ειδικά σχεδιασμένοι για μετρήσεις σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας μηχανών εσωτερικής καύσης. Με αυτόν τον τρόπο είναι εφικτή η συνεχής καταγραφή των στιγμιαίων (σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας) εκπομπών ρύπων.

Η διερεύνηση επικεντρώνεται αρχικά στις εκπομπές των δύο σημαντικότερων ρύπων των κινητήρων diesel, του μονοξειδίου του αζώτου (NO) και της αιθάλης. Σημειώνεται ότι επιλέγεται να μετρηθούν μόνο οι εκπομπές του NO και όχι των συνολικών οξειδίων (μονοξείδιο και διοξείδιο), λόγω της μικρής συνεισφοράς του διοξειδίου (NO₂) στα συνολικά οξείδια του αζώτου που εκπέμπονται από κινητήρες diesel γενικά και ειδικά κατά τη διάρκεια απότομων μεταβολών. Η γνωστή “αντιθετική” εξάρτηση των δύο αυτών ρύπων από τις διάφορες σχεδιαστικές και λειτουργικές παραμέτρους ενός κινητήρα diesel, καθιστά εξαιρετικής σημασίας την ταυτόχρονη μελέτη τους σε μεταβατικές συνθήκες.

Πέραν των δύο αυτών ρύπων, η διερεύνηση συμπεριλαμβάνει και τη μελέτη ενός ακόμα πολύ βασικού χαρακτηριστικού των κινητήρων diesel, του θορύβου της καύσης. Οι εκπομπές θορύβου από έναν κινητήρα diesel συγκεντρώνουν μεγάλο ενδιαφέρον τα τελευταία χρόνια, ιδιαίτερα στις εφαρμογές οχημάτων, όπου ο θόρυβος σχετίζεται άμεσα με τα επίπεδα άνεσης (όχλησης) των επιβατών και των πεζών. Άλλωστε, ο θόρυβος που παράγεται κατά την καύση

σε έναν κινητήρα diesel (“κροτάλισμα”) αποτελεί αποτρεπτικό παράγοντα για την ευρύτερη εξάπλωσή του στην ανταγωνιστική αγορά των αυτοκινήτων (η σχεδόν καθολική επικράτησή του έναντι του βενζινοκινητήρα σε μεγαλύτερες εφαρμογές οφείλεται στην υπεροχή του ως προς το βαθμό απόδοσης). Η σπουδαιότητα της διερεύνησης των εκπομπών θορύβου αναδεικνύεται από τη θέσπιση σχετικών διεθνών κανονισμών [19]. Ακόμα, η χρησιμότητα της μελέτης του θορύβου της καύσης φαίνεται από το γεγονός ότι μπορεί να συνεισφέρει σημαντικά στην παροχή πληροφοριών σχετικά με τη λειτουργική κατάσταση του κινητήρα, εφαρμόζοντας κατάλληλες διαγνωστικές τεχνικές. Ωστόσο, η έρευνα σχετικά με το θόρυβο της καύσης είναι περιορισμένη, τόσο στη μόνιμη όσο και στη μεταβατική κατάσταση. Επιπλέον, δεν έχει διεξαχθεί έως τώρα καμία συνδυασμένη μελέτη των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel, γεγονός που καθιστά τα αποτελέσματα της παρούσας εργασίας ιδιαίτερα σημαντικά.

Η διερεύνηση περιλαμβάνει αρχικά ένα μεγάλο εύρος των δύο βασικότερων μεταβατικών καταστάσεων, της επιτάχυνσης και της αύξησης του φορτίου. Ωστόσο, το κύριο ενδιαφέρον επικεντρώνεται στην επιτάχυνση, εφόσον ο κινητήρας προορίζεται για εφαρμογές οχημάτων, όπου η αύξηση του φορτίου δεν είναι τόσο έντονη όπως στους κινητήρες βιομηχανικού τύπου. Επιλέγεται να μελετηθούν κυρίως μεμονωμένες μεταβολές, σε αντίθεση με τους Μεταβατικούς Κύκλους, μιας και σκοπός της εργασίας είναι η εμβάθυνση στα μεταβατικά φαινόμενα που προκαλούν τις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης και όχι η πιστοποίηση του κινητήρα σύμφωνα με τα θεσμοθετημένα πρότυπα. Έτσι, εκτελούνται επιταχύνσεις από διάφορες αρχικές συνθήκες (ταχύτητα περιστροφής και φορτίο) αντιπροσωπεύοντας την επιτάχυνση ενός οχήματος με διαφορετική σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων και σε διαφορετικές συνθήκες οδικής κυκλοφορίας, ενώ περιλαμβάνεται και μία ενδεικτική περίπτωση αύξησης φορτίου. Επιπλέον, εκτελούνται κάποιες συνδυασμένες και σύνθετες μεταβολές της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου, ως επιμέρους τμήματα των Μεταβατικών Κύκλων. Η διερεύνηση επεκτείνεται στη σύγκριση των πραγματικών μετρημένων εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία με εκείνες των αντίστοιχων μόνιμων συνθηκών (λειτουργία στην ίδια ταχύτητα περιστροφής και θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου), για την ανάδειξη των διαφορών ανάμεσα στις δύο καταστάσεις. Η σύγκριση βασίζεται στους χάρτες των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης της μόνιμης λειτουργίας, οι οποίοι διαμορφώνονται στο πρώτο στάδιο της πειραματικής διερεύνησης.

Πέραν της επιτάχυνσης και της αύξησης φορτίου, μελετάται και η τρίτη βασική περίπτωση μεταβατικής λειτουργίας των κινητήρων diesel, η εκκίνηση. Αυτή αποτελεί πολύ σημαντική μεταβατική κατάσταση ιδιαίτερα για κινητήρες οχημάτων, λόγω της συχνής εμφάνισής της. Το κύριο ενδιαφέρον επικεντρώνεται στην ψυχρή εκκίνηση, λόγω των έντονων διαφοροποιήσεων της από οποιαδήποτε άλλη κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα. Ωστόσο, στις εφαρμογές οχημάτων, η θερμή εκκίνηση αποτελεί εξίσου σημαντική περίπτωση και εμφανίζεται συχνά.

Έτσι, εκτελούνται διάφορες δοκιμές εκκίνησης σε ψυχρές και θερμές συνθήκες και σε διάφορες ταχύτητες περιστροφής.

Ενώ όλες οι προαναφερθείσες δοκιμές εκτελούνται χρησιμοποιώντας συμβατικό καύσιμο πετρέλαιο, η διερεύνηση επεκτείνεται και στην εξέταση της επίδρασης του τύπου του καυσίμου στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα. Για το σκοπό αυτό πραγματοποιούνται διάφορες επιταχύνσεις και μία εκκίνηση του κινητήρα με μίγματα του πετρελαίου με εναλλακτικά καύσιμα (βιοκαύσιμα). Τα τελευταία έχουν προσελκύσει σημαντικό ενδιαφέρον στη σύγχρονη εποχή λόγω των εξαντλούμενων αποθεμάτων του αργού πετρελαίου, σε συνδυασμό με τις σταθερά αυξανόμενες τιμές του. Στην παρούσα εργασία, τα εναλλακτικά καύσιμα που χρησιμοποιούνται είναι το βιοντήζελ και η βουτανόλη.

Μετά την ολοκλήρωση της πειραματικής διερεύνησης, εφαρμόζεται ένας κώδικας προσομοίωσης της μεταβατικής λειτουργίας κινητήρων diesel που συμπεριλαμβάνει την εκτίμηση των εκπομπών ρύπων. Ο κώδικας συντίθεται από μοντέλα και κώδικες που έχουν αναπτυχθεί σε άλλες εργασίες και διατριβές εντός του εργαστηρίου Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π., με σκοπό την προκαταρκτική αξιολόγηση των εκτιμήσεών του. Στόχος είναι η διαμόρφωση της βάσης επί της οποίας μπορεί να στηριχτεί η περαιτέρω ανάπτυξη του κώδικα καθώς και η πειραματική επιβεβαίωση των προβλέψεών του για τις εκπομπές ρύπων, στοιχεία τα οποία αποτελούν σκοπούς μελλοντικής εργασίας.

Συνολικά, η παρούσα διδακτορική διατριβή στοχεύει στην πειραματική διερεύνηση των εκπομπών του μονοξειδίου του αζώτου (NO) και της αιθάλης, σε συνδυασμό με το θόρυβο της καύσης, κατά τις τρεις διακριτές μεταβατικές καταστάσεις λειτουργίας των κινητήρων diesel (επιτάχυνση, αύξηση φορτίου, εκκίνηση), επεκτεινόμενη και στην εξέταση της επίδρασης του τύπου του καυσίμου.

1.6 Βιβλιογραφία

1. Ρακόπουλος Κ.Δ., Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. – Εισαγωγή, Λειτουργία, Θερμοδυναμική, Εκδ. Γρ. Φούντα, Αθήνα, 1988.
2. Stone R., Introduction to Internal Combustion Engines, 3rd Edition, Macmillan Press, London, 1999.
3. Hoerke E., ‘Hundred Years of Internal Combustion Engines in Trucks’, MTZ, Vol. 57, 470-475, 1996 (in German).
4. Ρακόπουλος Κ.Δ., Γιακουμής Ε.Γ., Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2006.
5. Woodyard D., Pounder’s Marine Diesel Engines and Gas Turbines, 9th Edition, Elsevier Ltd., Oxford, 2009.
6. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., Peckham M.S., ‘Experimental Assessment of Turbocharged Diesel Engine Transient Emissions during Acceleration, Load Change and Starting’, SAE Paper No. 2010-01-1287, 2010.
7. European Automobile Manufacturers’ Association (ACEA), 2011, <http://www.acea.be>.
8. JD Power and Associates, 2011, <http://www.jdpower.com>.
9. DieselNet, Ecopoint Inc., DieselNet Technology Guide, Diesel Engine Basics, 2010, <http://www.dieselnet.com/tg.php#basics>.
10. Λάμαρης Β.Θ., Προσδιορισμός της Λειτουργικής Κατάστασης και των Εκπομπών Ρύπων Κινητήρων Ντίζελ με Συνδυασμένη Χρήση Μοντέλου Προσομοίωσης και Μη Καταστροφικών Μεθόδων Μέτρησης, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2010.
11. Low Speed Engines, MAN Diesel & Turbo, 2010, <http://www.mandiesel.de/engines/TwoStrokeLowSpeedPropMEEngines.asp?model=S80ME-C7>.
12. Heywood J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988.
13. Ρακόπουλος Κ.Δ., Χουντάλας Δ.Θ., Καύση – Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1998.
14. MECA (Manufacturers of Emissions Controls Association), Emissions Control Technologies for Diesel-Powered Vehicles, 2007.
15. DieselNet, Ecopoint Inc., Emission Standards, Emission Test Cycles, 2010, <http://www.dieselnet.com/standards/cycles/>.
16. Hountalas D.T., Mavropoulos G.C., Zannis T.C., ‘Comparative Evaluation of EGR, Intake Water Emulsion and Fuel/Water Emulsion as NO_x Reduction Techniques for Heavy Duty Diesel Engines’, SAE Paper No. 2007-01-0120, 2007.
17. DieselNet, Ecopoint Inc., DieselNet Technology Guide, Clean Diesel Engine, 2010, <http://www.dieselnet.com/tg.php#engine>.

18. IMO (International Maritime Organisation), Annex VI to Marpol 73/78 Convention, 2000.
19. Commission Directive 96/20/EC of 27 March 1996 adapting to technical progress Council Directive 70/157/EEC relating to the permissible sound level and the exhaust system of motor vehicles, Official Journal L 092, April 1996.
20. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Diesel Engine Transient Operation, Springer, London, 2009.
21. Dhaenens M., Van der Linden G., Nehl J., Thiele R., 'Analysis of Transient Noise Behavior of a Truck Diesel Engine', SAE Paper 2001-01-1566, 2001.
22. Lilly L.R.C., Diesel Engine Reference Book, 2nd edition, B. Challen and R. Baranescu (eds), Butterworth Heinemann, Oxford, USA, 1999.
23. Robert Bosch GmbH, Diesel-Engine Management, 2nd Edition, Society of Automotive Engineers (SAE), 1999.
24. Dec J.E., 'A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging', SAE Paper No. 970873, 1997.
25. Hsu B.D., Practical Diesel-Engine Combustion Analysis, Society of Automotive Engineers (SAE) 2002.
26. Μίχος Κ.Ν., Αριθμητική Προσομοίωση Καύσης και Εκπομπής Μονοξειδίου του Αζώτου Κινητήρων Οτοο Αερίων Βιοκαυσίμων: Ενεργειακή και Εξεργειακή Ανάλυση, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2010.
27. Κομνηνός Ν.Π., Προαναμεμειγμένη Καύση Κινητήρων Ντήζελ, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2006.
28. Γιακουμής Ε.Γ., Μεταβατική Κατάσταση Λειτουργίας Κινητήρων Diesel, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1997.
29. Westlund A., Winkler N., Diotallevi F., Ångström H.E., 'Predictions and Measurements of Transient NO Emissions for a Two-stage Turbocharged HD Diesel Engine with EGR', THIESEL 2008 Conference Proceedings, 2008.
30. Glassman I., Yetter R.A., Combustion, 4th Edition, Elsevier Ltd., London, 2008.
31. Arregle J., Bermúdez V., Serrano J.R., Fuentes E., 'Procedure for Engine Transient Cycle Emissions Testing in Real Time', Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 30, pp. 485-496, 2006.
32. Ρακόπουλος Κ.Δ., Εργαστηριακές Δοκιμές και Μετρήσεις Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ., Εκδ. Γρ. Φούντα, Αθήνα, 1994.
33. Hagena J.R., Filipi Z.S., Assanis D.N., 'Transient Diesel Emissions: Analysis of Engine Operation during a Tip-In', SAE Paper 2006-01-1151, 2006.
34. Zhao H., Ladommatos N., Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics, Society of Automotive Engineers (SAE), 2001.

35. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., 'Review of Thermodynamic Diesel Engine Simulations under Transient Operating Conditions', SAE Paper No. 2006-01-0884, 2006.
36. Medica V., Simulation of Turbocharged Diesel Engine Driving Electrical Generator under Dynamic Working Conditions, PhD Thesis, University of Rijeka, Croatia, 1988.
37. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., 'Experimental Study of Transient Nitric Oxide, Smoke and Combustion Noise Emissions during Acceleration of an Automotive Turbocharged Diesel Engine', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 225, pp. 260-279, 2011.
38. Wijetunge R.S., Brace C.J., Hawley J.G., Vaughan N.D., Horrocks R.W., Bird G.L., 'Dynamic Behaviour of a High Speed Direct Injection Diesel Engine', SAE Paper No. 1999-01-0829, 1999.
39. Gullett B.K., Touati A., Oudejans L., Ryan S.P., 'Real-Time Emission Characterization of Organic Air Toxic Pollutants during Steady State and Transient Operation of a Medium Duty Diesel Engine', Atmospheric Environment, Vol. 40, pp. 4037-4047, 2006.
40. European Commission, Enterprise and Industry, Automotive Section: Directives and Regulations on Motor Vehicles, 2011, http://ec.europa.eu/enterprise/sectors/automotive/documents/directives/motor-vehicles/index_en.htm.
41. U.S. Environmental Protection Agency (EPA), Testing and Measuring Emissions, Engine Brake Dynamometer Duty Cycles, 2010, <http://www.epa.gov/nvfe1/testing/dynamometer.htm#engcycles>.
42. Λιούτας Σ.Χ., Πρόβλεψη Εκπομπών Καυσαερίων και Επιδόσεων κατά τη Διάρκεια του Ευρωπαϊκού Κύκλου (NEDC) Οχημάτων Ελαφρού Τύπου, Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2010.
43. Giakoumis E.G., Lioutas S.C., 'Diesel-Engined Vehicle Nitric Oxide and Soot Emissions during the European Light-Duty Driving Cycle Using a Transient Mapping Approach', Transportation Research, Part D: Transport and Environment, Vol. 15, pp. 134-143, 2010.
44. EEC Directive 90/C81/01, Emission Test Cycles for the Certification of Light Duty Vehicles in Europe, 1999.
45. Directive 1999/96/EC of the European Parliament and of the Council of 13 December 1999 on the approximation of the laws of the Member States relating to measures to be taken against the emission of gaseous and particulate pollutants from compression ignition engines for use in vehicles, and the emission of gaseous pollutants from positive ignition engines fuelled with natural gas or liquefied petroleum gas for use in vehicles and amending Council Directive 88/77/EEC.

46. Chan S.H., Chen X.S., Arcoumanis C., 'Measurement and Signal Reconstruction of Transient Nitric Oxide Emissions in the Exhaust of a Turbocharged Diesel Engine', Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 119, pp. 620-630, 1997.
47. Beaumont A.J., Noble A.D., Pilley A.D., 'Signal Reconstruction Techniques for Improved Measurement of Transient Emissions', SAE Paper No. 900233, 1990.
48. McClure B.T., 'Characterization of the Transient Response of a Diesel Exhaust-Gas Measurement System', SAE Paper No. 881320, 1988.
49. Collier T., Gregory D., Rushton M., Hands T., 'Investigation into the Performance of an Ultra-Fast Response NO Analyzer Equipped with a NO₂ to NO Converter for Gasoline and Diesel Exhaust NO_x Measurements', SAE Paper No. 2000-01-2954, 2000.
50. Campbell B., Peckham M., Symonds J., Parkinson J., Finch A., 'Transient Gaseous and Particulate Emissions Measurements on a Diesel Passenger Car Including a DPF Regeneration Event', SAE Paper No. 2006-01-1079, 2006.
51. Westlund A., Ångström H.E., 'Evaluation of Techniques for Transient PM-Measurements', SAE Paper No. 2008-01-1680, 2008.
52. Bermúdez V., Luján J.M., Serrano J.R., Pla B., 'Transient Particle Emission Measurement with Optical Techniques', Measurement Science and Technology, Vol. 19, pp. 1-13, 2008.
53. Alkidas A.C., 'Relationships between Smoke Measurements and Particulate Measurements', SAE Paper No. 840412, 1984.
54. Black J., Eastwood P.G., Tufail K., Winstanley T., Hardalupas Y., Taylor A.M.K.P., 'Inter-correlations between Smoke Opacity, Legal Particulate Sampling (LPS) and TEOM, during Transient Operation of a Diesel Engine', SAE Paper No. 2007-01-2060, 2007.
55. SAE J 1667, 'Snap Acceleration Smoke Test Procedure for Heavy-Duty Diesel Powered Vehicles', Surface Vehicle Recommended Practice, 1996.
56. Armas O., Hernández J.J., Cárdenas M.D., 'Reduction of Diesel Smoke Opacity from Vegetable Oil Methyl Esters during Transient Operation', Fuel, Vol. 85, pp. 2427-2438, 2006.
57. Homan H.S., 'Conversion Factors among Smoke Measurements', SAE Paper No. 850267, 1985.
58. DieselNet, Ecopoint Inc., Technical data sheets, Smoke opacity paper, Calculators, Smoke Density, 2009, <http://www.dieselnet.com/calculator/smoke1.html>.
59. Filipi Z., Hagen J., Fathy H., 'Investigating the Impact of In-Vehicle Transients on Diesel Soot Emissions', Thermal Science, Vol. 12, pp. 53-72, 2008.

60. Kang H., Farrell P.V., 'Experimental Investigation of Transient Emissions (HC and NO_x) in a High Speed Direct Injection (HSDI) Diesel Engine', SAE Paper No. 2005-01-3883, 2005.
61. Galindo J., Serrano J.R., Vera F., Cervelló C., 'Relevance of Valve Overlap for Meeting Euro 5 Soot Emissions Requirements during Load Transient Process in Heavy Duty Diesel Engines', International Journal of Vehicle Design, Vol. 41, pp. 343-367, 2006.
62. Liu Z.G., Ford D.C., Vasys V.N., Chen D.R. Johnson T.R., 'Influence of Engine Operating Conditions on Diesel Particulate Matter Emissions in Relation to Transient and Steady-State Conditions', Environmental Science and Technology, Vol. 41, pp. 4593-4599, 2007.
63. Lindgren M., Hansson P.A., 'Effects of Transient Conditions on Exhaust Emissions from two Non-road Diesel Engines', Biosystems Engineering, Vol. 87, pp. 57-66, 2004.
64. Serrano J.R., Climent H., Arnau F.J., Traumat G., 'Global Analysis of the EGR Circuit in a HSDI Diesel Engine in Transient Operation', SAE Paper No. 2005-01-0699, 2005.
65. Yokomura H., Kouketsu S., Kotooka S., Akao Y., 'Transient EGR Control for a Turbocharged Heavy Duty Diesel Engine', SAE Paper No. 2004-01-0120, 2004.
66. Song B.H., Choi Y.H., 'Development of Quantitative Measuring Technique to Find Critical Flow Conditions for Preventing Soot Deposit Accumulated in the Diesel Exhaust System Using Main Muffler Composed of Three Chambers', International Journal of Automotive Technology, Vol. 10, pp. 405-411, 2009.
67. Partridge W.P., Storey J.M.E., Lewis S.A., Smithwick R.W., DeVault G.L., Cunningham M.J., Currier N.W., Yonushonis T.M., 'Resolving Emissions Dynamics via Mass Spectrometry: Time-Resolved Measurements of Emission Transients by Mass Spectrometry', 6th Diesel Engine Emissions Reduction (DEER) Workshop 2000, San Diego, CA, USA, 20 August 2000.
68. Watanabe Y., Fujisaki H., Tsuda T., 'DI Diesel Engine Becomes Noisier at Acceleration – The Transient Noise Characteristic of Diesel Engine', SAE Paper No. 790269, 1979.
69. Shu G., Wei H., 'Study of Combustion Noise Mechanism under Accelerating Operation of a Naturally Aspirated Diesel Engine', International Journal of Vehicle Design, Vol. 45, pp. 33-46, 2007.
70. Head H.E., Wake J.D., 'Noise of Diesel Engines under Transient Conditions', SAE Paper No. 800404, 1980.
71. Rust A., Thien G.E., 'Effect of Transient Conditions on Combustion Noise of NA-DI Diesel Engines', SAE Paper No. 870989, 1987.
72. Arcoumanis C., Yao X.G., 'Transient Smoke and Unburnt Hydrocarbon Emissions during Cold-Start in a Turbo-charged DI Diesel Engine', Institution of Mechanical Engineers, Seminar on "Transient Performance of Engines", pp. 43-60, 1994.

73. Bielaczyc P., Merkisz J., Pielecha J., 'Investigation of Exhaust Emissions from DI Diesel Engine during Cold and Warm Start', SAE Paper No. 2001-01-1260, 2001.
74. Peng H.Y., Cui Y., Deng K.Y., Shi L., Li L.G., 'Combustion and Emissions of a Direct-Injection Diesel Engine during Cold Start under Different Exhaust Valve Closing Timing Conditions', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 222, pp. 119-129, 2008.
75. Peng H., Cui Y., Shi L., Deng K., 'Effects of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on Combustion and Emissions during Cold Start of Direct Injection (DI) Diesel Engine', Energy, Vol. 33, pp. 471-479, 2008.
76. Peng H., Cui Y., Shi L., Deng K., 'Effects of EGR on Combustion Process of DI Diesel Engine during Cold Start', Frontiers of Energy and Power Engineering in China, Vol. 2, pp. 202-210, 2008.
77. Xiao G.F., Qiao X.Q., Huang Z., Chen Z.P., 'Improvement of Startability of Direct-Injection Diesel Engines by Oxygen-Enriched Intake Air', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 221, pp. 1453-1465, 2007.
78. Belardini P., Bertoli C., Del Giacomo N., Iorio B., 'Combustion and Pollutant Emissions from Light Duty Diesel Engines: The Influence of Mixing Process and Transient Operating Conditions', The Science of the Total Environment, Vol. 134, pp. 285-293, 1993.
79. Engler D., Hausberger S., Blassnegger J., 'Cold Start Emissions of Heavy Duty Vehicles', SAE Paper No. 2001-24-0077, 2001.
80. Khalek I.A., Ullman T.L., Vasquez L., Guerrero M., 'Hot Start Transient Emissions from a Mercedes OM 366 LA and a Detroit Diesel Operated on Chilean, California, and US 2D Fuels', SAE Paper No. 2002-01-2827, 2002.
81. Zahdeh A.R., Henein N., 'Diesel Engine Cold Starting: White Smoke', SAE Paper No. 920032, 1992.
82. Osuka I., Nishimura M., Tanaka Y., Miyaki M., 'Benefits of New Fuel Injection Technology on Cold Startability of Diesel Engines – Improvement of Cold Startability and White Smoke Reduction by Means of Multi Injection with Common Rail Fuel System (ECD-U2)', SAE Paper No. 940586, 1994.
83. Cotte H., Bessagnet B., Blondeau C., Mallet-Hubert P.Y., Momique J.C., Walter C., Boulanger L., Deléger D., Jouvenot G., Clarisse P., Rouveirrolles P., 'Cold-start Emissions from Petrol and Diesel Vehicles According to the Emissions Regulations (from Euro 92 to Euro 2000)', International Journal of Vehicle Design, Vol. 27, pp. 275-285, 2001.
84. Weilenmann M., Favez J.Y., Alvarez R., 'Cold-Start Emissions of Modern Passenger Cars at Different Low Ambient Temperatures and their Evolution over Vehicle Legislation Categories', Atmospheric Environment, Vol. 43, pp. 2419-2429, 2009.

85. Oudejans L., Touati A., Gullett B.K., 'Real-Time, On-Line Characterization of Diesel Generator Air Toxic Emissions by Resonance-Enhanced Multiphoton Ionization Time-of-Flight Mass Spectrometry', *Analytical Chemistry*, Vol. 76, pp. 2517-2524, 2004.
86. Weilenmann M., Soltic P., Saxer C., Forss A.-M., Heeb N., 'Regulated and Nonregulated Diesel and Gasoline Cold Start Emissions at Different Temperatures', *Atmospheric Environment*, Vol. 39, pp. 2433-2441, 2005.
87. Andrews G.E., Clarke A.G., Rojas N.Y., Sale T., Gregory D., 'The Transient Storage and Blow-out of Diesel Particulate in Practical Exhaust Systems', SAE Paper No. 2001-01-0204, 2001.
88. Broatch A., Luján J.M., Ruiz S., Olmeda P., 'Measurement of Hydrocarbon and Carbon Monoxide Emissions during the Starting of Automotive DI Diesel Engines', *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 9, pp. 129-140, 2008.
89. Alt N., Sonntag H.-D., Heuer S., Thiele R., 'Diesel Engine Cold Start Noise Improvement', SAE Paper No. 2005-01-2490, 2005.
90. Filipi Z., Fathy H., Hagen J., Knafel A., Ahlawat R., Liu J., Jung D., Assanis D., Peng H., Stein J., 'Engine-in-the-Loop Testing for Evaluating Hybrid Propulsion Concepts and Transient Emissions – HMMWV Case Study', SAE Paper No. 2006-01-0443, 2006.
91. Black J., Eastwood P.G., Tufail K., Winstanley T., Hardalupas Y., Taylor A.M.K.P., 'Diesel Engine Transient Control and Emissions Response during a European Extra-Urban Drive Cycle (EUDC)', SAE Paper No. 2007-01-1938, 2007.
92. Eastwood P.G., Tufail K., Winstanley T., Darlington A., Karagiorgis S., Hardalupas Y., Taylor A.M.K.P., 'Estimation of Deviations in NO and Soot Emissions between Steady-State and EUDC Transient Operation of a Common-Rail Diesel Engine', SAE Paper No. 2009-24-0147, 2009.
93. McCormick R.L., Graboski M.S., Newlin A.W., Ross J.D., 'Effect of Humidity on Heavy-Duty Transient Emissions from Diesel and Natural Gas Engines at High Altitude', *Journal of the Air & Waste Management Association*, Vol. 47, pp. 784-791, 1997.
94. U.S. Environmental Protection Agency, Testing and Measuring Emissions, Engine Testing Regulations, 2010, <http://www.epa.gov/nvfe/testing/regulations.htm>.
95. Yacoub Y., Atkinson C., 'Evaluation of Oxides of Nitrogen Emissions for the Purpose of their Transient Regulation from a Direct Injection Diesel Engine', *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 8, pp. 238-257, 2001.
96. Broatch A., Luján J.M., Serrano J.R., Pla B., 'A Procedure to Reduce Pollutant Gases from Diesel Combustion during European MVEG-A Cycle by Using Electrical Intake Air-Heaters', *Fuel*, Vol. 87, pp. 2760-2778, 2008.

97. Wang J., Storey J., Domingo N., Huff S., Thomas J., West B., 'Studies of Diesel Engine Particle Emissions during Transient Operations Using an Engine Exhaust Particle Sizer', *Aerosol Science and Technology*, Vol. 40, pp. 1002-1015, 2006.
98. Goto Y., Kawai T., 'Real-Time Measurement of Particle Size Distribution from Diesel Engines Equipped with Continuous Regenerative DPF under a Transient Driving Condition', SAE Paper No. 2004-01-1984, 2004.
99. Lee J.H., Goto Y., Odaka M., 'Measurement of the Diesel Exhaust Particle Reduction Effect and Particle Size Distribution in a Transient Cycle Mode with an Installed Diesel Particulate Filter', SAE Paper No. 2002-01-1005, 2002.
100. Myung C.L., Kim J., Kwon S., Choi K., Ko A., Park S., 'Nano-Particle Emission Characteristics of European and Worldwide Harmonized Test Cycles for Heavy-Duty Diesel Engines', *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 12, pp. 331-337, 2011.
101. Alvarez R., Weilenmann M., Novak P., 'Pollutant Emissions from Vehicles with Regenerating After-Treatment Systems in Regulatory and Real-World Driving Cycles', *Science of the Total Environment, The Science of the Total Environment*, Vol. 398, pp. 87-95, 2008.
102. Liu Z., Ge Y., Johnson K.C., Shah A.N., Tan J., Wang C., Yu L., 'Real-world Operation Conditions and On-road Emissions of Beijing Diesel Buses Measured by Using Portable Emission Measurement System and Electric Low-Pressure Impactor', *Science of the Total Environment*, Vol 409, pp. 1476-1480, 2011.
103. Joumard R., André M., Vidon R., Tassel P., Pruvost C., 'Influence of Driving Cycles on Unit Emissions from Passenger Cars', *Atmospheric Environment*, Vol. 34, pp. 4621-4628, 2000.
104. Gupta S., Shih J., Hillman G., Sekar R., Graze R.R., Shimpi S., Martin W.T., Pier D., 'Transient, Real-Time, Particulate Emissions Measurements in Diesel Engines', *Proceedings of 9th Diesel Engine Emissions Reductions Conference*, Newport, RI, August 24-28, 2003.
105. Schindler W., Haisch C., Beck H.A., Niessner R., Jacob E., Rothe D., 'A Photoacoustic Sensor System for Time Resolved Quantification of Diesel Soot Emissions', SAE Paper No. 2004-01-0968, 2004.
106. Oliveira M.L.M., Silva C.M., Moreno-Tost R., Farias T.L., Jiménez-López A., Rodríguez-Castellón E., 'Modelling of NO_x Emission Factors from Heavy and Light-Duty Vehicles Equipped with Advanced Aftertreatment Systems', *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, pp. 2945-2951, 2011.

107. Omran R., Younes R., Champoussin J.C., Fedeli D., Masson F., Guerrassi N., 'Genetic Algorithm for Dynamic Calibration of Engine's Actuator', SAE Paper No. 2007-01-1079, 2007.
108. Nine R.D., Clark N.N., Daley J.J., Atkinson C.M., 'Development of a Heavy-Duty Chassis Dynamometer Driving Route', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 213, pp. 561-574, 1999.
109. Samulski M.J., Jackson C.C., 'Effects of Steady-State and Transient Operation on Exhaust Emissions from Nonroad and Highway Diesel Engines', SAE Paper No. 982044, 1998.
110. Shah S.D., Cocker D.R. III, Miller J.W., Norbeck J.M., 'Emission Rates of Particulate Matter and Elemental and Organic Carbon from In-Use Diesel Engines', Environmental Science and Technology, Vol. 38, pp. 2544-2550, 2004.
111. Maldonado H., 'Development of Heavy-Duty Truck Chassis Dynamometer Driving Cycles for Source Testing for Emissions Modeling', 11th CRC On-Road Vehicle Emissions Workshop, San Diego, CA, USA, 2001.
112. Tzirakis E., Pitsas K., Zannikos F., Stournas S., 'Vehicle Emissions and Driving Cycles: Comparison of the Athens Driving Cycle (ADC) with ECE-15 and European Driving Cycle (EDC)', Global NEST Journal, Vol. 8, pp. 282-290, 2006.
113. Πίτσας Κ.Α., Τεχνικός Έλεγχος Οχημάτων. Κύκλοι Οδήγησης και Ατμοσφαιρική Ρύπανση, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2003.
114. Esteves-Booth A., Muneer T., Kubie J., Kirby H., 'A Review of Vehicular Emission Models and Driving Cycles', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 216, pp. 777-797, 2002.
115. Kirchen P., Obrecht P., Boulouchos K., 'Soot Emission Measurements and Validation of a Mean Value Soot Model for Common-Rail Diesel Engines during Transient Operation', SAE Paper No. 2009-01-1904, 2009.
116. Ericson C., Westerberg B., Egnell R., 'Transient Emission Predictions with Quasi Stationary Models', SAE Paper No. 2005-01-3852, 2005.
117. Hausberger S., Ivanisin M., Riemersma I.J., 'Modelling of Transient Influences on HDV Emissions', SAE Paper No. 2001-24-0076, 2001.
118. Thompson G.J., Atkinson C.M., Clark N.N., Long T.W., Hanzevack E., 'Neural Network Modelling of the Emissions and Performance of a Heavy-Duty Diesel Engine', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 214, pp. 111-126, 2000.
119. Brahma I., Sharp M.C., Frazier T.R., 'Empirical Modeling of Transient Emissions and Transient Response for Transient Optimization', SAE Paper No. 2009-01-1508, 2009.

120. Qiao J., Dent J.C., Garner C.P., 'Diesel Engine Modelling under Steady and Transient Conditions Using a Transputer Based Concurrent Computer', SAE Paper No. 922226, 1992.
121. Watson N., Pilley A.D., Marzouk M., 'A Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation', SAE Paper No. 800029, 1980.
122. Tesner P.A., Snegiriona P.A., Knorre V.G., 'Kinetics of Dispersed Carbon Formation', Combustion and Flame, Vol. 17, pp. 253-260, 1971.
123. Magnussen B.F., 'Modelling of Reaction Processes in Turbulent Flames with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion', General Motors Symposium on Particulate Carbon Formation during Combustion, Warren, MI, USA, 1980.
124. Bazari Z., 'Diesel Exhaust Emissions Prediction under Transient Operating Conditions', SAE Paper No. 940666, 1994.
125. Gosman A.D., Harvey P.S., 'Computer Analysis of Fuel-Air Mixing and Combustion in an Axisymmetric DI Diesel', SAE Paper No. 820036, 1982.
126. Nishida K., Hiroyasu H., 'Simplified Three-Dimensional Modelling of Mixture Formation and Combustion in a DI Diesel Engine', SAE Paper No. 890269, 1989.
127. Arcoumanis C., Jou C.-S., 'Measurement and Prediction of Transient NO_x Emissions in DI Diesel Engines', Conference of the Institution of Mechanical Engineers, Paper No. C448/039/92, London, 1992.
128. Chan S.H., He Y., Sun J.H., 'Prediction of Transient Nitric Oxide in Diesel Exhaust', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 213, pp. 327-339, 1999.
129. Chan S.H., Chen X.S., 'Prediction of Mixture Formation and Heat Release in a Turbocharged Direct Injection Diesel Engine', Journal of the Institution of Energy, Vol. 71, pp. 33-40, 1998.
130. Cui Y., Deng K., Wu J., 'A Modelling and Experimental Study of Transient NO_x Emissions in Turbocharged Direct Injection Diesel Engines', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 218, pp. 535-541, 2004.
131. Tauzia X., Chesse P., Hetet J.-F., Thouvenel N., 'Measurement and Simulation of Instantaneous Emissions of a Heavy Truck Diesel Engine during Transients', Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 130, 2008.
132. Thouvenel N., Tauzia X., Chesse P., Hetet J.-F., 'Experimental Method for the Determination of Instantaneous Diesel Engine Pollutant Emissions during Transients', ICE Spring Technical Conference, Paper No. 2002-ICE-466, ASME, 2002.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

Η Πειραματική Εγκατάσταση – Ο Κινητήρας Diesel Mercedes-Benz OM 366 LA, τα Υποσυστήματά του και οι Διατάξεις Μέτρησης των Λειτουργικών Παραμέτρων

2.1 Εισαγωγή

Σκοπός του παρόντος κεφαλαίου είναι η λεπτομερής περιγραφή της πειραματικής εγκατάστασης που αναπτύχθηκε εξ ολοκλήρου από την αρχή και στήθηκε στον κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA για τη διερεύνηση, αρχικά, της μόνιμης και, κατά κύριο λόγο, της μεταβατικής λειτουργίας του. Συγκεκριμένα, δίνεται μία αναλυτική περιγραφή του κινητήρα, των κυριότερων υποσυστημάτων του (αντλία καυσίμου, ρυθμιστής στροφών, υπερπληρωτής) με έμφαση στη λειτουργία και τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά τους, καθώς και των βασικών περιφερειακών υποσυστημάτων του. Στη συνέχεια, περιγράφονται λεπτομερώς οι συνιστώσες της πειραματικής κλίνης που αναπτύχθηκε και αναλύονται όλες οι συσκευές και διατάξεις μέτρησης των λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα, καθώς οι αναλυτές καυσαερίων και μέτρησης του θορύβου της καύσης περιγράφονται στο Κεφάλαιο 3. Για κάθε μετρητική διάταξη παρέχονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά της και δίνονται σχεδιαγραμματικές απεικονίσεις και φωτογραφικές απόψεις της εγκατάστασής της στον κινητήρα και της λειτουργίας της, ενώ παράλληλα επεξηγείται ο τρόπος υπολογισμού του εκάστοτε φυσικού μεγέθους από το μετρούμενο σήμα (τάση σε V). Τέλος, περιγράφεται το σύστημα αναλογοψηφιακής μετατροπής και το πρόγραμμα δειγματοληψίας, εκτέλεσης και ελέγχου της κάθε μέτρησης. Σημειώνεται ότι όλες οι απαραίτητες εγκαταστάσεις, συνδέσεις, ιδιοκατασκευές και λοιπές εργασίες πραγματοποιήθηκαν αποκλειστικά εντός του εργαστηρίου Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π..

2.2 Ο Κινητήρας Diesel Mercedes-Benz OM 366 LA και τα Υποσυστήματά του

2.2.1 Ο Κινητήρας Diesel Mercedes-Benz OM 366 LA

Ο κινητήρας diesel Mercedes-Benz OM 366 LA είναι εξακύλινδρος, τετράχρονος, υπερπληρωμένος με ενδιάμεση ψύξη του αέρα πλήρωσης, άμεσης έγχυσης, υδρόψυκτος, ταχύστροφος. Χρησιμοποιείται ευρέως σε οχήματα, γεγονός που τον καθιστά ιδανική επιλογή για τη μελέτη της μεταβατικής λειτουργίας. Αυτό ενισχύεται από το γεγονός ότι η λειτουργία ενός οχήματος πρακτικά είναι συνεχώς μεταβαλλόμενη (είτε σε ταχύτητα, είτε σε φορτίο/αντίσταση είτε και στα δύο), σε αντίθεση με κινητήρες ηλεκτροπαραγωγής ή ναυτικούς όπου οι μεταβολές δεν είναι τόσο συχνές και περιορίζονται σε μικρό εύρος χαμηλών ταχυτήτων περιστροφής. Τα βασικά γεωμετρικά και τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα και των υποσυστημάτων του δίνονται στον Πίνακα 2.1 [1]. Κύριες εφαρμογές του κινητήρα αποτελούν αστικά λεωφορεία, όπως για παράδειγμα τα μικρά λεωφορεία (midi-buses) της ΕΘΕΛ (Εταιρεία Θερμικών Λεωφορείων) στην Αθήνα, εμπορικά φορτηγά, καθώς και οχήματα εκτός δρόμου (off-road) ειδικών εφαρμογών (π.χ. Unimog). Σχεδιαστικές όψεις και φωτογραφικές απόψεις του κινητήρα δίνονται στις Εικόνες 2.1 - 2.3.

Οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας του κινητήρα σε μόνιμες συνθήκες παρουσιάζονται στο Σχήμα 2.1. Συγκεκριμένα, δίνονται η πραγματική ισχύς, η ροπή στρέψης και η ειδική κατανάλωση καυσίμου σε όλο το φάσμα λειτουργίας του κινητήρα (για το πλήρες φορτίο σε κάθε ταχύτητα περιστροφής), όπως αυτές έχουν δοθεί από τον κατασκευαστή [2]. Ο κινητήρας φέρει δύο βαλβίδες σε κάθε κύλινδρο, ενώ ο θάλαμος καύσης κάθε κυλίνδρου διαμορφώνεται στην κοιλότητα του εμβόλου. Στην Εικόνα 2.4 φαίνονται το έμβολο (όπου διακρίνεται η διαμόρφωση της κοιλότητας) και ο πείρος του, ο διωστήρας καθώς και η κεφαλή του κινητήρα. Συγκεκριμένα, στην κεφαλή διακρίνεται η οπή προσαρμογής του πιεζοκρυστάλλου για τη μέτρηση της πίεσης του αερίου εντός του κυλίνδρου (δυναμοδεικτικό διάγραμμα – Παράγραφος 2.3.4). Ο κινητήρας ακολουθεί το πρότυπο ρύπων Euro II, τα όρια του οποίου (ανάλογα με την ημερομηνία εφαρμογής) παρουσιάζονται στον Πίνακα 2.2 για την κατηγορία των οχημάτων τα οποία εφοδιάζονται με το συγκεκριμένο κινητήρα, σύμφωνα με τη δοκιμή ECE R-49 [3,4].

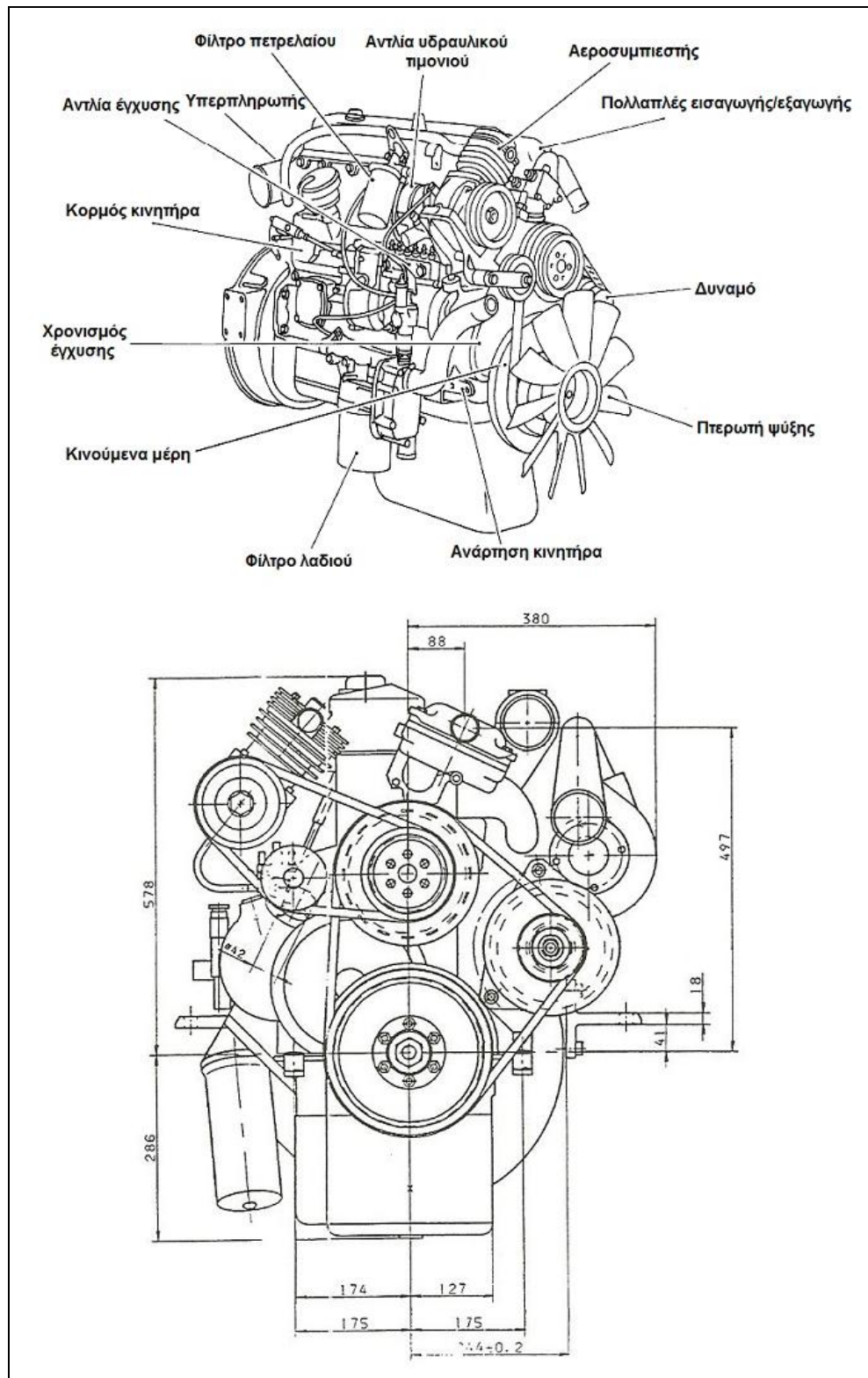
Πίνακας 2.1 Τεχνικά χαρακτηριστικά κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA.

Τύπος	Mercedes-Benz OM 366 LA III/3, τετράχρονος, diesel, υπερπληρωμένος με ψύξη του αέρα πλήρωσης
Εφαρμογή	Φορτηγά και λεωφορεία
Πρότυπο ρύπων	Euro II
Αριθμός-Διάταξη κυλίνδρων	6 κύλινδροι σε σειρά
Σειρά ανάφλεξης	1-5-3-6-2-4
Θάλαμος καύσης	Άμεσης έγχυσης, κοιλότητας εμβόλου (bowl-in-piston)
Σύστημα ψύξης	Νερό-Αντιψυκτικό
Πεδίο στροφών	800-2600 rpm
Μέγιστη ισχύς	177 kW (240 HP) @ 2600 rpm
Μέγιστη ροπή στρέψης	840 Nm @ 1250-1500 rpm
Διάμετρος κυλίνδρου	97.5 mm
Διαδρομή εμβόλου	133 mm
Μήκος διωστήρα	230 mm
Ολικός όγκος εμβολισμού	5958 cm ³
Βαθμός συμπίεσης	18:1
Επιζήμιος όγκος	58.4 cm ³
Ανοίγμα βαλβίδας εισαγωγής	15° γωνίας στροφάλου πριν το ΑΝΣ
Κλείσιμο βαλβίδας εισαγωγής	25° γωνίας στροφάλου μετά το ΚΝΣ
Ανοίγμα βαλβίδας εξαγωγής	68° γωνίας στροφάλου πριν το ΚΝΣ
Κλείσιμο βαλβίδας εξαγωγής	12° γωνίας στροφάλου μετά το ΑΝΣ
Διάρκεια επικάλυψης βαλβίδων	27° γωνίας στροφάλου
Αντλία καυσίμου	Bosch PE-S 6 MW 100/720 RS 1527, εξακύλινδρη, σε σειρά, με περιοριστή καυσίμου (LDA)
Εγχυτήρας	Bosch, 5 οπών διαμέτρου 0.286 mm έκαστη, πίεση ανοίγματος 250 bar
Χρονισμός έγχυσης	Μεταβλητού χρονισμού αναλόγως στροφών/φορτίου, 5±1° γωνίας στροφάλου πριν το ΑΝΣ (πλήρες φορτίο)
Μέγιστη πίεση έγχυσης	1200 bar (στην κατάθλιψη της αντλίας)
Ρυθμιστής στροφών	Μηχανικός, μεταβλητών στροφών, Bosch RQV 300/1300 MW157 RV3984
Υπερπληρωτής	Garrett TBP 418-1, με εσωτερική βαλβίδα παράκαμψης του στροβίλου (internal waste-gate) Μονοβάθμιος, φυγοκεντρικός συμπιεστής Μονοβάθμιος, διπλής εισόδου, ακτινικός στρόβιλος
Ψυγείο αέρα πλήρωσης	Αέρα-αέρα

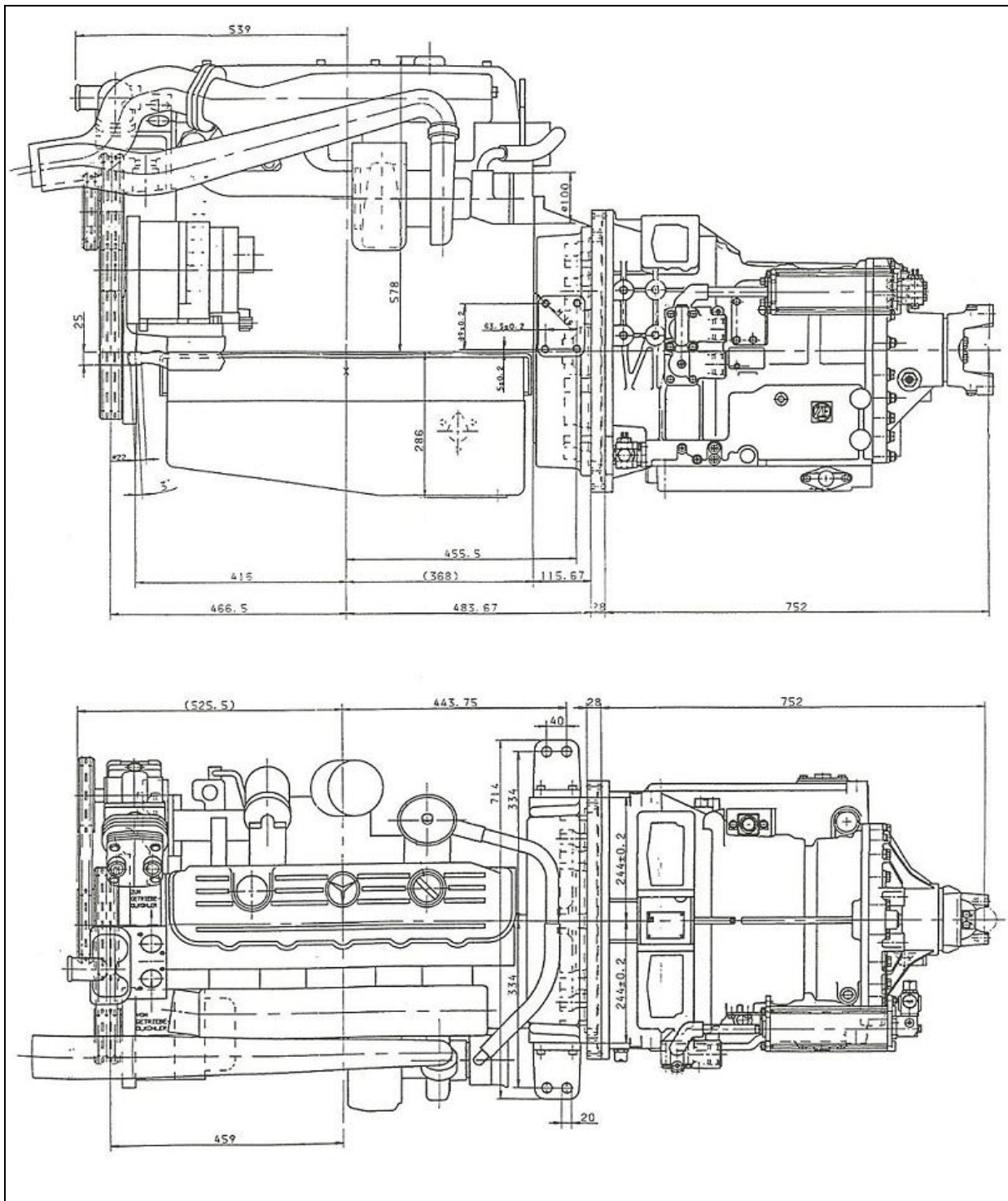
Κεφάλαιο 2: Η Πειραματική Εγκατάσταση – Ο Κινητήρας Diesel Mercedes-Benz OM 366 LA, τα Υποσυστήματά του και οι Διατάξεις Μέτρησης των Λειτουργικών Παραμέτρων



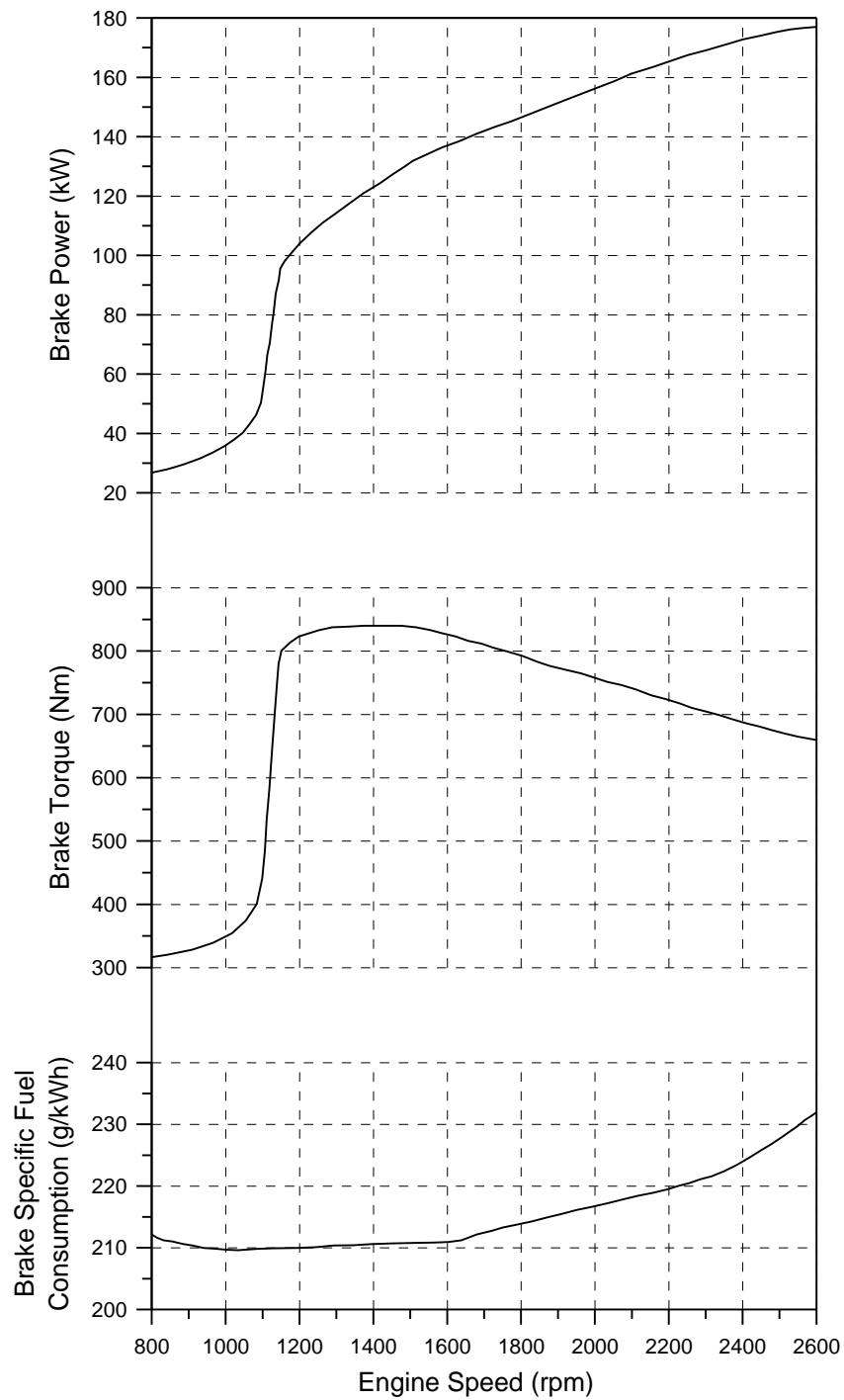
Εικόνα 2.1 Φωτογραφικές απόψεις του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA.



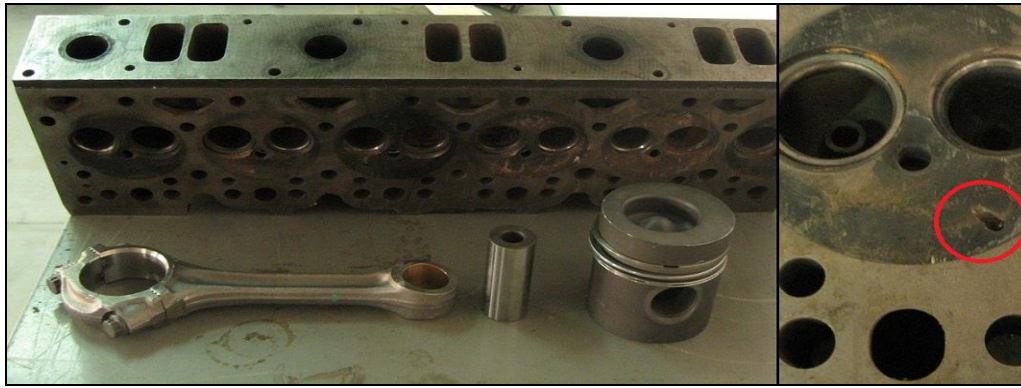
Εικόνα 2.2 Σχεδιαστικές όψεις του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA όπου διακρίνονται τα κυριότερα υποσυστήματά του.



Εικόνα 2.3 Σχεδιαστικές όψεις του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA μαζί με το κιβώτιο ταχυτήτων για εφαρμογή του κινητήρα σε αστικό λεωφορείο.



Σχήμα 2.1 Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA.



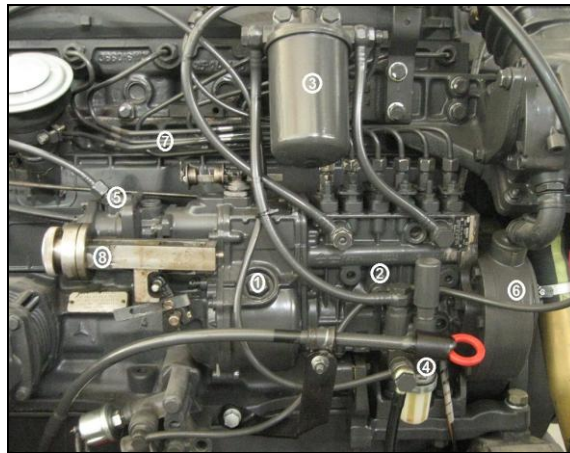
Εικόνα 2.4 Αριστερά: Η κεφαλή, το έμβολο και ο πείρος του και ο διωστήρας του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA. Δεξιά: λεπτομέρεια από την κεφαλή όπου διακρίνεται η οπή προσαρμογής του πιεζοκρυστάλλου μέτρησης της πίεσης του αερίου εντός του κυλίνδρου (δυναμοδεικτικό διάγραμμα).

Πίνακας 2.2 Όρια ρύπων (σε g/kWh) του προτύπου Euro II για κινητήρες diesel βαρέος τύπου.

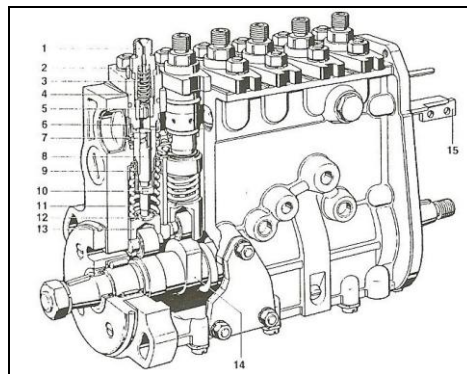
	CO	HC	NO _x	PM
10/1996	4.0	1.1	7.0	0.25
10/1998	4.0	1.1	7.0	0.15

2.2.2 Η Αντλία Καυσίμου και ο Ρυθμιστής Στροφών

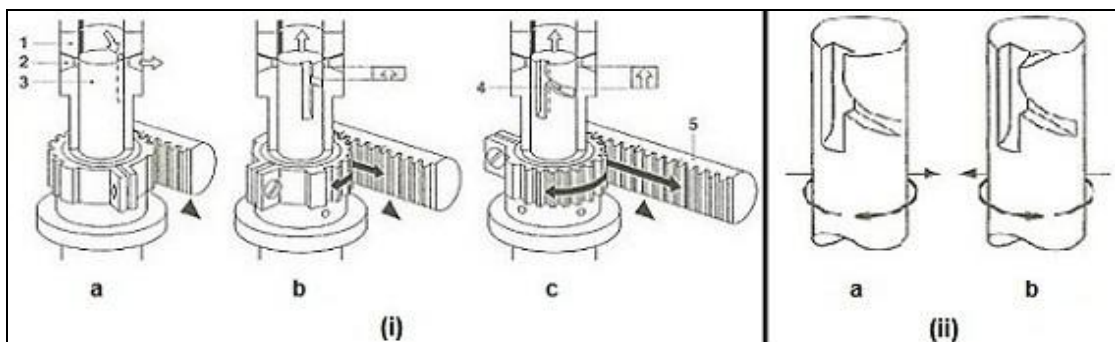
Η αντλία καυσίμου είναι κατασκευής της εταιρείας Bosch, τύπος PE-S 6 MW 100/720 RS 1527, εξακύλινδρη, σε σειρά (ατομική πολυκύλινδρη). Η Εικόνα 2.5 παρουσιάζει μία γενική φωτογραφική άποψη του συστήματος έγχυσης καυσίμου, όπου διακρίνονται τα κυριότερα μέρη του (πλην των εγχυτήρων). Στον εξωτερικό μοχλό ρύθμισης και ελέγχου της αντλίας (“πετάλι” γκαζιού) προσαρμόζεται ειδική διάταξη για τη ρύθμιση της θέσης του στο εκάστοτε σημείο μόνιμης λειτουργίας. Στην Εικόνα 2.6 δίνεται μία σχηματική απεικόνιση της αντλίας [5], το έμβολο της οποίας φέρει την τυπική διάταξη της έλικας (τύπος Bosch, Εικόνα 2.7(i)) για τη ρύθμιση της παροχής καυσίμου ανάλογα με τη στιγμιαία θέση του κανόνα της αντλίας. Επίσης, το έμβολο της αντλίας φέρει και δεύτερη έλικα για την κατάλληλη ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης ανάλογα με το φορτίο του κινητήρα (διπλή έλικα, Εικόνα 2.7(ii)). Οι χαρακτηριστικές καμπύλες της αντλίας (εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας και κύλινδρο), παρουσιάζονται στο Σχήμα 2.2, όπως αυτές προέκυψαν από τις μετρήσεις στα πλαίσια της παρούσας πειραματικής διερεύνησης της μόνιμης λειτουργίας του κινητήρα. Η έγχυση σε κάθε κύλινδρο πραγματοποιείται από εγχυτήρα, κατασκευής της εταιρείας Bosch, που φέρει ακροφύσιο τύπου DLLA 134 P 422, πέντε οπών διαμέτρου 0.286 mm έκαστη, με πίεση ανοίγματος της βελόνας του ίση με 250 bar και μέγιστη πίεση έγχυσης ίση με 1200 bar [6]. Στην αντλία έγχυσης πετρελαίου ενσωματώνεται και η χαμηλής πίεσης τροφοδοτική αντλία του καυσίμου η οποία χρησιμοποιείται και για την εξαέρωση του συστήματος.



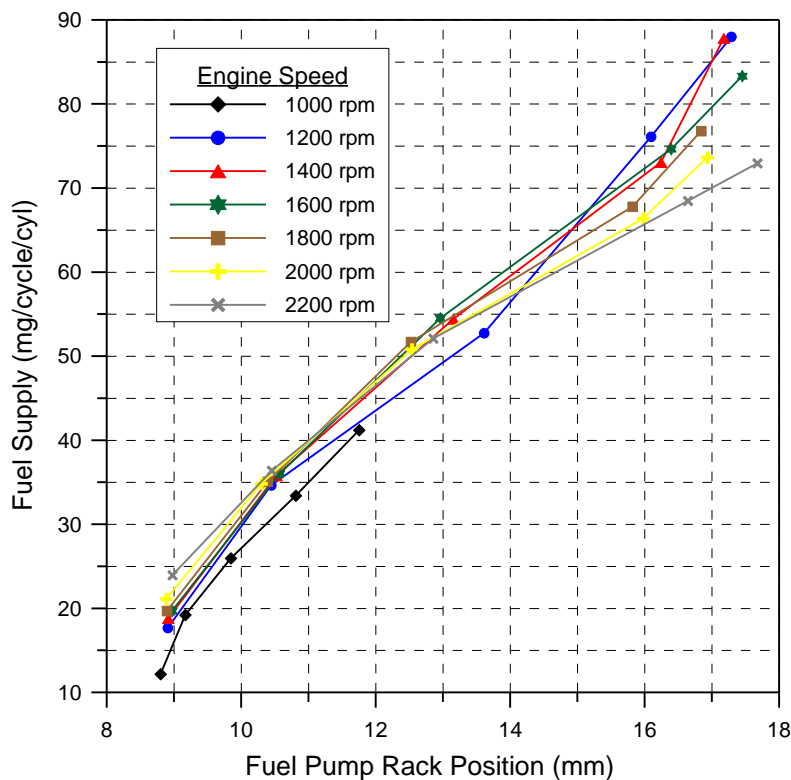
Εικόνα 2.5 Φωτογραφική άποψη του συστήματος έγχυσης καυσίμου: (1) ρυθμιστής στροφών, (2) αντλία έγχυσης, (3) φίλτρο πετρελαίου, (4) τροφοδοτική αντλία χαμηλή πίεσης, (5) σύνδεση του συστήματος περιορισμού της παροχής καυσίμου, (6) σύστημα μεταβολής του χρονισμού έγχυσης, (7) σωληνώσεις προς τους εγχυτήρες, (8) διάταξη ρύθμισης της θέσης του πεταλιού του γκαζιού.



Εικόνα 2.6 Σχηματική απεικόνιση αντλίας Bosch PE-S: (1) στήριξη της βαλβίδας διανομής, (2) ροδέλα, (3) ελατήριο της βαλβίδας διανομής, (4) κύλινδρος, (5) βαλβίδα διανομής, (6) θυρίδα εισαγωγής, (7) ελικοειδής εγκοπή, (8) έμβολο, (9) κύλινδρος ελέγχου, (10) βραχίονας ελέγχου, (11) ελατήριο επαναφοράς, (12) βάση του ελατηρίου, (13) κυλινδρικός μοχλός, (14) εκκεντροφόρος άτρακτος, (15) κανόνας.



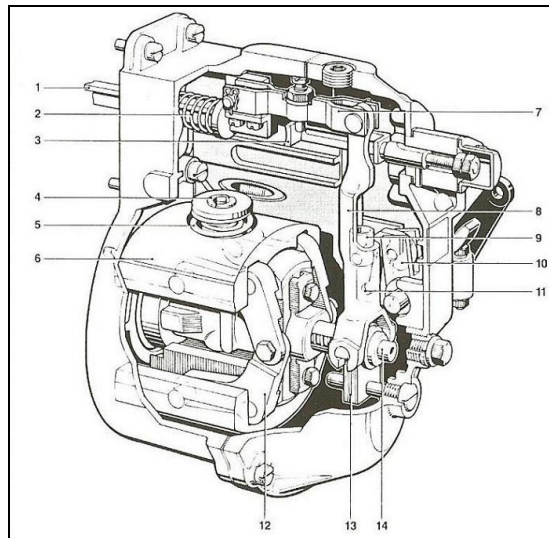
Εικόνα 2.7 (i) Τυπική διάταξη ρύθμισης της παροχής καυσίμου: (1) κύλινδρος, (2) θυρίδα εισαγωγής, (3) έμβολο, (4) ελικοειδής εγκοπή (έλικα), (5) κανόνας της αντλίας. Οι θέσεις λειτουργίας είναι: (a) μηδενική παροχή, (b) μερική παροχή και (c) πλήρης παροχή.
(ii) Διαμόρφωση του εμβόλου της αντλίας πετρελαίου: (a) τυπική μονής έλικας και (b) διπλής έλικας για τη ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης ανάλογα με το φορτίο του κινητήρα.



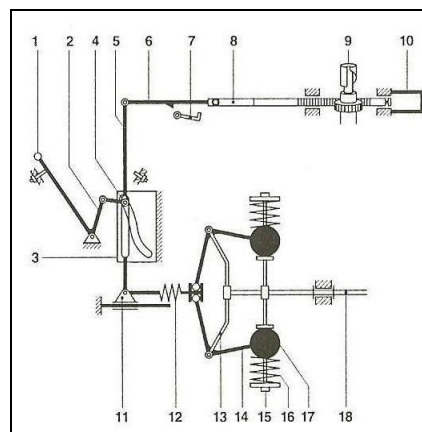
Σχήμα 2.2 Χαρακτηριστικές καμπύλες έγχυσης της αντλίας πετρελαίου του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA.

Ο έλεγχος της θέσης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου και της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα επιτυγχάνεται με μηχανικό ρυθμιστή μεταβλητών στροφών (variable speed governor) κατασκευής της εταιρείας Bosch, τύπος RQV 300/1300 MW157. Οι Εικόνες 2.8 έως 2.10 παρουσιάζουν κατασκευαστικά και λειτουργικά σχεδιαγράμματα του συγκεκριμένου τύπου ρυθμιστή στροφών σε διάφορα σημεία λειτουργίας του κινητήρα. Στο Σχήμα 2.3 παρουσιάζονται οι καμπύλες ισορροπίας του ρυθμιστή όπου διακρίνονται οι θέσεις ψυχρής και θερμής εκκίνησης καθώς και ένα παράδειγμα επιτάχυνσης. Ο κωδικός του συγκεκριμένου ρυθμιστή στροφών επεξηγείται ως εξής [5]:

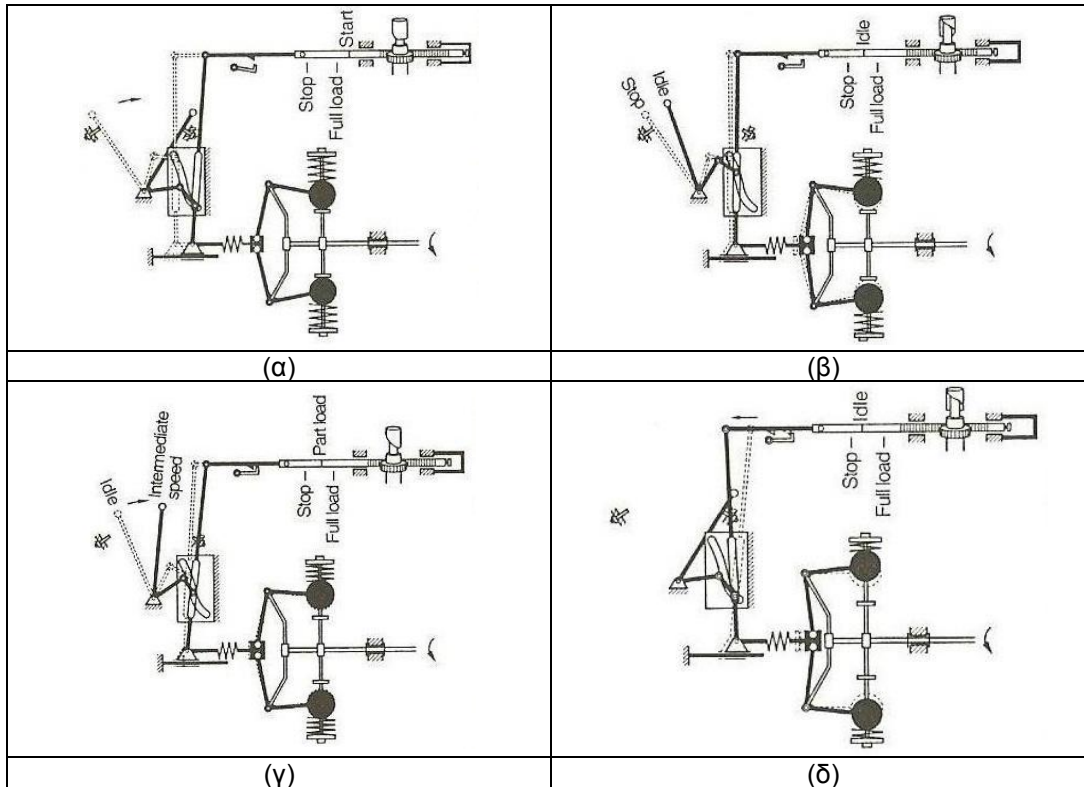
- R : μηχανικός ρυθμιστής με περιστρεφόμενα βαρίδια
- Q : με ιδιαίτερο ζεύγος (τριών) ελικοειδών ελατηρίων για κάθε βαρίδιο
- V : μεταβλητών στροφών
- 300 : ελάχιστη ταχύτητα περιστροφής αντλίας (αντιστοιχεί σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 600 rpm)
- 1300 : μέγιστη ταχύτητα περιστροφής αντλίας (αντιστοιχεί σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 2600 rpm)
- MW : κωδικός για το μέγεθος της συνδεδεμένης αντλίας
- 157 : κωδικός σύμφωνα με τον εκάστοτε τύπο ρυθμιστή



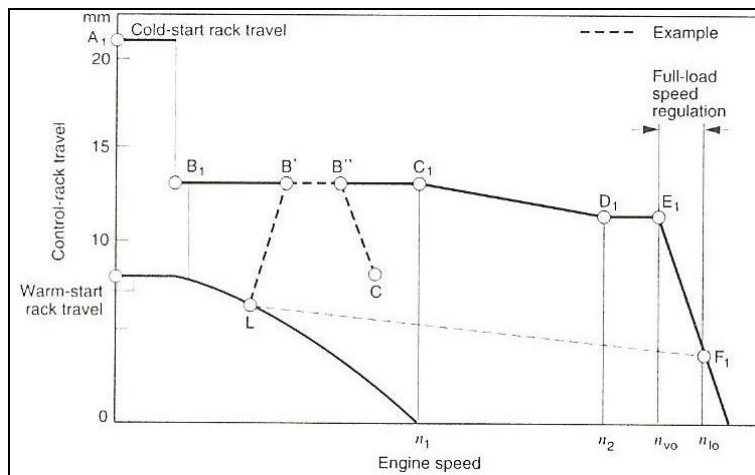
Εικόνα 2.8 Κατασκευαστικό σχεδιάγραμμα ρυθμιστή στροφών RQV 300/1300 MW157, όπου διακρίνονται (1) ο κανόνας της αντλίας, (2) το ελατήριο εξισορρόπησης, (3) το “στοπ” του πλήρους φορτίου, (4) το ρυθμιστικό περικόχλιο, (5) το ελατήριο του ρυθμιστή, (6) τα αντίβαρα, (7) το συνδετικό στοιχείο, (8) το υπομόχλιο, (9) το κέλυφος του οδηγού, (10) ο συνδετικός μοχλός, (11) το έκκεντρο, (12) το μοχλικό, (13) η γλίστρα και (14) ο ολισθαίνων άξονας με ελατήριο.



Εικόνα 2.9 Λειτουργικό σχεδιάγραμμα ρυθμιστή στροφών RQV 300/1300 MW157, όπου διακρίνονται (1) ο μοχλός ελέγχου και ρύθμισης (“γκάζι”), (2) ο συνδετικός μοχλός, (3) το έκκεντρο, (4) το κέλυφος του οδηγού, (5) το υπομόχλιο, (6) το συνδετικό στοιχείο, (7) το “στοπ” του πλήρους φορτίου, (8) ο κανόνας της αντλίας, (9) το έμβολο της αντλίας, (10) το “στοπ” της παροχής εκκίνησης, (11) η γλίστρα, (12) ο ολισθαίνων άξονας με ελατήριο, (13) ο βραχίονας του ρυθμιστή, (14) το μοχλικό, (15) το ρυθμιστικό περικόχλιο, (16) το ελατήριο του ρυθμιστή, (17) τα αντίβαρα και (18) η άτρακτος.



Εικόνα 2.10 Λειτουργία του ρυθμιστή στροφών RQV 300/1300 MW157: (α) κατά την ψυχρή εκκίνηση, (β) σε χαμηλή ταχύτητα περιστροφής και άφορτη λειτουργία (“ρελαντί”), (γ) σε μερικό φορτίο και (δ) στο πλήρες φορτίο.



Σχήμα 2.3 Καμπύλες ισορροπίας ρυθμιστή μεταβλητών στροφών τύπου RQV.

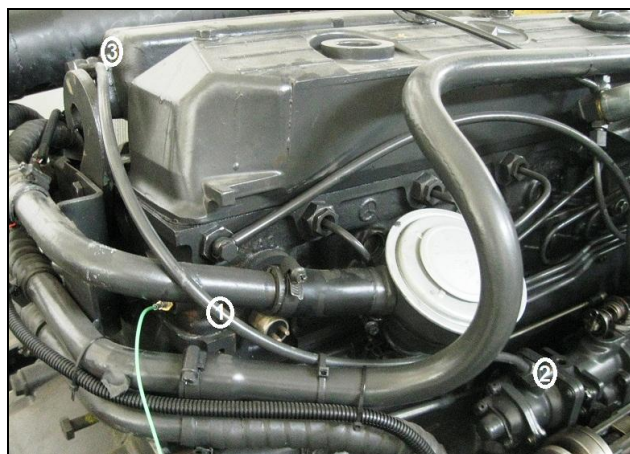
Τρία είναι τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά του συστήματος του καυσίμου (αντλίας-ρυθμιστή) στο συγκεκριμένο κινητήρα:

- α) Το σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου.
- β) Η μικρή προπορεία έγχυσης στο πλήρες φορτίο.
- γ) Η ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο του κινητήρα.

Τα συστήματα (α) και (γ) συναντώνται σε διάφορους τύπους αντλίας πετρελαίου και ρυθμιστή στροφών, με κάποιες κατασκευαστικές διαφοροποιήσεις στην εκάστοτε εφαρμογή. Η ανάλυση που ακολουθεί αφορά κυρίως στην αρχή λειτουργίας των συστημάτων, η οποία σε κάθε περίπτωση είναι η ίδια, ενώ όπου γίνεται αναφορά σε κατασκευαστικές ή άλλες λεπτομέρειες αυτές αφορούν τους συγκεκριμένους τύπους αντλίας πετρελαίου και ρυθμιστή στροφών του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA.

2.2.2.1 Το Σύστημα Ελέγχου της Παροχής Καυσίμου (LDA)

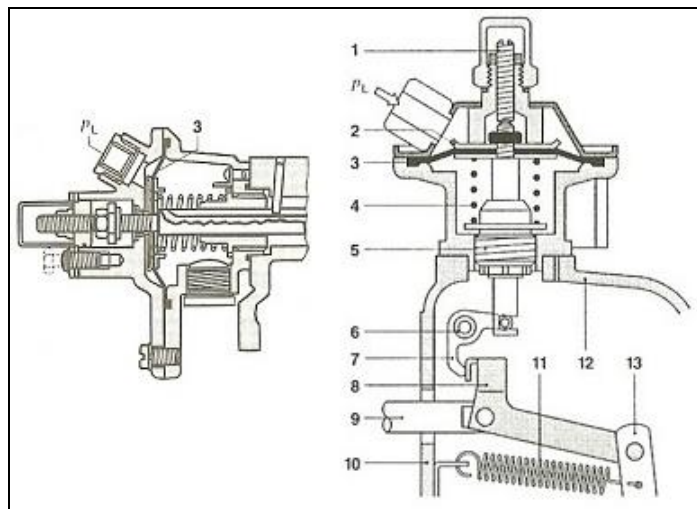
Το σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου (καθιερωμένο με την ονομασία LDA από το γερμανικό “*LadeDruck Abhängiger Volllastanschlag*”, αλλιώς “*fuel limiter*” ή “*manifold pressure compensator*”) είναι από τις πλέον σημαντικές συνιστώσες του κινητήρα για τη μείωση των εκπομπών αιθάλης και στερεών σωματιδίων (μαύρου καπνού). Έχει ιδιαίτερη σημασία σε συνθήκες μόνιμης λειτουργίας με χαμηλή ταχύτητα περιστροφής σε συνδυασμό με υψηλό φορτίο του κινητήρα, όπου η πίεση υπερπλήρωσης (οπότε και η παροχή του εισερχόμενου αέρα) είναι σχετικά χαμηλή, καθώς και σε μεταβατικές συνθήκες κατά τη φάση της υστέρησης του υπερπληρωτή (turbocharger lag). Η αρχή λειτουργίας του βασίζεται στον περιορισμό της μέγιστης διαδρομής του κανόνα της αντλίας πετρελαίου, άρα και της παροχής καυσίμου, με βάση τη στιγμιαία τιμή της πίεσης υπερπλήρωσης (στην πολλαπλή εισαγωγής του κινητήρα). Φωτογραφική άποψη του συστήματος όπως αυτό εφαρμόζεται στον κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA δίνεται στην Εικόνα 2.11.



Εικόνα 2.11 Φωτογραφική άποψη του συστήματος ελέγχου της παροχής καυσίμου όπου διακρίνονται (1) η σωλήνωση πίεσης της πολλαπλής εισαγωγής, (2) η σύνδεση στο ρυθμιστή στροφών και (3) η σύνδεση στην πολλαπλή εισαγωγής.

Αποτελείται από ένα διάφραγμα τοποθετημένο αεροστεγώς εντός του ρυθμιστή στροφών, στη μία πλευρά του οποίου υφίσταται μέσω κατάλληλης σωλήνωσης η πίεση που επικρατεί στην πολλαπλή εισαγωγής του κινητήρα, ενώ η άλλη συγκρατείται από ένα ελατήριο, όπως

φαίνεται στην Εικόνα 2.12 [5,7]. Η προένταση του ελατηρίου μπορεί να μεταβληθεί μετακινώντας τη βάση επί της οποίας εδράζεται μέσω κατάλληλης διάταξης περικοχλίου. Επάνω στο διάφραγμα συνδέεται ένας πείρος ο οποίος μπορεί να μετακινείται κατακόρυφα ή οριζόντια, ανάλογα με τον εκάστοτε ρυθμιστή στροφών (στην Εικόνα 2.12 παρουσιάζονται και οι δύο περιπτώσεις). Στην άλλη άκρη του πείρου είναι προσαρμοσμένο ένα μοχλικό, το οποίο μεταφέρει τη μετακίνηση του πείρου στον κανόνα της αντλίας πετρελαίου. Αναφορικά με την Εικόνα 2.12, όταν η πίεση εισαγωγής είναι υψηλή, το διάφραγμα πιέζει το ελατήριο και ο πείρος κινείται προς τα κάτω, με αποτέλεσμα το μοχλικό να απομακρύνεται από το στέλεχος του κανόνα της αντλίας, έτσι ώστε να επιτρέπεται μεγαλύτερη διαδρομή του. Όταν η πίεση εισαγωγής είναι σε χαμηλά επίπεδα ακολουθείται η αντίθετη πορεία κίνησης του πείρου, το μοχλικό έρχεται σε επαφή με το στέλεχος του κανόνα της αντλίας, περιορίζοντας τη (μέγιστη) διαδρομή του.



Εικόνα 2.12 Το σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου, όπου διακρίνονται (1) ο πείρος, (2) η ροδέλα, (3) το διάφραγμα, (4) το ελατήριο, (5) ο οδηγός, (6) ο άξονας του μοχλικού, (7) το μοχλικό, (8) το στέλεχος του κανόνα, (9) ο κανόνας της αντλίας πετρελαίου, (10) το κέλυφος του ρυθμιστή στροφών, (11) το ελατήριο εκκίνησης, (12) το κάλυμμα του ρυθμιστή στροφών και (13) το υπομόχλιο. Με το σύμβολο p_L είναι η πίεση του αέρα εισαγωγής.

Τέτοιου είδους συστήματα για τον έλεγχο της παροχής καυσίμου εφαρμόζονται σε κινητήρες εξοπλισμένους με μηχανικό ρυθμιστή στροφών και σχεδιάζονται πρωταρχικά με βάση τη μόνιμη λειτουργία του κινητήρα στο πεδίο χαμηλών ταχυτήτων περιστροφής και μεσαίων/υψηλών φορτίων όπου ευνοείται ο σχηματισμός σωματιδίων και η εκπομπή αιθάλης. Σε μεταβατικές συνθήκες, απαιτείται ένας συμβιβασμός ανάμεσα στην απόκριση του κινητήρα και τις εκπομπές αιθάλης. Ένας ισχυρός περιορισμός της παροχής καυσίμου περιορίζει σημαντικά τις εκπομπές αιθάλης (μαύρου καπνού), όμως δυσχεραίνει τη λειτουργία του κινητήρα, αυξάνοντας το χρόνο απόκρισης [8], ενώ σε περιπτώσεις πολύ ακραίων μεταβολών μπορεί να οδηγήσει ακόμα και σε σβήσιμο του κινητήρα, λόγω αδυναμίας ανάπτυξης επαρκούς

ροπής για την υπερνίκηση της αντίστασης. Ειδικά για την περίπτωση της (ψυχρής) εκκίνησης του κινητήρα υπάρχουν διατάξεις απενεργοποίησης του συγκεκριμένου συστήματος με σκοπό τη διευκόλυνση της εκκίνησης [5], όπως θα περιγραφεί στο Κεφάλαιο 7.

Σε πιο σύγχρονους κινητήρες το σύστημα περιορισμού της παροχής καυσίμου ενσωματώνεται στη μονάδα ηλεκτρονικού ελέγχου, η οποία εκτός από την πίεση εισαγωγής (ή/και την παροχή του εισερχόμενου αέρα), λαμβάνει υπόψη και το ποσοστό του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου (μέσω της θέσης της βαλβίδας ανακυκλοφορίας καυσαερίου – Exhaust Gas Recirculation (EGR) valve), το οποίο ουσιαστικά αντικαθιστά μέρος του εισερχόμενου αέρα.

2.2.2.2 Η Μικρή Προπορεία Έγχυσης στο Πλήρες Φορτίο

Η συγκεκριμένη ρύθμιση έχει ως σκοπό τη μείωση των εκπομπών των οξειδίων του αζώτου (NO_x) στο πλήρες φορτίο του κινητήρα. Επίσης, σε συνδυασμό με τη μεταβολή του χρονισμού έγχυσης, όπως περιγράφεται στη συνέχεια, οδηγεί σε μείωση των εκπομπών NO_x στο ευρύτερο φάσμα μεσαίων και υψηλών φορτίων. Η έγχυση λαμβάνει χώρα κοντά στο άνω νεκρό σημείο (ΑΝΣ), συγκεκριμένα $5 \pm 1^\circ$ γωνίας στροφάλου πριν το ΑΝΣ (Πίνακας 2.1), με αποτέλεσμα τη μείωση της καθυστέρησης ανάφλεξης, αφού το καύσιμο εγχύεται σε περιβάλλον υψηλότερης πίεσης και θερμοκρασίας, που οδηγεί σε ελάττωση της φάσης ανεξέλεγκτης καύσης (προανάμιξης). Αποτέλεσμα είναι να περιοριστεί η μέγιστη θερμοκρασία καύσης, που αποτελεί, μαζί με τη διαθεσιμότητα του οξυγόνου, τους βασικούς παράγοντες σχηματισμού των οξειδίων του αζώτου. Επίσης, η συγκεκριμένη ρύθμιση επιφέρει ελάττωση του θορύβου της καύσης, λόγω της μείωσης του μέγιστου ρυθμού αύξησης της πίεσης (δηλαδή της πρώτης παραγώγου της πίεσης $dp/d\phi$), ως αποτέλεσμα της μικρότερης καθυστέρησης ανάφλεξης. Τέλος, παρέχει προστασία από την ανάπτυξη υπερβολικά υψηλών πιέσεων καύσης στο πλήρες φορτίο, οι οποίες θα οδηγούσαν σε σημαντική μηχανική (και θερμική) καταπόνηση του κινητήρα.

2.2.2.3 Η Ρύθμιση του Χρονισμού Έγχυσης

Η ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης σε έναν κινητήρα diesel γίνεται κατά κύριο λόγο σύμφωνα με την ταχύτητα περιστροφής και εν συνεχεία με το φορτίο του. Γενικά, ο έλεγχος του χρονισμού έγχυσης αποτελεί απαραίτητη ρύθμιση για την εξασφάλιση ομαλής και αποδοτικής λειτουργίας του κινητήρα με αποδεκτές εκπομπές ρύπων σε ένα ευρύ φάσμα ταχυτήτων περιστροφής και φορτίων.

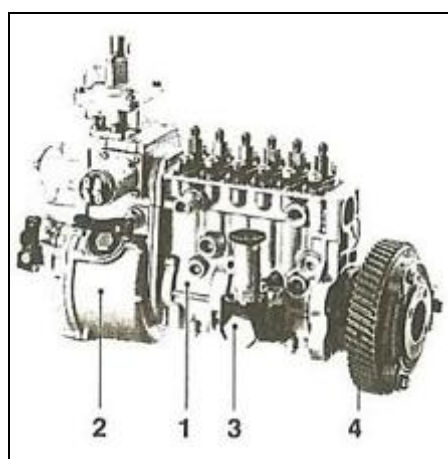
Αναφορικά με την εξάρτηση του χρονισμού έγχυσης από την ταχύτητα περιστροφής, η αναγκαιότητα της ρύθμισης του βασίζεται στο γεγονός ότι η καθυστέρηση έγχυσης, δηλαδή το χρονικό διάστημα από την κατάθλιψη της αντλίας έως την έναρξη της έγχυσης στον κύλινδρο,

έχει πρακτικά σταθερή χρονική διάρκεια. Επιπλέον, η καθυστέρηση ανάφλεξης, δηλαδή το χρονικό διάστημα από την έναρξη της έγχυσης στον κύλινδρο έως την έναρξη της καύσης, μειώνεται με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής σε χρονική βάση [9]. Η πρώτη εξαρτάται από το μήκος της σωλήνωσης υψηλής πίεσης μεταξύ αντλίας και εγχυτήρα, εντός της οποίας το κύμα πίεσης διαδίδεται στο καύσιμο με την ταχύτητα του ήχου (~1500 m/s για το πετρέλαιο [10]), ενώ η δεύτερη κυμαίνεται μεταξύ 1 και 4 ms [9]. Με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής το διάστημα σε μοίρες γωνίας στροφάλου που αντιστοιχεί στις καθυστερήσεις έγχυσης και ανάφλεξης αυξάνεται, σύμφωνα με τη σχέση:

$$\Delta\varphi = 6n\Delta t \quad (2.1)$$

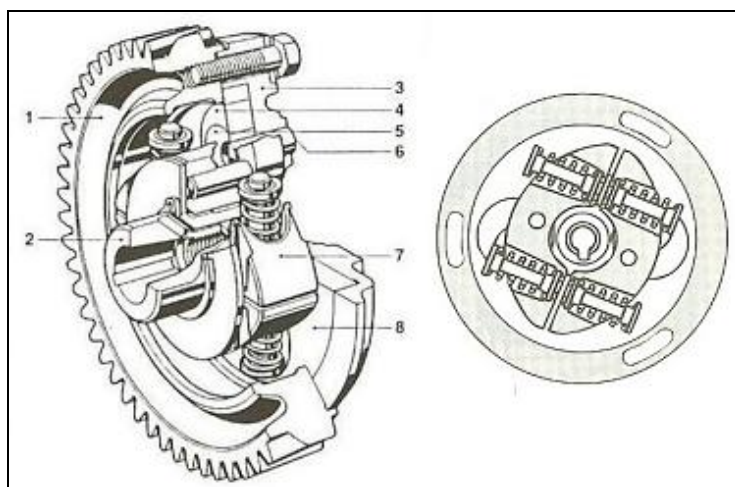
όπου $\Delta\varphi$ το διάστημα σε μοίρες γωνίας στροφάλου, n η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα σε rpm και Δt το χρονικό διάστημα σε s. Οπότε, ο χρονισμός της κατάθλιψης της αντλίας (άρα και της έγχυσης στον κύλινδρο) πρέπει να μεταβάλλεται ώστε να επιτυγχάνεται η ανάφλεξη του καυσίμου στη βέλτιστη γωνία στροφάλου, όπως αυτή καθορίζεται σε κάθε σημείο λειτουργίας με βάση την απόδοση του κινητήρα και τις εκπομπές ρύπων. Έτσι, αυξανόμενης της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα η προπορεία πρέπει να αυξάνεται, δηλαδή η έγχυση να πραγματοποιείται νωρίτερα στη φάση της συμπίεσης.

Τα κλασικά συστήματα μεταβολής του χρονισμού έγχυσης ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα είναι μηχανικά και εγκαθίστανται στο άκρο της εκκεντροφόρου ατράκτου της αντλίας καυσίμου, στην πλευρά του κινητήριου οδοντωτού τροχού (το οποίο συνήθως συνδέεται απευθείας στη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα που φέρει αντίστοιχο οδοντωτό τροχό), όπως φαίνεται στην Εικόνα 2.13 [5]. Σε πιο σύγχρονους κινητήρες το σύστημα αυτό ενσωματώνεται στη μονάδα ηλεκτρονικού ελέγχου.

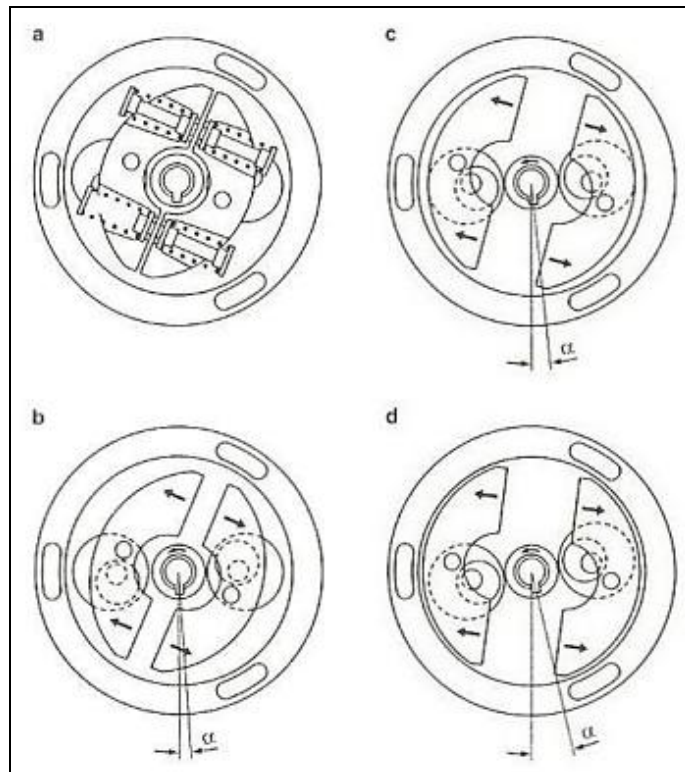


Εικόνα 2.13 Αντλία πετρελαίου με ενσωματωμένο σύστημα μεταβολής του χρονισμού έγχυσης ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής: (1) αντλία έγχυσης, (2) ρυθμιστής στροφών, (3) τροφοδοτική αντλία, (4) σύστημα μεταβολής του χρονισμού έγχυσης.

Στη συγκεκριμένη εφαρμογή του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA, το σύστημα μεταβολής του χρονισμού έγχυσης ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής είναι μηχανικό (σε αντίθεση με αντίστοιχα ηλεκτρονικά συστήματα σε πιο σύγχρονους κινητήρες) και αποτελείται από δακτύλιους που περιστρέφονται έκκεντρα. Σε έναν από τους δακτύλιους ενσωματώνονται δύο αντίβαρα, τα οποία συγκρατούνται από προοδευτικά ελατήρια, όπως φαίνεται στην Εικόνα 2.14 [5], ενώ ένας άλλος δακτύλιος συνδέεται στην άτρακτο της αντλίας καυσίμου. Η ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης γίνεται μέσω αλλαγής της σχετικής θέσης (δηλαδή περιστροφής/ολίσθησης) της εκκεντροφόρου ατράκτου της αντλίας καυσίμου ως προς τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα. Αυτή η αλλαγή της σχετικής θέσης επιτυγχάνεται με την προοδευτική απομάκρυνση των αντίβαρων από τον άξονα περιστροφής καθώς η ταχύτητα περιστροφής αυξάνεται, όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 2.15 [5]. Αυτό έχει ως επακόλουθο τη μετακίνηση των δακτυλίων (που περιστρέφονται έκκεντρα) και τελικά τη σχετική περιστροφή (ολίσθηση) της εκκεντροφόρου ατράκτου της αντλίας ως προς τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα. Έτσι, μεταβάλλεται η στιγμή που η αντλία αρχίζει να καταθλίβει το καύσιμο, με αποτέλεσμα τη μεταβολή του χρονισμού έγχυσης, μιας και η ταχύτητα διάδοσης του κύματος πίεσης εντός των σωληνώσεων είναι πρακτικά σταθερή. Η ολίσθηση της εκκεντροφόρου ατράκτου της αντλίας (γωνία “α” στην Εικόνα 2.15) κυμαίνεται από 3 έως 10 μοίρες [7].



Εικόνα 2.14 Το σύστημα μεταβολής του χρονισμού έγχυσης ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, όπου διακρίνονται (1) το κινητήριο γρανάζι, (2) η άτρακτος, (3) το κέλυφος, (4) ο ρυθμιστικός δακτύλιος (έκκεντρο), (5) ο δακτύλιος (έκκεντρο) εξισορρόπησης, (6) ο κοχλίας, (7) τα αντίβαρα και (8) ο δίσκος στήριξης.



Εικόνα 2.15 Λειτουργία του συστήματος μεταβολής του χρονισμού έγχυσης ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Οι θέσεις λειτουργίας είναι: (a) αρχική θέση, (b) ρύθμιση σε χαμηλή ταχύτητα περιστροφής, (c) ρύθμιση σε μέση ταχύτητα περιστροφής και (d) τελική ρύθμιση σε υψηλή ταχύτητα περιστροφής. Το σύμβολο 'α' είναι η γωνία ολίσθησης.

Αναφορικά με την εξάρτηση του χρονισμού έγχυσης από το φορτίο, η ρύθμισή του πραγματοποιείται με έναν αρκετά πιο απλό τρόπο στη συγκεκριμένη εφαρμογή του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA. Το έμβολο της αντλίας καυσίμου φέρει ειδική διαμόρφωση (Εικόνα 2.7(ii)), η οποία αποτελείται από δύο ελικοειδείς εγκοπές (έλικες) αντί μίας που έχει η τυπική διαμόρφωση. Έτσι, ανάλογα με την περιστροφή του εμβόλου (σύμφωνα με τη μετατόπιση του κανόνα, η θέση του οποίου καθορίζει και το φορτίο του κινητήρα) μεταβάλλεται και η στιγμή που αρχίζει η κατάθλιψη του καυσίμου, με επακόλουθη μεταβολή του χρονισμού έγχυσης. Αυξανόμενου του φορτίου ο χρονισμός έγχυσης πλησιάζει στο ΑΝΣ (δηλαδή η προπορεία μειώνεται), τόσο για τον περιορισμό των εκπομπών NO_x και θορύβου της καύσης, όσο και για την αποφυγή ανάπτυξης υπερβολικά υψηλών πιέσεων και θερμοκρασιών καύσης στα υψηλά φορτία.

2.2.3 Ο Υπερπληρωτής και το Ψυγείο του Αέρα Πλήρωσης

Το ζεύγος υπερπλήρωσης είναι κατασκευής της εταιρείας Garrett (Honeywell, πρώην Allied Signal), τύπος TBP 418-1. Αποτελείται από ένα μονοβάθμιο φυγοκεντρικό συμπιεστή με

λόγο επιφανειών εισόδου/εξόδου (trim) ίσο με 0.44 και λόγο A/R^1 ίσο με 0.50, ενώ ο στρόβιλος είναι μονοβάθμιος, ακτινικής ροής και διπλής εισόδου. Στην Εικόνα 2.16 δίνεται μία φωτογραφική άποψη του ζεύγους υπερπλήρωσης και της πτερωτής του συμπιεστή. Οι χαρακτηριστικές καμπύλες (χάρτες) μόνιμης λειτουργίας του συμπιεστή και του στροβίλου παρουσιάζονται στα Σχήματα 2.4 και 2.5 αντίστοιχα [11,12].

Συγκεκριμένα, για το συμπιεστή (Σχήμα 2.4) δίνονται οι καμπύλες μεταβολής του λόγου πίεσης ως συνάρτηση της παροχής μάζας αέρα διαμέσου της πτερωτής του για διάφορες ταχύτητες περιστροφής, ενώ υπάρχουν και ισοϋψείς καμπύλες για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης. Για το στρόβιλο (Σχήμα 2.5) δίνονται οι καμπύλες μεταβολής της παροχής μάζας καυσαερίου διαμέσου της πτερωτής του και του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης ως συνάρτηση του λόγου πίεσης, οι οποίες είναι πρακτικά ανεξάρτητες από την ταχύτητα περιστροφής (ιδιαίτερα στην περιοχή υψηλών λόγων πίεσης). Γι' αυτό το λόγο, στο χάρτη του στροβίλου δίνονται με διακεκομμένη γραμμή οι δύο καμπύλες που μπορούν να χρησιμοποιηθούν (σύμφωνα με τον κατασκευαστή) για την παροχή και τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ως συνάρτηση μόνο του λόγου πίεσης και ανεξαρτήτως των στροφών σε όλο το εύρος λειτουργίας του στροβίλου.

Πρέπει να σημειωθεί ότι και στους δύο χάρτες λειτουργίας η παροχή και η ταχύτητα περιστροφής εκφράζονται ως ανηγμένα μεγέθη, τα οποία συνδέονται με τα αντίστοιχα φυσικά σύμφωνα με τις παρακάτω σχέσεις:

$$n_{T/C}^* = \frac{n_{T/C}}{\sqrt{\theta}} \quad (2.2)$$

$$W^* = \frac{W\sqrt{\theta}}{\delta} \quad (2.3)$$

όπου $n_{T/C}$ η πραγματική ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους υπερπλήρωσης σε rpm και W η παροχή μάζας του αέρα για το συμπιεστή ή του καυσαερίου για το στρόβιλο σε kg/sec. Η αδιάστατη θερμοκρασία θ και η αδιάστατη πίεση δ δίνονται από τις εξής σχέσεις:

$$\theta = \frac{T}{T_{ref}} \quad (2.4)$$

$$\delta = \frac{p}{p_{ref}} \quad (2.5)$$

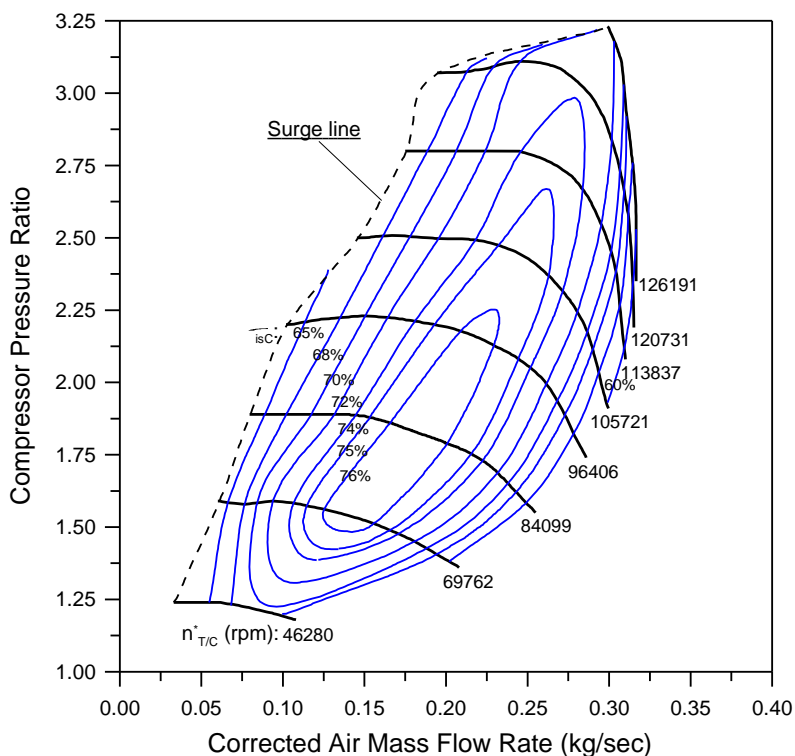
όπου T και p η θερμοκρασία (σε K) και η πίεση (σε bar) αντίστοιχα στην είσοδο του συμπιεστή ή του στροβίλου και T_{ref} και p_{ref} η θερμοκρασία και η πίεση αναφοράς που χρησιμοποιούνται για την αδιαστατοποίηση. Τυπικές τιμές για τα μεγέθη T_{ref} και p_{ref} είναι 288 K (15 °C) και 1.013 bar (1 atm). Στη συγκεκριμένη περίπτωση μαζί με τους χάρτες λειτουργίας έχουν δοθεί από τον

¹ Είναι ο λόγος (με μονάδες μήκους) της επιφάνειας της κάθετης (κυκλικής) τομής του (σπειροειδούς) κελύφους του συμπιεστή στην έξοδό του προς την απόσταση του κέντρου αυτής της τομής από τον άξονα του συμπιεστή.

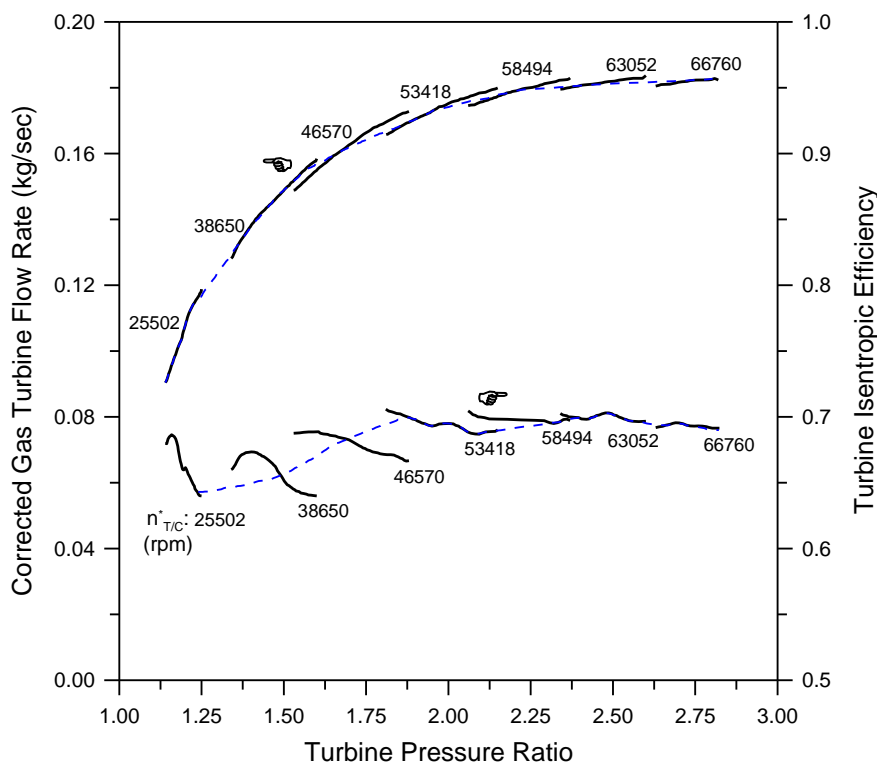
κατασκευαστή του υπερπληρωτή οι τιμές 303 K (30 °C) και 0.962 bar (0.95 atm) για το συμπιεστή και 288 K (15 °C) και 1.013 bar (1 atm) για το στρόβιλο.



Εικόνα 2.16 Φωτογραφική άποψη του υπερπληρωτή. Αριστερά: (1) η βαλβίδα παράκαμψης του στρόβιλου, (2) η παροχή λαδιού στον άξονα του ζεύγους και (3) η σωλήνωση πίεσης της πολλαπλής εισαγωγής προς τη βαλβίδα παράκαμψης. Δεξιά: Η πτερωτή του συμπιεστή.



Σχήμα 2.4 Χάρτης μόνιμης λειτουργίας του συμπιεστή.



Σχήμα 2.5 Χάρτης μόνιμης λειτουργίας του στροβίλου.

Η κατασκευή του κελύφους του στροβίλου με δύο εισόδους χαρακτηρίζει το σύστημα στροβιλο-υπερπλήρωσης με παλμούς πίεσης, σε αντίθεση με την υπερπλήρωση σταθερής πίεσης. Σύμφωνα με το πρώτο σύστημα, οι ιδιαίτεροι οχετοί εξαγωγής των κυλίνδρων ομαδοποιούνται ανάλογα με τη σειρά ανάφλεξης του κινητήρα, έτσι ώστε τα καυσαέρια να προσβάλλουν το στρόβιλο από δύο ανεξάρτητα τμήματα της πολλαπλής εξαγωγής (εντός της οποίας δημιουργούνται πρακτικά παλμοί πίεσης) με κατάλληλο χρονισμό. Αντιθέτως, στην περίπτωση στροβιλο-υπερπλήρωσης σταθερής πίεσης, όλοι οι κύλινδροι εξωθούν τα καυσαέρια τους στον κοινό και μοναδικό οχετό εξαγωγής που αποτελεί και τη μοναδική είσοδο του στροβίλου. Η εφαρμογή του κάθε συστήματος εξαρτάται από τον τύπο του κινητήρα, με τη στροβιλο-υπερπλήρωση με παλμούς πίεσης να συναντάται κυρίως σε τετράχρονους (μεσόστροφους και ταχύστροφους) κινητήρες diesel (κινητήρες οχημάτων κατά κύριο λόγο), ενώ η στροβιλο-υπερπλήρωση σταθερής πίεσης εφαρμόζεται ευρύτατα σε μεγάλους (βραδύστροφους) δίχρονους κινητήρες diesel (π.χ. ναυτικής πρόωσης). Βασικό πλεονέκτημα του συστήματος στροβιλο-υπερπλήρωσης με παλμούς πίεσης σε περιπτώσεις κινητήρων οχημάτων αποτελεί η υπεροχή του ως προς την επιτάχυνση του κινητήρα και τη γενικότερη μεταβατική του λειτουργία [13,14], που είναι ουσιώδους σημασίας σε τέτοιου είδους εφαρμογές.

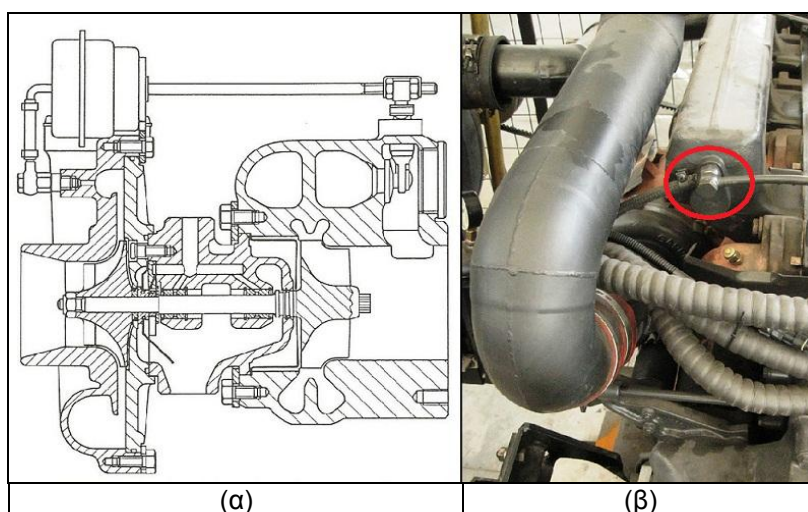
Στη συγκεκριμένη εφαρμογή του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA, οι κύλινδροι ομαδοποιούνται ανά τρεις. Συγκεκριμένα, τα καυσαέρια των κυλίνδρων 1, 2 και 3 εξωθούνται στο ένα από τα δύο τμήματα της πολλαπλής εξαγωγής του κινητήρα, ενώ οι κύλινδροι 4, 5 και 6 εξωθούν τα καυσαέρια τους στο άλλο. Λαμβάνοντας υπόψη τη σειρά

ανάφλεξης του κινητήρα, που είναι 1-5-3-6-2-4, ο στρόβιλος προσβάλλεται από καυσαέρια κυλίνδρων που απέχουν μεταξύ τους 240° γωνίας στροφάλου ως προς την ανάφλεξή τους, διάστημα το οποίο είναι περίπου ίσο με τη διάρκεια της εξαγωγής των καυσαερίων από κάθε κύλινδρο (260° γωνίας στροφάλου για το συγκεκριμένο κινητήρα σύμφωνα με τους χρονισμούς της βαλβίδας εξαγωγής όπως δίνονται στον Πίνακα 2.1). Με τον τρόπο αυτό αποφεύγεται η αλληλεπίδραση των παλμών πίεσης μεταξύ των κυλίνδρων, ώστε να μη διαταράσσεται η φάση απόπλυσης (οπισθοροή) του κάθε κυλίνδρου, αφού όταν ξεκινήσει η διαδικασία εξώθησης των καυσαερίων από τον ένα κύλινδρο έχει πρακτικά ολοκληρωθεί αυτή από τον προηγούμενο σε ανάφλεξη, που συναλλάσσεται με το ίδιο τμήμα της πολλαπλής εξαγωγής, ενώ η διαδικασία εξαγωγής από τον τρίτο ξεκινάει προς το τέλος της διαδικασίας εξώθησης των καυσαερίων από το δεύτερο. Η μικρή διαφορά της πραγματικής διάρκειας της εξαγωγής των καυσαερίων από κάθε κύλινδρο στη συγκεκριμένη εφαρμογή (260° γωνίας στροφάλου) από την ιδανική τιμή (240° γωνίας στροφάλου) δε δημιουργεί πρόβλημα στην απόπλυση των άλλων κυλίνδρων που συναλλάσσονται με το ίδιο τμήμα της πολλαπλής εξαγωγής, λόγω της καθυστέρησης μεταξύ του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής και της ανύψωσης της πίεσης στον οχετό εξαγωγής, καθώς και λόγω του χρόνου που απαιτείται ώστε το κύμα πίεσης να μεταβεί από τον κύλινδρο που βρίσκεται στη φάση της εξαγωγής σε αυτόν που βρίσκεται στη φάση της απόπλυσης [13]. Άλλωστε, η διαταραχή της φάσης της απόπλυσης των κυλίνδρων θα είχε αρνητικές επιπτώσεις στην ομαλή λειτουργία του κινητήρα.

Ιδιαίτερο χαρακτηριστικό του υπερπληρωτή του συγκεκριμένου κινητήρα αποτελεί η βαλβίδα παράκαμψης του στροβίλου (waste-gate) από τα καυσαέρια για την αποφυγή της υπερτάχυνσης του ζεύγους, άρα και της ανάπτυξης υπερβολικής πίεσης υπερπλήρωσης (overboosting), σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα σε συνδυασμό με υψηλά φορτία. Η εφαρμογή τέτοιων βαλβίδων επιτρέπει τη χρήση ζεύγους υπερπλήρωσης μικρότερων διατάσεων, γεγονός που έχει θετικές επιπτώσεις στη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα, μειώνοντας τη διάρκεια της υστέρησης του υπερπληρωτή. Άλλωστε, αυτή η επιλογή αποτελεί τη συνηθέστερη μέθοδο βελτίωσης της επιτάχυνσης και των χαρακτηριστικών ροπής στροβιλο-υπερπληρωμένων κινητήρων, με κύριες εφαρμογές σε τετράχρονους κινητήρες οχημάτων, λόγω των συχνών μεταβατικών καταστάσεων που αυτοί βιώνουν [13]. Οι βαλβίδες αυτές χωρίζονται σε εσωτερικές και εξωτερικές, ανάλογα με το αν ενσωματώνονται στο κέλυφος του ζεύγους ή αν αποτελούν ξεχωριστό τμήμα επάνω στις πολλαπλές εισαγωγής και εξαγωγής.

Στη συγκεκριμένη εφαρμογή του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA η βαλβίδα παράκαμψης του στροβίλου είναι εσωτερική (internal waste-gate, Εικόνα 2.17α). Η αρχή λειτουργίας της βασίζεται στην επίδραση της πίεσης του αέρα στην έξοδο (σπειροειδές κέλυφος) του συμπιεστή, ή εναλλακτικά στην πολλαπλή εισαγωγής (Εικόνα 2.17β), επάνω σε ένα διάφραγμα το οποίο συγκρατείται από ένα ελατήριο προκαθορισμένης προέντασης. Το διάφραγμα ενσωματώνεται στο ένα άκρο ενός άξονα (ράβδου), το άλλο άκρο του οποίου

ανοίγει τη θυρίδα επάνω στο κέλυφος του στροβίλου μέσω της οποίας τα καυσαέρια παρακάμπτουν την πτερωτή του. Όταν η δύναμη που ασκείται επάνω στο διάφραγμα (λόγω της πίεσης του αέρα) ξεπεράσει τη δύναμη αντίστασης του ελατηρίου, τότε ο άξονας της βαλβίδας μετακινείται, ανοίγοντας τη θυρίδα παράκαμψης του στροβίλου από όπου τα καυσαέρια οδηγούνται απευθείας στην εξαγωγή χωρίς να προσβάλλουν την πτερωτή του. Η πίεση (του αέρα) στην οποία ανοίγει η βαλβίδα παράκαμψης μπορεί να μεταβληθεί αλλάζοντας την προένταση του ελατηρίου μέσω κατάλληλης διάταξης περικοχλίου. Στη συγκεκριμένη εφαρμογή η πίεση ανοίγματος της βαλβίδας παράκαμψης του στροβίλου είναι 2.55-2.60 bar.



Εικόνα 2.17 (α) Η βαλβίδα παράκαμψης του στροβίλου (waste-gate) και (β) η σύνδεση της σωληνώσεώς της στην πολλαπλή εισαγωγής.

Τέλος, βασικό χαρακτηριστικό του συστήματος υπερπλήρωσης του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA αποτελεί η ισχυρή ψύξη του αέρα πλήρωσης, λόγω του μεγάλου (για την εφαρμογή σε οχήματα) ψυγείου (aftercooler) (Εικόνα 2.1) τύπου αέρα-αέρα, μετά το συμπιεστή. Αποτέλεσμα αυτής της ισχυρής ψύξης είναι η πρακτικά σταθερή θερμοκρασία του αέρα στην πολλαπλή εισαγωγής σε όλο σχεδόν το εύρος λειτουργίας του κινητήρα [6].

2.2.4 Περιφερειακά Υποσυστήματα του Κινητήρα

Στα περιφερειακά υποσυστήματα του κινητήρα περιλαμβάνονται τα συστήματα ψύξης και λίπανσης (το οποίο έχει ιδιαίτερο ψυγείο λιπαντικού), τα συστήματα εισαγωγής του αέρα και εξαγωγής των καυσαερίων, ο πίνακας ελέγχου εκκίνησης και οργάνων, ο ηλεκτρικός εκκινητής (μίζα), καθώς και ο μονοκύλινδρος εμβολοφόρος αεροσυμπιεστής που εξυπηρετεί διάφορες βοηθητικές λειτουργίες του οχήματος, όπως για παράδειγμα τα αερόφρενα ή ο μηχανισμός χειρισμού των θυρών σε περίπτωση λεωφορείου. Το σύστημα εξαγωγής, μετά το ζεύγος υπερπλήρωσης, διαμορφώνεται με κατάλληλες οπές για την προσαρμογή των σωληνώσεων

αναρρόφησης των αναλυτών καυσαερίων (οι οποίοι περιγράφονται αναλυτικά στο Κεφάλαιο 3), καθώς και για την προσαρμογή του θερμοστοιχείου του ψηφιακού θερμομέτρου για τη μέτρηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων (Παράγραφος 2.3.8), όπως φαίνεται στην Εικόνα 2.18. Επίσης φέρει κατάλληλους αποσιωπητήρες (silencers) για την εξομάλυνση της ροής των καυσαερίων και τη μείωση του θορύβου. Ο πίνακας ελέγχου εκκίνησης και οργάνων χρησιμοποιείται για την εκκίνηση του κινητήρα καθώς και για την ένδειξη της ταχύτητας περιστροφής του, της πίεσης του λιπαντικού (ελαίου) και της θερμοκρασίας του ψυκτικού (μέσου). Επιπλέον, στην παρούσα διερεύνηση προστίθεται στον πίνακα οργάνων και το στροφόμετρο του υπερπληρωτή (Παράγραφος 2.3.5).



Εικόνα 2.18 Το σύστημα εξαγωγής καυσαερίων του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA, όπου διακρίνονται οι οπές προσαρμογής του θερμοστοιχείου και των σωληνώσεων αναρρόφησης των αναλυτών καυσαερίων.

Ως περιφερειακό υποσύστημα του κινητήρα θεωρείται και αυτό της προσαγωγής του καυσίμου στην τροφοδοτική αντλία χαμηλής πίεσης. Το σύστημα αυτό αποτελείται από μία δεξαμενή πετρελαίου από όπου τροφοδοτούνται δύο πρότυπα ογκομετρικά δοχεία χωρητικότητας 260 και 400 ml, τα οποία χρησιμοποιούνται για τη μέτρηση της κατανάλωσης καυσίμου (Παράγραφος 2.3.7), όπως φαίνεται στην Εικόνα 2.19. Ακολουθεί δοχείο κατευνασμού της ροής, για την απόσβεση των διαταραχών που προκαλεί η λειτουργία της τροφοδοτικής αντλίας, ενώ η επάνω του πλευρά φέρει κωνική διαμόρφωση ώστε οι φυσαλίδες του αέρα να οδηγούνται άμεσα εκτός κυκλώματος. Επίσης, σε αυτό το δοχείο οδηγούνται οι επιστροφές του πετρελαίου από την υπερχειλίση των εγχυτήρων του κινητήρα.



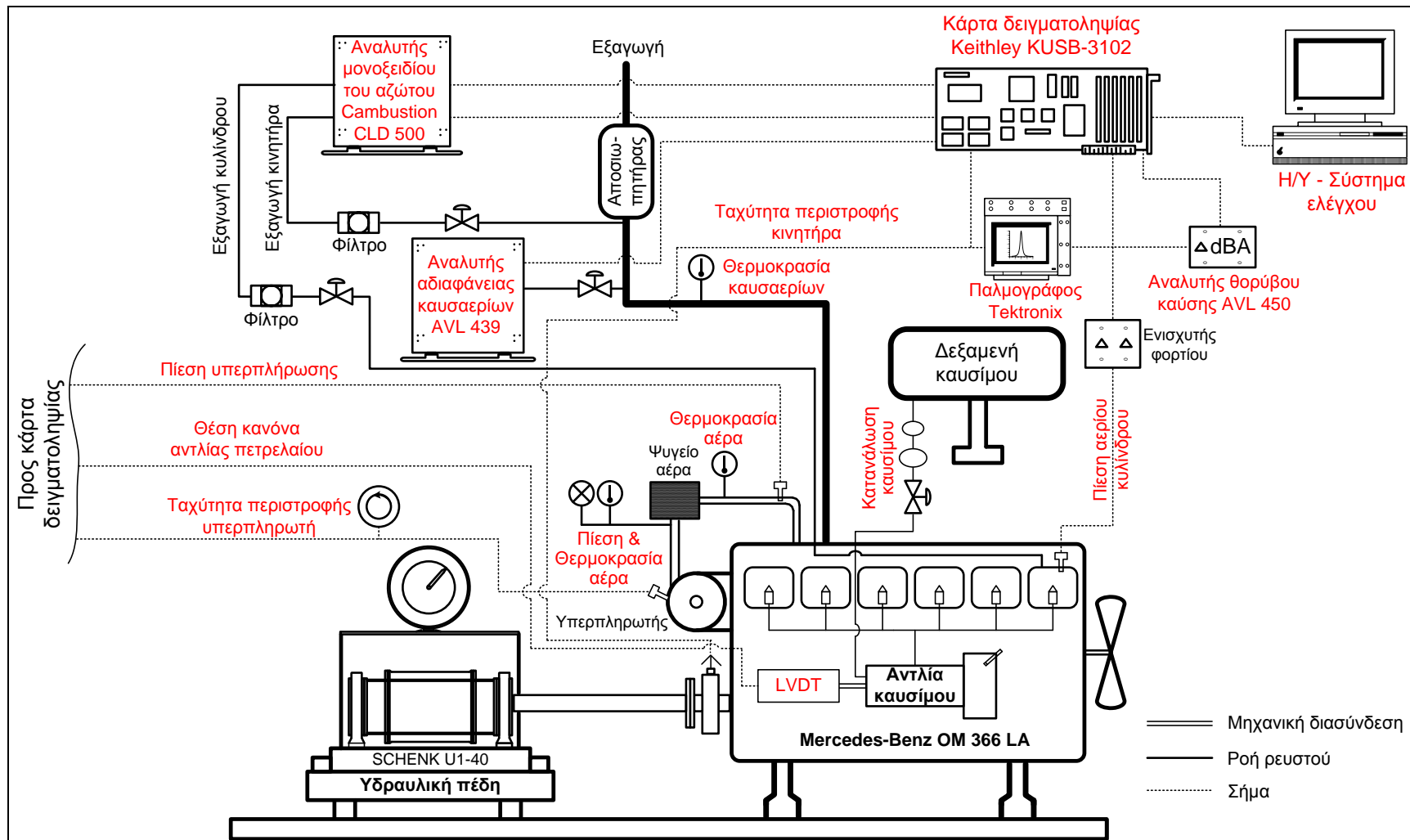
Εικόνα 2.19 Το σύστημα τροφοδοσίας και προσαγωγής του καυσίμου στον κινητήρα: δεξαμενή πετρελαίου (αριστερά), ογκομετρικά δοχεία (κέντρο), δοχείο κατευνασμού (δεξιά).

2.3 Η Πειραματική Κλίνη Δοκιμών και Μετρήσεων Μόνιμης και Μεταβατικής Λειτουργίας – Οι Διατάξεις Μέτρησης των Λειτουργικών Παραμέτρων του Κινητήρα

Η πειραματική κλίνη που αναπτύχθηκε και εγκαταστάθηκε στον κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA έχει ως κύριο αντικείμενο τη λεπτομερή διερεύνηση της μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα σε ένα μεγάλο εύρος δοκιμών. Συγκεκριμένα, εκτελούνται δοκιμές επιτάχυνσης, μεταβολής φορτίου, συνδυασμένες και πολλαπλές μεταβολές της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου, καθώς και δοκιμές ψυχρής, θερμής και σε ενδιάμεσες θερμοκρασίες εκκίνησης. Επιπλέον, κάποιες από τις παραπάνω δοκιμές επαναλαμβάνονται με χρήση μιγμάτων πετρελαίου με εναλλακτικά καύσιμα, όπως το βιοντίζελ (bio-diesel) και η κανονική βουτανόλη (n-butanol), με στόχο την αξιολόγηση της επίδρασής τους στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα. Επίσης, σκοπός της κλίνης είναι η μελέτη της μόνιμης λειτουργίας του κινητήρα, με στόχο τη μέτρηση των λειτουργικών του παραμέτρων καθώς και των εκπομπών ρύπων και της στάθμης του θορύβου της καύσης σε όλο το φάσμα λειτουργίας του (“χαρτογράφηση” λειτουργίας και εκπομπών ρύπων του κινητήρα - engine mapping).

Στην Εικόνα 2.20 δίνεται μία πλήρης σχηματική απεικόνιση της πειραματικής κλίνης που αναπτύχθηκε, τόσο από πλευράς χρησιμοποιούμενων συσκευών και διατάξεων όσο και από πλευράς του συστήματος δειγματοληψίας και καταγραφής των μετρήσεων. Οι Εικόνες 2.21 (α έως γ) παρουσιάζουν φωτογραφικές απόψεις της πειραματικής εγκατάστασης. Στη συνέχεια δίνεται μία αναλυτική περιγραφή όλων των συστημάτων και διατάξεων που αναπτύχθηκαν, εγκαταστάθηκαν και χρησιμοποιήθηκαν για τη μέτρηση των λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα και των υποσυστημάτων του, σε μόνιμες ή/και μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Για κάθε μετρητική διάταξη παρέχονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά της και δίνονται σχεδιαγραμματικές απεικονίσεις και φωτογραφικές απόψεις της εγκατάστασής της στον κινητήρα και της λειτουργίας της, ενώ παράλληλα επεξηγείται ο τρόπος υπολογισμού του εκάστοτε φυσικού μεγέθους από το μετρούμενο σήμα (τάση σε V). Το σύστημα αναλογοψηφιακής μετατροπής και δειγματοληψίας περιγράφεται στην Παράγραφο 2.4. Οι συσκευές μέτρησης της συγκέντρωσης ρύπων στα καυσαέρια (αναλυτές καυσαερίων) και της στάθμης του θορύβου της καύσης περιγράφονται αναλυτικά στο Κεφάλαιο 3.

Κεφάλαιο 2: Η Πειραματική Εγκατάσταση – Ο Κινητήρας Diesel Mercedes-Benz OM 366 LA, τα Υποσυστήματά του και οι Διατάξεις Μέτρησης των Λειτουργικών Παραμέτρων



Εικόνα 2.20 Σχηματική απεικόνιση της πειραματικής κλίνης δοκιμών μόνιμης και μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA (κινητήρας, πέδη, μετρητικές διατάξεις και σύστημα δειγματοληψίας).

Κεφάλαιο 2: Η Πειραματική Εγκατάσταση – Ο Κινητήρας Diesel Mercedes-Benz OM 366 LA, τα Υποσυστήματά του και οι Διατάξεις Μέτρησης των Λειτουργικών Παραμέτρων



Εικόνα 2.21α Γενική φωτογραφική άποψη της πειραματικής εγκατάστασης του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA.

Κεφάλαιο 2: Η Πειραματική Εγκατάσταση – Ο Κινητήρας Diesel Mercedes-Benz OM 366 LA, τα Υποσυστήματά του και οι Διατάξεις Μέτρησης των Λειτουργικών Παραμέτρων



Εικόνα 2.21β Γενική φωτογραφική άποψη της πειραματικής εγκατάστασης του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA.

Κεφάλαιο 2: Η Πειραματική Εγκατάσταση – Ο Κινητήρας Diesel Mercedes-Benz OM 366 LA, τα Υποσυστήματά του και οι Διατάξεις Μέτρησης των Λειτουργικών Παραμέτρων



Εικόνα 2.21γ Γενική φωτογραφική άποψη της πειραματικής εγκατάστασης του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA.

2.3.1 Η Πέδη – Μέτρηση της Ισχύος

Η μέτρηση της πραγματικής ισχύος (brake power) του κινητήρα πραγματοποιείται με τη χρήση υδραυλικής πέδης κατασκευής της εταιρείας Carl Schenck, τύπος U1-40, με ενσωματωμένο δυναμόμετρο για τη μέτρηση της απορροφούμενης ισχύος, καθώς και στροφόμετρο για την ένδειξη της ταχύτητας περιστροφής, όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 2.22. Η σύνδεση του κινητήρα με την πέδη γίνεται με κατάλληλα διαμορφωμένη άτρακτο η οποία στη μία πλευρά της συνδέεται στη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα (στο σύνδεσμο ισχύος - σφόνδυλο) και στην άλλη στην άτρακτο της πέδης.



Εικόνα 2.22 Η υδραυλική πέδη Schenck U1-40. Διακρίνονται το δυναμόμετρο, το στροφόμετρο της πέδης και ο μοχλός ρύθμισης του φορτίου της.

Η αρχή λειτουργίας της υδραυλικής πέδης βασίζεται στο στροβιλισμό του νερού μέσα σε ελλειψοειδείς κοιλότητες που σχηματίζονται από τους δίσκους του ρότορα και του στάτη [15]. Ο ρότορας, ο οποίος σφηνώνεται στην άτρακτο της πέδης, θέτει σε κίνηση το νερό το οποίο μέσω του στροβιλισμού του μεταφέρει τη στρεπτική ροπή στο στάτη, που αποτελεί το ταλαντούμενο κέλυφος της πέδης (με το σχετικό μοχλοβραχίονα) στο οποίο γίνεται η μέτρηση της ροπής. Με τον τρόπο αυτό επενεργεί η στρεπτική ροπή του κινητήρα, μέσω του ρότορα, χωρίς απώλειες. Η ρύθμιση της ισχύος που μπορεί να απορροφηθεί από την πέδη γίνεται με τη βοήθεια δύο σιαγόνων (υδατοφράκτες) που μπορούν να πλησιάζουν ή να απομακρύνονται (με τη χρήση κατάλληλου μοχλού), επιτρέποντας το στροβιλισμό του νερού σε λιγότερες ή περισσότερες κοιλότητες και άρα επιτυγχάνοντας μικρότερη ή μεγαλύτερη απορρόφηση ισχύος αντίστοιχα. Σε υδραυλικές πέδες μεγαλύτερης ισχύος, όπως αυτή που χρησιμοποιήθηκε στην παρούσα διερεύνηση, η ρύθμιση της απορροφούμενης ισχύος γίνεται μεταβάλλοντας την παροχή του

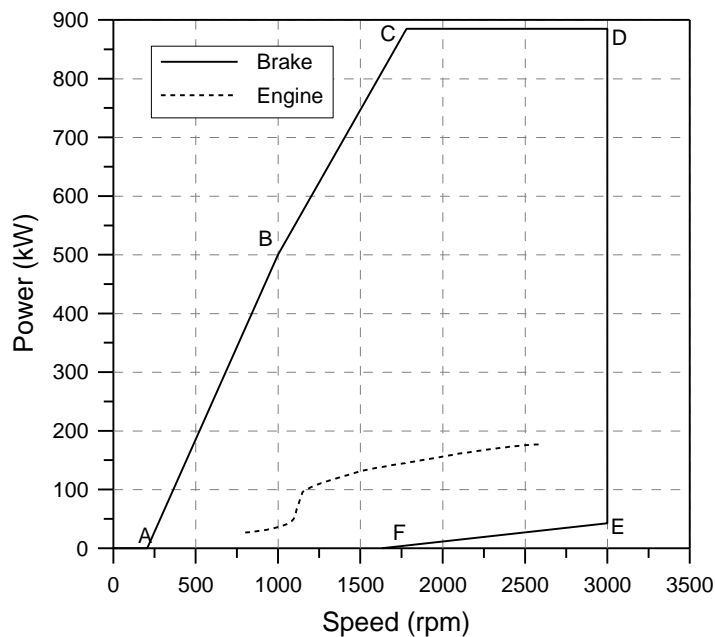
νερού προς την πέδη (μεταβλητής πλήρωσης), μέσω ρυθμιστικού μοχλού ο οποίος μεταβάλλει κατάλληλα την ενεργό διατομή των οπών προσαγωγής του νερού.

Η χαρακτηριστική καμπύλη λειτουργίας της πέδης Carl Schenck U1-40, δηλαδή η ικανότητα απορρόφησης ισχύος ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής, παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.6 [16]. Το τμήμα ABCD αντιστοιχεί στη μέγιστη ικανότητα φόρτισης της πέδης, με το οριζόντιο τμήμα CD να αντιστοιχεί στη μέγιστη δυνατή ισχύ ανεξαρτήτως στροφών (900 kW περίπου στο διάστημα 1800-3000 rpm για τη συγκεκριμένη πέδη), τιθέμενη απο κατασκευαστικούς και λειτουργικούς λόγους (π.χ. υπερθέρμανση), ενώ το τμήμα EF αντιστοιχεί στην ελάχιστη ικανότητα φόρτισης της πέδης. Το κατακόρυφο τμήμα DE αποτελεί το ανώτατο επιτρεπόμενο όριο ταχύτητας περιστροφής της πέδης (3000 rpm για τη συγκεκριμένη πέδη), τιθέμενο από τις αναπτυσσόμενες φυγοκεντρικές τάσεις. Στο Σχήμα 2.6 δίνεται και η καμπύλη ισχύος του κινητήρα (όπως αυτή έχει δοθεί και στο Σχήμα 2.1), από όπου φαίνεται ότι η ικανότητα φόρτισης της πέδης υπερκαλύπτει την παραγόμενη ισχύ από τον κινητήρα σε όλο το εύρος λειτουργίας του. Η απορροφούμενη ισχύς από την πέδη, δηλαδή η πραγματική ισχύς του κινητήρα, υπολογίζεται από την ένδειξη της πέδης με την παρακάτω σχέση:

$$P_e = \frac{Fn}{1000} \quad (2.6)$$

όπου P_e η πραγματική ισχύς του κινητήρα σε PS, F η ένδειξη της πέδης σε kg και n η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (άρα και της πέδης) σε rpm. Για την πιο εύχρημη χρήση της πραγματικής ισχύος στη συνέχεια, η ένδειξη μετατρέπεται σε kW σύμφωνα με την αναλογία $1PS = 0.7355 \text{ kW}$.

Για τη λειτουργία της υδραυλικής πέδης μπορεί να θεωρηθεί με ικανοποιητική ακρίβεια ότι η στρεπτική ροπή της ακολουθεί το τετράγωνο της ταχύτητας περιστροφής της [16,17] (εναλλακτικά, η ισχύς της ακολουθεί τον κύβο της ταχύτητας περιστροφής - νόμος της έλικας). Παρόμοια ποιοτική συμπεριφορά στην περίπτωση κίνησης ενός οχήματος παρουσιάζει η αεροδυναμική του αντίσταση, η οποία αυξάνει με το τετράγωνο της ταχύτητας του οχήματος, με την τελευταία να μεταφράζεται σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα μέσω της εκάστοτε σχέσης μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων και της σταθερής σχέσης μετάδοσης του διαφορικού. Βασικά πλονεκτήματα των υδραυλικών πεδών σε σχέση με τον άλλο ευρέως χρησιμοποιούμενο τύπο - τις ηλεκτρικές - αποτελούν η μικρότερη αδράνεια, γεγονός που επιτρέπει δοκιμές επιτάχυνσης του κινητήρα χωρίς να παρουσιάζονται προβλήματα στρεπτικών ταλαντώσεων, καθώς και η απότομη χαρακτηριστική καμπύλη λειτουργίας (Σχήμα 2.6), γεγονός που τις καθιστά σταθερές για λειτουργία με μηχανές εσωτερικής καύσης. Συγκριτικό μειονέκτημα τους είναι η έλλειψη της δυνατότητας ετεροκίνησης (motoring) του κινητήρα [15].



Σχήμα 2.6 Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας της πέδης και του κινητήρα.

2.3.2 Μέτρηση της Ταχύτητας Περιστροφής του Κινητήρα

Η μέτρηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, που αποτελεί μία από τις πιο ουσιώδεις μετρήσεις σε δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας, πραγματοποιείται με τους ακόλουθους τρόπους:

i. Με χρήση του στροφομέτρου του κινητήρα (Εικόνα 2.1)

Η μέτρηση αυτή μπορεί να υλοποιηθεί μόνο σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας. Χαρακτηρίζεται ως μη ακριβής μέτρηση, μιας και παρουσιάζει απόκλιση της τάξης των 50 rpm από την πραγματική τιμή. Ωστόσο, μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως μια πρώτη ένδειξη της ακριβούς τιμής.

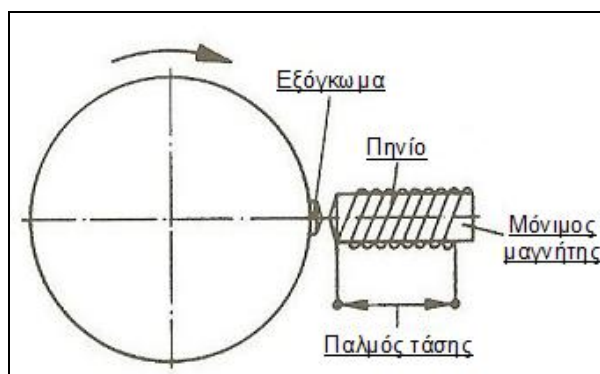
ii. Με χρήση του στροφομέτρου της πέδης (Εικόνα 2.22)

Για το στροφόμετρο της πέδης ισχύουν παρόμοια με το στροφόμετρο του κινητήρα. Χρησιμοποιείται πάλι μόνο σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας και η απόκλιση της ένδειξης του από την πραγματική τιμή είναι της τάξης των 20 rpm. Ωστόσο, αποτελεί μια ακόμα ένδειξη της ακριβούς τιμής.

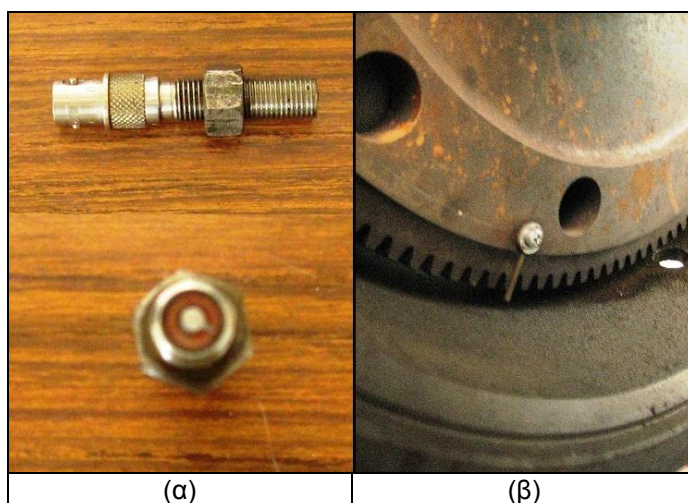
iii. Με χρήση του σήματος του ενδείκτη Άνω Νεκρού Σημείου (ΑΝΣ)

Η μέθοδος αυτή αποτελεί τη μοναδική από τις τρεις που χρησιμοποιούνται στην παρούσα διερεύνηση, η οποία παρέχει με ακρίβεια την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα είτε σε μόνιμες είτε σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Η υλοποίηση της μεθόδου βασίζεται σε ένα μαγνητικό ενδείκτη (magnetic pick-up marker), ο οποίος αποτελείται από ένα μόνιμο μαγνήτη περιτυλιγμένο από ένα πηνίο, όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 2.23 [15]. Ο μαγνήτης τοποθετείται πολύ κοντά στην περιφέρεια του σφονδύλου (ή άλλου μεταλλικού δίσκου που

περιστρέφεται μαζί με τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα), σε κάποιο σημείο της οποίας έχει δημιουργηθεί ένα “εξόγκωμα” (μικρό και ελαφρύ ώστε να μην επηρεαστεί η ζυγοστάθμιση του σφονδύλου), η θέση του οποίου συνήθως επιλέγεται έτσι ώστε να αντιστοιχεί στο ANΣ του πρώτου κυλίνδρου. Όταν αυτό το “εξόγκωμα” περάσει μπροστά από το μαγνητικό ενδείκτη διαταράσσει το πεδίο του μαγνήτη, επάγοντας μία τάση στα άκρα του πηνίου. Έτσι, ουσιαστικά για κάθε περιστροφή (360° γωνίας στροφάλου) της στροφαλοφόρου ατράκτου παράγεται ένας ηλεκτρικός παλμός, οπότε το διάστημα ανάμεσα σε τρεις διαδοχικούς παλμούς ισοδυναμεί με έναν πλήρη κύκλο λειτουργίας του κινητήρα (720° γωνίας στροφάλου). Η συχνότητα των παλμών είναι ανάλογη της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα. Πιο εξελιγμένες διατάξεις (π.χ. κωδικοποιητής θέσης της στροφαλοφόρου ατράκτου - crankshaft encoder) παράγουν ένα παλμό ανά 1° (ή έως και 0.1°) γωνίας στροφάλου, δίνοντας έτσι τη δυνατότητα παρακολούθησης της διακύμανσης της ταχύτητας περιστροφής κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα. Στην παρούσα διερεύνηση χρησιμοποιείται μαγνητικός ενδείκτης, κατασκευής της εταιρείας Electro Corporation (Honeywell), τύπος 723123 D, ενώ στο σφόνδυλο του κινητήρα κατασκευάζεται κατάλληλο “εξόγκωμα” (Εικόνα 2.24).

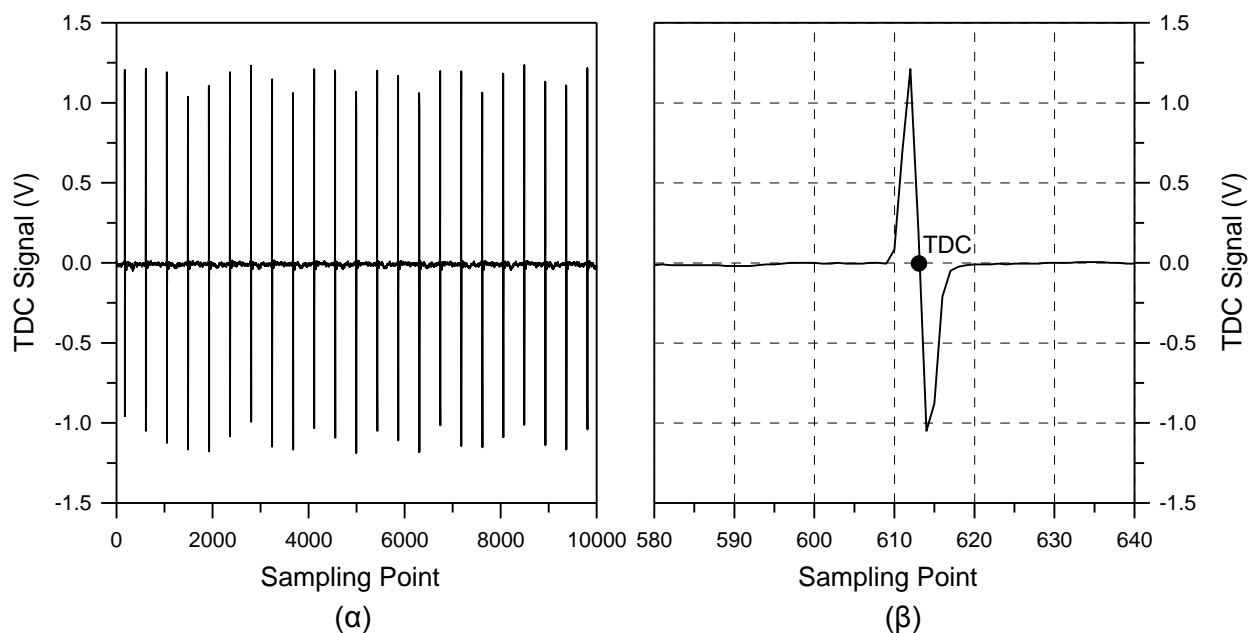


Εικόνα 2.23 Αρχή λειτουργίας μαγνητικού ενδείκτη.



Εικόνα 2.24 (α) Μαγνητικός ενδείκτης Electro Corporation 723123 D και (β) “εξόγκωμα” στο σφόνδυλο του κινητήρα.

Στο Σχήμα 2.7(α) παρουσιάζεται το τυπικό σήμα που καταγράφεται από το μαγνητικό ενδείκτη, με τον οριζόντιο άξονα να εκφράζει τα σημεία δειγματοληψίας. Κάθε ηλεκτρικός παλμός, που παράγεται για κάθε περιστροφή της στροφαλοφόρου ατράκτου, έχει τη μορφή που φαίνεται στο Σχήμα 2.7(β). Δηλαδή το σήμα του ΑΝΣ υφίσταται σε κάποιο σημείο μία ραγδαία αυξομείωση λαμβάνοντας δύο ακραίες τιμές εκατέρωθεν του μηδενός. Το σημείο στο οποίο η καμπύλη που ενώνει αυτές τις δύο ακραίες τιμές λαμβάνει την τιμή μηδέν αντιστοιχεί στο ΑΝΣ [18]. Έτσι για κάθε ένα παλμό ακολουθείται αυτή η διαδικασία ώστε να βρεθούν με ακρίβεια όλα τα σημεία που αντιστοιχούν στο ΑΝΣ.



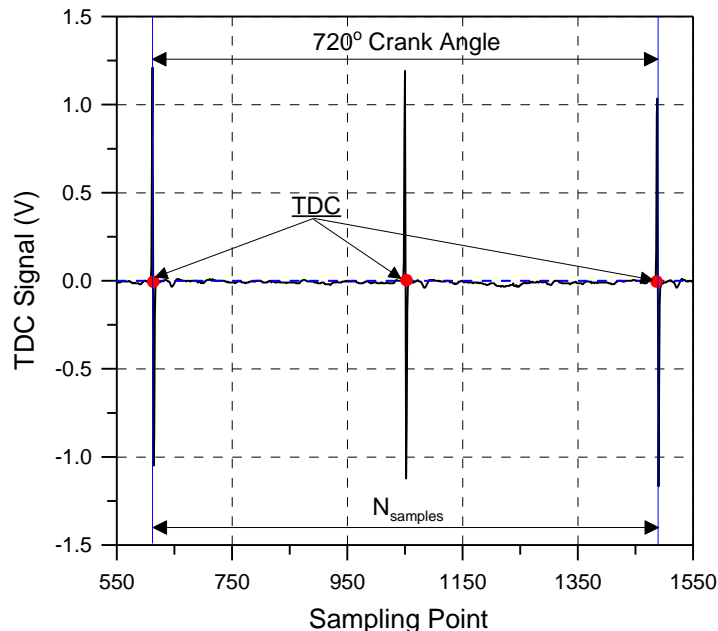
Σχήμα 2.7 Τυπικό σήμα μαγνητικού ενδείκτη και εύρεση του ΑΝΣ.

Στη συνέχεια λαμβάνονται αυτά τα σημεία ανά τρία διαδοχικά (η αρχή κάθε τριάδας είναι το τέλος της προηγούμενης), ξεκινώντας από σημείο το οποίο να αντιστοιχεί στο ΑΝΣ της φάσης εναλλαγής των αερίων. Αυτό διαπιστώνεται από τη μετρημένη πίεση του αερίου εντός του κυλίνδρου, μιας και στο ΑΝΣ της φάσης εναλλαγής των αερίων η πίεση του αερίου εντός του κυλίνδρου είναι πολύ χαμηλότερη σε σχέση με την αντίστοιχη στο ΑΝΣ της καύσης. Το διάστημα μεταξύ των τριών αυτών διαδοχικών σημείων αντιστοιχεί σε ένα πλήρη κύκλο λειτουργίας του κινητήρα (Σχήμα 2.8). Ακολούθως, μετράται το πλήθος των καταγεγραμμένων σημείων δειγματοληψίας N_{samples} που περιλαμβάνονται σε αυτό το διάστημα. Γνωρίζοντας τη συχνότητα δειγματοληψίας (sampling rate) SR (σε Hz), η τιμή της οποίας επιλέγεται σύμφωνα με κάποια κριτήρια πριν την έναρξη της δοκιμής, το παραπάνω διάστημα μετατρέπεται σε χρονική διάρκεια Δt (σε s) με βάση τη σχέση ορισμού της συχνότητας δειγματοληψίας:

$$SR = \frac{N_{\text{samples}}}{\Delta t} \Rightarrow \Delta t = \frac{N_{\text{samples}}}{SR} \quad (2.7)$$

Αυτή η χρονική διάρκεια είναι ουσιαστικά η διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας του κινητήρα και αντιστοιχεί σε 720° γωνίας στροφάλου. Τελικά η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα n (σε rpm) υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\Delta\phi = 6n\Delta t \Rightarrow n = \frac{720}{6\Delta t} \quad (2.8)$$



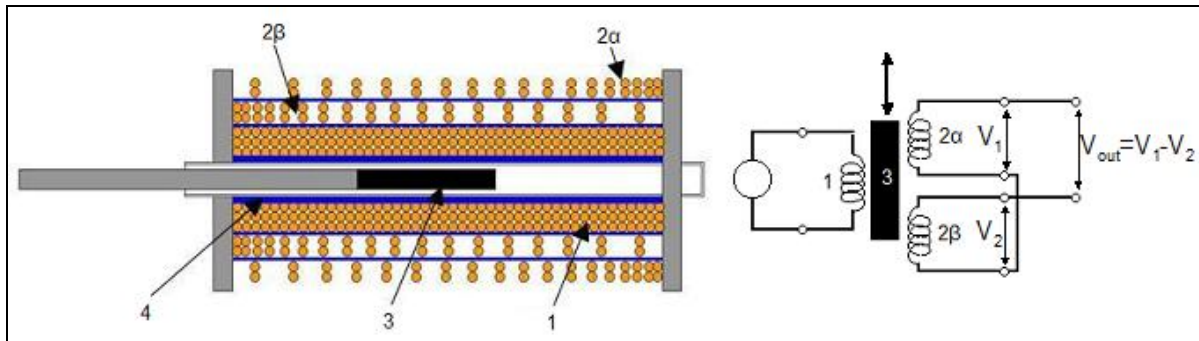
Σχήμα 2.8 Υπολογισμός της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα από το σήμα του ΑΝΣ.

2.3.3 Μέτρηση της Θέσης του Κανόνα της Αντλίας Πετρελαίου

Η μέτρηση της θέσης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου (fuel pump rack position) αποτελεί, μετά από αυτήν της ταχύτητας περιστροφής, τη σημαντικότερη μέτρηση σε δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας. Η στιγμιαία θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου παρέχει την εκάστοτε παροχή καυσίμου, είτε μέσω των χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας της αντλίας (Σχήμα 2.2), είτε με χρήση αναλυτικών μοντέλων έγχυσης [17,19]. Επιπλέον, μαζί με την ταχύτητα περιστροφής αποτελούν τις δύο ανεξάρτητες παραμέτρους με βάση τις οποίες γίνεται σε μόνιμες συνθήκες η “χαρτογράφηση” των λειτουργικών παραμέτρων καθώς και των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης του κινητήρα.

Η μέτρηση της στιγμιαίας θέσης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου, τόσο σε μόνιμες όσο και σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας, πραγματοποιείται με τη χρήση επαγωγικού μετατροπέα γραμμικής μετατόπισης και διέγερσης συνεχούς ρεύματος (Linear Variable Differential (ή Displacement) Transformer (ή Transducer) - LVDT). Ο μετατροπέας αυτός αποτελείται από ένα πρωτεύον και δύο δευτερεύοντα πηνία, εντός των οποίων μετακινείται ένας (φερομαγνητικός) πυρήνας, όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 2.25 [20]. Το πρωτεύον πηνίο τροφοδοτείται με συνεχές (ή και εναλλασσόμενο σε άλλους τύπους μετατροπέων) ρεύμα,

ενώ η μετατόπιση του πυρήνα έχει ως αποτέλεσμα την επαγωγή ανάλογης τάσης στα δευτερεύοντα πηνία. Το τελικό σήμα εξόδου του μετατροπέα είναι η διαφορά των τάσεων στα δευτερεύοντα πηνία, με το πρόσημό του να εξαρτάται από τη φορά κίνησης του πυρήνα.



Εικόνα 2.25 Αρχή λειτουργίας του μετατροπέα LVDT, όπου διακρίνονται (1) το πρωτεύον πηνίο, (2α) το δευτερεύον πηνίο α, (2β) το δευτερεύον πηνίο β, (3) ο πυρήνας και (4) η ηλεκτρική μόνωση. Με τα σύμβολα V_1 , V_2 είναι οι τάσεις στα δευτερεύοντα πηνία α και β και με V_{out} η τάση εξόδου.

Ο μετατροπέας που χρησιμοποιείται στην παρούσα διερεύνηση είναι της εταιρείας Solartron Metrology, τύπος DC25, με ονομαστική ικανότητα μέτρησης μετατόπισης ± 25 mm, διάστημα το οποίο επαρκεί για τη μέτρηση της συνολικής μετατόπισης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA. Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του μετατροπέα DC25 παρουσιάζονται στον Πίνακα 2.3 [21]. Ο πυρήνας του μετατροπέα φέρει σπείρωμα στο άκρο του μέσω του οποίου συνδέεται στον κανόνα της αντλίας πετρελαίου με ειδική μεταλλική κατασκευή. Η στήριξη του μετατροπέα γίνεται επάνω στην αντλία, ενώ η διέγερσή του πραγματοποιείται με τροφοδοτικό συνεχούς ρεύματος και τάσης 24 V. Στην Εικόνα 2.26 παρουσιάζεται η εγκατάσταση του μετατροπέα και η σύνδεσή του με τον κανόνα της αντλίας πετρελαίου. Η τάση του σήματος εξόδου του μετατροπέα εξαρτάται από την τάση τροφοδοσίας και γι' αυτό το λόγο επιλέγεται η μέγιστη δυνατή τάση διέγερσης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα το σήμα εξόδου να λαμβάνει τιμές στο μέγιστο δυνατό εύρος, έτσι ώστε οποιαδήποτε μετατόπιση να καταγράφεται με τη μέγιστη δυνατή ακρίβεια.

Η γραμμική συσχέτιση που διαπιστώθηκε ότι ισχύει, ύστερα από λεπτομερείς μετρήσεις μετατόπισης με ηλεκτρονικά πολύμετρα ακριβείας σε όλο το εύρος λειτουργίας του μετατροπέα, μεταξύ μετατόπισης του πυρήνα και της τάσης εξόδου είναι:

$$Y = -0.4342929412 \cdot X + 0.06853137255 \quad (2.9)$$

όπου Y η τάση εξόδου του μετατροπέα σε V και X η μετατόπιση του πυρήνα σε mm. Το αρνητικό πρόσημο προκύπτει διότι για τη συγκεκριμένη φορά κίνησης του πυρήνα του μετατροπέα προκύπτει αρνητική τάση εξόδου (αλλάζοντας την πολικότητα της τάσης τροφοδοσίας το αρνητικό πρόσημο απαλείφεται).

Πίνακας 2.3 Τεχνικά χαρακτηριστικά του μετατροπέα LVDT Solartron Metrology DC25.

Όνομαστική ικανότητα μετατόπισης	±25 mm
Μέγιστη ικανότητα μετατόπισης	±35 mm
Τάση τροφοδοσίας	9 ÷ 24 V
Ένταση ρεύματος τροφοδοσίας	18 mA
Θερμοκρασιακό πεδίο	-30 ÷ +80 °C
Χρόνος απόκρισης	< 0.4 ms
Μη-γραμμικότητα	0.08%
Θόρυβος	< 1% FSO
Βάρος αισθητήρα/πυρήνα	96/18 g



Εικόνα 2.26 Εγκατάσταση του μετατροπέα LVDT Solartron Metrology DC25 (1) στην αντλία πετρελαίου και του ρυθμιζόμενου τερματικού (2) στο πετάλι του γκαζιού.

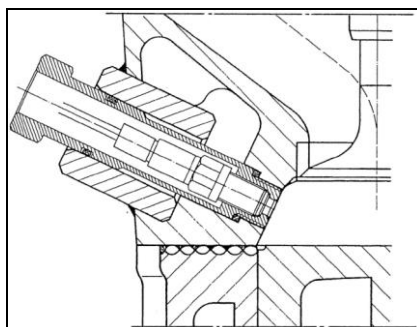
Ωστόσο, η μετατόπιση του πυρήνα σύμφωνα με τη σχέση (2.9) αντιστοιχεί σε σχετική μετατόπιση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου, χωρίς να παρέχει την απόλυτη τιμή της θέσης του. Για το λόγο αυτό απαιτείται η εξ αρχής γνώση της θέσης του κανόνα σε κάποιο (ή κάποια) σημεία λειτουργίας, έτσι ώστε να προκύψει η τελική συσχέτιση μεταξύ της μετατόπισης του πυρήνα και αυτής του κανόνα. Στην παρούσα διερεύνηση αυτό είναι εφικτό μέσω πινάκων που προσφέρονται από τον κατασκευαστή του κινητήρα και παρέχουν τη θέση του κανόνα της αντλίας για δεδομένες συνθήκες λειτουργίας [6], π.χ. για λειτουργία του κινητήρα σε ταχύτητα περιστροφής 1000 rpm και μηδενικό φορτίο η θέση του κανόνα είναι στα 8.80 mm. Τέλος, στον εξωτερικό μοχλό ελέγχου της παροχής καυσίμου (πρακτικά δηλαδή στο πετάλι του γκαζιού) προσαρμόστηκε ένα ρυθμιζόμενο τερματικό (“στοπ”), όπως φαίνεται στην Εικόνα 2.26, κάθε θέση του οποίου αντιστοιχεί σε συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Σκοπός αυτού του τερματικού είναι η διατήρηση σταθερής θέσης του κανόνα, άρα και σταθερής ταχύτητας περιστροφής, στο τέλος κάθε μεταβατικής λειτουργίας (επιτάχυνσης) καθώς και η εξασφάλιση επαναληψιμότητας των επιταχύνσεων [22] (μιας και στις περιπτώσεις αύξησης

φορτίου το πετάλι του γκαζιού παραμένει σε σταθερή θέση). Ειδικά για την τελευταία, τονίζεται ότι απόλυτη επαναληψιμότητα μίας μεταβολής είναι εφικτή μόνο σε ηλεκτρονικά ελεγχόμενη πειραματική κλίνη. Ωστόσο, το ρυθμιζόμενο τερματικό εξασφαλίζει τη βέλτιστη δυνατή επαναληψιμότητα στην παρούσα διερεύνηση.

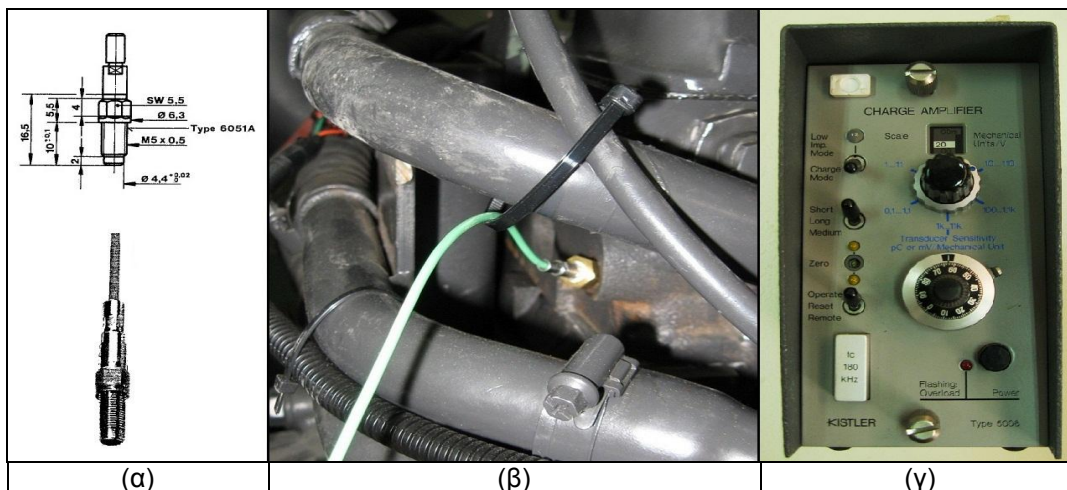
2.3.4 Μέτρηση της Πίεσης του Αερίου εντός του Κυλίνδρου

Η μέτρηση της πίεσης (του αερίου εντός) του κυλίνδρου (δυναμοδεικτικό διάγραμμα) αποτελεί άλλη μία ουσιώδη μέτρηση, τόσο σε μόνιμες όσο και σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας, λόγω της πληθώρας των πληροφοριών που μπορεί να προσφέρει σχετικά με τη λειτουργική κατάσταση του κινητήρα [23]. Πραγματοποιείται, κατά κανόνα, με τη χρήση πιεζοηλεκτρικού μετατροπέα (πιεζοκρύσταλλος), τοποθετημένου στην κυλινδροκεφαλή με τη διαμόρφωση κατάλληλης οπής (Εικόνα 2.4), έτσι ώστε το παραμορφώσιμο διάφραγμα του να βρίσκεται “προσωπο” (flush mounted) με το τοίχωμα του θαλάμου καύσης, όπως φαίνεται στην Εικόνα 2.27. Η αρχή λειτουργίας του βασίζεται στο πιεζοηλεκτρικό φαινόμενο, σύμφωνα με το οποίο ορισμένα υλικά (κυρίως κρύσταλλοι, π.χ. χαλαζίας - quartz) με την επιβολή κάποιας μηχανικής τάσης (δύναμη/πίεση) έχουν την ιδιότητα να παράγουν ανάλογο ηλεκτρικό φορτίο.

Στην παρούσα διερεύνηση χρησιμοποιείται μικροσκοπικός πιεζοηλεκτρικός μετατροπέας κατασκευής της εταιρείας Kistler, τύπος 6051A (Εικόνα 2.28α) [24], τοποθετημένος στην κυλινδροκεφαλή του κινητήρα στον πρώτο κύλινδρο (Εικόνα 2.28β). Το παραγόμενο σήμα από το μετατροπέα, που είναι ηλεκτρικό φορτίο (σε pC), οδηγείται, μέσω ισχυρά μονωμένου καλωδίου, για διαμόρφωση και ενίσχυση σε ενισχυτή φορτίου κατασκευής της εταιρείας Kistler, τύπος 5008 (Εικόνα 2.28γ). Το εισερχόμενο ηλεκτρικό φορτίο μετατρέπεται αρχικά σε αναλογικό σήμα χαμηλής τάσης, το οποίο στη συνέχεια ενισχύεται στην τελική μονάδα ενίσχυσης που ακολουθεί. Στον ενισχυτή φορτίου ρυθμίζονται η ευαισθησία του πιεζοκρυστάλλου καθώς και το εύρος της κλίμακας μέτρησης, έτσι ώστε τελικά 1 V του σήματος εξόδου να αντιστοιχεί σε 20 bar. Η διαδικασία εύρεσης του δυναμοδεικτικού διαγράμματος από το μετρούμενο σήμα περιγράφεται αναλυτικά στο Κεφάλαιο 4. Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του πιεζοηλεκτρικού μετατροπέα και του ενισχυτή φορτίου παρουσιάζονται στον Πίνακα 2.4.



Εικόνα 2.27 Τοποθέτηση του πιεζοηλεκτρικού μετατροπέα στην κυλινδροκεφαλή του κινητήρα.



Εικόνα 2.28 (α) Πιεζοκρύσταλλος Kistler 6051A, (β) τοποθέτηση του στην κυλινδροκεφαλή με το ισχυρά μονωμένο (πράσινο) καλώδιο και (γ) ενισχυτής φορτίου Kistler 5008.

Το ενισχυμένο σήμα του πιεζοηλεκτρικού μετατροπέα (μετά τον ενισχυτή φορτίου) καθώς και το σήμα του ΑΝΣ από το μαγνητικό ενδείκτη (Παράγραφος 2.3.2) προβάλλονται συνεχώς, είτε σε μόνιμες είτε σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας, στην οθόνη ενός καθοδικού παλμογράφου, για την επιθεώρηση της καλής πορείας της μέτρησης. Ο παλμογράφος είναι κατασκευής της εταιρείας Tektronix, τύπος 7313, διπλής δέσμης και έχει τη δυνατότητα αποθήκευσης των εισερχόμενων σημάτων.

Πίνακας 2.4 Τεχνικά χαρακτηριστικά πιεζοκρυστάλλου Kistler 6051A και ενισχυτή φορτίου Kistler 5008.

Πιεζοηλεκτρικός μετατροπέας 6051A	
Ονομαστικό εύρος μέτρησης	0 ÷ 200 bar
Μέγιστη μετρούμενη τιμή	250 bar
Θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας	-196 ÷ +350 °C
Ευαισθησία	-2.20 pC/bar
Γραμμικότητα	≤ ±0.1% FSO
Ενισχυτής φορτίου 5008	
Εύρος μετρούμενου ηλεκτρικού φορτίου	±10 ÷ ±500,000 pC
Θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας	0 ÷ 50 °C
Ευαισθησία	0.1 ÷ 11,000 pC/MU
Τάση εξόδου	±10 V
Γραμμικότητα	< ±0.05% FSO
Ηλεκτρικός θόρυβος	2 mV rms
Σφάλμα λόγω θερμοκρασιακών μεταβολών (thermal zero drift)	< ±0.5 mV/ °C

2.3.5 Μέτρηση της Ταχύτητας Περιστροφής του Υπερπληρωτή

Η μέτρηση της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή συνιστά άλλη μία σημαντική μέτρηση, ιδιαίτερος σε συνθήκες μεταβατικής λειτουργίας. Είναι το μέγεθος μέσω του οποίου αναδεικνύεται το κυρίαρχο φαινόμενο κατά την επιτάχυνση ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel, δηλαδή η υστέρηση του υπερπληρωτή (turbocharger lag). Επιπλέον, σε συνδυασμό με τη μέτρηση της πίεσης υπερπλήρωσης, παρέχει την παροχή μάζας του αέρα χρησιμοποιώντας το χάρτη λειτουργίας του συμπιεστή (Σχήμα 2.4).

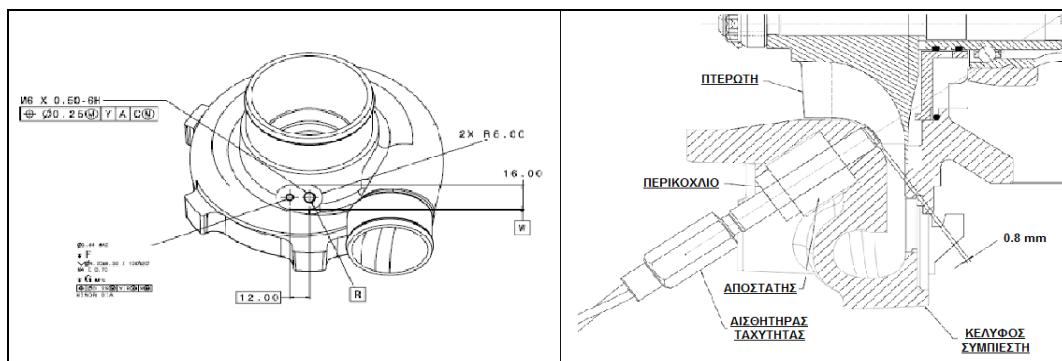
Οι μέθοδοι για τη μέτρηση της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή ποικίλλουν, όπως για παράδειγμα η χρήση κυμάτων υψηλής συχνότητας (στροβοσκόπιο), η χρήση δέσμης λέιζερ (laser beam) η οποία ανακλάται από κατάλληλα βαμμένο σημείο του άξονα του ζεύγους υπερπλήρωσης, ή η χρήση αισθητήρων παλμών τάσης που παράγονται από αυτεπαγωγή (eddy current). Όλες οι μέθοδοι εφαρμόζονται, σχεδόν αποκλειστικά, είτε σε κάποιο σημείο του άξονα του ζεύγους υπερπλήρωσης είτε στην περρωτή του συμπιεστή. Ο στρόβιλος σπάνια χρησιμοποιείται κυρίως λόγω της υψηλής θερμοκρασίας των καυσαερίων που διέρχονται από την περρωτή του, καθώς και των σωματιδίων που αυτά περιέχουν τα οποία μπορούν να δημιουργήσουν επικαθήσεις στον αισθητήρα με αποτέλεσμα την προβληματική λειτουργία του.

Στην παρούσα διερεύνηση χρησιμοποιείται αισθητήρας που βασίζεται στη δημιουργία παλμών τάσης από επαγωγή. Η αρχή λειτουργίας του είναι παρόμοια με αυτή του μαγνητικού ενδείκτη που χρησιμοποιείται για τον προσδιορισμό του ΑΝΣ και τη μέτρηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (Παράγραφος 2.3.2). Όμοια με το μαγνητικό ενδείκτη, ο αισθητήρας δίνει ως έξοδο παλμούς τάσης όταν για κάποιο λόγο διαταραχθεί το μαγνητικό πεδίο που δημιουργεί. Ωστόσο, το μαγνητικό πεδίο προέρχεται από έναν ηλεκτρομαγνήτη, σε αντίθεση με το μόνιμο μαγνήτη του ενδείκτη ΑΝΣ.

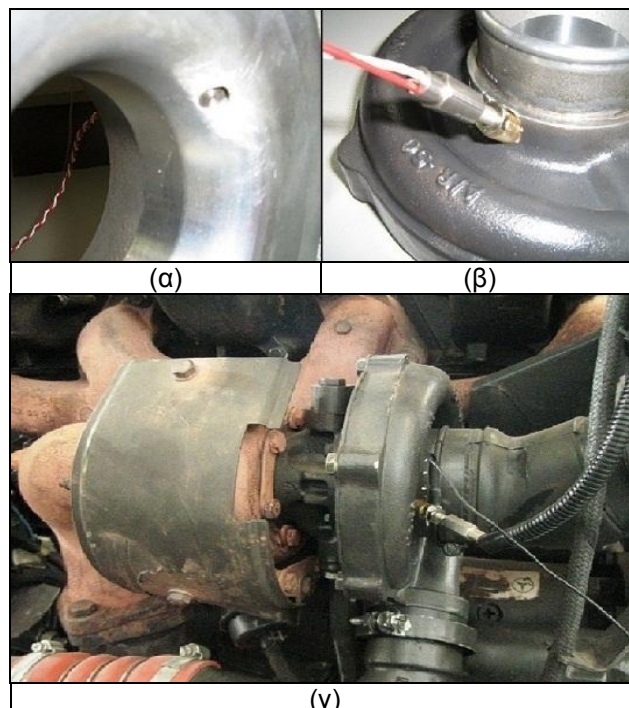
Ο αισθητήρας είναι κατασκευής της εταιρείας Garrett (Honeywell), με κωδικό αριθμό 781328 [25], και τροφοδοτείται με συνεχή τάση 12 V. Η Εικόνα 2.29 παρουσιάζει τον αισθητήρα και όλα τα περιφερειακά του εξαρτήματα. Στο συγκεκριμένο σετ συμπεριλαμβάνονται οι δυνατότητες ψηφιακής εγγραφής του σήματος εξόδου καθώς και ένδειξης της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή σε ταχύμετρο (speed gauge) κατάλληλα βαθμονομημένο για τις απαιτήσεις της μέτρησης. Ο αισθητήρας εγκαθίσταται στο κέλυφος του συμπιεστή, όπου ανοίγεται κατάλληλη οπή με σπείρωμα, σε σημείο στο οποίο μπορεί να “βλέπει” όλα τα πτερύγια συμπεριλαμβανομένων και των πτερυγίων διαχωρισμού (splitter blades) σύμφωνα με τις προδιαγραφές του κατασκευαστή, Εικόνα 2.30 [25]. Στην Εικόνα 2.31 παρουσιάζεται η προσαρμογή του αισθητήρα στο κέλυφος του συμπιεστή.



Εικόνα 2.29 Το πλήρες σετ του αισθητήρα μέτρησης της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή (αισθητήρας, στροφόμετρο, βάση και καλωδιώσεις).



Εικόνα 2.30 Προδιαγραφές τοποθέτησης του αισθητήρα μέτρησης της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή.



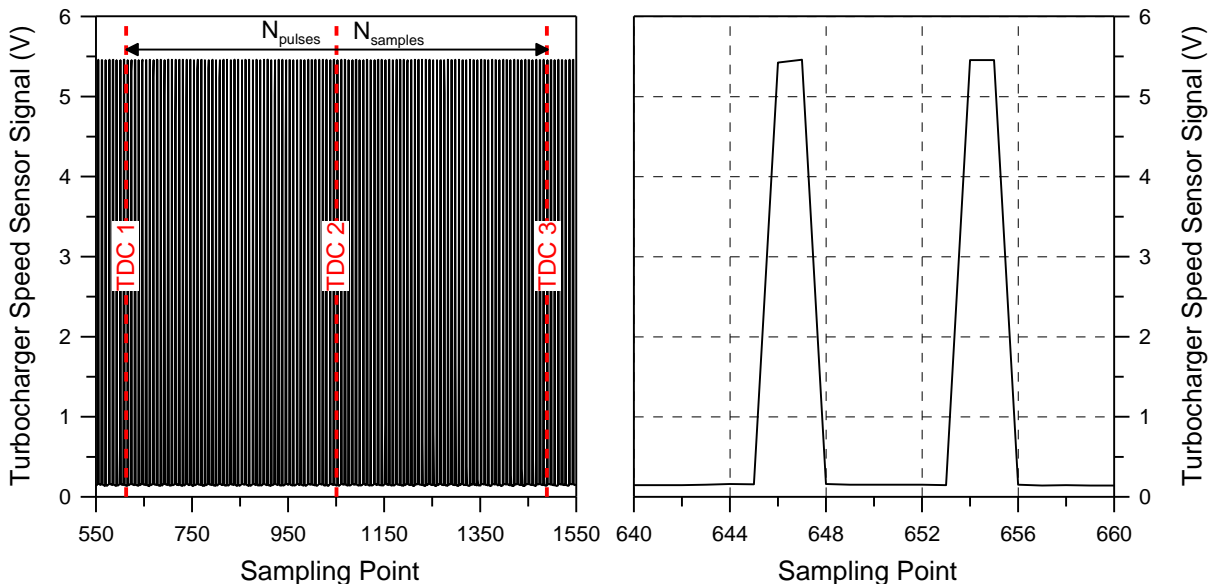
Εικόνα 2.31 Εγκατάσταση του αισθητήρα μέτρησης της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή στο κέλυφος του συμπιεστή: (α,β) εσωτερική, εξωτερική όψη, (γ) επί της μηχανής όπου διακρίνεται και η εξωτερική γείωση του αισθητήρα.

Το σήμα εξόδου του αισθητήρα είναι ένας τετραγωνικός παλμός τάσης περίπου 5 V με συχνότητα εξόδου ίση με το 1/8 της συχνότητας εισόδου [25]. Στο Σχήμα 2.9 παρουσιάζεται το τυπικό σήμα εξόδου του αισθητήρα. Για την αποφυγή ηλεκτρικού θορύβου, ο αισθητήρας γειώνεται απευθείας από το ουδέτερο του τροφοδοτικού του. Η συχνότητα εισόδου f_{in} (σε Hz) είναι πρακτικά ένας παλμός για κάθε πτερύγιο του συμπιεστή, δηλαδή:

$$f_{in} = \frac{N_{blades} n_{T/C}}{60} \quad (2.10)$$

όπου N_{blades} ο αριθμός όλων των πτερυγίων του συμπιεστή (12 για την παρούσα εφαρμογή) και $n_{T/C}$ η ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή σε rpm. Στη συνέχεια, η ηλεκτρονική διάταξη του αισθητήρα διαιρεί αυτό το σήμα με 8 και η τελική συχνότητα εξόδου f_{out} (σε Hz) γίνεται:

$$f_{out} = \frac{f_{in}}{8} = \frac{N_{blades} n_{T/C}}{480} \quad (2.11)$$



Σχήμα 2.9 Τυπικό σήμα αισθητήρα μέτρησης της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή

Το διάστημα στο οποίο γίνεται ο υπολογισμός της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή είναι ένας πλήρης κύκλος λειτουργίας του κινητήρα, δηλαδή το διάστημα ανάμεσα σε τρία διαδοχικά ΑΝΣ, όπως αυτά βρέθηκαν με τη διαδικασία που περιγράφηκε στην Παράγραφο 2.3.2. Σε αυτό το διάστημα μετράται ο αριθμός των παλμών N_{pulses} από τον αισθητήρα μέτρησης της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή, καθώς και το πλήθος των καταγεγραμμένων σημείων δειγματοληψίας $N_{samples}$. Γνωρίζοντας τη συχνότητα δειγματοληψίας SR το παραπάνω διάστημα μετατρέπεται σε χρονική διάρκεια Δt χρησιμοποιώντας τη σχέση (2.7), ενώ η τελική συχνότητα των παλμών υπολογίζεται ως:

$$f_{out} = \frac{N_{pulses}}{\Delta t} \quad (2.12)$$

οπότε από την εξίσωση (2.11) προκύπτει η ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή:

$$n_{T/C} = \frac{480f_{out}}{N_{blades}} \quad (2.13)$$

2.3.6 Μέτρηση της Πίεσης του Αέρα Πλήρωσης

Η πίεση του αέρα πλήρωσης είναι το δεύτερο χαρακτηριστικό λειτουργίας, μετά την ταχύτητα περιστροφής, που μετράται για το ζεύγος υπερπλήρωσης. Όπως αναφέρθηκε και στην Παράγραφο 2.3.5, η μέτρηση αυτή μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την εύρεση της παροχής μάζας αέρα του συμπιεστή. Επιπλέον, παρέχει, με πολύ καλή ακρίβεια, την αρχική πίεση κατά την έναρξη της συμπίεσης στον κύλινδρο, η οποία, μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως αναφορά για το δυναμοδεικτικό διάγραμμα, ενώ σε συνδυασμό με την αρχική θερμοκρασία, δίνει τη μάζα του αέρα (μέσω της καταστατικής εξίσωσης των τελείων αερίων) που έχει παγιδευτεί εντός του κυλίνδρου και θα χρησιμοποιηθεί για την καύση. Έτσι, με μία εκτίμηση για το βαθμό παγίδευσης, μπορεί να γίνει ένας πρώτος προσεγγιστικός υπολογισμός για τη συνολική μάζα του αέρα (για πλήρωση και απόπλυση), ενώ σε συνδυασμό με την παροχή καυσίμου (η οποία προκύπτει από τη θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου - Παράγραφος 2.3.3), μπορεί να υπολογιστεί προσεγγιστικά η παροχή μάζας του καυσαερίου [26].

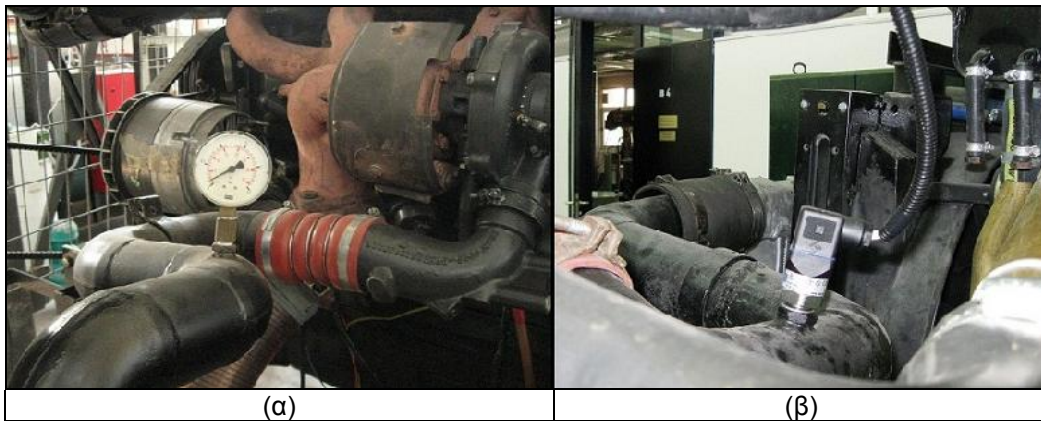
Στην παρούσα διερεύνηση, η πίεση του αέρα πλήρωσης μετράται σε δύο σημεία:

- i. αμέσως μετά το συμπιεστή και
- ii. στην εισαγωγή του κινητήρα μετά το ψυγείο του αέρα πλήρωσης.

Η πρώτη μέτρηση γίνεται με κλασικό αναλογικό μανόμετρο τοποθετημένο στη σωλήνωση κατάθλιψης του συμπιεστή (Εικόνα 2.32(α)), οπότε είναι εφικτή μόνο σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας. Αντίθετα, η μέτρηση στην πολλαπλή εισαγωγής, η οποία λαμβάνει υπόψη και τη μικρή πτώση πίεσης στο ψυγείο του αέρα πλήρωσης, πραγματοποιείται με ηλεκτρονικό αισθητήρα πίεσης (Εικόνα 2.32(β)) τόσο σε μόνιμες όσο και σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Κατά την πειραματική διερεύνηση διαπιστώθηκε ότι το αναλογικό μανόμετρο παρουσίασε κάποια υστέρηση στην ένδειξή του, με αποτέλεσμα αυτή να μη θεωρηθεί απόλυτα ακριβής, αλλά να χρησιμοποιηθεί μόνο ως μια πρώτη εκτίμηση της πραγματικής τιμής. Γι' αυτό και στη συνέχεια όπου αναφέρεται μέτρηση της πίεσης του αέρα πλήρωσης θα εννοείται αυτή που πραγματοποιείται στην πολλαπλή εισαγωγής με τον ηλεκτρονικό αισθητήρα πίεσης.

Ο αισθητήρας πίεσης (pressure transmitter) ο οποίος χρησιμοποιείται είναι κατασκευής της εταιρείας Wika, τύπος A-10. Ο Πίνακας 2.5 παρουσιάζει τα τεχνικά χαρακτηριστικά του αισθητήρα [27]. Η αρχή λειτουργίας του βασίζεται στη μεταβολή της ηλεκτρικής αντίστασης ενός υλικού με τη μεταβολή του μήκους του (piezoresistive effect), όταν σε αυτό εφαρμοστεί κάποια μηχανική τάση. Η μετρούμενη πίεση δρα επάνω σε ένα διάφραγμα (Εικόνα 2.33), το οποίο διαμορφώνεται στο εξωτερικό περίβλημα του αισθητήρα, και μεταφέρεται στον

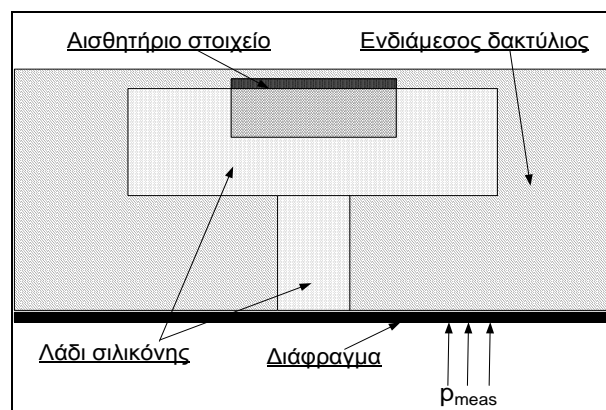
αισθητήρα μέσω ενός υγρού μετάδοσης (συνήθως λάδι σιλικόνης). Η εφαρμογή της πίεσης στο αισθητήριο στοιχείο (συνήθως από σιλικόνη) έχει ως αποτέλεσμα τη μεταβολή της ηλεκτρικής του αντίστασης. Τέσσερις τέτοιες αντιστάσεις συνδέονται επάνω στο αισθητήριο στοιχείο σε γέφυρα Wheatstone, η οποία τροφοδοτείται εξωτερικά με τάση 24 V. Με αυτόν τον τρόπο μεταβάλλεται η ένταση του ρεύματος που διαρρέει τη γέφυρα (λόγω της μεταβολής των ηλεκτρικών αντιστάσεων), με τη μεταβολή αυτή να είναι ανάλογη της επιβαλλόμενης πίεσης.



Εικόνα 2.32 (α) Αναλογικό μανόμετρο στην κατάθλιψη του συμπιεστή και (β) αισθητήρας πίεσης Wika A-10 στην πολλαπλή εισαγωγής (μετά το ψυγείο του αέρα πλήρωσης).

Πίνακας 2.5 Τεχνικά χαρακτηριστικά αισθητήρα πίεσης Wika A-10.

Εύρος μετρούμενης μανομετρικής πίεσης	0 ÷ 4 bar
Εύρος σήματος εξόδου	4 ÷ 20 mA
Εύρος τάσης τροφοδοσίας	8 ÷ 30 V
Θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας	0 ÷ 80 °C
Ακρίβεια	≤ ±1.0%
Μη-γραμμικότητα	0.6% FSO



Εικόνα 2.33 Διάταξη αισθητήρα πίεσης Wika A-10.

Τελικά, το σήμα εξόδου του αισθητήρα είναι ρεύμα με ένταση ανάλογη της μετρούμενης πίεσης. Συνδέοντας εξωτερικά μία ωμική αντίσταση, προκαλείται μία διαφορά τάσης στα άκρα της, η οποία είναι και αυτή ανάλογη της επιβαλλόμενης πίεσης και αποτελεί κατάλληλο σήμα για ψηφιακή εγγραφή σε ηλεκτρονικό υπολογιστή.

Η γραμμική συσχέτιση ανάμεσα στη μετρούμενη (μανομετρική) πίεση p_{meas} (σε bar) και την ένταση του ρεύματος I (σε mA) που διαρρέει το κύκλωμα είναι, σύμφωνα με τον κατασκευαστή [27]:

$$I = 4p_{meas} + 4 \quad (2.14)$$

Στην παρούσα εφαρμογή συνδέεται εξωτερική ηλεκτρική αντίσταση $R = 469 \Omega$, οπότε η πτώση τάσης στα άκρα της ($V = IR$), που είναι και το τελικό σήμα που καταγράφεται, κυμαίνεται στο εύρος:

$$V_{out} = 1.876 \div 9.380 \text{ V} \quad (2.15)$$

το οποίο αντιστοιχεί γραμμικά σε εύρος μετρούμενης (μανομετρικής) πίεσης 0 έως 4 bar.

2.3.7 Μέτρηση της Κατανάλωσης Καυσίμου

Από τη μέτρηση της κατανάλωσης καυσίμου, σε συνδυασμό με αυτή της θέσης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου (Παράγραφος 2.3.3), προκύπτουν οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας της αντλίας (Σχήμα 2.2). Επίσης, η μέτρηση αυτή χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, από όπου προκύπτει και ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα χρησιμοποιώντας δεδομένη τιμή για την κατώτερη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου (42.5 MJ/kg για το πετρέλαιο [28]). Στην παρούσα διερεύνηση, η μέτρηση της κατανάλωσης καυσίμου πραγματοποιείται με την ογκομετρική μέθοδο χρησιμοποιώντας χρονόμετρο χειρός, οπότε είναι εφικτή αποκλειστικά σε συνθήκες μόνιμης λειτουργίας. Συγκεκριμένα, μετράται ο χρόνος που απαιτείται για την κατανάλωση δεδομένου όγκου καυσίμου (πρότυπα ογκομετρικά δοχεία χωρητικότητας 260 και 400 ml, Εικόνα 2.19), ο οποίος μετατρέπεται σε μάζα καυσίμου μέσω της πυκνότητάς του (0.84 kg/m³ για το πετρέλαιο [28]). Για την ελαχιστοποίηση των πιθανών σφαλμάτων, κάθε μέτρηση επαναλαμβάνεται δύο φορές.

2.3.8 Μέτρηση της Θερμοκρασίας των Καυσαερίων

Η θερμοκρασία των καυσαερίων αποτελεί βασικό λειτουργικό χαρακτηριστικό του κινητήρα και ένδειξη της άρτιας λειτουργίας του. Επίσης, αποτελεί ένα κριτήριο για την αποκατάσταση της θερμοδυναμικής ισορροπίας σε δεδομένο σημείο λειτουργίας. Η μέτρηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων πραγματοποιείται συνήθως με θερμοηλεκτρικά στοιχεία (θερμοστοιχεία). Η αρχή λειτουργίας αυτών στηρίζεται στο θερμοηλεκτρικό φαινόμενο,

σύμφωνα με το οποίο αν δύο μεταλλικοί αγωγοί από διαφορετικά υλικά έρθουν σε επαφή σε δύο σημεία όπου επικρατεί διαφορετική θερμοκρασία, τότε στα άκρα τους αναπτύσσεται τάση ανάλογη της διαφοράς θερμοκρασίας ανάμεσα στα σημεία επαφής. Στην παρούσα διερεύνηση χρησιμοποιείται ψηφιακό θερμόμετρο κατασκευής της εταιρείας Fluke, τύπος 50D, το οποίο φαίνεται στην Εικόνα 2.34. Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του θερμομέτρου παρουσιάζονται στον Πίνακα 2.6 [29]. Η μέτρηση πραγματοποιείται με θερμοστοιχείο τύπου K, το οποίο προσαρτάται στην εξάτμιση του κινητήρα (μετά το στρόβιλο, Εικόνα 2.18). Η ένδειξη του θερμομέτρου αντιστοιχεί σε μία μέση χρονικά τιμή της θερμοκρασίας των καυσαερίων, λόγω της μεγάλης θερμικής αδράνειας του θερμοστοιχείου, και γι' αυτό το λόγο χρησιμοποιείται αποκλειστικά σε συνθήκες μόνιμης λειτουργίας, σε αντίθεση με άλλων ειδών θερμοστοιχεία κατάλληλα για μετρήσεις θερμοκρασίας σε μεταβατικές συνθήκες [30].



Εικόνα 2.34 Ψηφιακό θερμόμετρο Fluke 50D.

Πίνακας 2.6 Τεχνικά χαρακτηριστικά ψηφιακού θερμομέτρου Fluke 50D.

Τύπος θερμοστοιχείου	K (chromel ² - alumel ³)
Εύρος μετρούμενης θερμοκρασίας	-200 ÷ +1370 °C
Ακρίβεια	± [0.1% + 0.7 °C]
Ευαισθησία	41 μV/ °C
Ανάλυση ένδειξης	0.1 °C

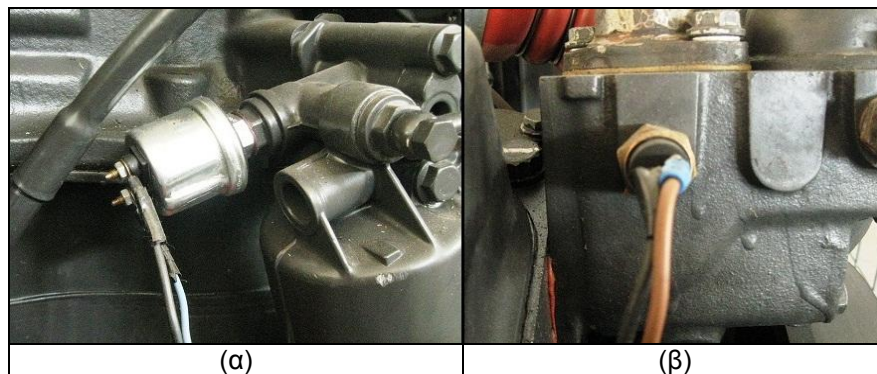
2.3.9 Περιφερειακές Μετρήσεις

Επιπλέον των μετρήσεων και των διατάξεων που περιγράφηκαν ήδη, οι τιμές διαφόρων άλλων παραμέτρων καταγράφονται, αποκλειστικά σε συνθήκες μόνιμης λειτουργίας, κυρίως για λόγους ελέγχου και επιβεβαίωσης της άρτιας λειτουργίας του κινητήρα. Τα δύο βασικότερα

² Πρόκειται για κράμα μετάλλων που αποτελείται από 90% νικέλιο (Ni) και 10% χρώμιο (Cr).

³ Πρόκειται για κράμα μετάλλων που αποτελείται από 95% νικέλιο (Ni), 2% μαγγάνιο (Mn), 2% αλουμίνιο (Al) και 1% πυρίτιο (Si).

μεγέθη τα οποία μετρώνται είναι η πίεση του λιπαντικού (ελαίου) και η θερμοκρασία του ψυκτικού (μέσου) του κινητήρα. Η μέτρησή τους πραγματοποιείται με διατάξεις μέτρησης (“βαλβίδες”) πίεσης και θερμοκρασίας, οι οποίες φαίνονται στην Εικόνα 2.35, τοποθετημένες στα αντίστοιχα κυκλώματα (λίπανσης και ψύξης) του κινητήρα από τον κατασκευαστή ενώ η ένδειξη των τιμών τους γίνεται στον πίνακα οργάνων του κινητήρα. Επίσης, η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου είναι το μέγεθος το οποίο χρησιμοποιείται στην παρούσα διερεύνηση για τον προσδιορισμό της θερμικής κατάστασης του κινητήρα, καθώς και για το χαρακτηρισμό της εκκίνησής του ως ψυχρής, θερμής ή σε ενδιάμεσες θερμοκρασίες.



Εικόνα 2.35 Διατάξεις μέτρησης (α) πίεσης λιπαντικού ελαίου και (β) θερμοκρασίας ψυκτικού μέσου του κινητήρα.

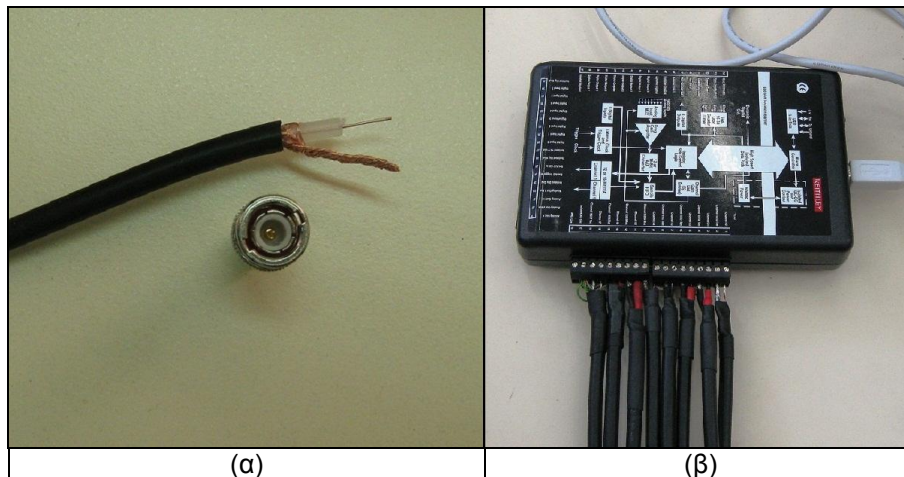
Ακόμα, μετράται η θερμοκρασία του αέρα πλήρωσης πριν και μετά το ψυγείο του σε συγκεκριμένα σημεία μόνιμης λειτουργίας με τη χρήση ψηφιακού θερμομέτρου κατασκευής της εταιρείας Fluke, τύπος 2166A [31]. Η μέτρηση πραγματοποιείται με θερμοστοιχεία τύπου T, τα οποία προσαρτώνται στη σωλήνωση εισαγωγής και εξαγωγής του αέρα στο ψυγείο σε κατάλληλες οπές. Ωστόσο, πρέπει να σημειωθεί ότι η ισχυρή ψύξη του αέρα πλήρωσης (Παράγραφος 2.2.3) έχει ως αποτέλεσμα την πρακτικά σταθερή θερμοκρασία του αέρα μετά το ψυγείο στο μεγαλύτερο τμήμα του εύρους λειτουργίας του κινητήρα. Τέλος, η μέτρηση της θερμοκρασίας του αέρα περιβάλλοντος πραγματοποιείται χρησιμοποιώντας κλασικό υδραργυρικό θερμόμετρο.

γείωση). Αντίθετα, στα μονοπολικά (single-ended) κανάλια το καλώδιο της γείωσης του κάθε σήματος συνδέεται στην κοινή γείωση της κάρτας, οπότε για κάθε σήμα απαιτείται μία θύρα. Έτσι, τα μονοπολικά κανάλια πλεονεκτούν από την άποψη απλότητας και κόστους, μειονεκτούν όμως ως προς την ικανότητα απομόνωσης από (ηλεκτρικό) θόρυβο, δεν μπορούν να διαχειριστούν πολύ χαμηλές τάσεις, ενώ η κοινή γείωση όλων των καναλιών μπορεί να προκαλέσει παρεμβολές ανάμεσα στα σήματα. Όλα αυτά τα προβλήματα λύνονται με τη χρήση διαφορικών καναλιών.

Πίνακας 2.7 Τεχνικά χαρακτηριστικά κάρτας A/D Keithley KUSB-3102.

Μέγιστη συχνότητα δειγματοληψίας	100 kS/s (kHz)
Ανάλυση δεδομένων	12 bit
Αναλογικά κανάλια εισόδου	16 μονοπολικά ή 8 διαφορικά
Αναλογικά κανάλια εξόδου	2
Ψηφιακά κανάλια εισόδου/εξόδου	17
Απαριθμητές/Χρονόμετρα	2
Χρόνος αναλογοψηφιακής μετατροπής και εγγραφής	6.6 μ s
Γραμμικότητα	0.5 bit
Ακρίβεια εγγραφής	0.03%
Κέρδος (συντελεστής ενίσχυσης)	1,2,4,8

Όλα τα σήματα συνδέονται στις θύρες της κάρτας μέσω ομοαξονικών καλωδίων τα οποία προσαρτώνται σε ειδικές υποδοχές. Το κεντρικό καλώδιο μεταφέρει το σήμα (τάση) ενώ το εξωτερικό χρησιμοποιείται ως γείωση (Εικόνα 2.37). Η σύνδεση με τους αισθητήρες μέτρησης των διαφόρων παραμέτρων γίνεται είτε με ακροδέκτες τύπου BNC (Bayonet Neill-Concelman) (π.χ. μαγνητικός ενδείκτης ΑΝΣ, πιεζοκρύσταλλος) είτε με απευθείας ένωση με τα καλώδια εξόδου του αισθητήρα (π.χ. LVDT, αισθητήρας μέτρησης ταχύτητας περιστροφής υπερπληρωτή). Το εύρος του κάθε καταγραφόμενου σήματος μπορεί να είναι ± 10 , ± 5 , ± 2.5 ή ± 1.25 V για κέρδος 1, 2, 4 ή 8 αντίστοιχα. Στην παρούσα διερεύνηση επιλέγεται τιμή του κέρδους 1, διότι όλα τα σήματα είναι της τάξης των ± 10 V. Τα σήματα τα οποία καταγράφονται σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας συνοψίζονται στον Πίνακα 2.8. Η μοναδική διαφοροποίηση σε συνθήκες μόνιμης λειτουργίας είναι στο κανάλι αρ. 7, όπου συνδέεται το σήμα από την πρώτη κεφαλή του αναλυτή του μονοξειδίου του αζώτου, ενώ η τιμή του θορύβου της καύσης διαβάζεται απευθείας από την ένδειξη του οργάνου μέτρησης (Κεφάλαιο 3), η οποία παραμένει ουσιαστικά σταθερή μιας και πρόκειται για μόνιμη λειτουργία.



Εικόνα 2.37 (α) Ομοαξονικό καλώδιο και ακροδέκτης τύπου BNC και (β) σύνδεση των καλωδίων στην κάρτα.

Πίνακας 2.8 Καταγραφόμενα σήματα κατά τις δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας.

Αρ. Καναλιού	Μετρούμενο μέγεθος
1	Πίεση του αέρα πλήρωσης (μετά το ψυγείο)
2	Θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου
3	Ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή
4	Πίεση του αερίου εντός του κυλίνδρου
5	Άνω νεκρό σημείο
6	Αδιαφάνεια των καυσαερίων (αιθάλη)
7	Θόρυβος της καύσης
8	Μονοξείδιο του αζώτου (2η κεφαλή)

Η δειγματοληψία και ο έλεγχος της κάρτας πραγματοποιούνται από δύο ειδικά λογισμικά τα οποία παρέχονται από την εταιρεία Keithley. Συγκεκριμένα, πρόκειται για το “QuickDataAcq Getting Started Software” και το “quick DAQ Data Collecting Software”. Το πρώτο αποτελεί ουσιαστικά ένα μέρος του δευτέρου και χρησιμοποιείται μόνο για την αρχική πιστοποίηση της άρτιας λειτουργίας της κάρτας, οπότε δε θα περιγραφεί ξεχωριστά στη συνέχεια. Τα λογισμικά εγκαθίστανται στον υπολογιστή και αναγνωρίζουν αυτόματα οποιαδήποτε κάρτα τύπου USB της Keithley χωρίς καμία επιπλέον ρύθμιση. Τέλος, η συγκεκριμένη κάρτα έχει τη δυνατότητα λειτουργίας και ελέγχου μέσω άλλων λογισμικών, όπως για παράδειγμα το LabView [33].

Το λογισμικό “quick DAQ Data Collecting Software” αποτελείται από δύο βασικά μενού. Το πρώτο προορίζεται για τον έλεγχο της κάρτας και την πραγματοποίηση της δειγματοληψίας και είναι ενεργό μόνο εάν η κάρτα είναι συνδεδεμένη στον υπολογιστή, ενώ το δεύτερο χρησιμεύει για την προβολή καταγεγραμμένων μετρήσεων και λειτουργεί ανεξάρτητα από την κάρτα.

Στο μενού δειγματοληψίας και ελέγχου (Εικόνα 2.38) αρχικά ορίζονται τα εξής:

- Ο τύπος της κάρτας (για την περίπτωση σύνδεσης πολλών καρτών).
- Η συχνότητα δειγματοληψίας ανά κανάλι.
- Το αρχείο αποθήκευσης των καταγραφόμενων μετρήσεων.

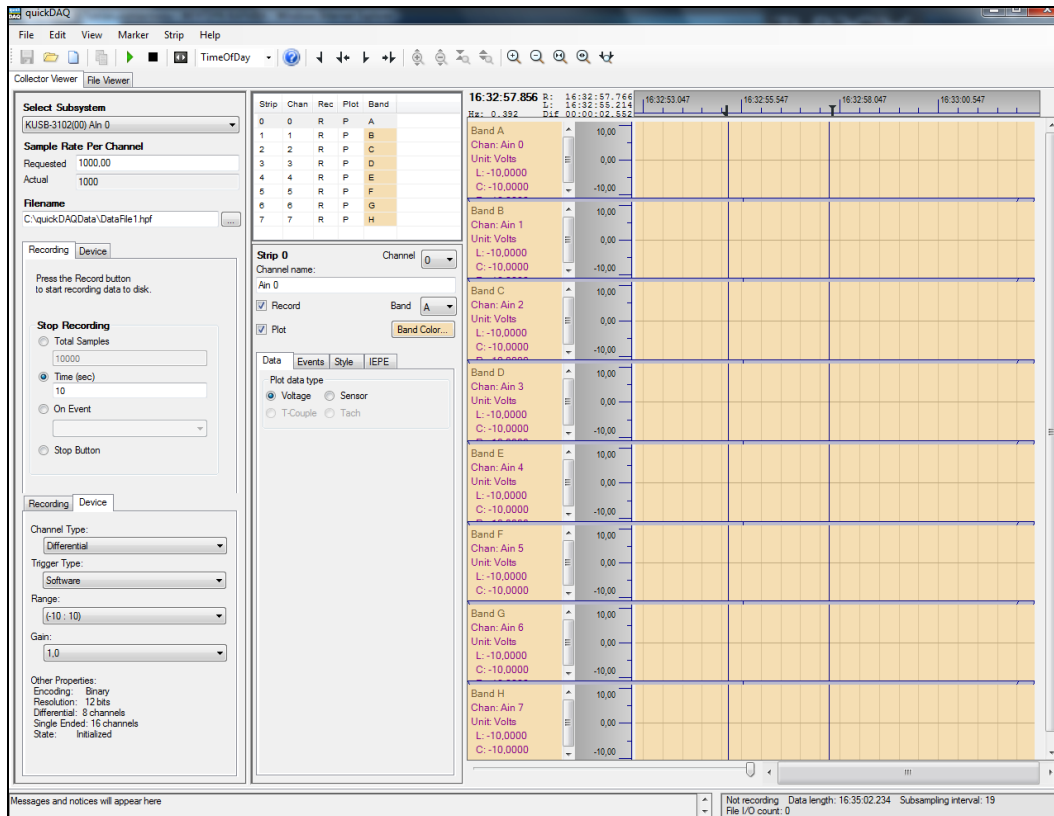
Συγκεκριμένα η συχνότητα δειγματοληψίας SR (sampling rate, σε Hz), η οποία ορίζεται ως το πλήθος των εγγεγραμμένων σημείων N_{samples} προς το χρονικό διάστημα Δt που απαιτείται για να εγγραφούν, υπολογίζεται από τη σχέση:

$$SR = \frac{6n}{\alpha} \quad (2.16)$$

όπου n η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (σε rpm) και α το βήμα δειγματοληψίας (σε μοίρες γωνίας στροφάλου). Συνήθως επιλέγεται τιμή του βήματος δειγματοληψίας 1° (ή 0.5°) γωνίας στροφάλου έτσι ώστε να καταγράφεται με καλή ακρίβεια το δυναμοδεικτικό διάγραμμα. Ωστόσο, σε δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας υπάρχει η ιδιαιτερότητα της μεταβαλλόμενης ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα. Ταυτόχρονα, η συχνότητα δειγματοληψίας, η οποία πρακτικά σημαίνει λήψη ενός σημείου ανά δεδομένη χρονική διάρκεια dt (και όχι ανά δεδομένο διάστημα μοιρών γωνίας στροφάλου $d\phi$), παραμένει σταθερή⁴. Έτσι, με βάση την εξίσωση (2.16) (και την (2.1)), το βήμα δειγματοληψίας (δηλαδή το διάστημα $d\phi$ που αντιστοιχεί στη σταθερή χρονική διάρκεια dt) μεταβάλλεται από κύκλο σε κύκλο λειτουργίας του κινητήρα και εξαρτάται από την ταχύτητα περιστροφής του.

Επιπλέον, με βάση τη μέγιστη συνολική συχνότητα δειγματοληψίας της κάρτας (Πίνακας 2.7), η ανά κανάλι συχνότητα δειγματοληψίας δεν μπορεί να ξεπερνάει τα 12.5 kHz (για οκτώ διαφορετικά κανάλια). Στην παρούσα διερεύνηση και για δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας η συχνότητα δειγματοληψίας επιλέγεται ίση με τη μέγιστη δυνατή τιμή της ανά κανάλι και ανάλογα με τις στροφές του κινητήρα υπολογίζεται το βήμα δειγματοληψίας για κάθε κύκλο λειτουργίας. Άλλωστε η μέγιστη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα είναι 2600 rpm (Πίνακας 2.1), που σημαίνει ότι το μέγιστο βήμα δειγματοληψίας θα είναι $\sim 1.25^\circ$ γωνίας στροφάλου, τιμή η οποία δεν επιφέρει ιδιαίτερη ανακρίβεια στην καταγραφή του δυναμοδεικτικού διαγράμματος. Αντίθετα, σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας επιλέγεται βήμα δειγματοληψίας 1° γωνίας στροφάλου και η συχνότητα δειγματοληψίας ορίζεται από τη σχέση (2.16) (με την προϋπόθεση ότι δεν ξεπερνάει τη μέγιστη δυνατή τιμή).

⁴ Άλλα συστήματα έχουν τη δυνατότητα δειγματοληψίας με μεταβλητή συχνότητα όπου η δειγματοληψία ενεργοποιείται (trigger) εξωτερικά μέσω του σήματος από ένα καταγραφέα θέσης της στροφαλοφόρου ατράκτου (shaft encoder) σταθερά ανά 1° (ή και 0.5°) γωνίας στροφάλου.



Εικόνα 2.38 Μενού δειγματοληψίας και ελέγχου.

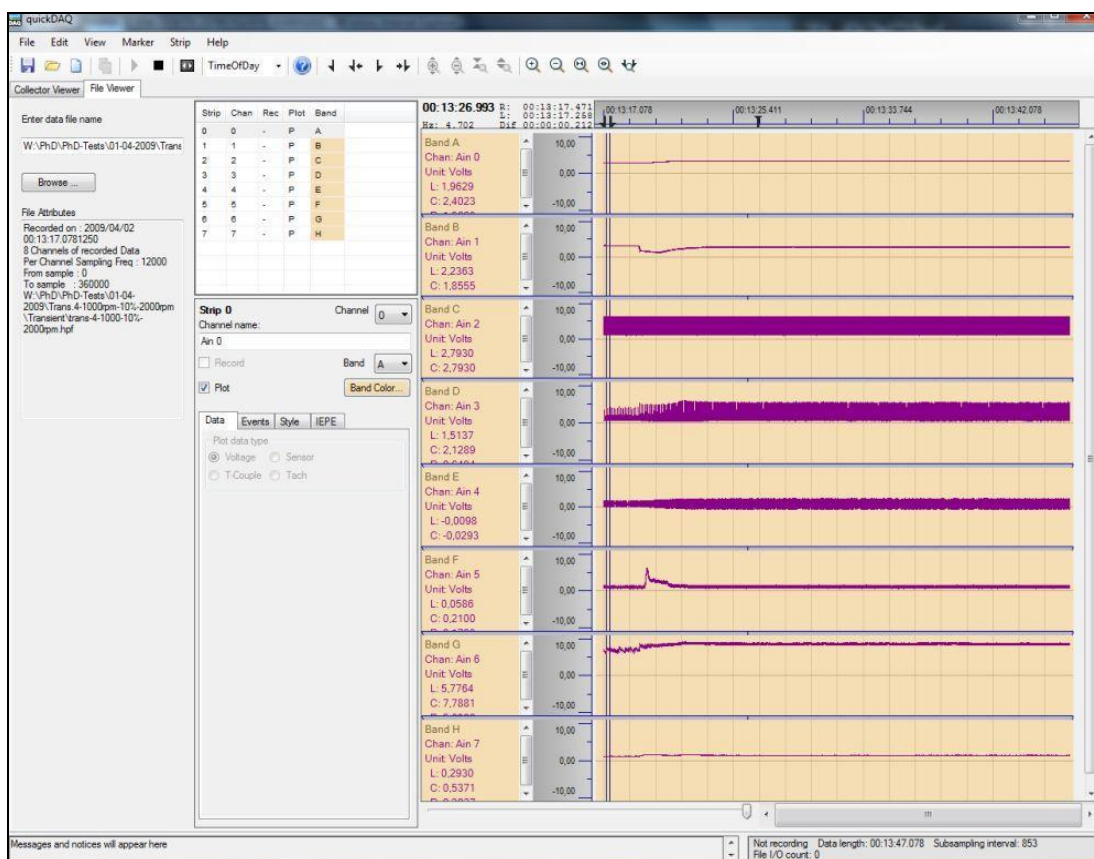
Στη συνέχεια, γίνονται οι βασικές ρυθμίσεις που αφορούν στην εκτέλεση της δειγματοληψίας, δηλαδή δηλώνονται τα εξής:

- Το κριτήριο τερματισμού της δειγματοληψίας (χρονική διάρκεια, συνολικό πλήθος καταγεγραμμένων σημείων, εμφάνιση ορισμένου γεγονότος ή χειροκίνητα).
- Το είδος των καναλιών (μονοπολικά ή διαφορικά).
- Ο τρόπος ενεργοποίησης της δειγματοληψίας (από το λογισμικό ή εξωτερικά).
- Το εύρος τιμών των καταγραφόμενων σημάτων.
- Το κέρδος (συντελεστής ενίσχυσης).

Συγκεκριμένα για το κριτήριο τερματισμού της δειγματοληψίας, επιλέγεται να είναι ορισμένη χρονική διάρκεια, η οποία σε μόνιμες συνθήκες ορίζεται έτσι ώστε να καταγράφονται 20 πλήρεις κύκλοι λειτουργίας του κινητήρα, με τη χρονική διάρκεια κάθε κύκλου να υπολογίζεται από τη σχέση (2.1) (όπου $\Delta\phi=720^\circ$) για την εκάστοτε ταχύτητα περιστροφής. Σε συνθήκες μεταβατικής λειτουργίας, η διάρκεια δειγματοληψίας SP (sampling period, σε s) επιλέγεται έτσι ώστε να καταγράφονται τουλάχιστον 500 πλήρεις κύκλοι λειτουργίας του κινητήρα (συμπεριλαμβανομένης της αρχικής και τελικής μόνιμης κατάστασης) με βάση την ελάχιστη ταχύτητα περιστροφής κατά τη διάρκεια της μεταβολής. Σημειώνεται ότι δεν τίθεται κάποιος περιορισμός από το λογισμικό σχετικά με το μέγεθος της διάρκειας δειγματοληψίας. Ο αριθμός των εγγεγραμμένων σημείων N_{samples} υπολογίζεται σε κάθε περίπτωση από τη σχέση (2.7) (όπου Δt η διάρκεια δειγματοληψίας SP).

Τέλος, στο μενού δειγματοληψίας και ελέγχου επιλέγονται τα κανάλια τα σήματα των οποίων θα καταγραφούν, ενώ υπάρχει και η δυνατότητα ταυτόχρονης προβολής των καταγραφόμενων σημάτων απευθείας και σε πραγματικό χρόνο (on-line, real-time) σε διάγραμμα (ή και ως μεμονωμένες τιμές) το οποίο εξελίσσεται κατά την πορεία της μέτρησης.

Το δεύτερο κεντρικό μενού του λογισμικού “quick DAQ Data Collecting Software” (Εικόνα 2.39) χρησιμοποιείται για την προβολή σε διαγραμματική μορφή καταγεγραμμένων μετρήσεων. Επιπλέον, η βασική δυνατότητα που παρέχει είναι η μετατροπή των πρωτογενών αρχείων (που είναι σε μορφή αναγνωρίσιμη μόνο από το συγκεκριμένο λογισμικό) αποθήκευσης των μετρήσεων σε αρχεία της μορφής ASCII για την περαιτέρω επεξεργασία των πειραματικών δεδομένων, η οποία γίνεται με προγράμματα επεξεργασίας που αναπτύχθηκαν στα πλαίσια της παρούσας εργασίας. Τα συγκεκριμένα προγράμματα, τα οποία είναι γραμμένα σε γλώσσα Fortran, περιλαμβάνουν την πλήρη επεξεργασία των μετρημένων μεγεθών από το πρωτογενές σήμα της τάσης έως τον υπολογισμό των χρήσιμων φυσικών μεγεθών. Τα στάδια της επεξεργασίας του κάθε σήματος αναλύθηκαν μαζί με την περιγραφή της αντίστοιχης μετρητικής διάταξης στο παρόν κεφάλαιο, ενώ επιπλέον λεπτομέρειες δίνονται στο Κεφάλαιο 4.



Εικόνα 2.39 Μενού προβολής καταγεγραμμένων μετρήσεων.

2.5 Ορολογία και Συμβολισμοί

Λατινικά

f	συχνότητα (Hz)
F	δύναμη (N), ένδειξη πέδης (kg)
I	ένταση ρεύματος (A)
n	ταχύτητα περιστροφής (rpm)
N _{blades}	αριθμός πτερυγίων (-)
N _{samples}	αριθμός σημείων δειγματοληψίας (-)
N _{pulses}	αριθμός παλμών (-)
p	πίεση (N/m ²)
P _e	ισχύς κινητήρα (W)
SR	συχνότητα δειγματοληψίας (Hz)
SP	διάρκεια δειγματοληψίας (s)
t	χρόνος (s)
T	θερμοκρασία (K)
W	παροχή μάζας (kg/s)

Ελληνικά

δ	αδιάστατη πίεση (-)
η	βαθμός απόδοσης (-)
θ	αδιάστατη θερμοκρασία (-)
φ	γωνία στροφάλου (°)

Δείκτες

C	συμπιεστής
in	είσοδος
out	έξοδος
is	ισεντροπικός
ref	αναφορά
T/C	υπερπληρωτής

Συντομογραφίες

ANΣ	άνω νεκρό σημείο
KNΣ	κάτω νεκρό σημείο
CO	μονοξείδιο του άνθρακα
FSO	ένδειξη πλήρους κλίμακας
HC	υδρογονάνθρακες

MU	μηχανική μονάδα
NO _x	οξειδία του αζώτου
PM	στερεά σωματίδια
rpm	στροφές ανά λεπτό

2.6 Βιβλιογραφία

1. Mercedes-Benz, Operating Manual and Service, OM 366 LA Euro II, Stuttgart, Germany, 1998.
2. Mercedes-Benz, Industrial and Commercial Diesel Engines, Technical Data, OM 366 LA Euro II, Stuttgart, Germany, 1995.
3. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Diesel Engine Transient Operation, Springer, London, 2009.
4. DieselNet, Ecopoint Inc., Emission Standards, European Union, Heavy-Duty Diesel Truck and Bus Engines, 2009, <http://www.dieselnets.com/standards/eu/hd.php>.
5. Robert Bosch GmbH, Diesel Fuel Injection, 1st Edition, Society of Automotive Engineers (SAE), 1994.
6. Lorenz W.W., Προσωπική Επικοινωνία, Powertrain Brazil Medium Duty Engines, Mercedes Benz do Brazil LTDA, São Paulo, Brazil, 2010.
7. Robert Bosch GmbH, Automotive Handbook, 6th Edition, Society of Automotive Engineers (SAE), 2004.
8. Watson N., 'Transient Performance Simulation and Analysis of Turbocharged Diesel Engines', SAE Paper No. 810338, 1981.
9. Ρακόπουλος Κ.Δ., Χουντάλας Δ.Θ., Καύση - Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1998.
10. Robert Bosch GmbH, Diesel Engine Management, Diesel Distributor Fuel-Injection Pumps, Technical Instruction, Stuttgart, Germany, 1999.
11. Dr. Sladek W., Προσωπική Επικοινωνία, Commercial Vehicle Division, Powertrain Product Engineering, Stuttgart, Germany, Daimler Chrysler AG, 2007.
12. Peri M.R., Προσωπική Επικοινωνία, Application Engineering, Honeywell Turbo Technologies, Honeywell International Inc., New Jersey, USA, 2010.
13. Ρακόπουλος Κ.Δ., Γιακουμής Ε.Γ., Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2006.
14. Δημάρατος Α.Μ., Παραμετρική Ανάλυση Κύκλου Otto με Ροή Αερίων και Υπερπλήρωση, Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π. Αθήνα, 2005.
15. Ρακόπουλος Κ.Δ., Εργαστηριακές Δοκιμές και Μετρήσεις Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ., Εκδ. Γρ. Φούντα, Αθήνα, 1994.
16. Εγχειρίδια Υδραυλικών Δυναμομέτρων της Σειράς U1, Carl Schenck AG, Darmstadt, Germany, 1955.
17. Γιακουμής Ε.Γ., Μεταβατική Κατάσταση Λειτουργίας Κινητήρων Diesel, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1997.

18. Ζάννης Θ.Κ., Θερμοδυναμική Ανάλυση και Πειραματική Διερεύνηση της Επίδρασης των Υγρών Καυσίμων σε Κινητήρες Diesel, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2006.
19. Χουντάλας Δ.Θ., Θερμοδυναμική Ανάλυση του Κινητήρα Diesel με Έμμεση Έγχυση, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1989.
20. Application Note, The LVDT: Construction and Principle of Operation, Measurement Specialties Inc., Virginia, USA, 2008.
21. Displacement Transducers, Standard AC & DC, Product Catalogue, Solartron Metrology, West Sussex, UK, 2004.
22. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M, Giakoumis E.G., Peckham M.S., 'Experimental Assessment of Turbocharged Diesel Engine Transient Emissions during Acceleration, Load Change and Starting', SAE Paper No. 2010-01-1287, 2010.
23. Λάμαρης Β.Θ., Προσδιορισμός της Λειτουργικής Κατάστασης και των Εκπομπών Ρύπων Κινητήρων Ντίζελ με Συνδυασμένη Χρήση Μοντέλου Προσομοίωσης και Μη Καταστροφικών Μεθόδων Μέτρησης, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2010.
24. Operating Instructions, Quartz Miniature Pressure Probes, Type 6051/53, Kistler Instrumente AG, Winterthur, Switzerland.
25. Turbo Speed Sensor Kit, User's Manual, Part Number 781328-0001: Street Kit, Honeywell Turbo Technologies, Garrett Independent Aftermarket, Honeywell International Inc., Torrance, California, USA.
26. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., 'Experimental Study of Transient Nitric Oxide, Smoke and Combustion Noise Emissions during Acceleration of an Automotive Turbocharged Diesel Engine', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 225, pp. 260-279, 2011.
27. Wika A-10 Pressure Transmitter, Operating Instructions, WIKA Alexander Wiegand GmbH & Co. KG, Klingenberg, Germany, 2008.
28. Heywood J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, USA, 1988.
29. Fluke 50S and 50D Thermometers, Specifications, Fluke Corporation, Washington, USA.
30. Μαυρόπουλος Γ.Χ., Ανάλυση Μόνιμου και Μεταβατικού Θερμικού Πεδίου Κινητήρων Diesel, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2001.
31. Fluke 2166A Datasheet, Fluke Corporation, Washington, USA, 1977.
32. Test and Measurement, Product Catalog, Keithley Instruments Inc., Cleveland, USA, 2007.
33. KUSB-3102, User's manual Rev. B, Keithley Instruments Inc., Cleveland, USA, 2007.

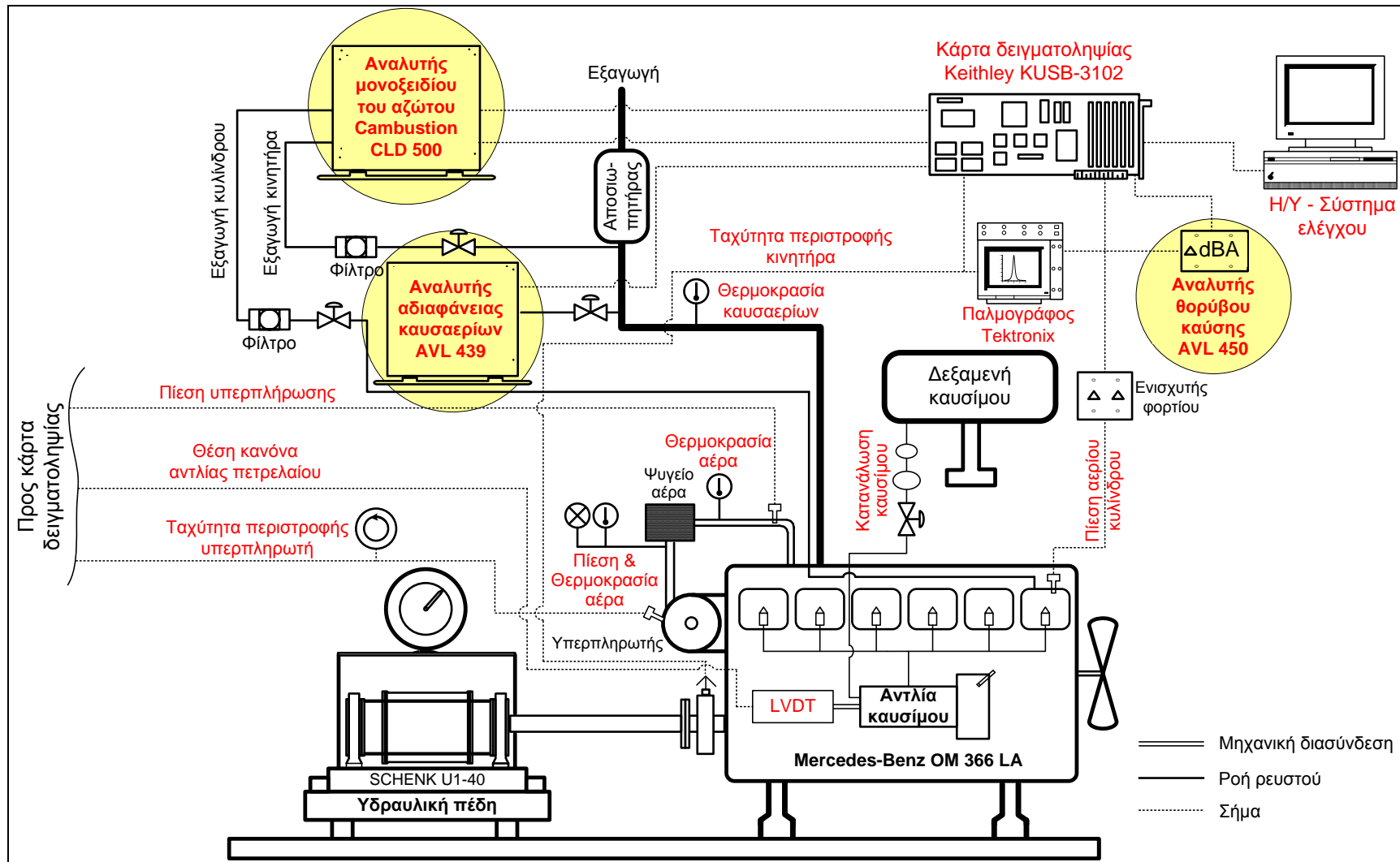
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

Η Πειραματική Εγκατάσταση – Οι Διατάξεις Μέτρησης της Συγκέντρωσης του Μονοξειδίου του Αζώτου, της Αδιαφάνειας των Καυσαερίων και του Θορύβου της Καύσης

3.1 Εισαγωγή

Σκοπός του παρόντος κεφαλαίου είναι η λεπτομερής περιγραφή των αναλυτών και συσκευών που χρησιμοποιούνται για τη μέτρηση της συγκέντρωσης του μονοξειδίου του αζώτου (NO) στα καυσαέρια, της αδιαφάνειας των καυσαερίων καθώς και του θορύβου της καύσης. Η επιλογή των συγκεκριμένων μεγεθών καθώς και οι δυσκολίες που αντιμετωπίζει η μέτρησή τους σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας έχουν αναπτυχθεί στο Κεφάλαιο 1. Εδώ δίνεται μία σε βάθος περιγραφή των μετρητικών οργάνων με έμφαση στην καταλληλότητά τους για χρήση σε μεταβατικές συνθήκες, της αρχής λειτουργίας τους, των κυριοτέρων υποσυστημάτων τους καθώς και της διαδικασίας εκτέλεσης μέτρησης με κάθε ένα από αυτά. Επιπλέον, παρουσιάζεται η εγκατάστασή τους στην πειραματική κλίνη και η σύνδεσή τους με το σύστημα καταγραφής δεδομένων, όπως φαίνεται σχηματικά στην Εικόνα 3.1. Σχεδιαγραμματικές και φωτογραφικές απεικονίσεις παρέχουν μία πιο άμεση παρουσίαση των διατάξεων που αναπτύχθηκαν και χρησιμοποιήθηκαν για τη μέτρηση των εκπεμπόμενων ρύπων και του θορύβου της καύσης. Η διαδικασία επεξεργασίας των πειραματικών μετρήσεων περιγράφεται στο Κεφάλαιο 4. Επιπλέον, παρουσιάζονται εναλλακτικές μέθοδοι μέτρησης που έχουν αναπτυχθεί με χρήση συμβατικών αναλυτών καυσαερίων (αργής απόκρισης) και εφαρμόζεται/αξιολογείται μία από αυτές. Σημειώνεται πως όλες οι απαραίτητες εγκαταστάσεις, συνδέσεις, ιδιοκατασκευές και λοιπές εργασίες καθώς και η εξ ολοκλήρου συναρμολόγηση του αναλυτή του μονοξειδίου του αζώτου πραγματοποιήθηκαν αποκλειστικά εντός του εργαστηρίου Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π..

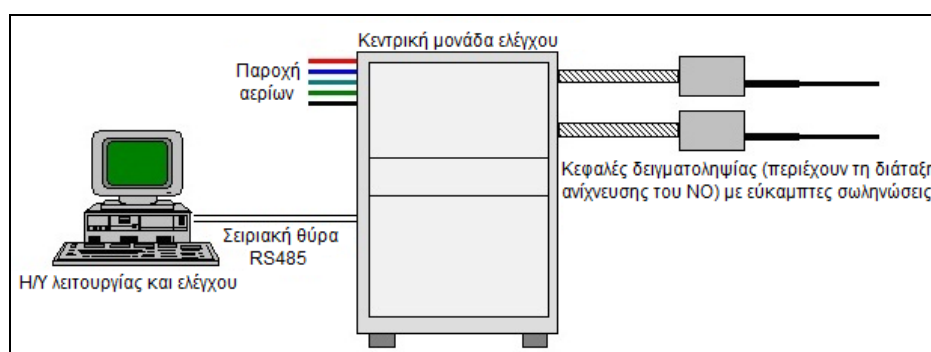
Κεφάλαιο 3: Η Πειραματική Εγκατάσταση – Οι Διατάξεις Μέτρησης της Συγκέντρωσης του Μονοξειδίου του Αζώτου, της Αδιαφάνειας των Καυσαερίων και του Θορύβου της Καύσης



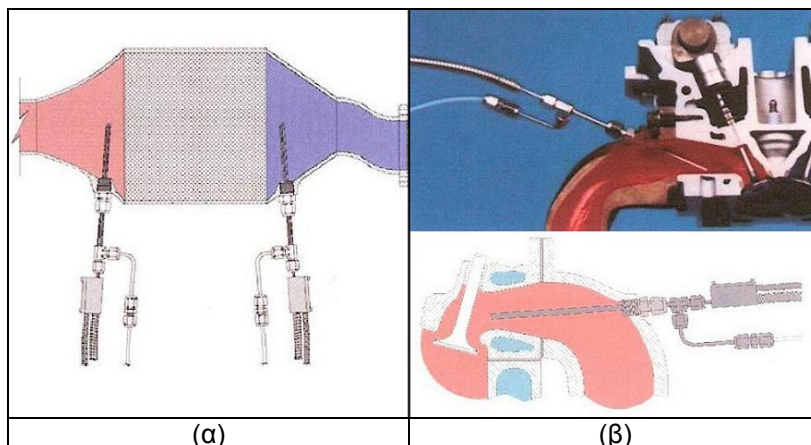
Εικόνα 3.1 Σχηματική απεικόνιση της πειραματικής κλίνης δοκιμών μόνιμης και μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA, όπου επισημαίνονται οι αναλυτές καυσαερίων και θορύβου της καύσης.

3.2 Μέτρηση της Συγκέντρωσης του Μονοξειδίου του Αζώτου στα Καυσαέρια

Η συνεχής μέτρηση της συγκέντρωσης του μονοξειδίου του αζώτου (NO) στα καυσαέρια πραγματοποιείται με τη συσκευή CLD 500 κατασκευής της εταιρείας Cambustion Ltd. [1]. Πρόκειται για έναν αναλυτή υπερταχείας απόκρισης, γεγονός που τον καθιστά ιδιαίτερα κατάλληλο για δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας. Ο πολύ μικρός χρόνος απόκρισης επιτυγχάνεται εσωκλείοντας τη διάταξη ανίχνευσης του NO σε κεφαλές οι οποίες τοποθετούνται πολύ κοντά στο σημείο δειγματοληψίας και αναρροφούν τα καυσαέρια σε συνθήκες πολύ χαμηλής πίεσης μέσω θερμαινόμενων τριχοειδών αγωγών. Αυτή η μέθοδος ελαχιστοποιεί την ανάμιξη του δείγματος πριν την είσοδό του στο θάλαμο ανίχνευσης και μέτρησης και επιτυγχάνεται με τη διάταξη της Εικόνας 3.2. Η αρχή λειτουργίας του βασίζεται στο φαινόμενο της χημικοφωταύγειας (chemiluminescence) που αποτελεί την πρότυπη (σε αντίθεση με εναλλακτικές μεθόδους, π.χ. ηλεκτροχημική) και επικρατέστερη καθώς και ιδιαίτερα ακριβή μέθοδο μέτρησης της συγκέντρωσης του NO (αλλά και των οξειδίων του αζώτου (NO_x) γενικά) στα καυσαέρια μηχανών εσωτερικής καύσης. Έχει τη δυνατότητα ταυτόχρονης μέτρησης σε δύο σημεία του κινητήρα (π.χ. αμέσως μετά τη βαλβίδα εξαγωγής ενός κυλίνδρου και μετά το ζεύγος υπερπλήρωσης, ή πριν και μετά το σύστημα επεξεργασίας καυσαερίων, Εικόνα 3.3(α)-(β)), ενώ ο έλεγχός του πραγματοποιείται από ειδικό λογισμικό που έχει αναπτυχθεί από την κατασκευάστρια εταιρεία. Εφαρμόζεται σε οποιαδήποτε εμβολοφόρο μηχανή εσωτερικής καύσης, ενώ μπορεί να αποτελέσει υποσύστημα πειραματικής κλίνης οχημάτων (chassis dynamometer) για τη μελέτη θεσμοθετημένων Μεταβατικών Κύκλων (Transient Cycles). Ο πολύ μικρός χρόνος απόκρισης του αναλυτή τον καθιστά το μοναδικό σύστημα που έχει τη δυνατότητα μέτρησης των εκπομπών NO σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας του κινητήρα. Στη συνέχεια δίνεται μία περιγραφή της αρχής λειτουργίας, των δομικών στοιχείων και των τεχνικών χαρακτηριστικών του αναλυτή, καθώς και της διαδικασίας βαθμονόμησης και λειτουργίας του. Επιπλέον, παρουσιάζεται η εγκατάστασή του στην πειραματική κλίνη και η σύνδεσή του με το σύστημα δειγματοληψίας και καταγραφής μετρήσεων.



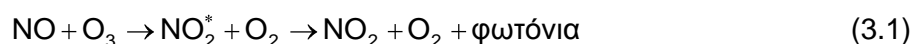
Εικόνα 3.2 Γενική σχηματική απεικόνιση του αναλυτή CLD 500 της Cambustion.



Εικόνα 3.3 Εφαρμογές του αναλυτή CLD 500 της Cambustion: (α) πριν και μετά το σύστημα επεξεργασίας καυσαερίων και (β) αμέσως μετά τη βαλβίδα εξαγωγής βενζινοκινητήρα ή κινητήρα diesel.

3.2.1 Αρχή Λειτουργίας

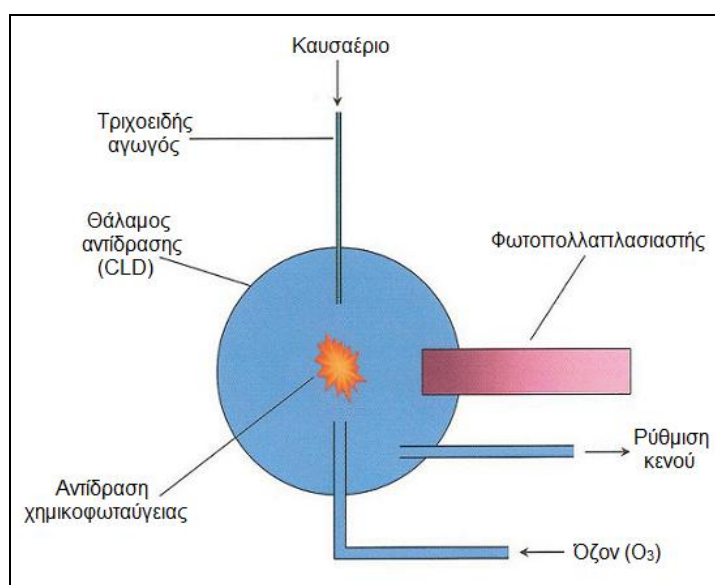
Γενικά, η ανίχνευση των οξειδίων του αζώτου (NO_x) στα καυσαέρια κινητήρων εσωτερικής καύσης βασίζεται στην αρχή της χημικοφωταύγειας (chemiluminescence). Σύμφωνα με αυτήν, σε συγκεκριμένες χημικές αντιδράσεις (φωτοχημικές), κατά τις οποίες παράγονται ηλεκτρικά διεγερμένα προϊόντα, παρατηρείται εκπομπή φωτονίων (και περιορισμένη έκλυση θερμότητας) κατά την αποδιέγερση των ατόμων και τη μετάπτωσή τους σε πιο σταθερή κατάσταση. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, αυτό παρατηρείται κατά την αντίδραση μεταξύ του μονοξειδίου του αζώτου (NO) και του όζοντος (O_3), από την οποία παράγεται διοξείδιο του αζώτου σε διεγερμένη κατάσταση [2], δηλαδή:



Στην παραπάνω αντίδραση, το 10% του παραγόμενου διοξειδίου του αζώτου (NO_2) βρίσκεται σε κατάσταση ηλεκτρικής διέγερσης η οποία χαρακτηρίζεται από αστάθεια. Η μετάβαση των ατόμων σε πιο σταθερή κατάσταση πραγματοποιείται με την απώλεια ενέργειας (αποδιέγερση), η οποία προκαλεί την εκπομπή ακτινοβολίας (φωτονίων) με μήκος κύματος από 0.6 έως 3 μm . Η ακτινοβολία αυτή ανιχνεύεται από ένα φωτοπολλαπλασιαστή και έχει ένταση ανάλογη της παραγόμενης ποσότητας του NO_2 και συνεπώς της αρχικής ποσότητας του NO . Στην Εικόνα 3.4 παρουσιάζεται σχηματικά η αρχή της χημικοφωταύγειας.

Ωστόσο, μόνο ένα μικρό ποσοστό των διεγερμένων ατόμων χάνει ενέργεια με εκπομπή ακτινοβολίας, καθώς η αποδιέγερση πραγματοποιείται κατά κύριο λόγο με συγκρούσεις με άλλα άτομα. Εφόσον ο ρυθμός των συγκρούσεων μεταξύ των ατόμων μεταβάλλεται ανάλογα με την πίεση του αερίου, η διατήρηση πολύ χαμηλής πίεσης (δηλαδή υψηλού κενού) ευνοεί την αποδιέγερση των ατόμων NO_2 με εκπομπή ακτινοβολίας. Για το λόγο αυτό, στο χώρο αντίδρασης επικρατεί χαμηλή πίεση έτσι ώστε να μεγιστοποιείται η εκπομπή ακτινοβολίας από

τη φωτοχημική αντίδραση. Επίσης, η λειτουργία σε συνθήκες χαμηλής πίεσης ελαχιστοποιεί την επίδραση άλλων αερίων τα οποία ευνοούνται από την αποδιέγερση του διοξειδίου του αζώτου (όπως το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2) και οι υδρατμοί (H_2O)) προκαλώντας συγκρούσεις μεταξύ των μορίων και μειώνοντας έτσι την ποσότητα του εκπεμπόμενου φωτός. Αυτή η διαδικασία της απενεργοποίησης (quenching), εξαιτίας του διοξειδίου του άνθρακα και των υδρατμών, θα μπορούσε να προκαλέσει μετρητικό σφάλμα.



Εικόνα 3.4 Η αρχή της χημικοφωταύγειας για την ανίχνευση των NO/NO_x .

Όπως γίνεται φανερό από την αντίδραση (3.1), με την αρχή της χημικοφωταύγειας μπορεί να ανιχνευθεί αποκλειστικά το μονοξείδιο του αζώτου (NO). Έτσι, για τη μέτρηση των οξειδίων του αζώτου συνολικά (NO_x) απαιτείται η μετατροπή του διοξειδίου του αζώτου σε μονοξείδιο και πραγματοποιείται σε ειδική μονάδα μετατροπής.

3.2.2 Δομικά Στοιχεία και Τεχνικά Χαρακτηριστικά

Τα βασικά δομικά στοιχεία του αναλυτή CLD 500, τα οποία περιγράφονται αναλυτικά στη συνέχεια, είναι τα εξής:

- Οι δύο κεφαλές δειγματοληψίας και μέτρησης.
- Η κεντρική μονάδα ελέγχου.
- Η μονάδα παραγωγής όζοντος (ozonizer).
- Οι δύο αντλίες κενού.
- Η μονάδα μετατροπής του διοξειδίου του αζώτου (NO_2) σε μονοξείδιο (NO).
- Ο Η/Υ και το λογισμικό λειτουργίας και ελέγχου.

Φωτογραφικές απόψεις του αναλυτή παρουσιάζονται στην Εικόνα 3.5 όπου διακρίνονται τα βασικά και περιφερειακά υποσυστήματά του.



Εικόνα 3.5 Ο αναλυτής CLD 500 και τα δομικά του στοιχεία.

Αριστερά - εμπρόσθια όψη του κλωβού: (1) κεντρική μονάδα ελέγχου, (2) ερμάριο των ανεμιστήρων ψύξης, (3) ερμάριο των ηλεκτρικών ρελέ και ασφαλειών, (4) Η/Υ λειτουργίας και ελέγχου, (5) συρτάρι εργαλείων και εγχειριδίων, (6) κεφαλές δειγματοληψίας και μέτρησης, (7) σωλήνωση δειγματοληψίας, (8) “δέσμες” σωληνώσεων και καλωδίων των κεφαλών δειγματοληψίας, (9) μονάδα μετατροπής NO₂ σε NO, (10) τηλεσκοπικά τρίποδα με τις βάσεις των κεφαλών δειγματοληψίας.

Δεξιά - οπίσθια όψη του κλωβού: (1) κεντρική μονάδα ελέγχου, (2) μονάδα παραγωγής όζοντος, (3) αφυγραντήρας, (4) μονάδα καταστροφής όζοντος, (5) “δέσμες” σωληνώσεων και καλωδίων των κεφαλών δειγματοληψίας, (6) αντλίες κενού, (7) εξαγωγές των αντλιών κενού, (8) παροχή των αερίων βαθμονόμησης και του αέρα καθαρισμού, (9) ερμάριο των ηλεκτρικών ρελέ και ασφαλειών, (10) σειριακές θύρες RS485 και RS232, (11) ακροδέκτες τύπου BNC του σήματος εξόδου κάθε κεφαλής, (12) καλώδια των σημάτων εξόδου (δύο κανάλια), (13) τροφοδοσία του Η/Υ λειτουργίας και ελέγχου.

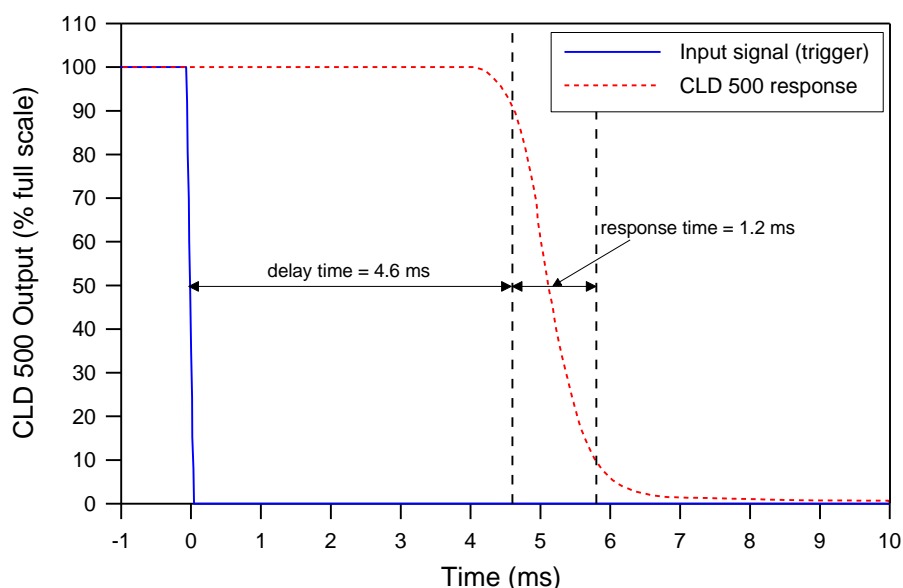
Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του αναλυτή CLD 500 παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.1. Τα δύο κανάλια αντιστοιχούν στις δύο κεφαλές δειγματοληψίας, ενώ για κάθε κανάλι μπορεί να επιλεγθεί διαφορετικό εύρος μέτρησης έως 20,000 ppm σε οκτώ διαστήματα (0÷100/200/500/1,000/2,000/5,000/10,000/20,000). Ιδιαίτερο χαρακτηριστικό αποτελεί ο πολύ μικρός χρόνος απόκρισης του συστήματος, γεγονός που το καθιστά κατάλληλο για δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας. Επίσης, είναι ο μοναδικός αναλυτής που έχει τη δυνατότητα μέτρησης των εκπομπών NO σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας του κινητήρα, όταν πραγματοποιείται δειγματοληψία μετά τη βαλβίδα εξαγωγής ενός κυλίνδρου (Εικόνα 3.3(β)).

Ο χρόνος απόκρισης (response time) γενικά αποτελεί ένα από τα σημαντικότερα κριτήρια απόδοσης ενός αναλυτή, καθώς καθορίζει την πιο γρήγορη μεταβολή του μετρούμενου μεγέθους (συγκέντρωση NO/NO_x στη συγκεκριμένη εφαρμογή) που μπορεί να μετρηθεί. Είναι σημαντικό ωστόσο να γίνεται ο διαχωρισμός ανάμεσα στο χρόνο απόκρισης και στο χρόνο μεταφοράς (transit ή delay time), που είναι το διάστημα που απαιτείται ώστε το δείγμα που

εισέρχεται στον αναλυτή να δημιουργήσει κάποιο σήμα εξόδου. Ο τελευταίος χρόνος δεν είναι ιδιαίτερα κρίσιμο μέγεθος, καθώς η τιμή του παραμένει πρακτικά σταθερή σε όλο το εύρος λειτουργίας του συστήματος. Ο ορισμός των δύο αυτών χρονικών διαστημάτων παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.1. Στη συγκεκριμένη εφαρμογή, και σύμφωνα με την κατασκευάστρια εταιρεία, ορίζεται ως χρόνος απόκρισης το διάστημα που απαιτείται ώστε το σήμα εξόδου του αναλυτή να μεταβληθεί από το 90% της πλήρους τιμής στο 10% για ένα βηματικό (στιγμιαίο) σήμα εισόδου (step input). Για την τυπική διάταξη δειγματοληψίας του συστήματος (μήκος σωλήνωσης δειγματοληψίας ίσο με 330 mm ή λιγότερο και πίεση στο θάλαμο σταθερής πίεσης (CP chamber) ίση με 550 mbar) ο χρόνος απόκρισης είναι περίπου 2 ms για μέτρηση μόνο του NO και περίπου 10 ms για μέτρηση των συνολικών NO_x, ενώ ο χρόνος μεταφοράς κυμαίνεται στα 4 ms [3].

Πίνακας 3.1 Τεχνικά χαρακτηριστικά του αναλυτή NO_x CLD 500 της Cambustion.

Αριθμός καναλιών	2
Εύρος μέτρησης	0÷100 ως 0÷20000 ppm
Χρόνος απόκρισης t _{90%-10%}	~ 2 ms για NO ~ 10 ms για NO _x
Απόκλιση επαναλήψεων	< ±1% FSO
Απόκλιση μηδενός	< 5 ppm/h
Απόκλιση πρότυπης τιμής	< ±1% FSO/h
Μη-γραμμικότητα	< ±1% FSO
Συνθήκες περιβάλλοντος	0 ÷ 40 °C
Παροχή μετρούμενου αερίου	~3 l/min
Αναλογικό σήμα εξόδου	0 ÷ 10 V
Τροφοδοσία	AC 50/60 Hz, 110/230V

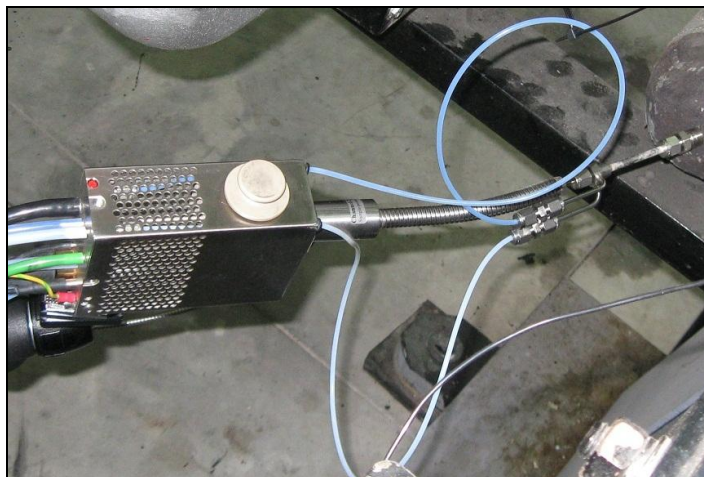


Σχήμα 3.1 Ορισμός των χρόνων μεταφοράς και απόκρισης του αναλυτή CLD 500.

Τέλος, πρέπει να σημειωθεί ότι οι μετρούμενες τιμές της συγκέντρωσης του NO στα καυσαέρια με τον αναλυτή CLD 500 αναφέρονται σε υγρή βάση (wet basis), δηλαδή τα καυσαέρια περιέχουν τους σχηματιζόμενους υδρατμούς κατά την καύση. Αντίθετα, άλλα συστήματα αφαιρούν τον υδρατμό από το δείγμα πριν αυτό εισέλθει στο θάλαμο αντίδρασης, οπότε σε εκείνη την περίπτωση η μετρούμενη τιμή αναφέρεται σε ξηρή βάση (dry basis).

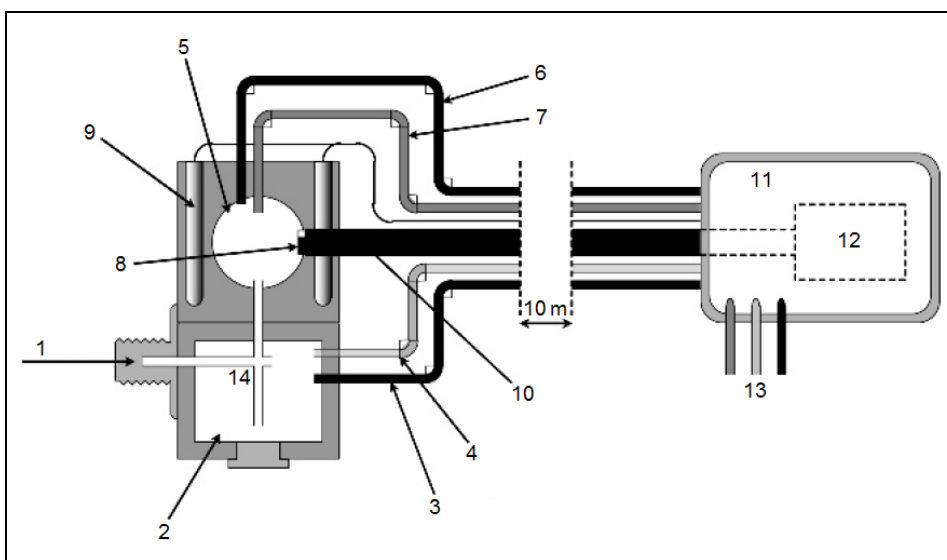
3.2.2.1 Οι Κεφαλές Δειγματοληψίας και Μέτρησης

Οι κεφαλές δειγματοληψίας και μέτρησης (sampling heads) αποτελούν το σημαντικότερο δομικό στοιχείο του αναλυτή, καθώς είναι το υποσύστημα το οποίο είναι υπεύθυνο για την αναρρόφηση του αερίου από το σημείο δειγματοληψίας, την ανίχνευση του μονοξειδίου του αζώτου και τη μέτρηση της συγκέντρωσής του. Η αναρρόφηση του δείγματος καυσαερίων πραγματοποιείται μέσω της εύκαμπτης σωλήνωσης (γραμμής) δειγματοληψίας (sampling probe ή line) η οποία μεταφέρει το δείγμα από το σημείο δειγματοληψίας στην κεφαλή συνεχώς (σε αντίθεση με άλλες μεθόδους στις οποίες λαμβάνεται ένα συγκεκριμένο δείγμα και αναλύεται ανεξάρτητα από την υπόλοιπη ροή των καυσαερίων (sampling bag)). Η σωλήνωση και η κεφαλή δειγματοληψίας διατηρούνται σε υψηλή θερμοκρασία, 200 °C και 280 °C αντίστοιχα, για την αποφυγή υγροποίησης (μέσα στις κεφαλές) των υδρατμών που περιέχονται στα καυσαέρια, γεγονός που θα προκαλούσε σοβαρά προβλήματα στο σύστημα. Η σωλήνωση δειγματοληψίας κατασκευάζεται από ανοξειδωτο ασάλι και έχει τυπικό μήκος 330 mm και εξωτερική διάμετρο 3.125 mm (0.125"). Εσωτερικά φέρει τριχοειδή αγωγό μέσα από τον οποίο μεταφέρεται το δείγμα και η εσωτερική διάμετρος του οποίου εξαρτάται από την πίεση του καυσαερίου στο σημείο δειγματοληψίας στον κινητήρα. Ενδεικτικά, για δειγματοληψία στην εξάτμιση του κινητήρα (μετά το ζεύγος υπερπλήρωσης όπου πρακτικά επικρατεί ατμοσφαιρική πίεση) η εσωτερική διάμετρος είναι 1.05 mm (0.042"), ενώ για δειγματοληψία αμέσως μετά τη βαλβίδα εξαγωγής ενός κυλίνδρου (δηλαδή πριν το ζεύγος υπερπλήρωσης όπου επικρατεί σχετικά υψηλή πίεση) η εσωτερική διάμετρος είναι της τάξης των 0.75 mm (0.030"). Επίσης, επάνω στη σωλήνωση δειγματοληψίας υπάρχουν κατάλληλες συνδέσεις για την τροφοδοσία των αερίων βαθμονόμησης του αναλυτή. Σε περιπτώσεις μέτρησης αερίων που περιέχουν μεγάλες ποσότητες σωματιδίων, τα οποία μπορούν να φράξουν τους πολύ λεπτούς τριχοειδείς αγωγούς εντός της κεφαλής, παρεμβάλλεται ειδικό φίλτρο μεταξύ της κεφαλής και της σωλήνωσης δειγματοληψίας. Ωστόσο, η παρουσία του φίλτρου αυτού προκαλεί αύξηση του χρόνου απόκρισης του αναλυτή από 2 σε 5 ms για καινούριο φίλτρο και σε 25 ms για μερικώς φραγμένο φίλτρο [4]. Στην παρούσα διερεύνηση δε χρησιμοποιήθηκε το συγκεκριμένο φίλτρο. Φωτογραφική άποψη της κεφαλής δίνεται στην Εικόνα 3.6, όπου διακρίνεται η σωλήνωση δειγματοληψίας και οι συνδέσεις των αερίων βαθμονόμησης του αναλυτή. Οι κεφαλές τοποθετούνται επάνω σε τηλεσκοπικά τρίποδα που φέρουν κατάλληλα διαμορφωμένες βάσεις, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.5.



Εικόνα 3.6 Η κεφαλή δειγματοληψίας και μέτρησης του αναλυτή CLD 500 με τη σωλήνωση δειγματοληψίας και τις συνδέσεις των αερίων βαθμονόμησης.

Εσωτερικά η κάθε κεφαλή αποτελείται από δύο θαλάμους, το θάλαμο σταθερής πίεσης (Constant Pressure (CP) chamber) και το θάλαμο αντίδρασης (reaction chamber), όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.7. Ο δεύτερος θάλαμος είναι πρακτικά ο χώρος στον οποίο γίνεται η ανίχνευση των NO/NO_x, για αυτό ονομάζεται και θάλαμος χημικοφωταύγειας (Chemiluminescence Detector (CLD) chamber). Οι δύο θάλαμοι συνδέονται με τριχοειδή αγωγό εσωτερικής διαμέτρου 0.25 mm (0.010") ο οποίος διατηρείται σε θερμοκρασία 300 °C.



Εικόνα 3.7 Σχηματική απεικόνιση της κεφαλής δειγματοληψίας του αναλυτή CLD 500, όπου διακρίνονται (1) η είσοδος του δείγματος καυσαερίων, (2) ο θάλαμος σταθερής πίεσης (CP), (3) ο αγωγός εκκένωσης του θαλάμου σταθερής πίεσης, (4) ο αγωγός ρύθμισης της πίεσης του θαλάμου σταθερής πίεσης, (5) ο θάλαμος αντίδρασης (CLD), (6) ο αγωγός εκκένωσης του θαλάμου αντίδρασης, (7) ο αγωγός τροφοδοσίας του όζοντος, (8) η οπτική θυρίδα από χαλαζία, (9) τα θερμαντικά στοιχεία, (10) η οπτική ίνα, (11) η κεντρική μονάδα ελέγχου, (12) ο φωτοπολλαπλασιαστής, (13) η παροχή των αερίων βαθμονόμησης και του αέρα καθαρισμού και (14) ο τριχοειδής αγωγός παροχής του δείγματος καυσαερίων στο θάλαμο αντίδρασης.

Το βασικό χαρακτηριστικό των δύο θαλάμων είναι ότι διατηρούνται σε συνθήκες (υψηλού) κενού με χρήση κατάλληλων αντλιών κενού και σωληνοειδών βαλβίδων. Η απόλυτη πίεση είναι 550 mbar εντός του θαλάμου σταθερής πίεσης και 25 mbar εντός του θαλάμου αντίδρασης. Η διατήρηση τόσο υψηλού κενού στο θάλαμο αντίδρασης είναι βασική προϋπόθεση για τη σωστή ανίχνευση και την ακριβή μέτρηση της συγκέντρωσης του μονοξειδίου του αζώτου, όπως έχει εξηγηθεί στην Παράγραφο 3.2.1. Η ύπαρξη του θαλάμου σταθερής πίεσης αποτρέπει οποιαδήποτε επίδραση της πίεσης των καυσαερίων στη διαδικασία της μέτρησης. Αναφορικά με την Εικόνα 3.7, το δείγμα εισέρχεται μέσω της σωλήνωσης δειγματοληψίας στο θάλαμο σταθερής πίεσης (CP) από όπου μικρή ποσότητα περνάει στο θάλαμο αντίδρασης (CLD). Εκεί τροφοδοτείται όζον (O_3) και πραγματοποιείται η φωτοχημική αντίδραση ανίχνευσης των NO/NO_x η οποία συνοδεύεται από εκπομπή φωτονίων. Τα φωτόνια, η ποσότητα των οποίων είναι ανάλογη της ποσότητας του μονοξειδίου του αζώτου, ανιχνεύονται μέσω μίας οπτικής ίνας μήκους 10 m, από ένα φωτοπολλαπλασιαστή ο οποίος είναι τοποθετημένος στην κεντρική μονάδα ελέγχου του αναλυτή.

3.2.2.2 Η Κεντρική Μονάδα Ελέγχου

Η κεντρική μονάδα ελέγχου (service control unit) αποτελεί την κεντρική διάταξη του συστήματος, επιτελώντας τις βασικότερες λειτουργίες του μετά από την ανίχνευση των NO/NO_x και τη μέτρηση της συγκέντρωσής τους στα καυσαέρια. Η τοποθέτησή της στον κλωβό του αναλυτή διακρίνεται στην Εικόνα 3.5. Αρχικά παρέχει την ηλεκτρική ισχύ σε όλα τα υποσυστήματα του αναλυτή (αντλίες, κεφαλές δειγματοληψίας, μονάδα παραγωγής όζοντος, ανεμιστήρες ψύξης). Επίσης, μέσω αυτής επιτυγχάνεται η παροχή των αερίων βαθμονόμησης στις κεφαλές δειγματοληψίας και η αναρρόφηση των αντλιών κενού, ενώ φέρει και το σύστημα βαθμονόμησης του αναλυτή το οποίο αποτελείται από σωληνοειδείς βαλβίδες. Η παροχή των αερίων στις κεφαλές και η αναρρόφηση των αντλιών πραγματοποιείται μέσω σωληνώσεων μήκους 10 m. Πρόκειται ουσιαστικά για μία “δέσμη” σωληνώσεων και ηλεκτρικών καλωδίων (Εικόνα 3.5), όπου περιλαμβάνεται και η οπτική ίνα ανίχνευσης των φωτονίων που παράγονται κατά την αντίδραση (3.1), το μεγάλο μήκος της οποίας προσφέρει τη δυνατότητα τοποθέτησης του συστήματος σε απόσταση από την πειραματική κλίνη του κινητήρα ή ακόμα και εκτός του χώρου δοκιμών (test cell). Αυτή η δέσμη σωληνώσεων είναι και η μοναδική διασύνδεση της κεντρικής μονάδας ελέγχου με τις κεφαλές δειγματοληψίας. Βασική λειτουργία της κεντρικής μονάδας ελέγχου είναι ο έλεγχος και η διατήρηση του συστήματος δειγματοληψίας και μέτρησης στην κατάλληλη θερμοκρασία, προς αποφυγή υγροποίησης των υδρατμών που περιέχονται στο δείγμα των καυσαερίων εντός του αναλυτή. Τέλος, παρέχει το αναλογικό σήμα εξόδου της μέτρησης από κάθε κεφαλή δειγματοληψίας, μέσω ακροδεκτών τύπου BNC, το οποίο είναι της τάξης $0-10$ V DC (Πίνακας 3.1) ανάλογο της ποσότητας των φωτονίων που ανιχνεύονται, άρα και της ποσότητας του NO . Το σήμα αυτό είναι ουσιαστικά η έξοδος του

φωτοπολλαπλασιαστική και του υπόλοιπου ηλεκτρονικού κυκλώματος που περιλαμβάνεται μέσα στην κεντρική μονάδα ελέγχου. Ακριβώς κάτω από την κεντρική μονάδα ελέγχου τοποθετούνται ανεμιστήρες για την ψύξη της, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.5.

3.2.2.3 Η Μονάδα Παραγωγής Οζοντος

Το όζον (O_3) το οποίο είναι απαραίτητο για την ανίχνευση του μονοξειδίου του αζώτου (σύμφωνα με την αντίδραση (3.1)) προέρχεται από τη μονάδα παραγωγής όζοντος (ozonizer). Σε αυτήν τροφοδοτείται ξηρός αέρας, ο οποίος κάτω από την επίδραση μίας φωτεινής πηγής υψηλής ενέργειας (λάμπα η οποία τροφοδοτείται με πολύ υψηλή τάση) μετατρέπεται σε όζον χαμηλής θερμοκρασίας. Η μετατροπή αυτή βασίζεται στον ιονισμό του οξυγόνου που περιέχεται στον ατμοσφαιρικό αέρα όταν αυτός περάσει ανάμεσα από δύο ηλεκτρόδια, το ένα εκ των οποίων τροφοδοτείται με πολύ υψηλή τάση (της τάξης των 8000 V [5]) ενώ το άλλο είναι γειωμένο. Η παροχή του όζοντος στις κεφαλές δειγματοληψίας και μέτρησης επιτυγχάνεται μέσω της “δέσμης” σωληνώσεων και καλωδίων που αναφέρθηκε πριν. Για την εξασφάλιση της ξηρότητας του αναρροφούμενου ατμοσφαιρικού αέρα τοποθετείται διάταξη αφύγρανσης, ενώ μετά τη μονάδα παραγωγής και τη μέτρηση ακολουθεί διάταξη καταστροφής του όζοντος που δε χρησιμοποιήθηκε ώστε να μην εξέλθει στην ατμόσφαιρα, όπως διακρίνεται στην Εικόνα 3.5. Τέλος, πρέπει να σημειωθεί ότι εντός της μονάδας παραγωγής όζοντος δεν παράγονται οξειδία του αζώτου από το άζωτο που περιέχεται στον ατμοσφαιρικό αέρα, γεγονός που θα προκαλούσε αλλοίωση της μέτρησης.

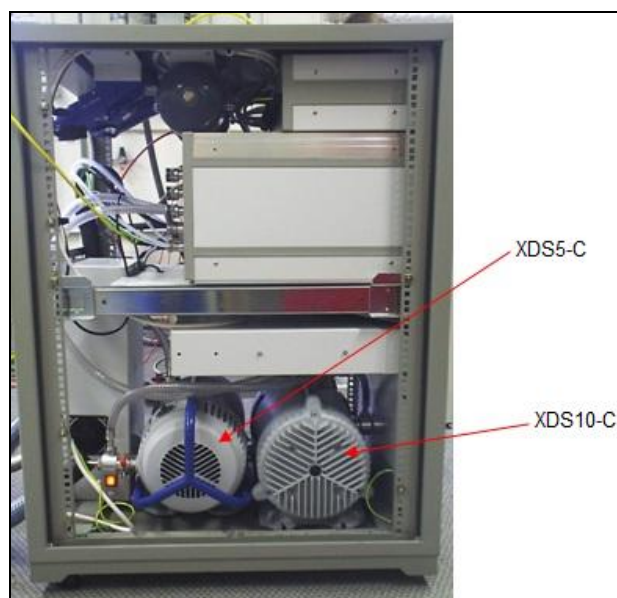
Η μονάδα παραγωγής όζοντος του αναλυτή CLD 500 είναι κατασκευής της εταιρείας Kaufmann Umwelttechnik, τύπος OZ1-L-TF, που αποτελεί ειδική κατασκευή για το συγκεκριμένο αναλυτή και τοποθετείται στο πίσω μέρος του κλωβού (Εικόνα 3.5). Τα βασικά δομικά στοιχεία της μονάδας είναι η διάταξη παραγωγής του όζοντος και οι μετασχηματιστές που είναι υπεύθυνοι για τη δημιουργία της υψηλής τάσης τροφοδοσίας της διάταξης.

3.2.2.4 Οι Αντλίες Κενού

Μία από τις βασικότερες συνθήκες για τη σωστή μέτρηση της συγκέντρωσης του μονοξειδίου του αζώτου, με βάση την αρχή λειτουργίας του αναλυτή, αποτελεί η διατήρηση πολύ χαμηλής πίεσης στο θάλαμο αντίδρασης, όπως αναφέρθηκε στην παράγραφο 3.2.1. Αυτό επιτυγχάνεται με τη χρήση αντλιών εκκένωσης και διατήρησης του υψηλού κενού. Στον αναλυτή CLD 500 υπάρχουν δύο θάλαμοι εντός των κεφαλών δειγματοληψίας, όπως περιγράφηκε στην παράγραφο 3.2.2.1 (σταθερής πίεσης (CP) και αντίδρασης (CLD), Εικόνα 3.7) με διαφορετικές απαιτήσεις πίεσης και παροχής για τον κάθε ένα. Έτσι, στο θάλαμο σταθερής πίεσης, ο οποίος διατηρείται σε πίεση 550 mbar και απαιτεί μεγάλη παροχή, συνδέεται η μεγαλύτερη αντλία, ενώ στο θάλαμο αντίδρασης, ο οποίος διατηρείται σε πίεση 25

mbar και έχει πολύ χαμηλή απαίτηση σε παροχή, συνδέεται η μικρότερη αντλία. Οι συγκεκριμένες αντλίες έχουν αυξημένη αντοχή σε διάβρωση που μπορεί να προκληθεί από τα συστατικά του δείγματος των καυσαερίων. Γι' αυτό το λόγο, προτιμάται η χρήση αντλιών ξηρού τύπου με λίπανση των εδράνων ερμητικά προστατευμένη από το δείγμα. Επίσης, η αναρρόφηση της αντλίας του θαλάμου αντίδρασης συνδέεται με τη μονάδα καταστροφής όζοντος ώστε να αποφευχθεί πιθανή διαρροή όζοντος στην ατμόσφαιρα. Η εξαγωγή και των δύο αντλιών είναι στην ατμόσφαιρα σε απομακρυσμένο σημείο από την κλίση δοκιμών.

Οι αντλίες κενού που χρησιμοποιούνται είναι ξηρού τύπου με σπειροειδή ρότορα (dry scroll vacuum pumps) κατασκευής της εταιρείας BOC Edwards [6]. Οι κωδικοί είναι XDS10-C για την αντλία του θαλάμου σταθερής πίεσης (CP vacuum pump) και XDS5-C για την αντλία του θαλάμου αντίδρασης (CLD vacuum pump). Οι αντλίες τοποθετούνται στη βάση του κλωβού του αναλυτή, όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.8.



Εικόνα 3.8 Φωτογραφική άποψη των αντλιών του αναλυτή CLD 500.

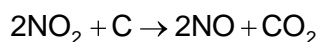
3.2.2.5 Η Μονάδα Μετατροπής του NO₂ σε NO

Ο αναλυτής CLD 500 λειτουργεί με βάση την αρχή της χημικοφωταύγειας, με την οποία μπορεί να ανιχνευθεί αποκλειστικά το μονοξείδιο του αζώτου (αντίδραση (3.1)). Γι' αυτό το λόγο, η μέτρηση των οξειδίων του αζώτου (NO_x) προϋποθέτει την αρχική μετατροπή του διοξειδίου του αζώτου (NO₂) σε μονοξείδιο (NO) με κατάλληλη διάταξη.

Γενικά, η μετατροπή πραγματοποιείται κατά ένα μέρος θερμικά σύμφωνα με την αντίδραση:



και κατά το υπόλοιπο μέρος χημικά μέσω αντίδρασης με τον άνθρακα:



Στον αναλυτή CLD 500 η μετατροπή πραγματοποιείται εξ ολοκλήρου θερμικά σύμφωνα με την αντίδραση (3.2) σε θερμοκρασία περίπου 840 °C σε διάταξη κατασκευασμένη από ανοξείδωτο ασάλι, επιτυγχάνοντας μετατροπή του NO₂ σε NO σχεδόν 100% [3]. Ωστόσο πρέπει να σημειωθεί ότι η θερμική μέθοδος μετατροπής μπορεί να επηρεαστεί από την παρουσία αμμωνίας (NH₃) στο δείγμα του καυσαερίου, η οποία παράγεται στον τριοδικό καταλυτικό μετατροπέα κατά τη λειτουργία του κινητήρα με πλούσιο μίγμα (κατά κύριο λόγο για βενζινοκινητήρες). Η απουσία καταλυτικού μετατροπέα στην παρούσα πειραματική κλίνη του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA αποκλείει την ύπαρξη αξιόλογων ποσοτήτων αμμωνίας στα καυσαέρια. Ο μετατροπέας του NO₂ σε NO συνδέεται μπροστά από την κεφαλή δειγματοληψίας, όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.5. Στην παρούσα διερεύνηση μετριούνται οι εκπομπές NO μόνο, οπότε ο μετατροπέας δε χρησιμοποιείται.

3.2.2.6 Ο Η/Υ και το Λογισμικό Λειτουργίας και Ελέγχου

Η λειτουργία και ο πλήρης έλεγχος του αναλυτή CLD 500 επιτυγχάνεται μέσω κατάλληλου λογισμικού το οποίο έχει αναπτυχθεί από την εταιρεία Cambustion Ltd., και είναι εγκατεστημένο σε τυπικό φορητό Η/Υ. Η επικοινωνία της κεντρικής μονάδας ελέγχου του αναλυτή με τον Η/Υ πραγματοποιείται μέσω σειριακής θύρας RS485 (Εικόνα 3.5), η οποία προσφέρει υψηλή ταχύτητα επικοινωνίας σε μεγάλη απόσταση. Έτσι υπάρχει η δυνατότητα λειτουργίας και ελέγχου του συστήματος από απόσταση, ώστε ο χειριστής να μην έρχεται σε επαφή με τα καυσαέρια του κινητήρα που εξέρχονται στην ατμόσφαιρα μέσω των αντλιών του αναλυτή. Επιπλέον υπάρχει η δυνατότητα επικοινωνίας μεταξύ της κεντρικής μονάδας του αναλυτή και του Η/Υ μέσω σειριακής θύρας RS232, από την οποία η μεταφορά δεδομένων είναι πιο αργή ενώ, παράλληλα, υπάρχει περιορισμός της απόστασης μεταξύ του αναλυτή και του Η/Υ. Η τροφοδοσία του Η/Υ πραγματοποιείται είτε από την κεντρική μονάδα του αναλυτή μέσω των ηλεκτρικών ρελέ και ασφαλειών (Εικόνα 3.5) είτε απευθείας από το δίκτυο.

Το λογισμικό ελέγχου του αναλυτή CLD 500 εκτελείται σε παραθυρικό περιβάλλον και είναι υπεύθυνο για τον πλήρη έλεγχο του αναλυτή, από την εκκίνησή του, την προθέρμανση και βαθμονόμηση, την εκτέλεση της μέτρησης έως και το σβήσιμό του. Φωτογραφική άποψη του περιβάλλοντος του λογισμικού δίνεται στην Εικόνα 3.9. Τα μενού επιλογών τα οποία περιλαμβάνονται στο λογισμικό και είναι κοινά για τις δύο κεφαλές δειγματοληψίας είναι τα εξής:

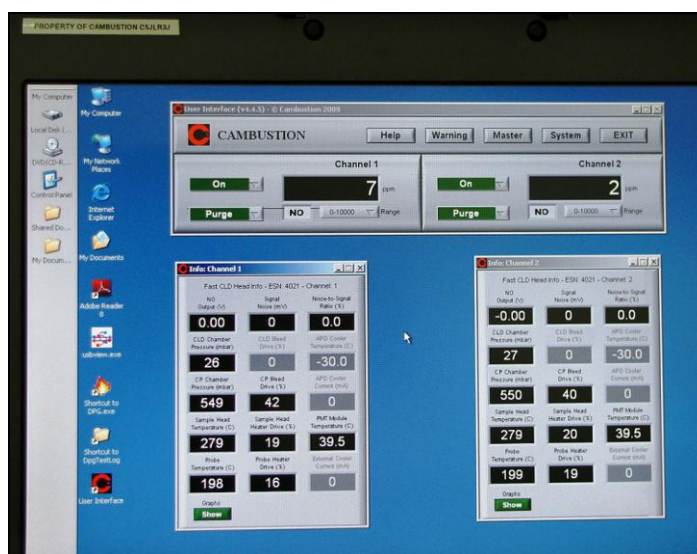
- Το κεντρικό μενού (Master) μέσω του οποίου ορίζεται ο αριθμός των καναλιών που ελέγχονται από το λογισμικό. Η κύρια εφαρμογή του είναι στην περίπτωση όπου πολλοί αναλυτές ελέγχονται από έναν Η/Υ, όπου γίνεται αυτόματη επιλογή μίας ή περισσότερων κεφαλών δειγματοληψίας είτε για βαθμονόμηση είτε για εκτέλεση μέτρησης.

- Το μενού ρύθμισης των λειτουργικών παραμέτρων του συστήματος (System), μέσω του οποίου ορίζονται οι τιμές διαφόρων λειτουργικών παραμέτρων του αναλυτή, όπως για παράδειγμα η πίεση των θαλάμων σταθερής πίεσης και αντίδρασης, καθώς και η θερμοκρασία της κεφαλής και της σωλήνωσης δειγματοληψίας. Επιπλέον, σε αυτό το μενού ορίζονται οι συγκεντρώσεις σε NO των αερίων βαθμονόμησης του αναλυτή.
- Το μενού ειδοποίησης (Warning) για πιθανά σφάλματα σχετικά με τη λειτουργία του αναλυτή. Το λογισμικό σε περίπτωση σφάλματος εμφανίζει αυτόματη ενημέρωση και προτάσεις λύσης (Εικόνα 3.10). Η ενημέρωση δε σβήνει παρά μόνο εάν διορθωθούν όλα τα σφάλματα, ενώ υπάρχει και η δυνατότητα καταγραφής του ιστορικού των σφαλμάτων.
- Το μενού βοήθειας (Help), όπου περιλαμβάνονται αναλυτικές πληροφορίες και οδηγίες για όλες τις λειτουργίες αναλυτή.

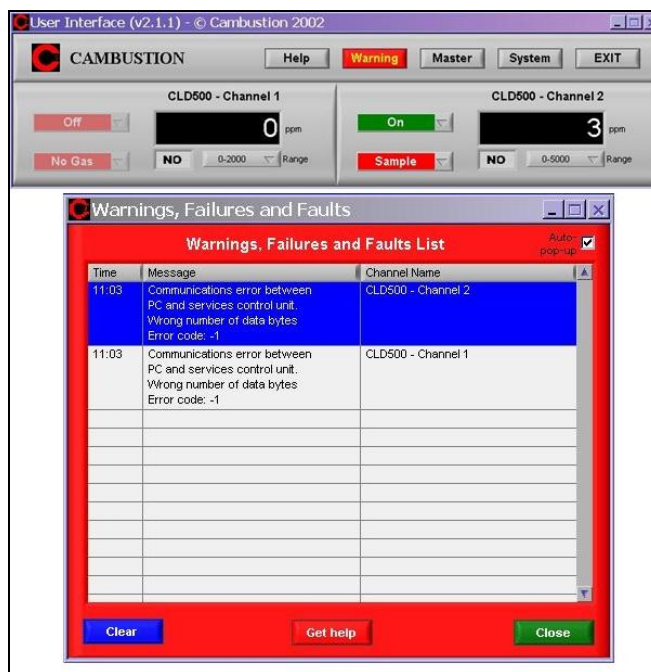
Επιπλέον, κάθε κεφαλή δειγματοληψίας έχει τρία ιδιαίτερα μενού επιλογών:

- Το μενού επιλογής λειτουργίας (εκκίνηση/τερματισμός/αναμονή/βαθμονόμηση).
- Το μενού επιλογής αερίου ('Gas select'), όπου ορίζεται το αέριο με το οποίο τροφοδοτείται η κεφαλή (καυσαέριο, αέρια βαθμονόμησης ή αέρας καθαρισμού).
- Το μενού επιλογής του εύρους μέτρησης του κάθε καναλιού (Πίνακας 3.1).

Στην οθόνη του Η/Υ (Εικόνα 3.9) εμφανίζονται συνεχώς οι μετρούμενες τιμές κάθε καναλιού ως αριθμητική τιμή, ενώ υπάρχει η δυνατότητα εμφάνισής τους και σε διαγραμματική μορφή σε πραγματικό χρόνο κατά την εκτέλεση της μέτρησης. Αυτή η επιλογή είναι ιδιαίτερα χρήσιμη για δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας, διότι προσφέρει μία πρώτη και άμεση εικόνα της διακύμανσης του εκπεμπόμενου NO κατά τη διάρκεια της μεταβολής. Επίσης, παρουσιάζονται συνεχώς πληροφορίες σχετικά με τις λειτουργικές παραμέτρους κάθε κεφαλής δειγματοληψίας (πίεση, θερμοκρασία, παροχή αερίου κτλ.), ώστε να πιστοποιείται η άρτια λειτουργία του αναλυτή.



Εικόνα 3.9 Το λογισμικό ελέγχου του αναλυτή CLD 500.



Εικόνα 3.10 Αυτόματη ενημέρωση σφάλματος κατά τη λειτουργία του αναλυτή CLD 500.

3.2.3 Βαθμονόμηση και Λειτουργία

Η διαδικασία της βαθμονόμησης ενός μετρητικού οργάνου γενικά, αλλά και ενός αναλυτή καυσαερίων κατά κύριο λόγο, αποτελεί μία από τις σημαντικότερες ενέργειες κατά την προετοιμασία του οργάνου για την επίτευξη ακριβούς μέτρησης. Η βαθμονόμηση συνίσταται πρακτικά στον καθορισμό της κλίμακας του οργάνου με βάση τις τιμές του μετρούμενου μεγέθους [7]. Είναι αναγκαία λόγω της μεταβολής των σταθερών του οργάνου με την πάροδο του χρόνου ή εξαιτίας κακής χρήσης του. Πραγματοποιείται είτε με τη χρήση προτύπων (π.χ. πρότυπα μήκους, μάζας, χρόνου), είτε παράγοντας ακριβώς γνωστές τιμές του μετρούμενου μεγέθους (απόλυτη βαθμονόμηση), είτε, τέλος, χρησιμοποιώντας άλλα βαθμονομημένα όργανα (σχετική βαθμονόμηση). Κάθε μετρητικό όργανο είναι βαθμονομημένο από τον κατασκευαστή του. Ωστόσο, θα πρέπει περιοδικά να ελέγχεται και να επαναλαμβάνεται η διαδικασία της βαθμονόμησης του ώστε να πιστοποιείται η εγκυρότητα των μετρήσεων.

Η βαθμονόμηση του αναλυτή CLD 500 πραγματοποιείται χρησιμοποιώντας αέρια γνωστής περιεκτικότητας σε μονοξείδιο του αζώτου (πρότυπα αέρια), εφόσον μόνο αυτό μετριέται στην παρούσα διερεύνηση. Ιδανικά πρέπει να πραγματοποιείται πριν και μετά από κάθε μέτρηση, τακτική που ακολουθείται στην παρούσα εργασία κατά τις δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας. Η βαθμονόμηση ουσιαστικά απαιτεί τον καθορισμό της μετρούμενης τιμής σε δύο (ή περισσότερα) συγκεκριμένα σημεία της κλίμακας μέτρησης του αναλυτή, από τη στιγμή που αυτός συμπεριφέρεται γραμμικά σε όλο το εύρος της κλίμακας (Πίνακας 3.1) [3]. Έτσι, καθορίζονται το σημείο “μηδέν” και το “πρότυπο” σημείο της κλίμακας μέτρησης, τα οποία αντιστοιχούν σε μηδενικό και δεδομένο σήμα εξόδου του αναλυτή. Για τον ορισμό του πρώτου

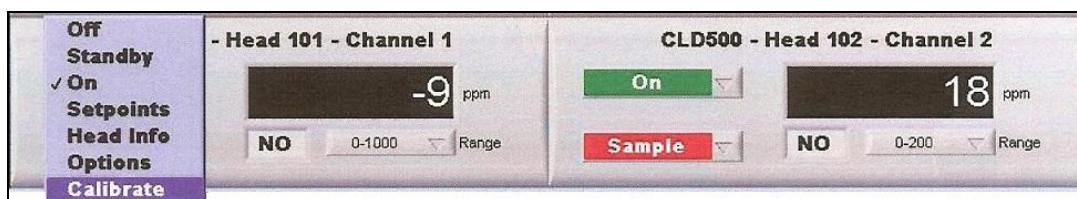
σημείου χρησιμοποιείται καθαρό αέριο άζωτο (N_2) (μηδενικό αέριο - zero gas), ενώ το “πρότυπο” σημείο καθορίζεται με τη χρήση αερίου μίγματος αζώτου και μονοξειδίου του αζώτου (πρότυπο αέριο - span gas) με περιεκτικότητα σε NO ίση με 900 ppm. Τα δύο αυτά αέρια τροφοδοτούνται από αντίστοιχες πιστοποιημένες φιάλες, που φαίνονται στην Εικόνα 3.11, στο πίσω μέρος της κεντρικής μονάδας ελέγχου του αναλυτή CLD 500 (Εικόνα 3.5) σε απόλυτη πίεση 2 bar. Η βασική απαίτηση για τα παραπάνω αέρια είναι το μεν καθαρό άζωτο να μην περιέχει ίχνη μονοξειδίου του αζώτου, το δε μίγμα N_2 -NO να έχει ακριβώς τη δεδομένη περιεκτικότητα σε NO, για τη σωστή βαθμονόμηση του αναλυτή. Σημειώνεται ότι ο συγκεκριμένος αναλυτής έχει τη δυνατότητα ταυτόχρονης χρήσης τριών προτύπων αερίων βαθμονόμησης (span a, b, c) για τον πληρέστερο καθορισμό της κλίμακας μέτρησης. Ωστόσο, στην παρούσα εργασία χρησιμοποιείται μόνο ένα πρότυπο αέριο, εφόσον, σύμφωνα με την κατασκευάστρια εταιρεία, αυτό επαρκεί για τη σωστή βαθμονόμηση του αναλυτή [8].



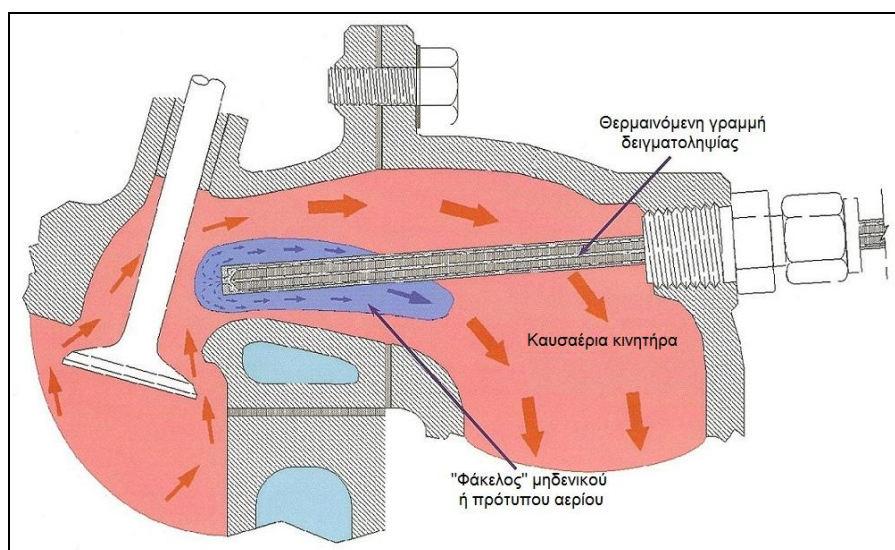
Εικόνα 3.11 Οι φιάλες των αερίων βαθμονόμησης του αναλυτή CLD 500.

Η διαδικασία βαθμονόμησης του αναλυτή CLD 500 πραγματοποιείται αυτόματα μέσω του λογισμικού λειτουργίας και της κεντρικής μονάδας ελέγχου του συστήματος. Η μοναδική προεργασία που απαιτείται είναι η εισαγωγή της περιεκτικότητας σε NO του πρότυπου αερίου βαθμονόμησης (δηλαδή 900 ppm στην παρούσα διερεύνηση) στο μενού ρύθμισης των παραμέτρων λειτουργίας του συστήματος (μενού ‘System’, Παράγραφος 3.2.2.6). Στη συνέχεια, με την κατάλληλη επιλογή (‘Calibrate’) από το αντίστοιχο μενού, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.12, η βαθμονόμηση εκτελείται αυτόματα για κάθε κανάλι δειγματοληψίας ξεχωριστά. Μέσω της κεντρικής μονάδας ελέγχου τροφοδοτούνται (με κατάλληλη διάταξη σωληνοειδών βαλβίδων) κατά σειρά το μηδενικό και το πρότυπο αέριο στην άκρη της γραμμής δειγματοληψίας κάθε κεφαλής, όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.13. Με αυτόν τον τρόπο (σε αντίθεση με απευθείας ψεκάσμο των αερίων στο θάλαμο αντίδρασης) εξασφαλίζεται η

βαθμονόμηση ολόκληρου του συστήματος δειγματοληψίας και μέτρησης. Το λογισμικό καθορίζει αυτόματα τα δύο σημεία της κλίμακας μέτρησης, ρυθμίζοντας το κέρδος της κάθε κεφαλής (head gain), δηλαδή την απαιτούμενη ενίσχυση ή εξασθένιση του σήματος εξόδου ώστε αυτό να είναι σύμφωνο με την προκαθορισμένη τιμή της συγκέντρωσης σε NO του αερίου βαθμονόμησης. Στην περίπτωση που το κέρδος αυτό λαμβάνει τιμές εκτός των προδιαγραφόμενων ορίων, εμφανίζεται μία αυτόματη ειδοποίηση ενημερώνοντας για τα πιθανά αίτια αυτής της παρέκκλισης (που συνήθως είναι ο πλημμελής καθαρισμός της κεφαλής και της σωλήνωσης δειγματοληψίας). Σημειώνεται ότι η βαθμονόμηση του αναλυτή CLD 500 μπορεί να πραγματοποιηθεί και κατά τη λειτουργία του κινητήρα.



Εικόνα 3.12 Επιλογή βαθμονόμησης του αναλυτή CLD 500.



Εικόνα 3.13 Βαθμονόμηση του αναλυτή CLD 500 κατά τη λειτουργία του κινητήρα.

Εκτός των αερίων βαθμονόμησης, στο πίσω μέρος της κεντρικής μονάδας ελέγχου (Εικόνα 3.5) τροφοδοτείται και συμπιεσμένος ξηρός αέρας για το συνεχή καθαρισμό (purge) του συστήματος (κεφαλές και σωληνώσεις) δειγματοληψίας όταν δεν εκτελείται μέτρηση. Η τροφοδοσία γίνεται με αέρα περιβάλλοντος (και όχι από φιάλη αέρα), εφόσον η κατανάλωση κυμαίνεται γύρω στα 10 l/min, οπότε θα απαιτούσαν αντίστοιχη φιάλη πολύ μεγάλης χωρητικότητας. Οι συνθήκες πίεσης και ξηρότητας του αέρα εξασφαλίζονται με τη χρήση κατάλληλου αεροσυμπιεστή σε συνδυασμό με αφυγραντήρα που φέρει και ρυθμιστή πίεσης, όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.14.

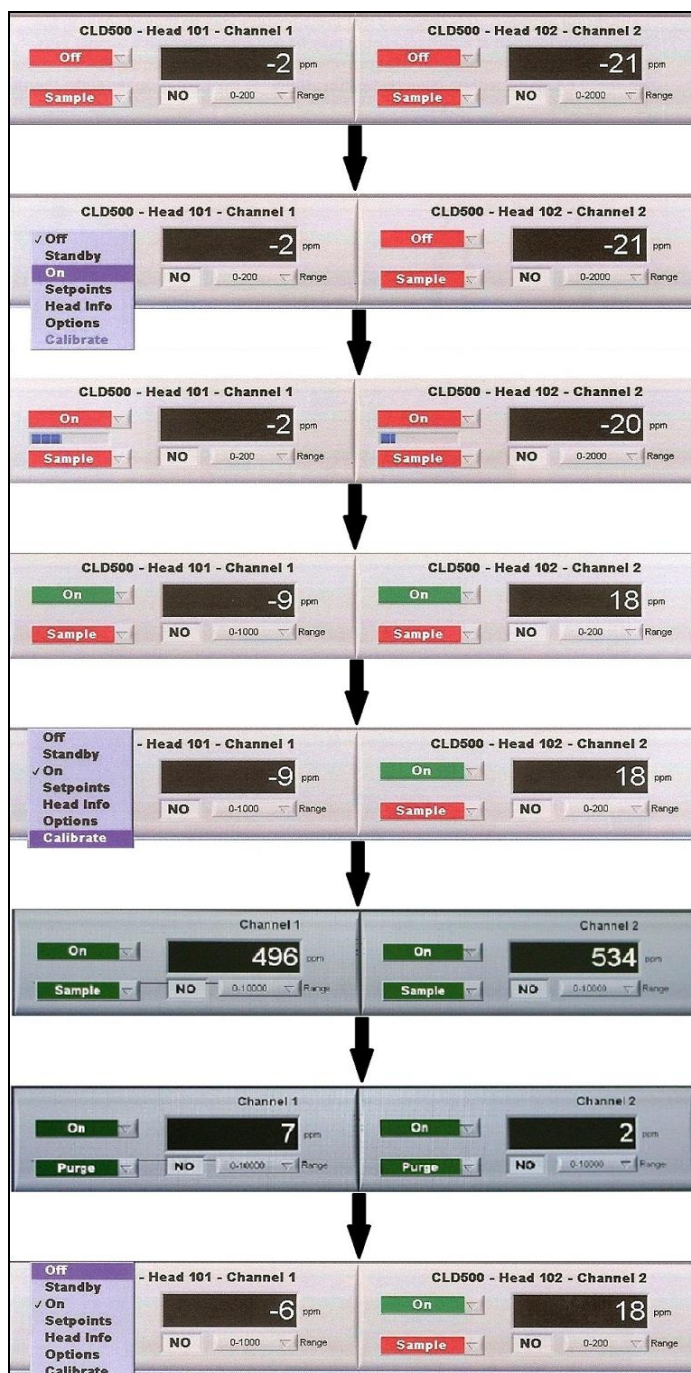


Εικόνα 3.14 Ο αεροσυμπιεστής και ο αφυγραντήρας με το ρυθμιστή πίεσης για την παροχή του αέρα καθαρισμού στον αναλυτή CLD 500.

Τα βασικά στάδια για τη λειτουργία του αναλυτή CLD 500 είναι τα παρακάτω και παρουσιάζονται διαγραμματικά στην Εικόνα 3.15:

- Καθαρισμός του τριχοειδούς αγωγού τροφοδοσίας του δείγματος καυσαερίων στο θάλαμο αντίδρασης (CLD) (Εικόνα 3.7) πριν από κάθε εκκίνηση του συστήματος. Επίσης, απαιτείται εβδομαδιαίος καθαρισμός της γραμμής δειγματοληψίας.
- Εκκίνηση του συστήματος (με όλες τις παροχές ρεύματος και αερίων ανοιχτές) μέσω του λογισμικού και της κεντρικής μονάδας ελέγχου. Θέτοντας τις δύο κεφαλές στην επιλογή 'On' ξεκινάει η προθέρμανση όλου του συστήματος (κεφαλές και γραμμές δειγματοληψίας, μονάδα παραγωγής όζοντος), εκκινούν οι αντλίες κενού, ενώ τροφοδοτείται με ρεύμα και ο φωτοπολλαπλασιαστής. Η διαδικασία προθέρμανσης διαρκεί 15 έως 30 λεπτά.
- Στο τέλος της προθέρμανσης ενεργοποιείται η δυνατότητα βαθμονόμησης του αναλυτή. Ακολουθεί η αυτόματη διαδικασία βαθμονόμησης με την κατάλληλη επιλογή από το αντίστοιχο μενού (Εικόνα 3.12), όπως περιγράφηκε πριν.
- Διεξαγωγή μέτρησης επιλέγοντας το δείγμα ('Sample') από το μενού επιλογής αερίου και το εύρος της κλίμακας μέτρησης για κάθε κεφαλή δειγματοληψίας. Η μετρούμενη τιμή εμφανίζεται αριθμητικά, ενώ υπάρχει η δυνατότητα γραφικής αναπαράστασης σε πραγματικό χρόνο κατά την εκτέλεση της μέτρησης. Όπως αναφέρθηκε πιο πριν (Παράγραφος 3.2.2), η μετρούμενη τιμή αντιστοιχεί σε υγρή βάση (wet basis NO).
- Έλεγχος της βαθμονόμησης του αναλυτή και θέση σε κατάσταση καθαρισμού του συστήματος δειγματοληψίας (purge) όταν δεν εκτελείται μέτρηση. Εάν διαπιστωθεί απώλεια της βαθμονόμησης του αναλυτή (που μπορεί να οφείλεται σε επικαθίσεις σωματιδίων στο σύστημα δειγματοληψίας), τότε απαιτείται νέα βαθμονόμηση αφού πρώτα καθαριστεί με ξηρό αέρα το σύστημα δειγματοληψίας.

- Τερματισμός της λειτουργίας του συστήματος θέτοντας τις δύο κεφαλές στην επιλογή 'Off'. Με αυτόν τον τρόπο σταματούν οι αντλίες κενού και διακόπτεται η παροχή ρεύματος στη μονάδα παραγωγής όζοντος και το φωτοπολλαπλασιαστή, καθώς και όλες οι παροχές αερίων. Η κεντρική παροχή ρεύματος κλείνει μετά από περίπου 15 λεπτά, έτσι ώστε να λειτουργούν οι ανεμιστήρες ψύξης για γρηγορότερη απαγωγή της θερμότητας από την κεντρική μονάδα ελέγχου και τη μονάδα παραγωγής όζοντος.



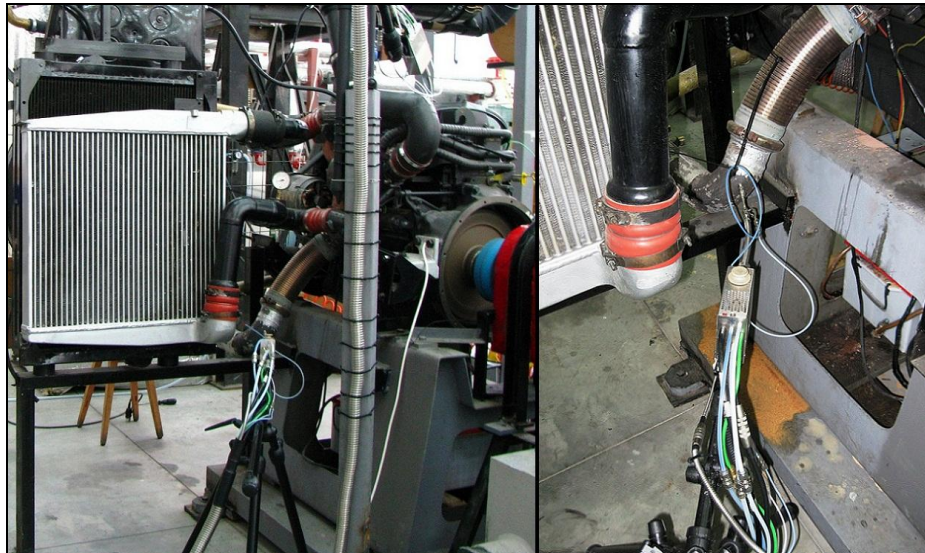
Εικόνα 3.15 Στάδια λειτουργίας του αναλυτή CLD 500.

3.2.4 Εγκατάσταση στην Πειραματική Κλίνη και Σύνδεση με το Σύστημα Καταγραφής Μετρήσεων

Ο αναλυτής CLD 500 έχει τη δυνατότητα ταυτόχρονης μέτρησης της συγκέντρωσης του μονοξειδίου του αζώτου (NO) στα καυσαέρια του κινητήρα σε δύο σημεία της εξαγωγής του, χάρη στις δύο κεφαλές δειγματοληψίας που διαθέτει με ανεξάρτητο έλεγχο της κάθε μίας. Στην παρούσα διερεύνηση η πρώτη κεφαλή τοποθετείται αμέσως μετά τη βαλβίδα εξαγωγής του πρώτου κυλίνδρου (αρίθμηση των κυλίνδρων από το σύνδεσμο ισχύος (σφόνδυλο)), ο οποίος είναι ο κύλινδρος από τον οποίο καταγράφεται το δυναμοδεικτικό διάγραμμα. Σχηματική απεικόνιση της εγκατάστασης της κεφαλής σε αυτήν τη θέση έχει δοθεί στην Εικόνα 3.3, ενώ φωτογραφική άποψη της τοποθέτησης στον κινητήρα παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.16. Έτσι, με αυτήν την κεφαλή μετριοούνται οι εκπομπές NO του συγκεκριμένου κυλίνδρου και μπορεί να χρησιμοποιηθεί για μία πρώτη συσχέτιση μεταξύ της πίεσης του κυλίνδρου και του σχηματιζόμενου NO, ενώ παρέχει και μία εικόνα της φάσης εξαγωγής του κυλίνδρου. Εξαιτίας της αυξημένης πίεσης των καυσαερίων στη συγκεκριμένη θέση, εντός της γραμμής δειγματοληψίας τοποθετείται τριχοειδής αγωγός μικρότερης διαμέτρου από την τυποποιημένη ο οποίος δρα ουσιαστικά ως στραγγαλιστική διάταξη (pressure restrictor). Η συγκεκριμένη κεφαλή δειγματοληψίας χρησιμοποιείται μόνο σε συνθήκες μόνιμης λειτουργίας. Η δεύτερη κεφαλή δειγματοληψίας τοποθετείται μετά το ζεύγος υπερπλήρωσης και παρέχει τη συνολική ποσότητα του εκπεμπόμενου NO του κινητήρα. Χρησιμοποιείται τόσο σε μόνιμες όσο και μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα. Φωτογραφική άποψη της τοποθέτησης της κεφαλής μετά το ζεύγος υπερπλήρωσης παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.17.



Εικόνα 3.16 Εγκατάσταση της πρώτης κεφαλής δειγματοληψίας του αναλυτή CLD 500 μετά τη βαλβίδα εξαγωγής του πρώτου κυλίνδρου, γενική φωτογραφική άποψη (αριστερά) και λεπτομέρεια της εφαρμογής στην πολλαπλή εξαγωγής του κινητήρα (δεξιά).



Εικόνα 3.17 Εγκατάσταση της δεύτερης κεφαλής δειγματοληψίας του αναλυτή CLD 500 στην εξαγωγή μετά το ζεύγος υπερπλήρωσης, γενική φωτογραφική άποψη (αριστερά) και λεπτομέρεια της εφαρμογής στην εξάτμιση του κινητήρα (δεξιά).

Η σύνδεση του αναλυτή CLD 500 με το σύστημα καταγραφής μετρήσεων επιτυγχάνεται μέσω των ακροδεκτών τύπου BNC που φέρει η κεντρική μονάδα ελέγχου στο πίσω μέρος για κάθε κεφαλή δειγματοληψίας (Εικόνα 3.5). Το σήμα μεταφέρεται στην κάρτα αναλογοψηφιακής μετατροπής μέσω θωρακισμένου ομοαξονικού καλωδίου για την ελαχιστοποίηση του ηλεκτρικού θορύβου, μιας και το σύστημα καταγραφής μετρήσεων είναι σε αρκετή απόσταση από τον αναλυτή. Σχηματική απεικόνιση και γενική φωτογραφική άποψη της εγκατάστασης του αναλυτή CLD500 στην πειραματική κλίνη του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA παρουσιάζεται στις Εικόνες 2.20 και 2.21(α) αντίστοιχα, καθώς και στην Εικόνα 3.18 όπως χρησιμοποιήθηκε στα πλαίσια της παρούσας εργασίας.



Εικόνα 3.18 Ο αναλυτής CLD 500 όπως εγκαταστάθηκε και χρησιμοποιήθηκε στην πειραματική κλίνη του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA.

3.3 Μέτρηση της Αδιαφάνειας των Καυσαερίων

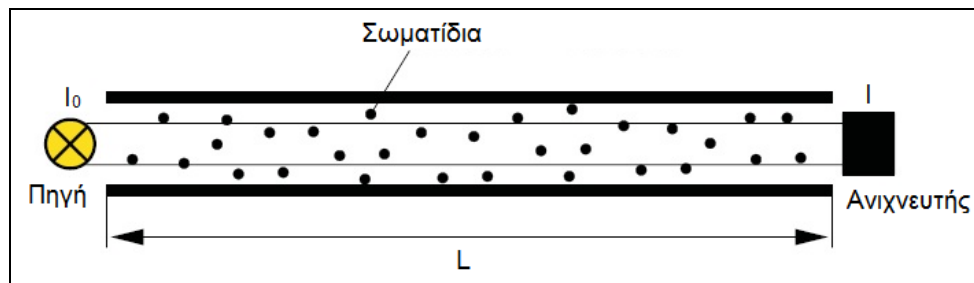
Η συνεχής μέτρηση της αδιαφάνειας των καυσαερίων πραγματοποιείται με τη χρήση του αναλυτή AVL 439 κατασκευής της εταιρείας AVL [9]. Πρόκειται για έναν αναλυτή συνεχούς ροής και ταχείας απόκρισης, χαρακτηριστικά που τον καθιστούν ιδιαίτερα κατάλληλο για δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας. Τα καυσαέρια του κινητήρα ρέουν με σταθερή παροχή συνεχώς διαμέσου του αναλυτή, σε αντίθεση με άλλα συστήματα σημειακής¹ μέτρησης, καταγράφοντας τη στιγμιαία τιμή της αδιαφάνειάς τους ή του αντίστοιχου συντελεστή απορρόφησης, ο οποίος αποτελεί σε κάποιες εφαρμογές το προδιαγραφόμενο μέγεθος από τη νομοθεσία [10]. Η αρχή λειτουργίας του βασίζεται στην εξασθένηση μίας δέσμης ακτινοβολίας καθώς αυτή διέρχεται διαμέσου των καυσαερίων. Πρέπει να σημειωθεί ότι η αδιαφάνεια των καυσαερίων δεν αποτελεί προδιαγραφόμενο από τη νομοθεσία μέγεθος για τους σωματιδιακούς ρύπους (particulate matter). Ωστόσο, στις περισσότερες περιπτώσεις χρησιμοποιείται εναλλακτικά αντί των εκπομπών σωματιδίων, οι οποίες είναι πολύ δύσκολο να μετρηθούν στιγμιαία σε δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας, απαιτώντας εξεζητημένες συσκευές πολύπλοκης κατασκευής και υψηλού κόστους. Στην πραγματικότητα, έχουν αναπτυχθεί αρκετές συσχετίσεις για τον υπολογισμό της μάζας των σωματιδίων που περιέχονται στα καυσαέρια από τη μέτρηση της αδιαφάνειάς τους [11], μία εκ των οποίων χρησιμοποιείται και στην παρούσα εργασία (Κεφάλαιο 4). Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του αναλυτή ανταποκρίνονται στις θεσμοθετημένες προδιαγραφές διαφόρων κανονισμών, όπως οι δοκιμές ECE R24-EEC 72/306 και ELR Test Cycle (EURO II-V) [12], τα πρότυπα ISO 8178-9 [13] και ISO 11614 [14], και ο κανονισμός SAE J 1667 [10], με τους αντίστοιχους αλγόριθμους προγραμματισμένους εντός της εκάστοτε συσκευής ελέγχου [15]. Έτσι, ο αναλυτής μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε ένα πολύ μεγάλο εύρος δοκιμών μόνιμης και μεταβατικής λειτουργίας, ενώ επιπλέον μπορεί να αποτελέσει υποσύστημα κλίσης ανάπτυξης και πιστοποίησης νέων κινητήρων. Στη συνέχεια δίνεται μία περιγραφή της αρχής λειτουργίας, των δομικών στοιχείων και των τεχνικών χαρακτηριστικών του αναλυτή, καθώς και της διαδικασίας ελέγχου και λειτουργίας του. Επίσης παρουσιάζεται η εγκατάστασή του στην πειραματική κλίνη που αναπτύχθηκε και η σύνδεσή του με το σύστημα δειγματοληψίας και αναλογοψηφιακής μετατροπής.

3.3.1 Αρχή Λειτουργίας

Η αδιαφάνεια (opacity) (ή κοινώς “θαμπάδα”) ενός υλικού είναι πρακτικά ο βαθμός κατά τον οποίο το φως (ή γενικότερα η ηλεκτρομαγνητική ακτινοβολία) μπορεί να διαπεράσει το συγκεκριμένο υλικό. Έτσι, η αρχή προσδιορισμού της αδιαφάνειας ενός αερίου, συγκεκριμένα

¹ Στην περίπτωση σημειακής μέτρησης τα καυσαέρια δε ρέουν συνεχώς δια μέσου του αναλυτή. Αναρροφάται ένα συγκεκριμένο δείγμα των καυσαερίων του κινητήρα και αναλύεται ανεξάρτητα από την υπόλοιπη ροή, οπότε αυτή η μέθοδος δεν είναι κατάλληλη για δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας.

των καυσαερίων μίας μηχανής εσωτερικής καύσης, βασίζεται στη μέτρηση του βαθμού ελάττωσης της έντασης του φωτός καθώς αυτό μεταδίδεται διαμέσου του αερίου. Η Εικόνα 3.19 παρουσιάζει μια σχηματική απεικόνιση της διάταξης που χρησιμοποιείται για τη συγκεκριμένη μέτρηση. Ένας θάλαμος μέτρησης, συγκεκριμένου μήκους και μη-αντανακλούσας εσωτερικής επιφάνειας, πληρώνεται ομοιογενώς με τα καυσαέρια του κινητήρα που περιέχουν σωματίδια. Στο ένα άκρο του θαλάμου τοποθετείται μία πηγή φωτός (λάμπες αλογόνου συνήθως), ενώ στο άλλο ένας ανιχνευτής ο οποίος μετράει την ένταση της προσπίπτουσας ακτινοβολίας. Ανάλογα με την περιεκτικότητα των καυσαερίων σε σωματίδια, η αρχική ακτινοβολία που εκπέμπεται από την πηγή εξασθενεί λιγότερο ή περισσότερο. Η εξασθένιση αυτή οφείλεται είτε σε απορρόφηση είτε σε σκέδαση (διασκορπισμό των φωτεινών ακτινών) καθώς το φως προσπίπτει στα σωματίδια.



Εικόνα 3.19 Η αρχή λειτουργίας του αναλυτή αδιαφάνειας AVL 439.

Σύμφωνα με το νόμο Beer-Lambert [15], η μεταβολή της έντασης της φωτεινής ακτινοβολίας περιγράφεται από τη σχέση:

$$I = I_0 \cdot e^{-kL} \quad (3.4)$$

όπου I και I_0 η ένταση της ακτινοβολίας στον ανιχνευτή με και χωρίς την παρουσία κάποιου μέσου απορρόφησης, αντίστοιχα, k ο συντελεστής απορρόφησης και L το μήκος μέτρησης, δηλαδή η απόσταση μεταξύ της πηγής (λάμπας) και του ανιχνευτή. Η αδιαφάνεια N (%) των καυσαερίων ορίζεται ως η ποσοστιαία μεταβολή της έντασης της φωτεινής ακτινοβολίας που προσπίπτει στον ανιχνευτή χωρίς και με το μέσο απορρόφησης (καυσαέρια) αφού έχει διανύσει το μήκος μέτρησης, δηλαδή:

$$N = 100 \cdot \left(1 - \frac{I}{I_0} \right) \Rightarrow \frac{I}{I_0} = 1 - \frac{N}{100} \quad (3.5)$$

Συνδυάζοντας τις εξισώσεις (3.4) και (3.5), προκύπτει:

$$1 - \frac{N}{100} = e^{-kL} \quad (3.6)$$

ενώ λαμβάνοντας το λογάριθμο των δύο μελών της εξίσωσης (3.6), προκύπτει η έκφραση του συντελεστή απορρόφησης k , δηλαδή:

$$-\ln\left(1 - \frac{N}{100}\right) = k \cdot L \Rightarrow k = \frac{-\ln\left(1 - \frac{N}{100}\right)}{L} \quad (3.7)$$

Η τιμή του συντελεστή απορρόφησης που προκύπτει από την εξίσωση (3.7) απαιτεί διόρθωση σε τυποποιημένες συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας (σύμφωνα με το πρότυπο ISO 11614 [14]), δηλαδή:

$$k_{\text{corr}} = k \cdot \frac{T_{\text{gas}}}{T_{\text{norm}}} \cdot \frac{p_{\text{atm}}}{p_{\text{gas}}} = k \cdot p T_{\text{corr}} \quad (3.8)$$

όπου T_{gas} και p_{gas} είναι η θερμοκρασία και η πίεση του αερίου μέσα στο θάλαμο μέτρησης, p_{atm} η ατμοσφαιρική πίεση (που είναι και η τυποποιημένη πίεση αναφοράς) ίση με 1.013 bar και T_{norm} η τυποποιημένη θερμοκρασία αναφοράς ίση με 100 °C (373 K). Σύμφωνα με τον ορισμό του συντελεστή απορρόφησης (εξίσωση (3.7)), η διορθωμένη τιμή της αδιαφάνειας προκύπτει από τη σχέση:

$$N_{\text{corr}} = 100 \cdot 1 - e^{-k_{\text{corr}}L} \quad (3.9)$$

Πρέπει να σημειωθεί ότι λόγω της μη γραμμικής συσχέτισης μεταξύ της αδιαφάνειας και του συντελεστή απορρόφησης, η διόρθωση πρέπει να γίνεται πρώτα στο συντελεστή απορρόφησης και στη συνέχεια αυτός να μετατρέπεται στην αντίστοιχη τιμή της αδιαφάνειας (και όχι απευθείας στην αρχικά μετρημένη αδιαφάνεια). Στον αναλυτή AVL 439 οι ενδείξεις της αδιαφάνειας και του συντελεστή απορρόφησης είναι ήδη διορθωμένες.

3.3.2 Δομικά Στοιχεία και Τεχνικά Χαρακτηριστικά

Τα βασικά δομικά στοιχεία του αναλυτή AVL 439 είναι τα παρακάτω:

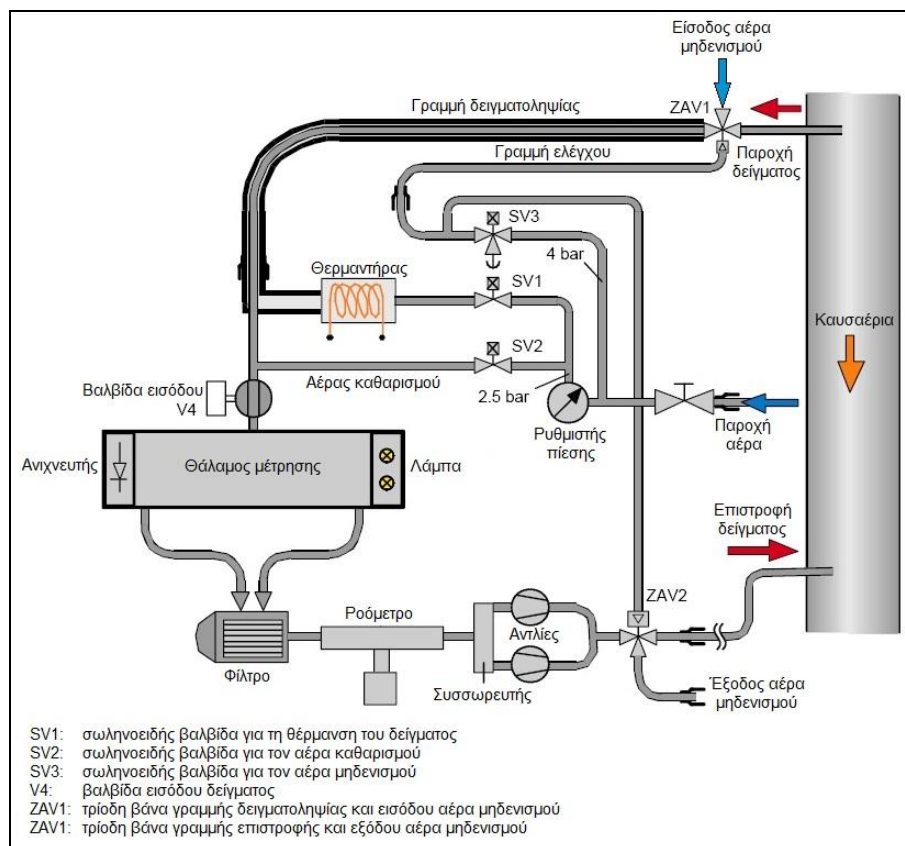
- Η μετρητική μονάδα.
- Οι γραμμές δειγματοληψίας και επιστροφής του δείγματος.
- Οι δύο τρίοδες βάνες.
- Το σύστημα παροχής συμπιεσμένου αέρα.
- Η συσκευή υψηλής πίεσης.
- Η συσκευή ελέγχου του αναλυτή AVL 4210.

Στη συνέχεια δίνεται μία περιγραφή αυτών των δομικών στοιχείων, εκτός από τη συσκευή AVL 4210, η οποία είναι υπεύθυνη για τον έλεγχο και τη λειτουργία του αναλυτή και περιγράφεται στην Παράγραφο 3.3.3. Φωτογραφική άποψη του αναλυτή δίνεται στην Εικόνα 3.20, ενώ η Εικόνα 3.21 παρουσιάζει μία σχηματική απεικόνιση των δομικών στοιχείων του και της ροής των διαφόρων αερίων. Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του αναλυτή δίνονται στον Πίνακα 3.2. Βασικό χαρακτηριστικό του οργάνου αποτελεί η ανακυκλοφορία των καυσαερίων μετά τη μετρητική μονάδα και η επαναφορά τους στην εξάτμιση του κινητήρα. Με αυτόν τον τρόπο

επιτυγχάνεται σταθερή παροχή του δείγματος ακόμα και σε περιπτώσεις απότομης μεταβολής της πίεσης των καυσαερίων (για παράδειγμα κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα), ενώ αποφεύγεται και οποιαδήποτε διαρροή αυτών στο χώρο της πειραματικής κλίνης.



Εικόνα 3.20 Γενική φωτογραφική άποψη του αναλυτή AVL 439 (αριστερά) και λεπτομέρεια της τρίοδης βάνας της γραμμής δειγματοληψίας (δεξιά). Διακρίνονται (1) η γραμμή δειγματοληψίας, (2) η γραμμή επιστροφής, (3) η γραμμή ελέγχου της τρίοδης βάνας, (4) το φίλτρο, (5) η παροχή συμπιεσμένου αέρα, (6) ο αφυγραντήρας με το ρυθμιστή πίεσης, (7) η έξοδος του αέρα μηδενισμού, (8) η συσκευή AVL 4210 για τον έλεγχο του αναλυτή, (9) η τροφοδοσία, (10) το κάλυμμα της εισαγωγής των φίλτρων βαθμονόμησης, (11) η τρίοδη βάνα της γραμμής δειγματοληψίας, (12) η είσοδος του αέρα μηδενισμού και (13) η σωλήνωση δειγματοληψίας από την εξάτμιση του κινητήρα.



Εικόνα 3.21 Σχηματική απεικόνιση των δομικών στοιχείων και της ροής των διαφόρων αερίων μέσα στον αναλυτή AVL 439.

Πίνακας 3.2 Τεχνικά χαρακτηριστικά του αναλυτή αδιαφάνειας AVL 439.

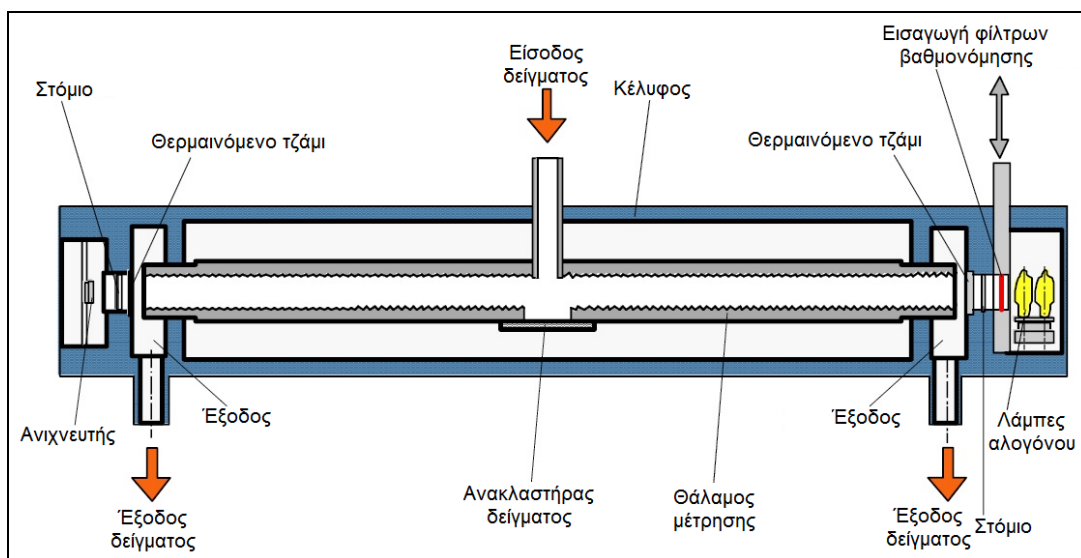
Εύρος μέτρησης	Αδιαφάνεια: 0÷100% Συντελεστής απορρόφησης: 0÷10 m ⁻¹
Ακρίβεια	Αδιαφάνεια: 0.1% Συντελεστής απορρόφησης: 0.0025 m ⁻¹
Χρόνος απόκρισης t _{10%-90%}	< 0.1 s
Μη-γραμμικότητα	0.5%
Παροχή δείγματος	40 ÷ 49 l/min
Απόκλιση μηδενός	{0.1% ή 0.0025 m ⁻¹ }/30 min
Εύρος θερμοκρασίας δείγματος	0 ÷ 600 °C
Εύρος πίεσης δείγματος	-100 ÷ 400 mbar (μανομετρική)
Παροχή και πίεση αέρα	max. 100 l/min, 4÷10 bar
Συνθήκες περιβάλλοντος	5 ÷ 50 °C
Αναλογικό σήμα εξόδου	0 ÷ 10 V, 50 Hz
Τροφοδοσία	AC 50/60 Hz, 115-230V
Πρότυπο ασφαλείας	IP 24

3.3.2.1 Η Μετρητική Μονάδα

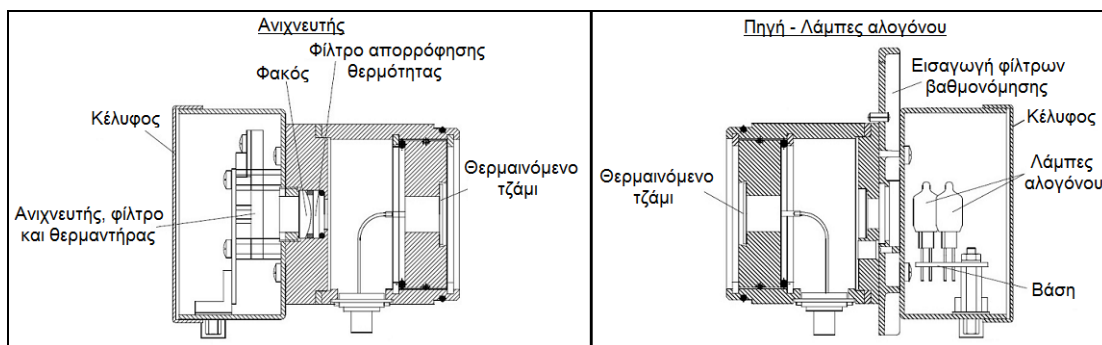
Η μετρητική μονάδα αποτελεί το σημαντικότερο δομικό στοιχείο του αναλυτή AVL 439, μιας και είναι το τμήμα στο οποίο πραγματοποιείται η μέτρηση της αδιαφάνειας των καυσαερίων. Αποτελείται από το θάλαμο μέτρησης, τις δύο λάμπες αλογόνου, οι οποίες τοποθετούνται στο ένα άκρο του θαλάμου και δρουν ως πηγή της εκπεμπόμενης ακτινοβολίας, και τον ανιχνευτή ο οποίος τοποθετείται στο άλλο άκρο του θαλάμου και μετράει την ένταση της προσπίπτουσας ακτινοβολίας, όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.22. Ο θάλαμος μέτρησης έχει μήκος 43 cm, ενώ διατηρείται σε σταθερή θερμοκρασία 100 °C και ατμοσφαιρική πρακτικά πίεση. Η εσωτερική του επιφάνεια κατασκευάζεται από υλικό που δεν ανακλά την ακτινοβολία που εκπέμπεται από την πηγή, ώστε να μην επηρεάζει τη μέτρηση. Το δείγμα των καυσαερίων εισέρχεται στο θάλαμο μέτρησης και αφού ανακλαστεί κατευθύνεται προς την πηγή και τον ανιχνευτή της ακτινοβολίας. Μετά την εκτέλεση της μέτρησης εξέρχεται από το θάλαμο μέτρησης και μέσω αντλιών, οι οποίες εξασφαλίζουν σταθερή παροχή, οδηγείται πίσω στην εξάτμιση του κινητήρα. Οι λάμπες και ο ανιχνευτής προστατεύονται από το δείγμα μέσω θερμαινόμενων τζαμιών, τα οποία διατηρούνται σε θερμοκρασία 600 °C για την αποφυγή επικαθίσεων σωματιδίων. Οι λάμπες αλογόνου εκπέμπουν ακτινοβολία μήκους κύματος 560 nm² (πράσινου χρώματος), ενώ ακριβώς μπροστά από την πηγή υπάρχει κατάλληλη διάταξη για την εισαγωγή των φίλτρων βαθμονόμησης του αναλυτή. Η δέσμη της ακτινοβολίας προσπίπτει στο θερμαινόμενο τζάμι του ανιχνευτή και στη συνέχεια περνάει από το φίλτρο

² Αυτό το μήκος κύματος είναι σε συμφωνία με τις θερμοθετημένες προδιαγραφές που καθορίζουν ότι η εκπεμπόμενη ακτινοβολία πρέπει να είναι πράσινου χρώματος με μήκος κύματος στο εύρος μεταξύ 550 και 570 nm. Εάν, εναλλακτικά, χρησιμοποιηθεί ακτινοβολία κόκκινου χρώματος με μήκος κύματος γύρω στα 660 nm, οι μετρημένες τιμές απαιτούν κατάλληλη διόρθωση [10].

απορρόφησης θερμότητας, το φακό ευθυγράμμισης των ακτινών και φτάνει στον ανιχνευτή ο οποίος φέρει ειδικό φίλτρο το οποίο ανιχνεύει την ακτινοβολία του συγκεκριμένου μήκους κύματος (για αυτό λέγεται και ‘πράσινο’ φίλτρο). Επίσης, υπάρχει θερμαντήρας για τη διατήρηση σταθερής θερμοκρασίας. Λεπτομερής σχηματική απεικόνιση της πηγής και του ανιχνευτή παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.23.



Εικόνα 3.22 Σχηματική απεικόνιση της μετρητικής μονάδας του αναλυτή AVL 439.

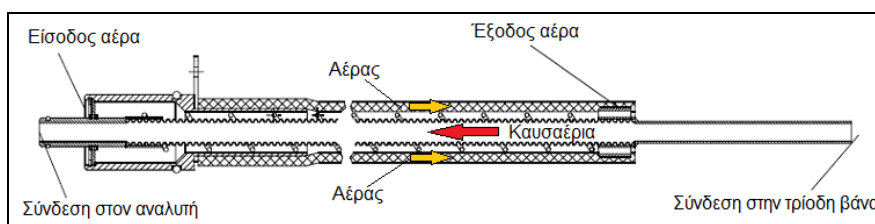


Εικόνα 3.23 Ο ανιχνευτής (αριστερά) και η πηγή (δεξιά) της φωτεινής ακτινοβολίας.

3.3.2.2 Οι Γραμμές Δειγματοληψίας και Επιστροφής του Δείγματος

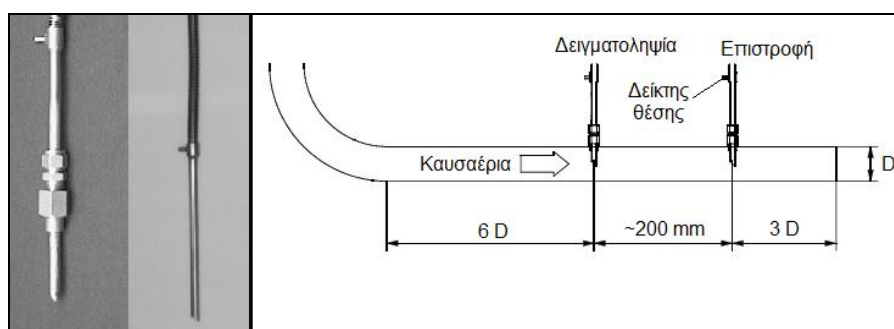
Οι γραμμές δειγματοληψίας και επιστροφής είναι υπεύθυνες για την προσαγωγή του δείγματος των καυσαερίων στη μετρητική μονάδα και την επιστροφή του στην εξατμίση του κινητήρα. Μία από τις βασικές προδιαγραφές για τη σωστή λειτουργία του αναλυτή καθορίζει ότι οι δύο αυτές γραμμές θα πρέπει να υπόκεινται στην ίδια πίεση των καυσαερίων [15]. Η γραμμή δειγματοληψίας, τυπικού μήκους 1.5 m, τροφοδοτείται μέσω της μίας από τις δύο τρίοδες βάνες του συστήματος, στην οποία το καυσαέριο φτάνει μέσω της αρχικής σωλήνωσης δειγματοληψίας, μήκους 1 m (Εικόνα 3.20). Η βασικότερη διεργασία που επιτελείται κατά την

προσαγωγή των καυσαερίων στον αναλυτή είναι η θερμική προετοιμασία τους. Συγκεκριμένα, η γραμμή δειγματοληψίας διατηρείται σε σταθερή θερμοκρασία 100 °C σε όλο το μήκος της. Αυτό επιτυγχάνεται με κατάλληλη διαμόρφωση του περιβλήματός της, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.24, από όπου διέρχεται συμπιεσμένος αέρας (πίεσης 2.5 bar) ο οποίος έχει προθερμανθεί στους 100 °C. Με αυτόν τον τρόπο εξασφαλίζεται η αξιοπιστία του σήματος και η υψηλή ακρίβεια της μέτρησης [15]. Η γραμμή επιστροφής του δείγματος, μήκους 2.5 m, αποτελεί τη μία από τις δύο εξόδους της δεύτερης τρίοδης βάνας του συστήματος (η οποία εσωκλείεται στον αναλυτή, Εικόνα 3.21) και τοποθετείται απευθείας στην εξάτμιση του κινητήρα.



Εικόνα 3.24 Η θερμική προετοιμασία του δείγματος των καυσαερίων στη γραμμή δειγματοληψίας.

Η σωλήνωση δειγματοληψίας και η γραμμή επιστροφής του δείγματος έχουν στο άκρο τους ειδική επικλινή διαμόρφωση 45°, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.25. Η τοποθέτησή τους πρέπει να γίνεται κάθετα στη ροή των καυσαερίων με τη διαμόρφωση του άκρου τους να “βλέπει” τη ροή (για αυτό υπάρχει και ανάλογος δείκτης θέσης), όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.25. Όλο το σύστημα δειγματοληψίας πρέπει να τοποθετείται με ανοδική κατεύθυνση από την εξάτμιση του κινητήρα προς τον αναλυτή για την αποφυγή δημιουργίας συμπυκνωμάτων [15].



Εικόνα 3.25 Η σωλήνωση δειγματοληψίας, η γραμμή επιστροφής και η τοποθέτησή τους στην εξάτμιση του κινητήρα.

3.3.2.3 Οι Δύο Τρίοδες Βάνες

Οι δύο τρίοδες βάνες του αναλυτή είναι υπεύθυνες για την επιλογή του κατάλληλου αερίου (δείγμα καυσαερίων, ατμοσφαιρικός αέρας ή συμπιεσμένος αέρας καθαρισμού) που διέρχεται από τις γραμμές δειγματοληψίας και επιστροφής του δείγματος, καθώς και από τη

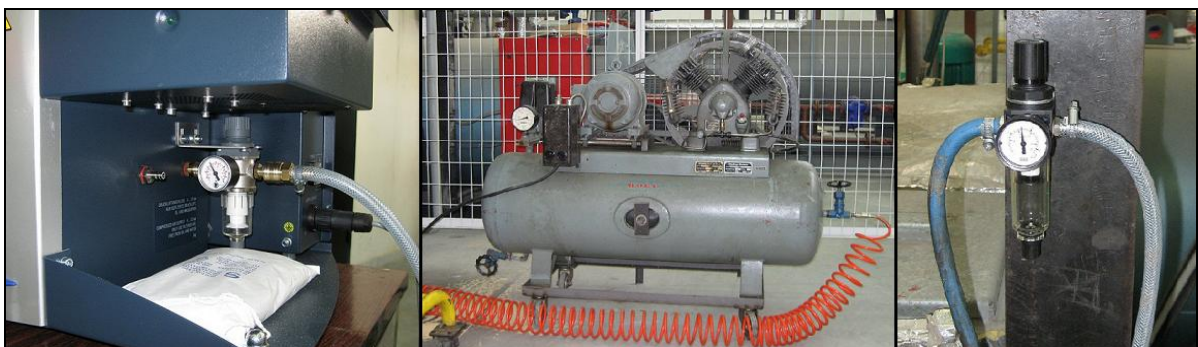
μετρητική μονάδα. Η πρώτη (ZAV1 στην Εικόνα 3.21) τοποθετείται εξωτερικά από τον αναλυτή στη γραμμή δειγματοληψίας και ελέγχει την είσοδο του κατάλληλου αερίου. Η δεύτερη (ZAV2 στην Εικόνα 3.21) εσωκλείεται στον αναλυτή και ελέγχει την έξοδο του εκάστοτε αερίου. Και οι δύο ελέγχονται πνευματικά μέσω της παροχής συμπιεσμένου αέρα στον αναλυτή. Οι επιλογές αερίων για την πρώτη (ZAV1) είναι είτε δείγμα καυσαερίων, είτε ατμοσφαιρικός αέρας, με κατεύθυνση προς τη μετρητική μονάδα. Επίσης, κατά τη διάρκεια καθαρισμού της γραμμής δειγματοληψίας λειτουργεί ως έξοδος του αέρα καθαρισμού. Οι επιλογές αερίων για τη δεύτερη (ZAV2) είναι είτε δείγμα καυσαερίων, το οποίο οδηγείται στην εξάτμιση του κινητήρα μέσω της γραμμής επιστροφής, είτε ατμοσφαιρικός αέρας, ο οποίος εξάγεται στο περιβάλλον.

3.3.2.4 Το Σύστημα Παροχής Συμπιεσμένου Αέρα

Για τη σωστή λειτουργία του αναλυτή AVL 439 απαιτείται η εξωτερική παροχή συμπιεσμένου αέρα, για την εκτέλεση των παρακάτω διεργασιών:

- i. Έλεγχος των τριοδών βανών (ZAV1 και ZAV2).
- ii. Θερμική προετοιμασία του δείγματος καυσαερίων στη γραμμή δειγματοληψίας.
- iii. Καθαρισμός της γραμμής και της σωλήνωσης δειγματοληψίας.

Η μέγιστη παροχή του αέρα είναι περίπου 100 l/min, ενώ επιβάλλεται να είναι ξηρός και να διατηρείται πάνω από μία ελάχιστη πίεση. Γι' αυτό το λόγο, ο αναλυτής φέρει εξωτερικά αφυγραντήρα με ενσωματωμένο ρυθμιστή πίεσης, όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.26. Εσωτερικά υπάρχει και δεύτερος ρυθμιστής, εφόσον οι απαιτήσεις πίεσης διαφέρουν για κάθε διεργασία (4 bar για την (i) και 2.5 bar για τις (ii) και (iii)). Στην πειραματική κλίνη του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA που αναπτύχθηκε στα πλαίσια της παρούσας εργασίας, η παροχή του αέρα γίνεται από το περιβάλλον με κατάλληλο αεροσυμπιεστή, ενώ πριν την τροφοδοσία του στον αναλυτή τοποθετείται δεύτερος αφυγραντήρας με ενσωματωμένο ρυθμιστή πίεσης (Εικόνα 3.26) για τον πληρέστερο έλεγχο και την εξασφάλιση πλήρους ξηρότητας του αέρα.



Εικόνα 3.26 Το σύστημα παροχής συμπιεσμένου αέρα. Διακρίνονται ο αφυγραντήρας του αναλυτή με τον ενσωματωμένο ρυθμιστή πίεσης (αριστερά), ο αεροσυμπιεστής (κέντρο) και ο εξωτερικός αφυγραντήρας με τον ενσωματωμένο ρυθμιστή πίεσης (δεξιά).

3.3.2.5 Η Συσκευή Υψηλής Πίεσης

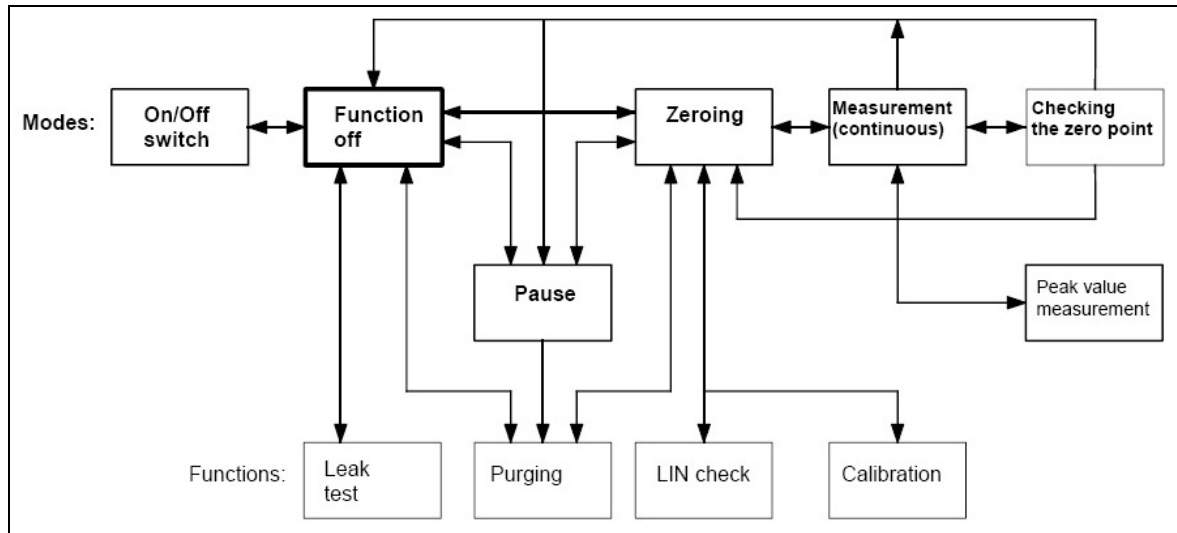
Ο αναλυτής AVL 439 έχει τη δυνατότητα δειγματοληψίας πριν από τις διατάξεις επεξεργασίας των καυσαερίων, όπως για παράδειγμα οι καταλυτικοί μετατροπείς (κυρίως για βενζινοκινητήρες) ή τα φίλτρα (παγίδες) αιθάλης για κινητήρες diesel (Diesel Particulate Filter ή DPF), ή ακόμα και πριν το ζεύγος υπερπλήρωσης. Ωστόσο, στο τμήμα της εξάτμισης πριν από τέτοιου είδους διατάξεις επικρατεί υψηλή πίεση και απαιτείται μία συσκευή ρύθμισής της πριν την είσοδο στον αναλυτή. Αυτή η διεργασία επιτελείται με τη συσκευή υψηλής πίεσης που αποτελεί επιπλέον δομικό στοιχείο του συστήματος, και είναι υπεύθυνη για την πτώση της πίεσης των καυσαερίων χρησιμοποιώντας κατάλληλο ρυθμιστή, ο οποίος διατηρείται σε θερμοκρασία 120 °C για την αποφυγή δημιουργίας συμπυκνωμάτων. Έχει τη δυνατότητα δειγματοληψίας καυσαερίων με απόλυτη πίεση έως και 4 bar και θερμοκρασία έως και 800 °C, ενώ, ανεξάρτητα από την πίεση στην είσοδο, ρυθμίζει την πίεση των καυσαερίων στην έξοδο της σταθερά στο 1.15 bar.

Η συσκευή υψηλής πίεσης εγκαθίσταται στη θέση της τρίοδης βάνας της γραμμής δειγματοληψίας (ZAV1), αντικαθιστώντας και όλες τις λειτουργίες της. Βασικό χαρακτηριστικό σε αυτήν την περίπτωση αποτελεί το γεγονός ότι η γραμμή επιστροφής του δείγματος δεν πρέπει να τοποθετείται στο ίδιο τμήμα της εξάτμισης με τη σωλήνωση δειγματοληψίας, αλλά μετά τη διάταξη επεξεργασίας των καυσαερίων, όπου επικρατεί χαμηλότερη πίεση. Αυτό συμβαίνει διότι οι αντλίες του αναλυτή δεν έχουν τη δυνατότητα να επαναφέρουν το δείγμα των καυσαερίων στην αρχική τους πίεση (έως και 4 bar απόλυτη, ενώ μέσα στον αναλυτή είναι σε 1.15 bar) ώστε αυτά να τροφοδοτηθούν πίσω στο σημείο δειγματοληψίας.

Στην παρούσα διερεύνηση δε χρησιμοποιείται η συσκευή υψηλής πίεσης, διότι ο κινητήρας δεν είναι εξοπλισμένος με κάποια διάταξη επεξεργασίας των καυσαερίων και στο σημείο δειγματοληψίας επικρατούν χαμηλές σχετικά πιέσεις, οι οποίες σε καμία περίπτωση δεν ξεπερνούν τη μέγιστη επιτρεπόμενη τιμή (1.4 bar απόλυτη πίεση, Πίνακας 3.2).

3.3.3 Λειτουργία, Βαθμονόμηση και Έλεγχος

Στο Σχήμα 3.2 παρουσιάζονται οι δυνατές καταστάσεις (modes) και λειτουργίες (functions) του αναλυτή AVL 439, καθώς και η μεταξύ τους επικοινωνία. Στη συνέχεια δίνεται μία σύντομη περιγραφή τους. Η επιλογή τερματισμού (function off) σταματά τη λειτουργία όλων των υποσυστημάτων εκτός από τους ανεμιστήρες ψύξης, ενώ η επιλογή αναμονής (pause) εξοικονομεί ενέργεια, χωρίς τη δυνατότητα άμεσης μέτρησης. Και οι δύο είναι ενδιάμεσες καταστάσεις κατά την εκκίνηση ή το μηδενισμό του αναλυτή και δεν περιγράφονται περισσότερο στη συνέχεια.



Σχήμα 3.2 Οι καταστάσεις (modes) και οι λειτουργίες (functions) του αναλυτή AVL 439 και η μεταξύ τους διασύνδεση.

3.3.3.1 Καταστάσεις

- Μηδενισμός (Zeroing)

Μηδενισμός είναι ο ορισμός της έντασης της ακτινοβολίας που προσπίπτει στον ανιχνευτή χωρίς την παρουσία κάποιου μέσου απορρόφησης (I_0 στην εξίσωση (3.4)). Ατμοσφαιρικός αέρας αναρροφάται από την τρίοδη βάνα της γραμμής δειγματοληψίας (ZAV1), θερμαίνεται στους 100 °C εντός της γραμμής δειγματοληψίας και εισέρχεται στο θάλαμο μέτρησης. Η μέση τιμή συνεχούς μέτρησης για 30 δευτερόλεπτα λαμβάνεται ως μηδενική τιμή της αδιαφάνειας και στη συνέχεια ο αέρας εξέρχεται στο περιβάλλον μέσω της δεύτερης τρίοδης βάνας (ZAV2).

- Μέτρηση (Measurement)

Κατά την εκτέλεση της μέτρησης δείγμα των καυσαερίων τροφοδοτείται στον αναλυτή (με σταθερή παροχή) στους 100 °C μέσω της γραμμής δειγματοληψίας και της αντίστοιχης τρίοδης βάνας (ZAV1) και επιστρέφεται στην εξάτμιση του κινητήρα μέσω της δεύτερης τρίοδης βάνας (ZAV2) και της γραμμής επιστροφής. Τα είδη των μετρήσεων που μπορούν να εκτελεστούν από τον αναλυτή AVL 439 είναι τα εξής:

- Συνεχής μέτρηση, κατά την οποία τα καυσαέρια ρέουν συνεχώς διαμέσου του αναλυτή και η στιγμιαία τιμή της αδιαφάνειάς τους N (%) (ή του αντίστοιχου συντελεστή απορρόφησης k (m^{-1})) είναι η συνεχής έξοδος του αναλυτή.
- Μέτρηση μέγιστης τιμής, όπου καταγράφεται η μέγιστη τιμή της αδιαφάνειας N (%) (ή του αντίστοιχου συντελεστή απορρόφησης k (m^{-1})) των καυσαερίων σε συγκεκριμένη χρονική περίοδο. Αυτού του είδους η μέτρηση υπαγορεύεται από θεσμοθετημένες δοκιμές για την πιστοποίηση των κινητήρων, όπως, για παράδειγμα, οι δοκιμές ECE R24 (EEC 72/306) και ELR του κανονισμού Euro III HD [12]. Επίσης, μπορεί να

χρησιμοποιηθεί κατά την ελεύθερη επιτάχυνση του κινητήρα (χωρίς φορτίο). Η περίοδος της μέτρησης μπορεί είτε να ξεκινήσει και να τερματιστεί χειροκίνητα κατά την εκτέλεση της μέτρησης, είτε να ρυθμιστεί η διάρκειά της από την αρχή.

Τα παραπάνω είδη μετρήσεων μπορούν να εφαρμοστούν είτε ως ανεπεξέργαστες τιμές είτε να επεξεργαστούν με τα εξής φίλτρα [15]:

- i. Φίλτρο μέσης τιμής, όπου υπολογίζεται η μέση τιμή των μετρήσεων εντός καθορισμένης χρονικής περιόδου (διάρκειας από 0.02 έως 10 s).
- ii. Φίλτρο Bessel, το οποίο έχει τα χαρακτηριστικά χαμηλοπερατού φίλτρου δεύτερης τάξης και επιλέξιμη διάρκεια 0.2, 0.35, 0.5, 1, 1.077, 1.5 ή 2 s.
- iii. Χαμηλοπερατό φίλτρο πρώτης τάξης με διάρκεια από 0.02 έως 10 s.

Τα φίλτρα για τους μεταβατικούς κύκλους ECE R-24 και ELR, καθώς και για τα πρότυπα ISO 8178-9 και SAE J1667, που παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.3, είναι προγραμματισμένα εντός του αναλυτή και καλούνται αυτόματα όταν εκτελείται η αντίστοιχη δοκιμή.

Πίνακας 3.3 Θεσμοθετημένες δοκιμές και πρότυπα και αντίστοιχα φίλτρα.

	ECE R-24	ELR	ISO 8178-9	SAE J1667
Μετρούμενο μέγεθος	k	k	k	k ή N
Μέγεθος για επεξεργασία με το φίλτρο	k και N	k	k	k
Φίλτρο	Χαμηλοπερατό 1ης τάξης	Bessel (2ης τάξης)	Bessel (2ης τάξης)	Bessel (2ης τάξης)
Διάρκεια φίλτρου	0.8 s	1 s	1 s	0.5 s

- Έλεγχος μηδενικού σημείου (Checking the zero point)

Κατά τον έλεγχο του μηδενικού σημείου, ατμοσφαιρικός αέρας τροφοδοτείται στο θάλαμο μέτρησης μέσω της γραμμής δειγματοληψίας και ελέγχεται η μετρούμενη τιμή. Εάν το σήμα εξόδου αποκλίνει από το μηδέν (Πίνακας 3.2), τότε απαιτείται μηδενισμός του αναλυτή.

3.3.3.2 Λειτουργίες

- Έλεγχος διαρροών (Leak test)

Σε αυτήν τη λειτουργία ελέγχεται όλη η διαδρομή του αερίου, από τη δειγματοληψία έως την έξοδο από τον αναλυτή, για πιθανές διαρροές. Κατά την εκτέλεση του ελέγχου η γραμμή δειγματοληψίας αποσυνδέεται από την τρίοδη βάνα (ZAV1) και κλείνεται αεροστεγώς η άκρη της με κατάλληλο εξάρτημα. Στη συνέχεια εκκενώνονται ο αναλυτής και οι σωληνώσεις από τον περιεχόμενο αέρα μέχρι (απόλυτη) πίεση 700 mbar και μετρείται ο ρυθμός αύξησης της πίεσης εντός του αναλυτή. Εάν ο ρυθμός αύξησης της πίεσης ισοδυναμεί με παροχή μέχρι το 1% της τυπικής παροχής των αντλιών (40 l/min), τότε ο έλεγχος θεωρείται επιτυχής.

- Καθαρισμός (Purging ή Back-flushing)

Κατά τον καθαρισμό, συμπιεσμένος ξηρός αέρας τροφοδοτείται στη γραμμή και στη σωλήνωση δειγματοληψίας, έτσι ώστε να απομακρυνθούν οι επικαθίσεις σωματιδίων. Η βαλβίδα εισόδου στο θάλαμο μέτρησης (V4, Εικόνα 3.21) είναι κλειστή. Σημειώνεται ότι, επειδή ο αέρας καθαρισμού καταλήγει στην εξάτμιση του κινητήρα, αυτή η λειτουργία του αναλυτή επηρεάζει τη λειτουργία των διατάξεων επεξεργασίας των καυσαερίων και του αισθητήρα λάμδα ('λ') (λόγω μεταβολής της περιεκτικότητας των καυσαερίων σε οξυγόνο), όταν η δειγματοληψία γίνεται πριν από αυτές τις διατάξεις.

- Έλεγχος γραμμικότητας (LIN check)

Σε αυτήν τη λειτουργία ελέγχεται κατά πόσο ο αναλυτής συμπεριφέρεται γραμμικά σε όλο το εύρος μέτρησης. Για τον έλεγχο ανάβουν αρχικά οι δύο λάμπες αλογόνου ξεχωριστά και στη συνέχεια και οι δύο ταυτόχρονα, ενώ ο θάλαμος μέτρησης πληρώνεται με ατμοσφαιρικό αέρα. Η σχετική διαφορά της έντασης της προσπίπτουσας ακτινοβολίας στον ανιχνευτή ανάμεσα στις δύο περιπτώσεις είναι η μη-γραμμικότητα του αναλυτή και έχει μέγιστη τιμή 0.5% (Πίνακας 3.2), ενώ τιμή έως και 1% είναι αποδεκτή από τους διεθνείς κανονισμούς [10].

- Βαθμονόμηση (Calibration)

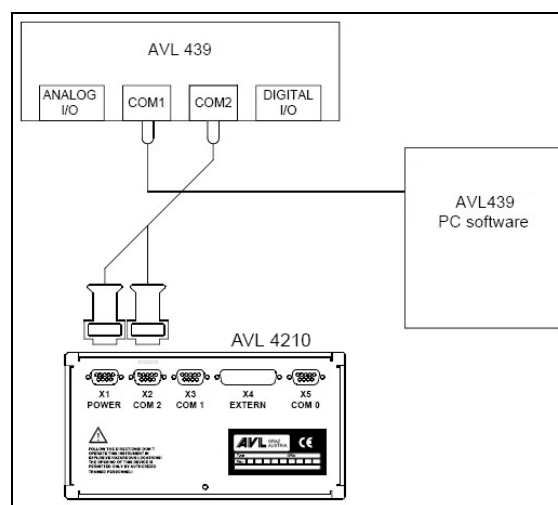
Η διαδικασία της βαθμονόμησης ενός αναλυτή καυσαερίων αποτελεί μία από τις σημαντικότερες ενέργειες κατά την προετοιμασία του οργάνου για την επίτευξη ακριβούς μέτρησης και συνίσταται στον καθορισμό της κλίμακας μέτρησης του οργάνου με βάση τις τιμές του εξεταζόμενου μεγέθους. Εφόσον ένας αναλυτής καυσαερίων συμπεριφέρεται γραμμικά σε όλο το εύρος μετρήσεων, τότε για τη βαθμονόμησή του επαρκεί ο καθορισμός δύο διακριτών σημείων της κλίμακάς του. Στον αναλυτή αδιαφάνειας AVL 439 αυτό επιτυγχάνεται πολύ απλά ορίζοντας τα δύο ακραία σημεία της κλίμακας μέτρησης, δηλαδή τις τιμές 0% (φωτεινό σημείο) και 100% (σκοτεινό σημείο). Η πρώτη τιμή καθορίζεται κατά τη διάρκεια του μηδενισμού, ενώ η δεύτερη αμέσως πριν ανάψουν οι λάμπες αλογόνου (πηγή της ακτινοβολίας) κατά την εκκίνηση του συστήματος. Αυτή η διαδικασία αποτελεί τον πρώτο τρόπο βαθμονόμησης της συσκευής και δεν απαιτεί κάποια επιπλέον ενέργεια. Εναλλακτικά, μπορούν να οριστούν άλλα σημεία της κλίμακας μέτρησης του αναλυτή AVL 439 (δεύτερος τρόπος βαθμονόμησης), όπως καθορίζεται από διεθνείς κανονισμούς και πρότυπα (π.χ. ELR 1999/96/EU Euro 3/4, ISO 8178-9, ISO 11614, SAE J 1667). Συγκεκριμένα, πρότυπα φίλτρα βαθμονόμησης με καθορισμένες τιμές αδιαφάνειας (10, 20, 40 και 50%) τοποθετούνται μπροστά από τις λάμπες αλογόνου (Εικόνα 3.23) και η ένδειξη του αναλυτή τίθεται ίση με την προδιαγραφόμενη τιμή του εκάστοτε φίλτρου. Συνήθως η χρήση ενός φίλτρου (κατά προτίμηση αυτού με αδιαφάνεια 50%) είναι αρκετή για την πλήρη βαθμονόμηση της συσκευής. Ωστόσο, ο πρώτος τρόπος βαθμονόμησης επαρκεί για τη σωστή λειτουργία του αναλυτή [15] και προτιμάται λόγω της απλότητάς του.

3.3.3.3 Έλεγχος και Εκτέλεση Μέτρησης

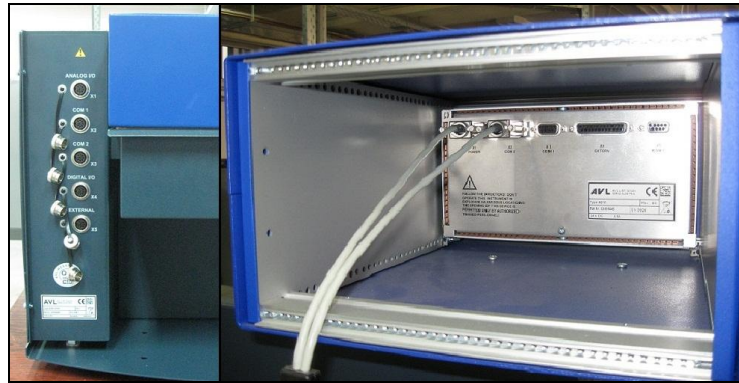
Ο πλήρης έλεγχος όλων των λειτουργιών και οι ρυθμίσεις των παραμέτρων του αναλυτή AVL 439 επιτυγχάνονται είτε μέσω της συσκευής ελέγχου AVL 4210 (Εικόνα 3.20), είτε με τη χρήση Η/Υ και ειδικού λογισμικού που παρέχεται από την AVL, όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.27. Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιείται η συσκευή AVL 4210. Με τη συγκεκριμένη συσκευή είναι δυνατό να ελέγχονται ταυτόχρονα δύο από τις εξής τρεις συσκευές:

- Αναλυτής αδιαφάνειας AVL 439 (κατάλληλος για μόνιμη και μεταβατική λειτουργία).
- Αναλυτής καπνού AVL 415S (κατάλληλος αποκλειστικά για μόνιμη λειτουργία).
- Μετρητής παροχής καυσίμου AVL 733S (κατάλληλος για μόνιμη και μεταβατική λειτουργία).

Η σύνδεση της συσκευής AVL 4210 με τον αναλυτή AVL 439 πραγματοποιείται μέσω σειριακών θυρών RS232 (Εικόνα 3.28). Στο ίδιο καλώδιο ενσωματώνεται και η τροφοδοσία της συσκευής (24 V DC από τον αναλυτή), ενώ το μεγάλο μήκος του (15 m) παρέχει τη δυνατότητα ελέγχου του αναλυτή εκτός του χώρου της πειραματικής κλίνης. Όλες οι καταστάσεις και λειτουργίες του αναλυτή (Σχήμα 3.2) επιλέγονται αποκλειστικά μέσω αυτής της συσκευής, ενώ πραγματοποιούνται και όλες οι ρυθμίσεις [16]. Στην περίπτωση ελέγχου του αναλυτή μέσω Η/Υ, το ειδικό λογισμικό της AVL παρέχει τη δυνατότητα αποθήκευσης των μετρήσεων και την ένδειξη τους σε γράφημα σε πραγματικό χρόνο κατά την εκτέλεση της μέτρησης [17], ιδιαίτερα χρήσιμη επιλογή σε δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας. Ωστόσο, στην παρούσα εργασία χρησιμοποιείται η συσκευή AVL 4210 λόγω της απλότητάς της, ενώ η αποθήκευση των δεδομένων καθώς και η ένδειξη τους σε γράφημα σε πραγματικό χρόνο κατά την εκτέλεση της μέτρησης πραγματοποιούνται από το σύστημα αναλογοψηφιακής εγγραφής της πειραματικής κλίνης (Κεφάλαιο 2). Μετά τη σύνδεση της συσκευής ελέγχου με τον αναλυτή γίνονται οι ρυθμίσεις της μεταξύ τους επικοινωνίας.

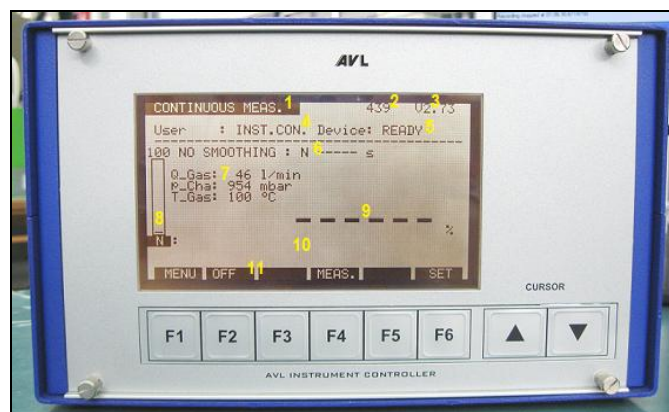


Εικόνα 3.27 Σύνδεση και έλεγχος του αναλυτή AVL 439 από τη συσκευή AVL 4210 ή από Η/Υ με το αντίστοιχο λογισμικό.



Εικόνα 3.28 Θύρες συνδέσεων και επικοινωνίας του αναλυτή AVL 439 και της συσκευής ελέγχου AVL 4210.

Η Εικόνα 3.29 παρουσιάζει την τυπική οθόνη της συσκευής AVL 4210, με τη σχετική επεξήγηση κάθε πεδίου. Στο πεδίο (4) όπου αναγράφεται η συσκευή ελέγχου, η ένδειξη “INST.CON” δηλώνει έλεγχο μέσω της συσκευής AVL 4210, ενώ η ένδειξη “REMOTE” δηλώνει έλεγχο μέσω Η/Υ. Στο πεδίο (10) εμφανίζονται μηνύματα σχετικά με πιθανά σφάλματα.



Εικόνα 3.29 Τυπική οθόνη συσκευής AVL 4210, όπου διακρίνονται (1) ο τίτλος της οθόνης, (2) ο κωδικός της συνδεδεμένης συσκευής, (3) η έκδοση του λογισμικού ελέγχου και λειτουργίας, (4) ο τρόπος ελέγχου, (5) η κατάσταση της συνδεδεμένης συσκευής, (6) τα χαρακτηριστικά του φίλτρου επεξεργασίας του μετρούμενου μεγέθους, (7) η παροχή του δείγματος, η πίεση του θαλάμου μέτρησης και η θερμοκρασία του δείγματος, (8) η γραφική απεικόνιση (“μπάρα”) της στιγμιαίας τιμής του μετρούμενου μεγέθους, (9) η απόλυτη στιγμιαία τιμή του μετρούμενου μεγέθους, (10) η γραμμή μηνυμάτων και (11) οι επιλογές για τα πλήκτρα F1...F6.

Τα βασικά στάδια για τη λειτουργία του αναλυτή AVL 439 είναι τα παρακάτω:

- Εκκίνηση του αναλυτή και της συσκευής ελέγχου. Κατά την εκκίνηση ο αναλυτής εκτελεί αυτόματα έναν έλεγχο για πιθανές διαρροές, ενώ στη συνέχεια καθαρίζεται η γραμμή και η σωλήνωση δειγματοληψίας με αέρα περιβάλλοντος.
- Θέση σε κατάσταση μηδενισμού. Σε αυτό το σημείο καθαρίζεται ο θάλαμος μέτρησης με αέρα περιβάλλοντος, εκκινούν οι αντλίες ενώ παράλληλα ξεκινάει και η προθέρμανση του συστήματος, η οποία διαρκεί τυπικά 30 λεπτά. Η πραγματοποίηση σταθερής και

αξιόπιστης μέτρησης είναι εφικτή μόνο όταν έχει θερμομανθεί πλήρως η γραμμή δειγματοληψίας και η μετρητική μονάδα.

- Ορισμός των παραμέτρων. Συγκεκριμένα ορίζονται το μετρούμενο μέγεθος (αδιαφάνεια ή συντελεστής απορρόφησης) και τα χαρακτηριστικά του φίλτρου επεξεργασίας του. Επίσης, στην περίπτωση μέτρησης μέγιστης τιμής μπορεί να οριστεί η διάρκεια της μέτρησης και ο τρόπος εκκίνησης και τερματισμού της.
- Έλεγχος γραμμικότητας ή/και βαθμονόμηση του αναλυτή με πρότυπα φίλτρα. Αυτό το στάδιο απαιτείται κυρίως μετά από μακροχρόνια χρήση του αναλυτή με καυσαέρια υψηλής περιεκτικότητας σε σωματίδια.
- Διεξαγωγή μέτρησης που μπορεί να είναι είτε συνεχής είτε μέτρηση μέγιστης τιμής. Στην πρώτη περίπτωση η στιγμιαία τιμή του μετρούμενου μεγέθους εμφανίζεται στην οθόνη της συσκευής AVL 4210 σε αριθμητική και γραφική μορφή, ενώ στη δεύτερη περίπτωση εμφανίζεται η μέγιστη τιμή που καταγράφηκε στην προκαθορισμένη περίοδο μέτρησης.
- Επιλογή μηδενισμού όταν δεν εκτελείται μέτρηση, ενώ περιοδικά ελέγχεται το μηδενικό σημείο και διορθώνεται στην περίπτωση που παρουσιάζει απόκλιση από το μηδέν.
- Τερματισμός της λειτουργίας του συστήματος. Σε αυτό το σημείο κλείνει η βαλβίδα εισόδου του δείγματος στο θάλαμο μέτρησης, ενώ παράλληλα καθαρίζεται αυτόματα η γραμμή δειγματοληψίας με αέρα περιβάλλοντος.

3.3.4 Εγκατάσταση στην Πειραματική Κλίνη και Σύνδεση με το Σύστημα Καταγραφής Μετρήσεων

Ο αναλυτής αδιαφάνειας των καυσαερίων AVL 439 εγκαθίσταται μετά το ζεύγος υπερπλήρωσης, όπου επικρατεί απόλυτη πίεση κοντά στην ατμοσφαιρική. Οι Εικόνες 3.30 και 3.31 παρουσιάζουν μία γενική φωτογραφική άποψη της τελικής εγκατάστασης του αναλυτή AVL 439 στην πειραματική κλίνη και λεπτομέρεια από την τοποθέτηση των γραμμών δειγματοληψίας και επιστροφής στην εξάτμιση του κινητήρα.

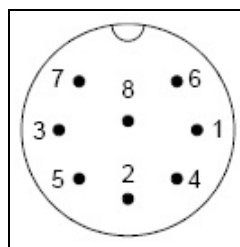
Το σήμα εξόδου του αναλυτή AVL 439 είναι είτε σε αναλογική είτε σε ψηφιακή μορφή. Στην παρούσα διερεύνηση χρησιμοποιείται η αναλογική έξοδος έτσι ώστε να είναι δυνατή η απευθείας σύνδεση του σήματος στο σύστημα καταγραφής μετρήσεων. Η αντίστοιχη θύρα έχει τη μορφή της Εικόνας 3.32. Το εύρος του σήματος εξόδου είναι $0 \div 10$ V DC και αντιστοιχεί σε τιμές αδιαφάνειας $0 \div 100\%$ ή συντελεστή απορρόφησης $0 \div 10$ m^{-1} . Εναλλακτικά, για περιπτώσεις μέτρησης χαμηλών τιμών, μπορεί να ρυθμιστεί αντιστοιχία της τάσης εξόδου σε τιμές αδιαφάνειας $0 \div 20\%$ ή συντελεστή απορρόφησης $0 \div 2$ m^{-1} . Στην περίπτωση χρήσης κάποιου φίλτρου επεξεργασίας του σήματος, το επεξεργασμένο και το ανεπεξεργαστο σήμα είναι διαθέσιμα από την αναλογική θύρα εξόδου. Η μεταφορά του σήματος από τον αναλυτή στην κάρτα αναλογοψηφιακής μετατροπής πραγματοποιείται μέσω θωρακισμένου καλωδίου.



Εικόνα 3.30 Ο αναλυτής AVL 439 όπως εγκαταστάθηκε και χρησιμοποιήθηκε στην πειραματική κλίνη του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA.



Εικόνα 3.31 Λεπτομέρεια από την τοποθέτηση των γραμμών δειγματοληψίας και επιστροφής του αναλυτή AVL 439 στην εξάτμιση του κινητήρα.



Εικόνα 3.32 Η αναλογική θύρα εξόδου του αναλυτή AVL 439. Οι ακροδέκτες είναι: 1- επεξεργασμένο σήμα με φίλτρο, 2-γείωση, 3-ανεπεξεργαστο σήμα, 4-γείωση, 5- λόγος I/I_0 εξίσωσης (3.5), 6-κενός, 7-κενός, 8-συντελεστής pT_{corr} εξίσωσης (3.8).

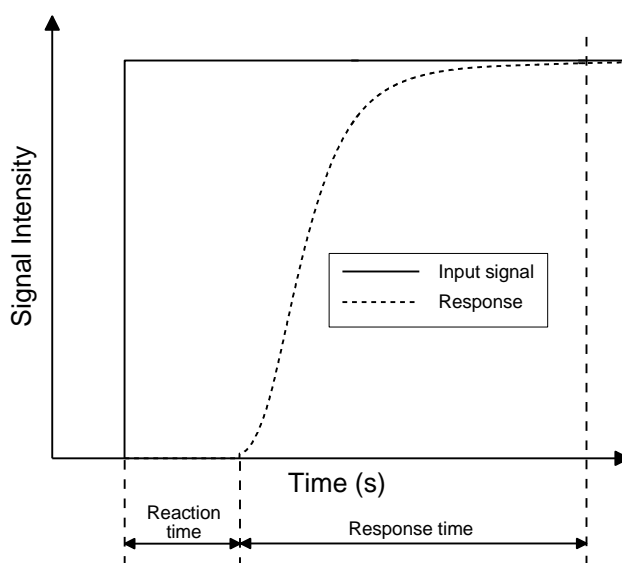
3.4 Συμβατικοί Αναλυτές Καυσαερίων και Εναλλακτικές Μέθοδοι Προσδιορισμού των Εκπομπών Ρύπων σε Μεταβατικές Συνθήκες Λειτουργίας

Οι αναλυτές καυσαερίων που απαιτούνται για τις μετρήσεις των εκπεμπόμενων ρύπων σε συνθήκες μεταβατικής λειτουργίας πρέπει να πληρούν κάποιες ελάχιστες προδιαγραφές, με βασικότερη αυτή του πολύ μικρού χρόνου απόκρισης. Έτσι, κατασκευάζονται συσκευές (πολύ) υψηλού κόστους, οι οποίες αναπόφευκτα εμπεριέχουν αρκετή πολυπλοκότητα στην κατασκευή ή/και λειτουργία τους, ενώ επιβάλλονται ειδικές διαδικασίες για τη συντήρησή τους. Ως αποτέλεσμα, η χρήση τέτοιων αναλυτών δεν είναι πάντα ευχερής. Προκειμένου να ξεπεραστούν αυτά τα εμπόδια, έχουν αναπτυχθεί διάφορες μέθοδοι προσδιορισμού των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel χρησιμοποιώντας συμβατικούς αναλυτές καυσαερίων. Οι μέθοδοι αυτές αφορούν κυρίως στα οξειδία του αζώτου (NO_x) και δευτερευόντως στο μονοξείδιο και διοξείδιο του άνθρακα (CO , CO_2) και στους άκαυστους υδρογονάνθρακες (HC), ενώ δεν έχει αναπτυχθεί παρόμοια τεχνική για τις σωματιδιακές εκπομπές (PM). Βασικός περιορισμός αυτών των μεθόδων είναι ότι δεν μπορούν να εφαρμοστούν επιτυχώς σε πολύ γρήγορες μεταβολές του σημείου λειτουργίας του κινητήρα.

Η βασική κατηγοριοποίηση αυτών των μεθόδων είναι σε θεωρητικές και πειραματικές. Οι πρώτες δεν περιλαμβάνουν μετρήσεις των εκπομπών ρύπων σε μεταβατικές συνθήκες, αλλά χρησιμοποιούν δεδομένα από τη μόνιμη λειτουργία για να προσδιορίσουν τις τιμές τους σε κάθε κύκλο λειτουργίας του κινητήρα κατά τη μεταβατική δοκιμή. Για μεγαλύτερη ακρίβεια έχουν προταθεί διορθώσεις αυτών των τιμών ώστε να λαμβάνονται υπόψη οι ιδιαιτερότητες των μεταβατικών συνθηκών ως προς τις μόνιμες [18-21]. Αντίθετα, οι πειραματικές μέθοδοι βασίζονται στην εκτέλεση μετρήσεων κατά τη μεταβατική λειτουργία χρησιμοποιώντας συμβατικούς (δηλαδή χωρίς ειδική σχεδίαση για τάχιστη απόκριση) αναλυτές καυσαερίων, οι οποίοι χαρακτηρίζονται από μεγάλο χρόνο απόκρισης. Στη συνέχεια, το καταγεγραμμένο σήμα εξόδου των αναλυτών επεξεργάζεται προκειμένου να προσδιοριστούν οι πραγματικές εκπομπές ρύπων του κινητήρα κατά τη μεταβατική δοκιμή. Σε αυτό το σημείο αναλύονται μόνο οι πειραματικές μέθοδοι, ενώ αναφορά στις θεωρητικές θα γίνει στο Κεφάλαιο 6, όπου και εφαρμόζεται μία τέτοια μέθοδος κυρίως για την ανάδειξη των ιδιαιτεροτήτων της μεταβατικής λειτουργίας.

Η χρήση συμβατικών αναλυτών καυσαερίων σε δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας απαιτεί πρώτα από όλα τη δυνατότητα σύνδεσης του αναλυτή με κάποιο σύστημα καταγραφής δεδομένων, έτσι ώστε να λαμβάνεται συνεχώς η τιμή του μετρούμενου μεγέθους. Για να είναι αυτό εφικτό θα πρέπει ο αναλυτής να διαθέτει κάποια (αναλογική ή/και ψηφιακή) θύρα εξόδου του σήματός του, γεγονός που δεν αποτελεί ιδιαίτερο πρόβλημα, εφόσον η πλειονότητα των αναλυτών καυσαερίων διαθέτουν τέτοιου είδους θύρες (συνήθως αναλογικές). Το βασικότερο

μειονέκτημα της χρήσης αυτών των αναλυτών σε δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας είναι η αλλοίωση που προκαλούν στις στιγμιαίες πραγματικές τιμές του μετρούμενου μεγέθους, η οποία οφείλεται στην ανάμιξη των καυσαερίων. Η πρώτη αιτία γι' αυτό είναι οι διατάξεις προετοιμασίας των καυσαερίων πριν την είσοδό τους στους αναλυτές (για παράδειγμα η θερμαινόμενη γραμμή πριν τον αναλυτή NO ή το ψυγείο πριν τον αναλυτή CO). Αυτές οι διατάξεις συνήθως έχουν μεγάλο μήκος και απαιτούν κάποιο χρόνο παραμονής, οπότε δημιουργούν ευνοϊκές συνθήκες για την ανάμιξη των καυσαερίων. Αυτό το χρονικό διάστημα χαρακτηρίζεται ως χρόνος μεταφοράς ή αντίδρασης (transport ή reaction time) και με πολύ καλό σχεδιασμό του συστήματος μπορεί να ελαχιστοποιηθεί. Αντίθετα, ο χρόνος απόκρισης (response time) ενός αναλυτή, που αποτελεί τη δεύτερη αιτία για την αλλοίωση των πραγματικών τιμών του μετρούμενου μεγέθους και είναι της τάξης των μερικών δευτερολέπτων, δεν μπορεί να μεταβληθεί αξιοσημείωτα. Άλλωστε, αποτελεί κατασκευαστικό χαρακτηριστικό του αναλυτή και η ελάχιστη δυνατή τιμή του προσδιορίζεται από τον κατασκευαστή του. Η περαιτέρω μείωσή του είναι πρακτικά αδύνατη, ενώ επιπρόσθετα η τιμή του αυξάνει με την πάροδο του χρόνου λόγω γήρανσης του οργάνου και αναλόγως των συνθηκών συντήρησής του. Στο Σχήμα 3.3 παρουσιάζεται ο ορισμός αυτών των χρόνων.



Σχήμα 3.3 Ορισμός των χρόνων αντίδρασης (reaction time) και απόκρισης (response time).

Το τελικό σήμα εξόδου ενός συμβατικού αναλυτή καυσαερίων που καταγράφεται κατά τη δοκιμή μεταβατικής λειτουργίας παρέχει μία αλλοιωμένη μορφή του πραγματικού σήματος εισόδου στον αναλυτή, που είναι οι στιγμιαίες τιμές του μετρούμενου μεγέθους. Η φιλοσοφία των πειραματικών μεθόδων προσδιορισμού των εκπομπών ρύπων βασίζεται στην ανάπτυξη αλγορίθμων μέσω των οποίων συσχετίζονται τα σήματα εισόδου και εξόδου του αναλυτή. Η διαδικασία ανάπτυξης τέτοιων αλγορίθμων και η εφαρμογή τους περιλαμβάνουν τα εξής στάδια:

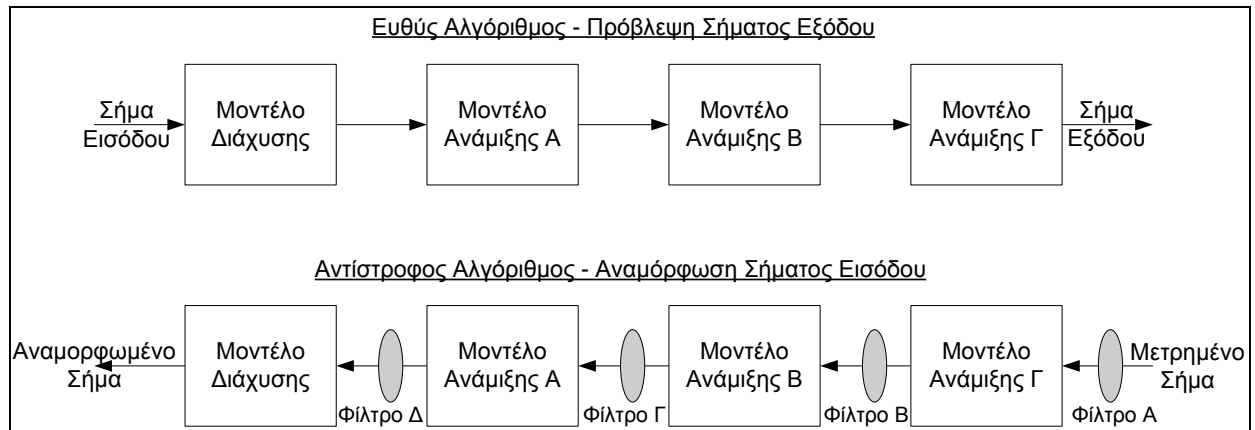
- i. Αρχικά τροφοδοτείται στον αναλυτή ένα γνωστό σήμα εισόδου. Αυτό συνήθως επιτυγχάνεται με την παροχή κάποιου αερίου μίγματος με γνωστή περιεκτικότητα στο προς μέτρηση συστατικό (π.χ. πρότυπο αέριο μίγμα N_2 -NO με περιεκτικότητα 900 ppm σε NO). Παράλληλα καταγράφεται το σήμα εξόδου του αναλυτή, ως αποτέλεσμα του συγκεκριμένου γνωστού (βηματικού) σήματος εισόδου.
- ii. Στη συνέχεια αναπτύσσεται ένας αλγόριθμος ο οποίος συνδέει τα δύο γνωστά σήματα (γι' αυτό χρησιμοποιείται και ο όρος 'αλγόριθμος αναμόρφωσης σήματος'). Δηλαδή, ουσιαστικά κατασκευάζεται μία συσχέτιση η οποία παρέχει το σήμα εξόδου λαμβάνοντας ως ανεξάρτητη μεταβλητή το σήμα εισόδου. Έτσι, ο αντίστροφος αλγόριθμος μπορεί να παρέχει το αρχικό (και πραγματικό) σήμα εισόδου, όταν τροφοδοτηθεί με το καταγεγραμμένο σήμα εξόδου.
- iii. Στο τελικό στάδιο εφαρμογής αυτών των μεθόδων χρησιμοποιείται ο αντίστροφος αλγόριθμος στον οποίο τροφοδοτείται το καταγεγραμμένο σήμα εξόδου του αναλυτή κατά τη διάρκεια οποιασδήποτε δοκιμής μεταβατικής λειτουργίας, όπου δεν είναι γνωστό το σήμα εισόδου. Ζητούμενο είναι η αναμόρφωση του αρχικού σήματος εισόδου του αναλυτή που είναι οι στιγμιαίες πραγματικές τιμές των εκπεμπόμενων ρύπων.

Οι αλγόριθμοι αναμόρφωσης σήματος που έχουν αναπτυχθεί έως τώρα μπορούν να χωριστούν σε δύο βασικές κατηγορίες:

- α. Μοντέλα με φυσική σημασία (π.χ. φαινομενολογικά).
- β. Αλγόριθμοι (φίλτρα) αριθμητικής επεξεργασίας.

Η πρώτη κατηγορία περιλαμβάνει αλγόριθμους οι οποίοι βασίζονται στην περιγραφή της λειτουργίας των αναλυτών και της διάταξης δειγματοληψίας με φυσικό τρόπο. Συγκεκριμένα, είναι φαινομενολογικά³ μοντέλα διάχυσης και ανάμιξης που περιγράφουν τη ροή των καυσαερίων εντός των σωληνώσεων και του θαλάμου μέτρησης του αναλυτή [22]. Η αρχιτεκτονική ενός τέτοιου αλγορίθμου παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.4, όπου αρχικά χρησιμοποιείται ευθέως για την πρόβλεψη του σήματος εξόδου για γνωστή είσοδο, ενώ στη συνέχεια χρησιμοποιείται αντίστροφα για την αναμόρφωση του αρχικού σήματος με βάση το μετρημένο σήμα εξόδου του αναλυτή [23]. Τα φίλτρα A, B, Γ και Δ βοηθούν στην εξομάλυνση των ενδιάμεσων σημάτων. Αυτός ο τύπος των αλγορίθμων αναμόρφωσης σήματος έχει εφαρμοστεί κυρίως για τα οξειδία του αζώτου (NO και NO_x) [24,25], καθώς και για το μονοξείδιο του άνθρακα (CO) [26,27] με σχετικά αποδεκτά αποτελέσματα.

³ Είναι μοντέλα με φυσική σημασία που στηρίζονται όμως και σε παρατηρήσεις (για αυτό ονομάζονται και ημιεμπειρικά), σε αντίθεση με τα ρευστομηχανικά μοντέλα που βασίζονται στις θεμελιώδεις εξισώσεις διατήρησης της συνέχειας, της ορμής και της ενέργειας (εξισώσεις Navier-Stokes).



Σχήμα 3.4 Διάγραμμα ροής ευθέως και αντιστρόφου αλγόριθμου με φαινομενολογικά μοντέλα.

Η δεύτερη κατηγορία αλγορίθμων αναμόρφωσης σήματος περιλαμβάνει φίλτρα αριθμητικής επεξεργασίας. Δηλαδή, ακολουθείται μία καθαρά μαθηματική πορεία χωρίς να στηρίζεται στις σχετικές με το φαινόμενο θεμελιώδεις φυσικές αρχές. Αυτό το είδος αλγορίθμων έχει τύχει ευρύτερης εφαρμογής σε σχέση με την πρώτη κατηγορία, λόγω της ευκολότερης σχετικά κατάστρωσης και του μεγάλου εύρους επιλογών. Άλλωστε, υπάρχουν εμπορικά λογισμικά (π.χ. Matlab) στα οποία περιλαμβάνονται αυτοματοποιημένες αυτές οι διεργασίες, με αποτέλεσμα να έχουν αναπτυχθεί διάφοροι αλγόριθμοι αυτού του είδους. Ωστόσο, η ακρίβειά τους είναι σαφώς μικρότερη σε σχέση με τα φαινομενολογικά μοντέλα της πρώτης κατηγορίας, ενώ υπάρχουν και περιπτώσεις στις οποίες δεν μπορούν να εφαρμοστούν.

Η λογική αυτής της κατηγορίας αλγορίθμων βασίζεται στην κατάστρωση μίας συνάρτησης μεταφοράς, η οποία ευθέως υπολογίζει το σήμα εξόδου από το σήμα εισόδου, ενώ η αντίστροφή της παρέχει αναμορφωμένο το αρχικό σήμα με βάση το μετρημένο. Αυτή η συνάρτηση μεταφοράς μπορεί να περιλαμβάνει συντελεστές μορφής του σήματος και μετατροπή του σε κατανομές Gauss [28] και Γ (γάμμα) [29], ή να προσομοιώνει τον αναλυτή ως ένα γραμμικό σύστημα διακριτού χρόνου και να αναπτύσσεται με βάση τις αρχές της θεωρίας ελέγχου [30]. Μία άλλη μορφή του αλγορίθμου περιλαμβάνει ένα σύστημα τριών εξισώσεων μέσω των οποίων περιγράφονται μαθηματικά ο χρόνος μεταφοράς (ή αντίδρασης), η ανάμιξη των καυσαερίων και η λειτουργία του αναλυτή, ο οποίος προσομοιώνεται ως γραμμικό σύστημα δεύτερης τάξης [31]. Σε αυτήν την περίπτωση έχει μελετηθεί το σήμα ενός συμβατικού αναλυτή οξυγόνου για την άμεση σύγκριση με το στιγμιαίο σήμα από έναν αισθητήρα λάμδα (λ) [32,33]. Εναλλακτικά, η συνάρτηση μεταφοράς μπορεί να περιλαμβάνει αντίστροφους μετασχηματισμούς Fourier [34], να συσχετίζει το σήμα εισόδου με το σήμα εξόδου και τις παραγώγους του [35], ή να διακρίτοποιεί χρονικά τα σήματα και να συσχετίζει το σήμα εξόδου με την τρέχουσα και την αμέσως προηγούμενη τιμή (ή τις δύο προηγούμενες τιμές) του σήματος εισόδου [36].

Ωστόσο, η πιο ευχερής ανάπτυξη μίας τέτοιας συνάρτησης μεταφοράς πραγματοποιείται με τη χρήση εμπορικών λογισμικών που περιέχουν τέτοιου είδους εργαλεία. Συγκεκριμένα, το μενού αναγνώρισης (ή χαρακτηρισμού) συστημάτων (system identification toolbox) του Matlab [37] παρέχει τη δυνατότητα κατάστρωσης διαφόρων ειδών συναρτήσεων μεταφοράς που χαρακτηρίζουν ένα σύστημα (στην προκειμένη περίπτωση τον αναλυτή καυσαερίων και το σύστημα δειγματοληψίας) με γνωστά τα σήματα εισόδου και εξόδου. Η τυπική μορφή της συνάρτησης μεταφοράς είναι [38]:

$$H = \frac{B}{F} = \frac{\sum_{i=0}^{n_b} b_i \cdot z^{-i}}{\sum_{i=0}^{n_f} f_i \cdot z^{-i}} \quad (3.10)$$

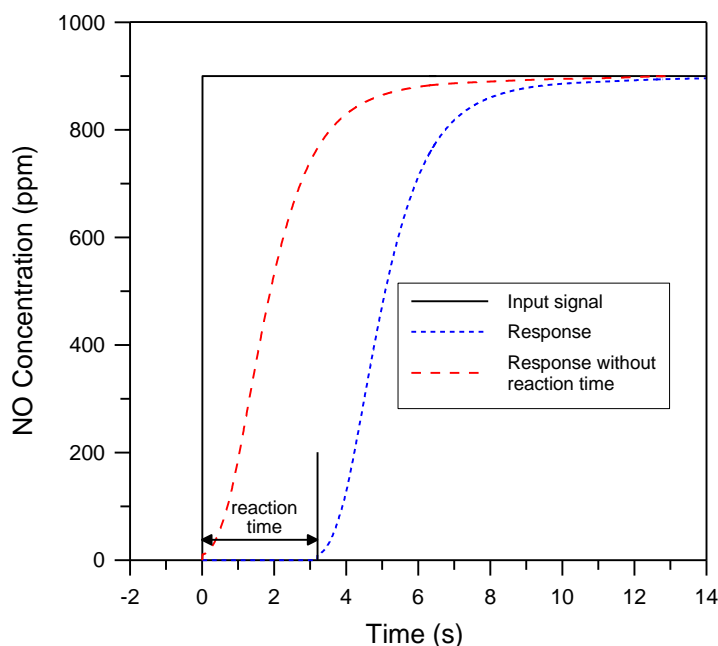
όπου οι συντελεστές b_i και f_i των πολυωνύμων B (βαθμού n_b) και F (βαθμού n_f) αντίστοιχα υπολογίζονται αυτόματα από το λογισμικό. Η αντίστροφη συνάρτηση μεταφοράς H^{-1} παρέχει (θεωρητικά) το αρχικό σήμα εισόδου (δηλαδή τις στιγμιαίες πραγματικές τιμές των εκπομπών ρύπων) από το μετρημένο σήμα εξόδου. Η μεθοδολογία αυτή έχει χαρακτηριστεί αποδεκτή για τα οξειδία του αζώτου (NO_x) και το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2), ενώ είναι ανεπιτυχής για τους άκαυστους υδρογονάνθρακες (HC) [39]. Επιπλέον, η συγκεκριμένη μεθοδολογία δεν μπορεί να αναμορφώσει με ακρίβεια πολύ απότομες μεταβολές, αλλά σε μεγάλο εύρος χρόνου (π.χ. για τη μελέτη ενός Μεταβατικού Κύκλου διάρκειας αρκετών λεπτών) παρέχει αποδεκτά αποτελέσματα σε σύγκριση με τις πραγματικές τιμές από έναν αναλυτή ταχείας απόκρισης [40].

Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας εφαρμόζεται και αξιολογείται η συγκεκριμένη μεθοδολογία για την αναμόρφωση του σήματος που καταγράφηκε από συμβατικό αναλυτή καυσαερίων κατά τη διάρκεια κάποιων απλών μεταβολών. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιήθηκε αναλυτής NO , κατασκευής της εταιρείας Signal, μοντέλο 4000, ο οποίος είναι εγκατεστημένος στο εργαστήριο Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π. και φαίνεται στην Εικόνα 3.33. Ο χρόνος απόκρισης του αναλυτή κυμαίνεται στα 2 s [41], σύμφωνα με τον κατασκευαστή. Ωστόσο, ο χρόνος απόκρισης επαναπροσδιορίστηκε και βρέθηκε πάνω από 5 s, γεγονός το οποίο οφείλεται πιθανότατα στην παλαιότητα του οργάνου. Ο αναλυτής συνδέεται στο σύστημα καταγραφής δεδομένων μέσω της αναλογικής θύρας που διαθέτει, για τη συνεχή καταγραφή του σήματος εξόδου.



Εικόνα 3.33 Ο αναλυτής μονοξειδίου του αζώτου Signal 4000.

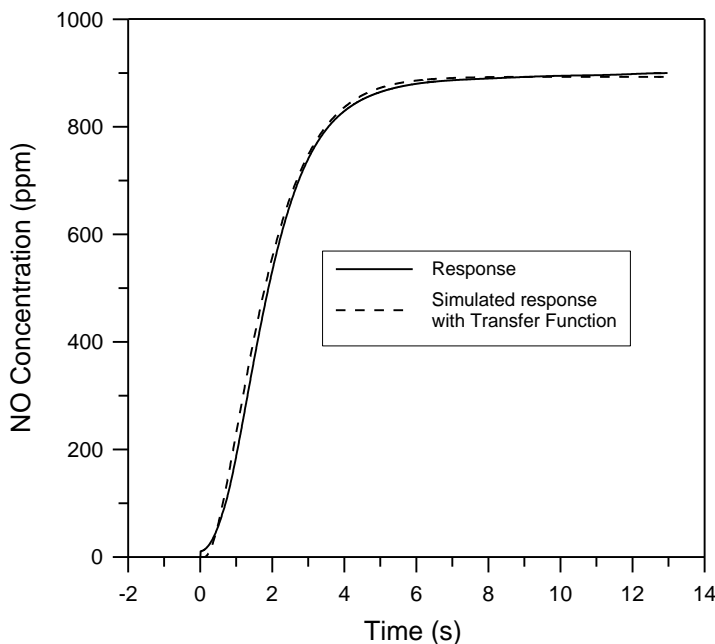
Για την ανάπτυξη της συνάρτησης μεταφοράς χρησιμοποιήθηκε ένα βηματικό σήμα εισόδου, μεταβαλλόμενο από μηδενική σε γνωστή δεδομένη τιμή. Για το σκοπό αυτό γίνεται χρήση πρότυπου αερίου μίγματος N_2 -NO με περιεκτικότητα 900 ppm σε NO. Η τροφοδοσία του στον αναλυτή πραγματοποιείται από αντίστοιχη φιάλη. Στο Σχήμα 3.5 παρουσιάζεται η μορφή των σημάτων εισόδου και εξόδου. Θέτοντας αυτά ως δεδομένα στο μενού αναγνώρισης συστημάτων του Matlab, αναζητείται μία κατάλληλη συνάρτηση μεταφοράς η οποία όταν αντιστραφεί παράγει το αρχικό σήμα εισόδου από το μετρημένο σήμα εξόδου. Το συγκεκριμένο εργαλείο του Matlab προσφέρει ένα μεγάλο εύρος επιλογών σχετικά με τη μορφή της συνάρτησης μεταφοράς (μη-γραμμική, συνεχής κτλ.) [37]. Έτσι, μετά από δοκιμές διαφόρων συναρτήσεων και προσπαθώντας να κρατηθεί σε σχετικά απλή μορφή, αναπτύχθηκε μία αντιστρέψιμη συνάρτηση μεταφοράς, παρόλο που το σήμα εισόδου περιέχει ελάχιστη πληροφορία σχετικά με τη χρονική του εξέλιξη (εφόσον άλλαξε στιγμιαία τιμή τη χρονική στιγμή '0' - βηματικό σήμα). Ωστόσο, αυτό γίνεται εφικτό μόνο μετά την αφαίρεση του χρόνου αντίδρασης του αναλυτή από το σήμα εξόδου, όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.5. Αυτή η επιλογή δεν επηρεάζει σημαντικά τη διαδικασία, μιας και ο χρόνος αντίδρασης παραμένει σταθερός σε όλη τη διάρκεια της δοκιμής και μπορεί να αφαιρεθεί ομοιόμορφα από όλα τα σήματα.



Σχήμα 3.5 Το σήμα εισόδου και το σήμα εξόδου πριν και μετά την αφαίρεση του χρόνου αντίδρασης.

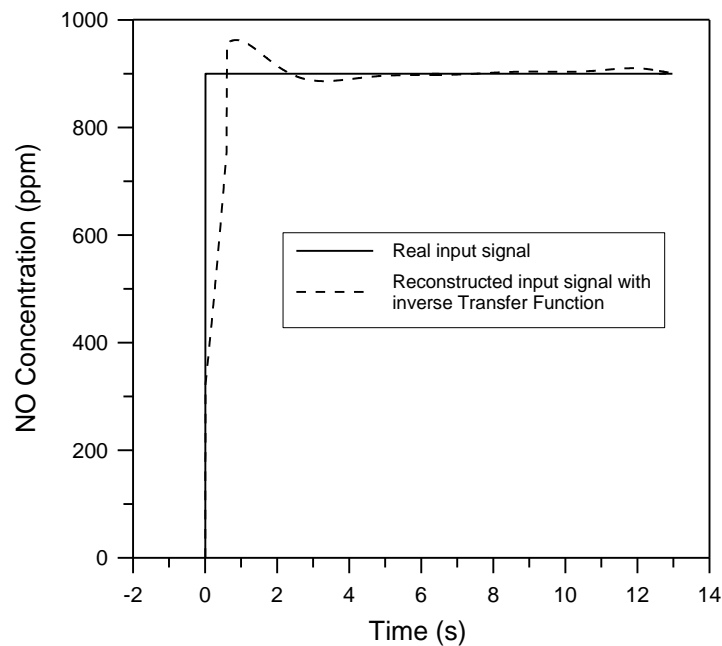
Το πρώτο βήμα μετά την εύρεση της κατάλληλης συνάρτησης μεταφοράς του συστήματος είναι η ευθεία προσομοίωσή του, δηλαδή ο υπολογισμός του σήματος εξόδου με δεδομένο το σήμα εισόδου. Θεωρητικά, αναμένεται πολύ καλή σύγκλιση του υπολογισμένου με το πραγματικό σήμα εξόδου, εφόσον πάνω σε αυτό βασίστηκε η ανάπτυξη της συνάρτησης μεταφοράς. Πράγματι, αυτό αποδεικνύεται από το Σχήμα 3.6, όπου φαίνεται ότι η συνάρτηση

μεταφοράς περιγράφει ευθέως τα σύστημα με ικανοποιητική ακρίβεια. Αυτό είναι και το πρώτο στάδιο επιβεβαίωσης της συνάρτησης μεταφοράς που αναπτύχθηκε. Εάν η σύγκλιση των δύο σημάτων δεν ήταν ικανοποιητική, θα έπρεπε να καταστρωθεί νέα συνάρτηση μεταφοράς.



Σχήμα 3.6 Το πραγματικό σήμα εξόδου (απόκριση) του αναλυτή και το υπολογισμένο με τη συνάρτηση μεταφοράς.

Στη συνέχεια, η συνάρτηση μεταφοράς αντιστράφηκε και τροφοδοτήθηκε με το μετρημένο σήμα εξόδου του αναλυτή και, θεωρητικά, θα έπρεπε να δώσει το αρχικό σήμα εισόδου. Το αποτέλεσμα αυτής της διαδικασίας παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.7. Όπως παρατηρείται, το αναμορφωμένο σήμα αποκλίνει αισθητά από το πραγματικό σήμα εισόδου. Αρχικά, παρουσιάζεται μία ταλάντωση γύρω από την πραγματική τιμή, με μέγιστη απόκλιση κοντά στο 10%. Η απόλυτη σύγκλιση με την πραγματική τιμή επιτυγχάνεται σε περισσότερα από 6 s, που αποτελεί αρκετά μεγάλο και μη αποδεκτό χρονικό διάστημα όταν πρόκειται για δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας, ενώ δεν παραμένει απόλυτα σταθερή παρουσιάζοντας μία μικρή διακύμανση. Πρέπει να σημειωθεί ότι το συγκεκριμένο σήμα αποτελεί την πιο απλή δοκιμή του αναλυτή, οπότε σε πιο σύνθετες μεταβολές, όπως αυτές που λαμβάνουν χώρα κατά τη μεταβατική λειτουργία ενός κινητήρα, αναμένονται ακόμα μεγαλύτερες αποκλίσεις. Πράγματι, κατά την εκτέλεση πιο σύνθετων δοκιμών (αλλά και πάλι πολύ απλών σε σύγκριση με τις πραγματικές συνθήκες λειτουργίας ενός κινητήρα) παρατηρούνται μεγάλες αποκλίσεις και έντονη αστάθεια του αναμορφωμένου σήματος εισόδου. Συνολικά, τα αποτελέσματα της συγκεκριμένης μεθόδου δεν κρίνονται ικανοποιητικά, επιδεικνύοντας ξεκάθαρα την αναγκαιότητα για αναλυτές ταχείας απόκρισης όταν πρόκειται να μελετηθεί η μεταβατική λειτουργία ενός κινητήρα και ειδικά μεμονωμένες μεταβολές (σε αντίθεση με τους Μεταβατικούς Κύκλους), όπως γίνεται και στην παρούσα εργασία.



Σχήμα 3.7 Το πραγματικό σήμα εισόδου και το αναμορφωμένο από την αντίστροφη συνάρτηση μεταφοράς.

Τέλος, μία άλλη εναλλακτική μέθοδος για τον προσδιορισμό των εκπομπών ρύπων σε συνθήκες μεταβατικής λειτουργίας είναι η εκτέλεση της ίδιας δοκιμής πολλές φορές με δειγματοληψία των καυσαερίων σε διαφορετική χρονική στιγμή κάθε φορά και ανάλυσή τους με συμβατικά όργανα. Έτσι, μπορεί να δημιουργηθεί το ιστορικό της μεταβολής της συγκέντρωσης κάθε ρύπου στα καυσαέρια. Η τεχνική αυτή απαιτεί προσεκτικό σχεδιασμό του συστήματος δειγματοληψίας (σωληνοειδείς βαλβίδες, θάλαμος δειγματοληψίας) και έχει εφαρμοστεί για τα οξειδία του αζώτου (NO_x) σε υπερπληρωμένο κινητήρα [42], καθώς και σε μονοκύλινδρο κινητήρα φυσικής αναπνοής για όλους τους αέριους και σωματιδιακούς ρύπους [43,44]. Ωστόσο, δύο βασικοί περιορισμοί της συγκεκριμένης μεθόδου αφορούν στην επαναληψιμότητα των μεταβατικών δοκιμών, οι οποίες πρέπει να είναι πανομοιότυπες, καθώς και στον ακριβή προσδιορισμό της χρονικής στιγμής και της διάρκειας της δειγματοληψίας. Ειδικά η επαναληψιμότητα των δοκιμών αποτελεί την πλέον ουσιαστική προϋπόθεση εγκυρότητας των αποτελεσμάτων και είναι δύσκολη να επιτευχθεί σε μεταβατικές συνθήκες [45,46].

Σε κάθε περίπτωση όλες αυτές οι τεχνικές αποτελούν εναλλακτικές μεθόδους για τον πειραματικό προσδιορισμό των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία. Στην περίπτωση που χρησιμοποιούνται θα πρέπει να αναπτύσσονται με μεγάλο αριθμό σημάτων εισόδου-εξόδου και να εφαρμόζονται εντός των περιορισμών σχετικά με την ταχύτητα της μεταβολής. Τα αποτελέσματα θα πρέπει να αντιμετωπίζονται ως μία πρώτη ένδειξη των πραγματικών τιμών. Ιδανικά, η σύγκριση με τα αντίστοιχα αποτελέσματα από αναλυτές ταχείας απόκρισης μπορεί να οδηγήσει στην υιοθέτηση ή την απόρριψη αυτών των τεχνικών.

3.5 Μέτρηση του Θορύβου της Καύσης

Από τα ήδη εκτεθέντα στο Κεφάλαιο 1 έχει καταδειχθεί η σπουδαιότητα της μέτρησης του θορύβου που παράγεται κατά τη διάρκεια της καύσης σε έναν κινητήρα diesel. Συνοπτικά, οι κυριότεροι παράγοντες αφορούν αφενός στη συμμόρφωση με τους θεσμοθετημένους κανονισμούς σχετικά με τα επίπεδα εκπομπής θορύβου ενός οχήματος [47] και αφετέρου στην παροχή πληροφοριών, τόσο για τη λειτουργική κατάσταση του κινητήρα μέσω εφαρμογής διαγνωστικών τεχνικών [48,49], όσο και για την πιθανή (ποιοτική) συσχέτιση του θορύβου της καύσης με τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου [50]. Στην παρούσα εργασία, η συνεχής μέτρηση του θορύβου της καύσης πραγματοποιείται με τη συσκευή AVL 450 κατασκευής της εταιρείας AVL. Η αρχή λειτουργίας της στηρίζεται στην επεξεργασία του δυναμοδεικτικού διαγράμματος με κατάλληλα φίλτρα στο πεδίο συχνοτήτων. Δηλαδή, ο αναλυτής είναι ουσιαστικά ένας επεξεργαστής σήματος και δεν εκτελεί πρωτογενή μέτρηση. Έτσι υπάρχει η δυνατότητα λειτουργίας του εκτός της πειραματικής κλίνης, εάν με κάποιο τρόπο τροφοδοτηθούν κατάλληλα στην είσοδό του τα αντίστοιχα δυναμοδεικτικά διαγράμματα. Η πολύ μικρή χρονική σταθερά του αναλυτή, τον καθιστά κατάλληλο για χρήση κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα παρέχοντας απόκριση σε πραγματικό χρόνο. Επιπλέον, η ανεξαρτησία των μετρούμενων τιμών από το μέγεθος του κινητήρα δίνει τη δυνατότητα άμεσης σύγκρισης διαφορετικών συστημάτων και θαλάμων καύσης από ακουστικής πλευράς. Στη συνέχεια δίνεται η περιγραφή της αρχής λειτουργίας, των δομικών στοιχείων και των τεχνικών χαρακτηριστικών του αναλυτή, ενώ περιγράφονται τα στάδια επεξεργασίας του σήματος της πίεσης. Τέλος παρουσιάζεται η βαθμονόμηση και λειτουργία του, καθώς και η εγκατάσταση του στην πειραματική κλίνη που αναπτύχθηκε και η σύνδεσή του με το σύστημα καταγραφής μετρήσεων.

3.5.1 Αρχή Λειτουργίας – Συσχέτιση του Θορύβου της Καύσης με την Πίεση του Αερίου εντός του Κυλίνδρου

Η αρχή λειτουργίας του αναλυτή θορύβου της καύσης AVL 450 βασίζεται στην επεξεργασία του δυναμοδεικτικού διαγράμματος στο πεδίο συχνοτήτων [51]. Το σήμα της πίεσης του κυλίνδρου, μετασχηματίζεται σύμφωνα με την ανάλυση Fourier [52] σε επιμέρους συνιστώσες, κάθε μία από τις οποίες ορίζεται από τη συχνότητά της και το πλάτος της. Με αυτόν τον τρόπο προκύπτει το φάσμα συχνοτήτων της πίεσης του κυλίνδρου (cylinder pressure spectrum). Το πλάτος κάθε συνιστώσας εκφράζεται σε dB χρησιμοποιώντας τη σχέση [53,54]:

$$\text{SPL} = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{p_{\text{cyl}}^2}{p_{\text{ref}}^2} \right) = 20 \cdot \log_{10} \left(\frac{p_{\text{cyl}}}{p_{\text{ref}}} \right) \quad (3.11)$$

όπου p_{cyl} το πλάτος κάθε συνιστώσας και $p_{ref} = 20 \mu Pa = 20 \cdot 10^{-14} \text{ bar}$ η πίεση αναφοράς που χρησιμοποιείται για την αδιαστατοποίηση, αντιστοιχούσα στο κατώτατο όριο (κατώφλι) της ανθρώπινης ακοής [55]. Στη συνέχεια, το φάσμα συχνοτήτων της πίεσης του κυλίνδρου επεξεργάζεται με κάποια φίλτρα. Ως φίλτρο στην επεξεργασία σήματος ορίζεται ένας αλγόριθμος (υλοποιούμενος μέσα από ηλεκτρονικές διατάξεις), ο οποίος απομακρύνει από ένα σήμα κάποιες ανεπιθύμητες συνιστώσες. Έτσι, κάθε επιμέρους σήμα ενισχύεται ή εξασθενεί ανάλογα με τη συχνότητά του. Χαρακτηριστικό παράδειγμα αποτελούν τα χαμηλοπερατά φίλτρα τα οποία απομακρύνουν τα σήματα με συχνότητα πάνω από μία συγκεκριμένη τιμή.

Στη συγκεκριμένη περίπτωση εφαρμόζεται αρχικά ένα φίλτρο το οποίο προσομοιώνει την εξασθένιση του σήματος λόγω της επίδρασης των δομικών στοιχείων του κινητήρα (φίλτρο τύπου U), ενώ ακολούθως εφαρμόζεται ένα φίλτρο το οποίο διαμορφώνει το σήμα στην περιοχή των συχνοτήτων που είναι αντιληπτές από την ανθρώπινη ακοή (ακουστική περιοχή). Το πρώτο μπορεί να αποτελεί ένα γενικό φίλτρο το οποίο προκύπτει από πειραματικές διερευνήσεις σε ένα μεγάλο πλήθος κινητήρων, έτσι ώστε να είναι εφαρμόσιμο σε ένα μεγάλο εύρος περιπτώσεων ή να σχεδιάζεται ειδικά για ένα συγκεκριμένο κινητήρα. Το δεύτερο φίλτρο αποτελεί μία τυποποιημένη διόρθωση που γίνεται σε κάθε ηχητικό σήμα προκειμένου αυτό να διαμορφωθεί στην ακουστική περιοχή του ανθρώπου και ονομάζεται φίλτρο τύπου A (ή καμπύλη στάθμισης A). Προκειμένου να γίνεται εμφανές ότι το σήμα έχει επεξεργαστεί με αυτό το φίλτρο, η μονάδα μέτρησης 'dB' γράφεται ως 'dBA'. Επιπλέον, υπάρχει η δυνατότητα επεξεργασίας του σήματος με πρόσθετα φίλτρα διαφόρων τύπων (χαμηλοπερατά, υψηλοπερατά κλπ.), τα οποία ανταποκρίνονται σε ιδιαίτερες απαιτήσεις της εκάστοτε περίπτωσης. Από την επεξεργασία του σήματος με τα παραπάνω φίλτρα παράγεται το φάσμα συχνοτήτων του θορύβου της καύσης (combustion noise spectrum). Η τελική τιμή του θορύβου της καύσης προκύπτει από το αντίστοιχο φάσμα συχνοτήτων λαμβάνοντας τη μέση τετραγωνική τιμή (RMS), η οποία για το πλήθος n των διακριτών τιμών x_1, x_2, \dots, x_n ορίζεται ως:

$$x_{rms} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n x_i^2}{n}} \quad (3.12)$$

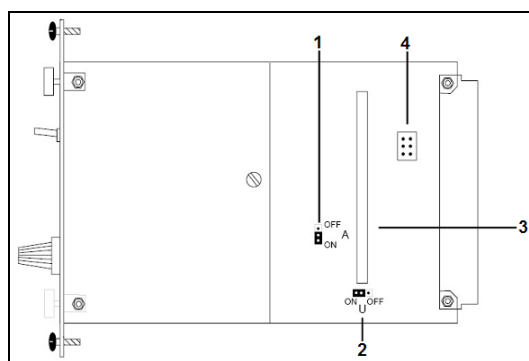
3.5.2 Δομικά Στοιχεία και Τεχνικά Χαρακτηριστικά

Τα βασικά δομικά στοιχεία του αναλυτή AVL 450 είναι οι ηλεκτρονικές διατάξεις μέσω των οποίων υλοποιούνται τα φίλτρα επεξεργασίας του σήματος της πίεσης του κυλίνδρου, τα οποία περιγράφονται στην επόμενη παράγραφο. Επιπλέον, στην εμπρόσθια όψη του αναλυτή (Εικόνα 3.34) πραγματοποιούνται όλες οι ρυθμίσεις, και εμφανίζεται η μετρούμενη τιμή του θορύβου της καύσης. Συγκεκριμένα, υπάρχουν οι διατάξεις για τη βαθμονόμηση του οργάνου και για την εφαρμογή κάποιου χαμηλοπερατού φίλτρου.



Εικόνα 3.34 Ο αναλυτής θορύβου της καύσης AVL 450, όπου διακρίνονται (1) ο διακόπτης και (2) το ποτενσιόμετρο βαθμονόμησης, (3) η ένδειξη της μετρούμενης τιμής, (4) η διακύμανση της ένδειξης, (5) ο διακόπτης επιλογής του εύρους της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, (6) ο διακόπτης ενεργοποίησης χαμηλοπερατού φίλτρου, (7) η ένδειξη ενεργοποίησης χαμηλοπερατού φίλτρου (φωτοδίοδος LED), (8) ο διακόπτης επιλογής συγκεκριμένου χαμηλοπερατού φίλτρου και (9) η επιλογή της κατάστασης λειτουργίας και της χρονικής σταθεράς του αναλυτή.

Ακόμα, παρέχεται η δυνατότητα επιλογής της χρονικής σταθεράς του οργάνου, η οποία πρακτικά χαρακτηρίζει την απόκρισή του, ενώ ορίζεται και το εύρος της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα στο πεδίο πάνω ή κάτω από 1000 rpm. Οι κύριες διατάξεις στο εσωτερικό του αναλυτή είναι ηλεκτρονικές πλακέτες οι οποίες περιλαμβάνουν τις επιμέρους διατάξεις υλοποίησης των φίλτρων επεξεργασίας του σήματος. Στην Εικόνα 3.35 δίνεται η σχηματική απεικόνιση μίας από αυτές. Η συγκεκριμένη περιλαμβάνει τα φίλτρα τύπου U και A.



Εικόνα 3.35 Η ηλεκτρονική πλακέτα του αναλυτή AVL 450: (1) διακόπτης παράκαμψης του φίλτρου A, (2) διακόπτης παράκαμψης του φίλτρου U, (3) υποδοχή τοποθέτησης εναλλακτικού φίλτρου U, (4) διακόπτες ηλεκτρικών παροχών και γειώσεων.

Στον Πίνακα 3.4 παρουσιάζονται τα τεχνικά χαρακτηριστικά του αναλυτή θορύβου της καύσης AVL 450 [56]. Αξίζει να σημειωθεί η πολύ μικρή τιμή της χρονικής σταθεράς του οργάνου για την περίπτωση μεταβατικής κατάστασης, γεγονός που καταδεικνύει την

καταλληλότητα του οργάνου για χρήση σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα. Το σήμα εξόδου του αναλυτή, το οποίο είναι διαθέσιμο μέσω δύο πανομοιότυπων ακροδεκτών τύπου BNC στο πίσω μέρος της συσκευής, λαμβάνει τιμές στο εύρος 0÷10 V οι οποίες μπορούν να μετατραπούν σε τιμές θορύβου της καύσης σύμφωνα με τη σχέση:

$$\text{noise level [dBA]} = 63 + 5.7 \cdot U_{\text{out}} [\text{V}] \quad (3.13)$$

όπου U_{out} η αναλογική τάση εξόδου του αναλυτή σε V.

Πίνακας 3.4 Τεχνικά χαρακτηριστικά του αναλυτή θορύβου της καύσης AVL 450.

Εύρος μέτρησης	63 ÷ 120 dB
Ακρίβεια	< ±1 dB
Χρονική σταθερά	Μόνιμες συνθήκες (steady): 0.27 s Μεταβατικές συνθήκες (trans): 0.06 s
Ανάλυση ένδειξης	0.1 dB
Διακύμανση ένδειξης (σε μόνιμες συνθήκες μόνο)	±2 dB με ανάλυση 0.5 dB
Σήμα εισόδου	Πίεση του αερίου εντός του κυλίνδρου, ±10 V
Φίλτρα επεξεργασίας	U, Χαμηλοπερατό, A Μετατροπέας RMS/DC
Συχνότητες αποκοπής χαμηλοπερατού φίλτρου	2, 3, 4, 5, 6 kHz
Σήμα εξόδου	0 ÷ 10 V

3.5.3 Στάδια Επεξεργασίας του Σήματος Εισόδου

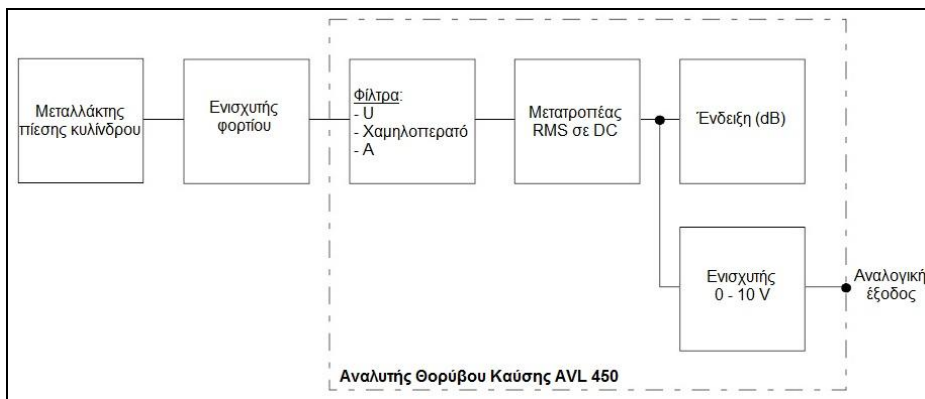
Όπως έχει ήδη αναφερθεί, η μέτρηση του θορύβου της καύσης στηρίζεται στην επεξεργασία του σήματος της πίεσης στο πεδίο συχνοτήτων με διάφορα φίλτρα, τα οποία πραγματοποιούν αύξηση ή μείωση της έντασης των επιμέρους συνιστωσών ανάλογα με τη συχνότητά τους. Στον αναλυτή AVL 450 τα φίλτρα που χρησιμοποιούνται είναι τα εξής:

- Φίλτρο τύπου U.
- Χαμηλοπερατά φίλτρα με διάφορες συχνότητες αποκοπής.
- Φίλτρο τύπου A.

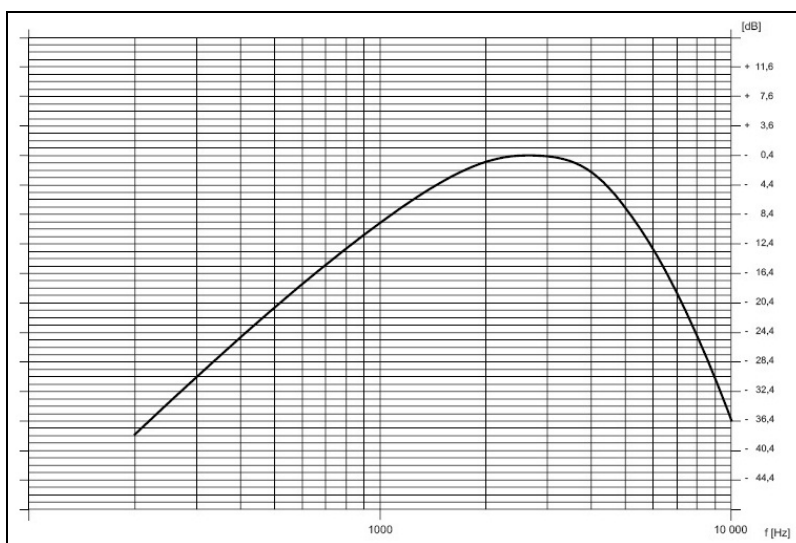
Στο Σχήμα 3.8 παρουσιάζεται ποιοτικά η πορεία επεξεργασίας του σήματος της πίεσης από την είσοδο (που είναι η έξοδος του ενισχυτή φορτίου του μεταλλάκτη πίεσης) μέχρι την τελική ένδειξη της τιμής του θορύβου της καύσης και την αναλογική έξοδο.

Το αρχικό φίλτρο τύπου U αντιστοιχεί στην εξασθένιση του σήματος εισόδου (πίεση του αερίου εντός του κυλίνδρου) που προκαλείται από την κατασκευή του κινητήρα. Δηλαδή, πρακτικά προσομοιώνει την απορρόφηση κάποιων συχνοτήτων του σήματος από τον κορμό

και τα υπόλοιπα δομικά στοιχεία του κινητήρα. Η ανάπτυξη του συγκεκριμένου φίλτρου τύπου U έχει βασιστεί στις μετρήσεις σε ένα μεγάλο πλήθος κινητήρων diesel με διάταξη κυλίνδρων σε σειρά και με κύρια εφαρμογή σε φορτηγά αυτοκίνητα, γεγονός που αποτελεί ευνοϊκό στοιχείο για την παρούσα διερεύνηση όπου χρησιμοποιείται κινητήρας λεωφορείου/φορτηγού. Έτσι, αντιστοιχεί πρακτικά σε ένα “μέσο” κινητήρα. Γι’ αυτόν το λόγο, υπάρχει η δυνατότητα να παρακαμφθεί (μέσω κατάλληλου διακόπτη) και να αντικατασταθεί από άλλο φίλτρο αντίστοιχου τύπου (Εικόνα 3.35), το οποίο έχει σχεδιαστεί για συγκεκριμένο κινητήρα οπότε περιγράφει βέλτιστα τη συμπεριφορά του σε αυτό το φαινόμενο. Ωστόσο, οι περισσότερες περιπτώσεις καλύπτονται ικανοποιητικά με το ήδη υπάρχον φίλτρο [56]. Τα χαρακτηριστικά του φίλτρου τύπου U που περιλαμβάνεται στον αναλυτή AVL 450 παρουσιάζονται στο Σχήμα 3.9, το οποίο πρακτικά δείχνει την ενίσχυση ή την εξασθένηση που πρέπει να υποστεί κάθε συνιστώσα του σήματος ανάλογα με τη συχνότητά της.

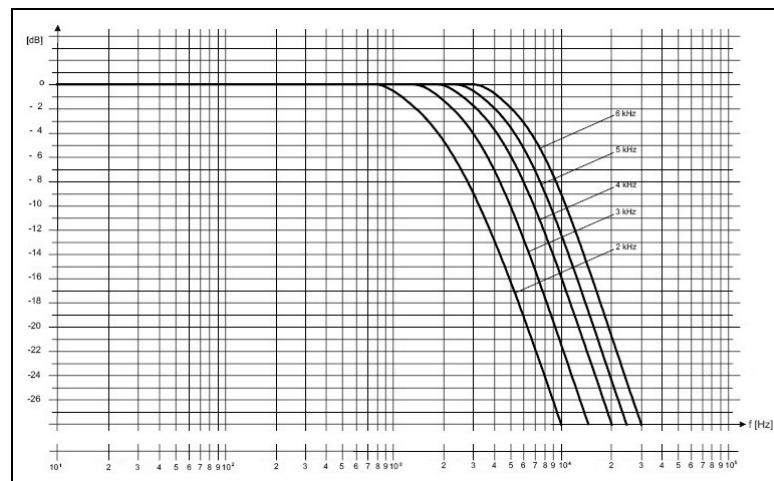


Σχήμα 3.8 Απεικόνιση της δομής και λειτουργίας του αναλυτή θορύβου της καύσης AVL 450, όπου συμπεριλαμβάνεται και ο μεταλλάκτης της πίεσης κυλίνδρου και ο ενισχυτής φορτίου.



Σχήμα 3.9 Χαρακτηριστικά φίλτρου τύπου U.

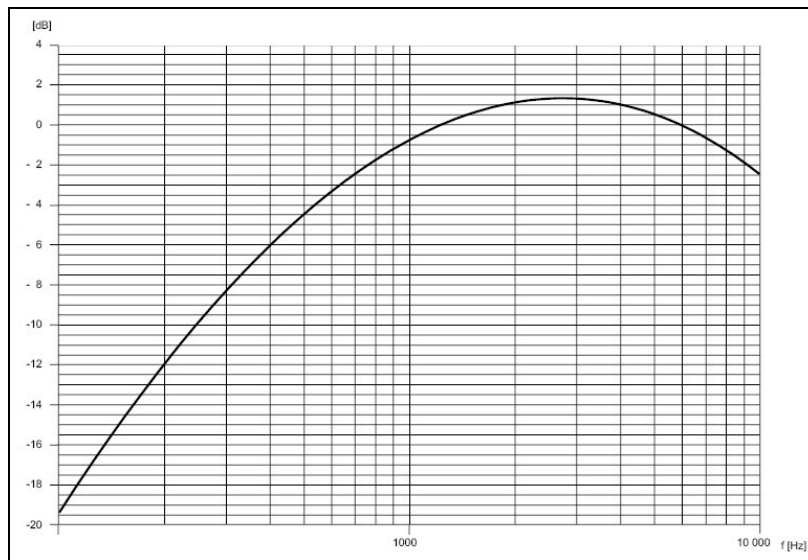
Στη συνέχεια υπάρχει η δυνατότητα επεξεργασίας του σήματος με ένα από τα επιλέξιμα χαμηλοπερατά φίλτρα⁴, καθένα από τα οποία έχει διαφορετική συχνότητα αποκοπής (cut-off frequency). Η εφαρμογή αυτού του είδους των φίλτρων αποσκοπεί στην εξομάλυνση του σήματος από άλλα σήματα υψηλών συχνοτήτων που προέρχονται από την αντήχηση του θαλάμου καύσης, δηλαδή από την ανάκλαση του ηχητικού κύματος (κύμα πίεσης) στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης, στο έμβολο και την κεφαλή του κυλίνδρου. Η συχνότητα αποκοπής του φίλτρου αντιστοιχεί πρακτικά στη συχνότητα των υψίσυχνων σημάτων που προέρχονται από την αντήχηση του θαλάμου καύσης. Οι διαθέσιμες τιμές για τη συχνότητα αποκοπής είναι 2, 3, 4, 5 και 6 kHz και μπορούν να επιλεγούν από αντίστοιχο διακόπτη στην εμπρόσθια όψη του αναλυτή (Εικόνα 3.34). Ωστόσο, στην περίπτωση που χρησιμοποιείται το τυποποιημένο φίλτρο τύπου U του αναλυτή (Σχήμα 3.9), τότε η εφαρμογή ενός χαμηλοπερατού φίλτρου μπορεί να προκαλέσει μετρητικό σφάλμα, ιδιαίτερα στην περιοχή των 2 και 3 kHz, λόγω αποκοπής συχνοτήτων που είναι απαραίτητες για τον προσδιορισμό του θορύβου της καύσης [56]. Έτσι, είναι προτιμότερο να αποφεύγεται εντελώς η εφαρμογή κάποιου χαμηλοπερατού φίλτρου. Στην περίπτωση που χρησιμοποιείται κάποιο εναλλακτικό φίλτρο τύπου U, θα πρέπει να προβλέπεται το αντίστοιχο χαμηλοπερατό που πιθανώς πρέπει να εφαρμοστεί. Τα χαρακτηριστικά των χαμηλοπερατών φίλτρων ανάλογα με τη συχνότητα αποκοπής τους παρουσιάζονται στο Σχήμα 3.10.



Σχήμα 3.10 Χαρακτηριστικά χαμηλοπερατών φίλτρων με διαφορετική συχνότητα αποκοπής.

Στο επόμενο στάδιο το σήμα επεξεργάζεται με ένα φίλτρο τύπου A. Σκοπός αυτού του φίλτρου είναι η αντιστοίχιση του τελικού σήματος στα χαρακτηριστικά της ανθρώπινης ακοής και μπορεί να παρακαμφθεί μέσω κατάλληλου διακόπτη (Εικόνα 3.35). Τα χαρακτηριστικά του φίλτρου τύπου A που χρησιμοποιείται στον αναλυτή AVL 450 παρουσιάζονται στο Σχήμα 3.11. Μετά την επεξεργασία με το συγκεκριμένο φίλτρο η μονάδα 'dB' γράφεται ως 'dBA'.

⁴ Ως χαμηλοπερατό χαρακτηρίζεται ένα φίλτρο το οποίο αφήνει αμετάβλητες τις συνιστώσες του σήματος κάτω από μία τιμή της συχνότητας (αποκοπής), ενώ απομακρύνει τις συνιστώσες του σήματος πάνω από αυτή τη συχνότητα.



Σχήμα 3.11 Χαρακτηριστικά φίλτρου τύπου Α.

Στο τελικό στάδιο επεξεργασίας το σήμα μετατρέπεται σε συνεχή αναλογική τάση εύρους $0 \div 10$ V (αφού πρώτα ενισχυθεί κατάλληλα [56]), έτσι ώστε να είναι εφικτή η σύνδεσή του στο σύστημα καταγραφής δεδομένων. Η διεργασία αυτή πραγματοποιείται σε έναν ειδικό επεξεργαστή ο οποίος πραγματοποιεί μία μετατροπή της μέσης τετραγωνικής τιμής (Root Mean Square – RMS) του σήματος εισόδου (U_{in}) σε ισοδύναμη αναλογική τάση συνεχούς ρεύματος (DC). Η διάρκεια της μετατροπής εξαρτάται από την επιλογή της χρονικής σταθεράς από τον αντίστοιχο διακόπτη (Εικόνα 3.34) η οποία χαρακτηρίζει την απόκριση του αναλυτή και λαμβάνει τιμές 0.27 ή 0.06 s για επιλογή μόνιμης (steady) ή μεταβατικής (trans) λειτουργίας αντίστοιχα (Πίνακας 3.4). Ο πολύ μικρός χρόνος που απαιτείται για την επεξεργασία στη δεύτερη περίπτωση καταδεικνύει την καταλληλότητα του οργάνου για χρήση σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα. Το τελικό σήμα εξόδου (αναλογική τάση U_{out}) το οποίο είναι διαθέσιμο μέσω ακροδεκτών τύπου BNC στο πίσω μέρος του αναλυτή δίνεται από τη σχέση:

$$U_{out} = \sqrt{U_{in}^2} \quad (3.14)$$

3.5.4 Βαθμονόμηση και Λειτουργία

Στην περίπτωση του αναλυτή θορύβου της καύσης AVL 450 με τον όρο βαθμονόμηση εννοείται η ρύθμιση της ευαισθησίας του ενισχυτή φορτίου που χρησιμοποιείται σε συνδυασμό με τον αισθητήρα πίεσης για τη μέτρηση της πίεσης του αερίου εντός του κυλίνδρου, όπως έχει περιγραφεί στο Κεφάλαιο 2. Η διαδικασία της βαθμονόμησης, η οποία είναι απαραίτητη προκειμένου η μέτρηση να είναι αξιόπιστη, πραγματοποιείται μέσω του αντίστοιχου διακόπτη και του ποτενσιόμετρου, όπως φαίνονται στην Εικόνα 3.34 και είναι εφικτή μόνο όταν έχει επιλεγεί μόνιμη κατάσταση λειτουργίας (διακόπτης '9' στη θέση 'steady' στην Εικόνα 3.34). Για

την εκτέλεση της βαθμονόμησης πιέζεται συνεχώς ο διακόπτης βαθμονόμησης, οπότε ο αναλυτής τροφοδοτείται με σήμα συνεχούς τάσης 10 mV RMS, ανεξάρτητα από οποιοδήποτε άλλο συνδεδεμένο σήμα. Η ένδειξη του αναλυτή ρυθμίζεται μέσω του ποτενσιόμετρου έτσι ώστε να αντιστοιχεί στην τιμή που προκύπτει από τη σχέση [56]:

$$\text{Value [dB]} = 20 \cdot \log \frac{1656}{K} \quad (3.15)$$

όπου K είναι η ευαισθησία του ενισχυτή φορτίου εκφρασμένη σε V/bar. Το εύρος τιμών της ευαισθησίας που μπορεί να χρησιμοποιηθεί στον αναλυτή AVL 450 είναι από 0.03 έως 1.2 V/bar. Οι πιο συνηθισμένες τιμές είναι 0.05 και 0.1 V/bar (δηλαδή 1 V αναλογεί σε 20 και 10 bar αντίστοιχα), οπότε οι αντίστοιχες ενδείξεις κατά τη διαδικασία της βαθμονόμησης πρέπει να είναι 90.4 και 84.4 dB.

Μετά τη βαθμονόμηση, ο αναλυτής είναι έτοιμος για την εκτέλεση μέτρησης με μόνη επιπλέον απαίτηση την επιλογή των κατάλληλων ρυθμίσεων σχετικά με:

- i. Το εύρος της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (<1000 rpm ή >1000 rpm) για τη σωστή ένδειξη της διακύμανσης της μετρούμενης τιμής.
- ii. Την εφαρμογή ή μη κάποιου χαμηλοπερατού φίλτρου με επιλογές της συχνότητας αποκοπής 2, 3, 4, 5 ή 6 kHz.
- iii. Την κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα (μόνιμη (steady) ή μεταβατική (trans)) από όπου ορίζεται και η χρονική σταθερά του αναλυτή.

Όταν επιλεγεί μόνιμη κατάσταση λειτουργίας η μετρούμενη τιμή του θορύβου της καύσης εμφανίζεται στην οθόνη του αναλυτή μαζί με την ένδειξη της διακύμανσής της (Εικόνα 3.34), ενώ είναι διαθέσιμη και ως αναλογικό σήμα στους ακροδέκτες τύπου BNC στο πίσω μέρος της συσκευής. Στην περίπτωση μεταβατικής κατάστασης λειτουργίας, τότε η μετρούμενη τιμή παρέχεται αποκλειστικά από τους ακροδέκτες τύπου BNC, οπότε είναι απαραίτητη η σύνδεση με κάποιο σύστημα αναλογοψηφιακής μετατροπής για τη συνεχή καταγραφή της μέτρησης.

3.5.5 Εγκατάσταση στην Πειραματική Κλίνη και Σύνδεση με το Σύστημα Καταγραφής Μετρήσεων

Η εγκατάσταση του αναλυτή θορύβου της καύσης AVL 450 στην πειραματική κλίνη του κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA δεν απαιτεί κάποια ιδιαίτερη προετοιμασία, εφόσον πρακτικά αποτελεί μία συσκευή επεξεργασίας σήματος και όχι ένα όργανο που εκτελεί πρωτογενή μέτρηση. Το σήμα εισόδου στον αναλυτή είναι η πίεση του κυλίνδρου (σε μορφή τάσης) και τροφοδοτείται από την έξοδο του ενισχυτή φορτίου. Το σήμα εξόδου είναι η τιμή του θορύβου της καύσης και είναι διαθέσιμο από δύο πανομοιότυπους ακροδέκτες τύπου BNC στο πίσω μέρος του αναλυτή είτε σε μόνιμη είτε σε μεταβατική λειτουργία. Όλα τα σήματα μεταφέρονται μέσω θωρακισμένων ομοαξονικών καλωδίων.

3.6 Ορολογία και Συμβολισμοί

Λατινικά

b_i, f_i	συντελεστές πολυωνύμων B και F
B, F	πολυώνυμα αριθμητή και παρονομαστή της συνάρτησης μεταφοράς
H	συνάρτηση μεταφοράς
I	ένταση φωτεινής ακτινοβολίας (W/m^2)
k	συντελεστής απορρόφησης (m^{-1})
L	μήκος (m)
N	αδιαφάνεια καπνού (%)
ρ	πίεση (N/m^2)
T	θερμοκρασία (K)
U	τάση (V)
x_i	ανεξάρτητη μεταβλητή
z	ανεξάρτητη μεταβλητή της συνάρτησης μεταφοράς

Δείκτες

atm	ατμόσφαιρα
corr	διορθωμένο
cyl	κύλινδρος
gas	αέριο
in	είσοδος
norm	τυποποιημένο
out	έξοδος
ref	αναφορά

Συντομογραφίες

CO	μονοξείδιο του άνθρακα
dB (ή dBA)	decibel (ή decibel μετά από στάθμιση A (φίλτρο τύπου A))
DC	Direct Current – συνεχές ρεύμα
FSO	ένδειξη πλήρους κλίμακας
HC	υδρογονάνθρακες
HD	Heavy Duty – βαρέος τύπου
NO	μονοξείδιο του αζώτου
NO ₂	διοξείδιο του αζώτου
NO _x	οξειδία του αζώτου
ppm	parts per million – μέρη στο εκατομμύριο
PM	particulate matter – σωματιδιακές εκπομπές

3.7 Βιβλιογραφία

1. Cambustion Ltd., Cambridge, UK, <http://www.cambustion.co.uk>.
2. Ρακόπουλος Κ.Δ., Εργαστηριακές Δοκιμές και Μετρήσεις Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ., Εκδ. Γρ. Φούντα, Αθήνα, 1994.
3. CLD 500 Fast NO_x Measurement System, User Manual (version 2.2), Cambustion Ltd., 2008.
4. In-line Filter, Instructions for use, Cambustion Ltd., 2008.
5. Ozone Generator OZ1-L-TF, Operating Manual, Kaufmann Umwelttechnik e.K.
6. XDS-C Dry Pump, Instruction Manual, BOC Edwards, 2002.
7. Σιμόπουλος Σ.Ε., Μετρήσεις Τεχνικών Μεγεθών, Β' Έκδοση, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1989.
8. Dr. Peckham M.S., Προσωπική Επικοινωνία, Cambustion Ltd., Cambridge, UK, 2008.
9. AVL List GmbH, Graz, Austria, <http://www.avl.com>.
10. SAE J 1667, 'Snap Acceleration Smoke Test Procedure for Heavy-Duty Diesel Powered Vehicles', Surface Vehicle Recommended Practice, 1996.
11. DieselNet, Ecopoint Inc., Technical data sheets, Smoke opacity paper, Calculators, Smoke Density, 2009, <http://www.dieselnet.com/calculator/smoke1.html>.
12. DieselNet, Ecopoint Inc., Standards, Emission Test Cycles, 2010, <http://www.dieselnet.com/standards/cycles/>.
13. ISO 8178-9, 2000, 'Reciprocating internal combustion engines -- Exhaust emission measurement -- Part 9: Test cycles and test procedures for test bed measurement of exhaust gas smoke emissions from compression ignition engines operating under transient conditions', http://www.iso.org/iso/catalogue_detail.htm?csnumber=25305.
14. ISO 11614, 1999, 'Reciprocating internal combustion compression-ignition engines- Apparatus for measurement of the opacity and for determination of the light absorption coefficient of exhaust gas', www.iso.org/iso/catalogue_detail.htm?csnumber=19551.
15. AVL 439 Opacimeter, Operating Manual, Rev. 4, AVL, November 2006.
16. AVL 4210 Instrument Controller, Operating Manual, Rev. 2, AVL, May 2005.
17. AVL 439 Opacimeter PC Software, Software Manual (Software version 2.60 and later), Rev. 4, AVL, March 2003.
18. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Diesel Engine Transient Operation, Springer, London, 2009.
19. Giakoumis E.G., Lioutas S.C., 'Diesel-Engined Vehicle Nitric Oxide and Soot Emissions during the European Light-Duty Driving Cycle Using a Transient Mapping Approach', Transportation Research, Part D: Transport and Environment, Vol. 15, pp. 134-143, 2010.

20. Ericson C., Westerberg B., Egnell R., 'Transient Emissions Predictions with Quasi Stationary Models', SAE Paper No. 2005-01-3852, 2005.
21. Hauberger S., Ivanisin M., Riemersma I.J., 'Modelling of Transient Influences on HDV Emissions', SAE Paper No. 2001-24-0076, 2001.
22. Jou C.S., Transient Performance and Emissions of Turbocharged Diesel Engines, PhD Thesis, Imperial College of Science, Technology and Medicine, University of London, UK, 1992.
23. Chan S.H., Chen X.S., Arcoumanis C., 'Measurement and Signal Reconstruction of Transient Nitric Oxide Emissions in the Exhaust of a Turbocharged Diesel Engine', Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 119, pp. 620-630, 1997.
24. Arcoumanis C., Jou C.-S., 'Measurement and Prediction of Transient NO_x Emissions in DI Diesel Engines', Conference of the Institution of Mechanical Engineers, Paper No. C448/039/92, London, 1992.
25. Arcoumanis C., Megaritis A., Bazari Z., 'Analysis of Transient Exhaust Emissions in a Turbocharged Vehicle Diesel Engine', Conference of the Institution of Mechanical Engineers, Paper No. C484/038/94, London, 1994.
26. Chan S.H., Chen X.S., 'Characterisation and Signal Reconstruction of an NDIR Automotive Emissions Analyser Used for Dynamic Measurement', Journal of the Institution of Energy, Vol. 68, pp. 49-56, 1995.
27. Chan S.H., 'Measurement of Concentrations of Transient Gases Using a Conventional NDIR Analyser', Measurement Science and Technology, Vol. 7, pp. 1776-1786, 1996.
28. McClure B.T., 'Characterization of the Transient Response of a Diesel Exhaust-Gas Measurement System', SAE Paper No. 881320, 1988.
29. Ganesan B., Clark N.N., 'Relationships between Instantaneous and Measured Emissions in Heavy Duty Applications', SAE Paper No. 2001-01-3536, 2001.
30. Beaumont A.J., Noble A.D., Pilley A.D., 'Signal Reconstruction Techniques for Improved Measurement of Transient Emissions', SAE Paper No. 900233, 1990.
31. Weilenmann M., Bach C., Rüdy C., 'Aspects of Instantaneous Emissions Measurement', International Journal of Vehicle Design, Vol. 27, Nos. 1-4, pp. 94-104, 2001.
32. Weilenmann M., Soltic P., Ajtay D., 'Describing and Compensating Gas Transport Dynamics for Accurate Instantaneous Emission Measurement', Atmospheric Environment, Vol. 37, pp. 5137-5145, 2003.
33. Ajtay D., Weilenmann M., 'Compensation of the Exhaust Gas Transport Dynamics for Accurate Instantaneous Emissions Measurements', Environmental Science and Technology, Vol. 38, pp. 5141-5148, 2004.

34. Madireddy M.R., Methods for Reconstruction of Transient Emissions from Heavy-Duty Vehicles, PhD Thesis, West Virginia University, Morgantown, WV, USA, 2008.
35. Madireddy M.R., Clark N.N., 'Attempts to Enhance the Differential Coefficients Method for Reconstruction of Transient Emissions from Heavy-Duty Vehicles', *International Journal of Engine Research*, Vol. 10, No.1, pp. 65-70, 2009.
36. Madireddy M.R., Clark N.N., 'Sequential Inversion Technique and Differential Coefficient Approach for Accurate Instantaneous Emissions Measurement', *International Journal of Engine Research*, Vol. 7, No. 6, pp. 437-446, 2006.
37. Ljung L., System Identification: Theory for the User, Second edition, PTR, Prentice Hall, Upper Saddle River, NJ, 1999.
38. Thouvenel N., Tauzia X., Chesse P., Hetet J.-F., 'Experimental Method for the Determination of Instantaneous Diesel Engine Pollutant Emissions during Transients', ICE Spring Technical Conference, Paper No. 2002-ICE-466, ASME, 2002.
39. Tauzia X., Chesse P., Hetet J.-F., Thouvenel N., 'Measurement and Simulation of Instantaneous Emissions of a Heavy Truck Diesel Engine during Transients', *Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 130, 2008.
40. Geivanidis S., Samaras Z., 'Development of a Dynamic Model for the Reconstruction of Tailpipe Emissions from Measurements on a Constant Volume Sampling Dilution System', *Measurement Science and Technology*, Vol. 19, 2008.
41. Signal 4000 Series NO_x Analyser, Manual, Signal Co. Ltd., 1985.
42. Cui Y., Deng K., Wu J., 'A Modelling and Experimental Study of Transient NO_x Emissions in Turbocharged Direct Injection Diesel Engines', *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 218, pp. 535-541, 2004.
43. Miyamoto N., Ogawa H., Shibuya M., Fuwa N., 'Time Series Analysis of Diesel Exhaust Gas Emissions under Transient Operation', SAE Paper No. 930976, 1993.
44. Miyamoto N., Ogawa H., Iemura A., Rakswardojo I.K., 'Cycle-to-Cycle Transient Characteristics of Exhaust Gas Emissions from a Diesel Engine with Different Increasing and Decreasing Load Patterns', SAE Paper No. 970750, 1997.
45. Ogawa H., Raihan K.A., Ilizuka K., Miyamoto N., 'Cycle-to-Cycle Transient Characteristics of Diesel Emissions during Starting', SAE Paper No. 1999-01-3495, 1999.
46. Raihan K.A., Takimoto F., Ogawa H., Miyamoto N., 'Time-Resolved Behavior of Unburned Hydrocarbon Components in Diesel Exhaust under Transient Operations', SAE Paper No. 2001-01-1259, 2001.

47. Commission Directive 96/20/EC of 27 March 1996 adapting to technical progress Council Directive 70/157/EEC relating to the permissible sound level and the exhaust system of motor vehicles, Official Journal L 092, April 1996.
48. Λάμαρης Β.Θ., Προσδιορισμός της Λειτουργικής Κατάστασης και των Εκπομπών Ρύπων Κινητήρων Ντήζελ με Συνδυασμένη Χρήση Μοντέλου Προσομοίωσης και Μη Καταστροφικών Μεθόδων Μέτρησης, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2010.
49. Cavina N., Sgatti S., Cavanna F., Bisanti G., 'Combustion Monitoring based on Engine Acoustic Emission Signal Processing', SAE Paper No. 2009-01-1024, 2009.
50. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., Peckham M.S., 'Experimental Assessment of Turbocharged Diesel Engine Transient Emissions during Acceleration, Load Change and Starting', SAE Paper No. 2010-01-1287, 2010.
51. Russell M.F., Haworth R., 'Combustion Noise from High Speed Direct Injection Diesel Engines', SAE Paper No. 850973, 1985.
52. Bracewell R.N., The Fourier Transform and its Applications, 3rd edition, McGraw-Hill, Boston, USA, 2000.
53. Σουρίλας Κ.Α., Επεξεργασία Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος Κινητήρα Diesel για τον Προσδιορισμό Θορύβου Καύσης, Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2009.
54. Ράπτης Π.Γ., Επίδραση Ταχύτητας Περιστροφής και Φορτίου στις Εκπομπές Θορύβου Υπερπληρωμένου Κινητήρα Diesel – Πειραματική και Υπολογιστική Προσέγγιση, Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2009.
55. Lilly L.R.C., Diesel Engine Reference Book, 2nd edition, B. Challen and R. Baranescu (eds), Butterworth Heinemann, Oxford, USA, 1999.
56. AVL 450 Combustion Noise Meter, Operating Manual, Rev. 4, AVL, August 2000.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

Διεξαγωγή και Επεξεργασία των Πειραματικών Μετρήσεων σε Μόνιμες και Μεταβατικές Συνθήκες Λειτουργίας

4.1 Εισαγωγή

Σκοπός του παρόντος κεφαλαίου είναι η παρουσίαση των δοκιμών μόνιμης και μεταβατικής λειτουργίας που πραγματοποιούνται στα πλαίσια της πειραματικής διερεύνησης της παρούσας εργασίας. Εκτελείται ένα μεγάλο εύρος δοκιμών έτσι ώστε να καλυφθούν όσο το δυνατόν περισσότερες περιπτώσεις λειτουργίας ενός κινητήρα οχήματος (όπως αυτός που χρησιμοποιείται στην παρούσα εργασία) σε πραγματικές συνθήκες. Ιδιαίτερη έμφαση δίνεται στις μεμονωμένες επιταχύνσεις, ενώ συμπεριλαμβάνονται δοκιμές αύξησης φορτίου και σύνθετες δοκιμές με πολλαπλές μεταβολές της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου. Επιπλέον, η διερεύνηση επεκτείνεται στη μελέτη της εκκίνησης του κινητήρα, καθώς και της μεταβατικής λειτουργίας του με χρήση μιγμάτων πετρελαίου με εναλλακτικά καύσιμα. Περιγράφεται η διαδικασία λήψης των μετρήσεων καθώς και η πορεία προετοιμασίας του κινητήρα ανάλογα με τις ιδιαιτερότητες της κάθε δοκιμής. Επίσης, παρουσιάζονται οι ρυθμίσεις των μετρητικών οργάνων και του συστήματος δειγματοληψίας πριν την εκτέλεση των δοκιμών, έτσι ώστε να παρέχονται αξιόπιστες μετρήσεις. Τέλος, περιγράφεται η διαδικασία επεξεργασίας των πειραματικών μετρήσεων για τον υπολογισμό των λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα και για την εκτίμηση των απόλυτων τιμών μάζας του μονοξειδίου του αζώτου και της αιθάλης. Το τελευταίο είναι ιδιαίτερα χρήσιμο για τη συγκριτική αξιολόγηση διαφόρων μεταβολών καθώς και της επίδρασης των εναλλακτικών καυσίμων στις εκπομπές ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία (Κεφάλαιο 8). Η επεξεργασία των μετρήσεων πραγματοποιείται με κώδικες H/Y που αναπτύχθηκαν στα πλαίσια της παρούσας εργασίας σε γλώσσα προγραμματισμού Visual Fortran.

4.2 Διεξαγωγή των Πειραματικών Μετρήσεων

4.2.1 Μόνιμες Συνθήκες Λειτουργίας

Ο πρώτος στόχος της πειραματικής κλίνης που αναπτύχθηκε στον κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA είναι η μελέτη της μόνιμης λειτουργίας, τόσο από την άποψη των λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα και των υποσυστημάτων του, όσο και από την άποψη των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης. Σκοπός είναι η κάλυψη όλου (ή τουλάχιστον του μεγαλύτερου τμήματος) του εύρους λειτουργίας του κινητήρα από πλευράς ταχύτητας περιστροφής και φορτίου, έτσι ώστε να καταστρωθούν οι “χάρτες” της μόνιμης λειτουργίας (steady-state engine maps) οι οποίοι χρησιμοποιούνται στη συνέχεια στην επεξεργασία των μετρήσεων κατά τις μεταβατικές δοκιμές. Επιπλέον αυτοί οι “χάρτες” αξιοποιούνται για την ερμηνεία και αξιολόγηση των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας, εφαρμόζοντας μία εναλλακτική μέθοδο θεωρητικού προσδιορισμού τους (Κεφάλαιο 6).

Τα σημεία λειτουργίας στα οποία πραγματοποιούνται οι μετρήσεις σε μόνιμες συνθήκες παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.1. Η ρύθμιση της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου πραγματοποιείται μέσω κατάλληλης διάταξης που έχει προσαρμοστεί στο πετάλι του γκαζιού του κινητήρα (Κεφάλαιο 2) και του μοχλού της πέδης, αντίστοιχα. Πρέπει να τονιστεί ότι τα συγκεκριμένα σημεία λειτουργίας αποτελούν τις αρχικές (επιθυμητές) τιμές για την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο του κινητήρα. Ωστόσο, κατά την εκτέλεση των δοκιμών οι πραγματικές τιμές ενδέχεται να διαφέρουν ελαφρά, λόγω της σχετικής ανακρίβειας στη ρύθμιση της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου, καθώς και της απόκλισης των στροφομέτρων του κινητήρα και της πέδης (Κεφάλαιο 2), των οποίων οι ενδείξεις χρησιμοποιούνται ως μία πρώτη προσέγγιση της ακριβούς ταχύτητας περιστροφής. Εξάλλου, σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας ενός κινητήρα οχήματος αυτές οι παράμετροι μεταβάλλονται πρακτικά συνεχώς. Η μέγιστη απόκλιση που παρατηρείται δεν ξεπερνάει το 3%, οπότε και τα συγκριτικά αποτελέσματα μεταξύ των σημείων δεν επηρεάζονται ιδιαίτερα. Οι ακριβείς τιμές της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου, σε κάθε σημείο όπου πραγματοποιείται μέτρηση, δίνονται στα πρωτόκολλα δοκιμών της μόνιμης λειτουργίας στο Κεφάλαιο 5. Επιπλέον, παρατηρείται από τον Πίνακα 4.1 ότι δεν εκτελούνται μετρήσεις στα πολύ ακραία (υψηλά) σημεία του εύρους λειτουργίας του κινητήρα (π.χ. σε φορτίο πάνω από 90%), για την αποφυγή υπερθέρμανσης τόσο του κινητήρα όσο και (του νερού) της πέδης. Άλλωστε οι κύριες εφαρμογές του συγκεκριμένου κινητήρα, δηλαδή τα αστικά λεωφορεία και μικρά/μεσαία φορτηγά, σπανίως περιλαμβάνουν λειτουργία σε αυτά τα ακραία σημεία. Ειδικότερα για την περίπτωση των λεωφορείων, η κίνησή τους σε συνθήκες οδήγησης πόλης συνεπάγεται λειτουργία του κινητήρα συνήθως σε χαμηλά/μεσαία φορτία.

Πίνακας 4.1 Σημεία λειτουργίας του κινητήρα κατά τις μετρήσεις σε μόνιμες συνθήκες.

Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	1000, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200
Φορτίο (%)	10, 30, 50, 70, 80 (ή 90)

Πριν την έναρξη των πειραματικών μετρήσεων στα παραπάνω σημεία μόνιμης λειτουργίας πραγματοποιείται πλήρης έλεγχος του κινητήρα, με κυριότερο τον έλεγχο της στάθμης του ψυκτικού και του λιπαντικού καθώς και οποιασδήποτε πιθανής διαρροής τους. Επίσης ελέγχεται το σύστημα τροφοδοσίας και επιστροφής του καυσίμου, καθώς και οι ηλεκτρικές συνδέσεις του κινητήρα και των μετρητικών οργάνων. Ακολουθεί η προθέρμανση του κινητήρα σε κανονική θερμοκρασία λειτουργίας με κριτήριο τη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου (80-85 °C). Για την εκτέλεση μέτρησης σε κάθε ένα από τα σημεία λειτουργίας του Πίνακα 4.1 απαιτείται η αποκατάσταση θερμοδυναμικής ισορροπίας του κινητήρα στις αντίστοιχες συνθήκες, με κριτήριο επιβεβαίωσης τη θερμοκρασία των καυσαερίων, η οποία μετρείται όπως περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 2. Η συγκεκριμένη παράμετρος επιλέγεται διότι απαιτεί αρκετά μεγάλο χρονικό διάστημα για να σταθεροποιηθεί στην τελική της τιμή, γεγονός που οφείλεται στη μεγάλη θερμική αδράνεια του κινητήρα και του συστήματος εξαγωγής των καυσαερίων. Ως εναλλακτικό κριτήριο μπορεί να χρησιμοποιηθεί η κατανάλωση καυσίμου [1].

4.2.2 Μεταβατικές Συνθήκες Λειτουργίας

Ο δεύτερος και βασικός στόχος της πειραματικής κλίνης που αναπτύχθηκε, αποτελώντας και τον κύριο σκοπό της παρούσας εργασίας, είναι η διερεύνηση της μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα, με ιδιαίτερη έμφαση στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης. Η χρονική μεταβολή των λειτουργικών παραμέτρων κατά τη διάρκεια μίας μεταβατικής δοκιμής χρησιμοποιείται για την ερμηνεία αυτών των εκπομπών.

Οι Πίνακες 4.2(α)-(δ) παρουσιάζουν συνοπτικά (δηλαδή μόνο το αρχικό και τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας, καύσιμο diesel εκτός αν αναφέρεται άλλο) τις δοκιμές οι οποίες πραγματοποιούνται και περιλαμβάνουν μεταβολές τις οποίες βιώνει ένας κινητήρας οχήματος στην καθημερινή του χρήση. Όπως και πριν, τα αρχικά και τελικά σημεία μόνιμης λειτουργίας κατά την εκτέλεση της δοκιμής ενδέχεται να διαφέρουν ελαφρά από αυτά που δίνονται εδώ. Οι ακριβείς τιμές καθώς και όλες οι λεπτομερείς πληροφορίες και επεξηγήσεις κάθε δοκιμής δίνονται μαζί με τα αντίστοιχα πρωτόκολλα στα Κεφάλαια 6, 7 και 8.

Πιο συγκεκριμένα, εκτελούνται δοκιμές επιτάχυνσης, αύξησης φορτίου, συνδυασμένων μεταβολών, καθώς και εκκίνησης σε διαφορετικές θερμικές καταστάσεις του κινητήρα όπως αυτή ορίζεται από τη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου (ή επιπλέον και του λιπαντικού ελαίου, με ένδειξη την πίεσή του). Επίσης, περιλαμβάνονται περιπτώσεις επιτάχυνσης και θερμής

εκκίνησης με χρήση μιγμάτων πετρελαίου με εναλλακτικά καύσιμα, οι ιδιότητες των οποίων παρουσιάζονται στο Κεφάλαιο 8. Το κύριο ενδιαφέρον επικεντρώνεται στις δοκιμές επιτάχυνσης, εφόσον ο κινητήρας προορίζεται για χρήση σε οχήματα. Επιπλέον, η ύπαρξη της υδραυλικής πέδης συνεπάγεται αύξηση του φορτίου σε κάθε επιτάχυνση, γεγονός που αντικατοπτρίζει την πραγματική λειτουργία ενός κινητήρα οχήματος. Όταν το όχημα επιταχύνει αυξάνεται η αντίσταση τριβής με το οδόστρωμα καθώς και η αεροδυναμική αντίσταση. Η τελευταία μάλιστα μεταβάλλεται με το τετράγωνο της ταχύτητας κίνησης του οχήματος (που αντιστοιχεί σε συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα μέσω της εκάστοτε σχέσης μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων και της σταθερής σχέσης μετάδοσης του διαφορικού), όπως συμβαίνει και με την αντίσταση της υδραυλικής πέδης. Ωστόσο, η ύπαρξη της υδραυλικής πέδης καθιστά αδύνατη τη μέτρηση και τη συνεχή καταγραφή της στιγμιαίας ισχύος του κινητήρα κατά τη διάρκεια μιας μεταβολής. Αυτή θα ήταν εφικτή με τη χρήση είτε ηλεκτρονικά ελεγχόμενης πέδης είτε κατάλληλης μετρητικής διάταξης (π.χ. ροπόμετρο).

Αντίθετα, οι κινητήρες οχημάτων αν και βιώνουν μεταβολές φορτίου (όταν για παράδειγμα αλλάζει η κλίση του οδοστρώματος ή κατά τη σύμπλεξη μετά από αλλαγή της σχέσης μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων), αυτές δεν είναι τόσο έντονες όπως οι αντίστοιχες σε ναυτικούς ή κινητήρες ηλεκτροπαραγωγής. Επιπλέον, η μεταβολή της αντίστασης του οχήματος οδηγεί σε άμεση επενέργεια του οδηγού (πατώντας το πετάλι του γκαζιού ή αλλάζοντας τη σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων), γεγονός που έχει ως αποτέλεσμα τη συνδυασμένη μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου του κινητήρα.

Κατά την εκτέλεση των επιταχύνσεων, ανεξαρτήτως του καυσίμου που χρησιμοποιείται (Πίνακες 4.2(α) και 4.2(δ)), ο κινητήρας αφήνεται να ισορροπήσει στο αρχικό σημείο λειτουργίας με κριτήριο τη θερμοκρασία των καυσαερίων. Αφού ληφθούν όλες οι μετρήσεις σε αυτό το σημείο, πιέζεται το πετάλι του γκαζιού μέχρι το τέλος του ρυθμιζόμενου τερματικού (“στοπ”, Κεφάλαιο 2) ώστε να επιταχυνθεί ο κινητήρας, ενώ η θέση του ρυθμιστικού μοχλού της πέδης παραμένει αμετάβλητη. Η τελική θέση του τερματικού (“στοπ”) ρυθμίζεται πριν της εκτέλεση της δοκιμής στην επιθυμητή τελική ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Παράλληλα, γίνεται η καταγραφή όλων των μεγεθών. Η διάρκεια της μεταβολής καθορίζεται από τα αποτελέσματα με βάση τη μετακίνηση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου, εφόσον δεν υπάρχει η δυνατότητα να ελεγχθεί εξ αρχής. Το πετάλι του γκαζιού παραμένει στην τελική του θέση μέχρι να αποκατασταθεί θερμοδυναμική ισορροπία του κινητήρα στο αντίστοιχο σημείο λειτουργίας, όπου επίσης λαμβάνονται όλες οι μετρήσεις. Αντίστοιχα, κατά τη δοκιμή αύξησης φορτίου, ο ρυθμιστικός μοχλός της πέδης μετακινείται προς την κατεύθυνση υψηλότερου φορτίου ενώ το πετάλι του γκαζιού παραμένει σε σταθερή θέση, οπότε ο κινητήρας αφήνεται ελεύθερος να αντιδράσει στην επιβολή του νέου φορτίου. Στις περιπτώσεις των συνδυασμένων μεταβολών (Πίνακας 4.2(β)) πραγματοποιείται ταυτόχρονη μετακίνηση του πεταλιού του γκαζιού και του ρυθμιστικού μοχλού της πέδης.

Για τις δοκιμές εκκίνησης του κινητήρα (Πίνακες 4.2(γ) και 4.2(δ)), ανεξαρτήτως του καυσίμου που χρησιμοποιείται, εφαρμόζεται ιδιαίτερη διαδικασία. Συγκεκριμένα, τίθεται το πετάλι του γκαζιού στη θέση που αντιστοιχεί στην επιθυμητή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και πιέζεται ο διακόπτης του εκκινήτη (μίζα). Τονίζεται ότι το πετάλι του γκαζιού δε μετακινείται (σε αντίθεση με άλλες περιπτώσεις εκκίνησης κινητήρων οχημάτων όπου το πετάλι του γκαζιού πιέζεται μέχρι το τέρμα), αλλά ο κινητήρας αφήνεται ελεύθερος να αντιδράσει, με τη μετατόπιση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου να καθορίζεται αποκλειστικά από το ρυθμιστή στροφών. Παράλληλα, ο ρυθμιστικός μοχλός της πέδης είναι στη θέση του μηδενικού φορτίου, γεγονός που αντικατοπτρίζει την πραγματική κατάσταση εκκίνησης ενός κινητήρα οχήματος (ο οποίος εκκινείται χωρίς φορτίο – “ρελαντί”).

Επιπλέον, πριν την εκτέλεση της δοκιμής ακολουθείται μία διαδικασία καθαρισμού της εξάτμισης από τις σωματιδιακές επικαθήσεις (προερχόμενες από την προηγούμενη λειτουργία του κινητήρα), οι οποίες πιθανώς να εξαχθούν κατά την επόμενη εκκίνηση. Έτσι, η μέτρηση της αδιαφάνειας των καυσαερίων θα συμπεριελάμβανε και αυτές τις επικαθήσεις και δε θα οφειλόταν αποκλειστικά στο σχηματισμό σωματιδίων κατά τη συγκεκριμένη εκκίνηση [2], οπότε θα οδηγούσε σε λανθασμένα συμπεράσματα. Η διαδικασία καθαρισμού συνίσταται στη λειτουργία του κινητήρα σε υψηλή ταχύτητα περιστροφής και μεγάλο φορτίο για επαρκές χρονικό διάστημα (της τάξης των 15 λεπτών), όπου υφίστανται υψηλές θερμοκρασίες και σχετικά χαμηλές τιμές αδιαφάνειας των καυσαερίων [3], έτσι ώστε να ελαχιστοποιηθούν οι επικαθήσεις σωματιδίων εντός των σωληνώσεων εξαγωγής των καυσαερίων. Ωστόσο υπάρχουν κάποιοι περιορισμοί στην εφαρμογή της διαδικασίας καθαρισμού, σύμφωνα με τους οποίους αυτή πρέπει να εφαρμόζεται την προηγούμενη ημέρα για την περίπτωση της ψυχρής εκκίνησης. Επιπλέον, δεν μπορεί να εφαρμοστεί πριν τις δοκιμές εκκίνησης σε ενδιάμεσες θερμοκρασίες του ψυκτικού, διότι θα προκαλούσε πλήρη θέρμανση του κινητήρα. Οι συγκεκριμένες δοκιμές πραγματοποιούνται κατά τη φάση προθέρμανσης του κινητήρα, ο οποίος σβήνεται μόλις επιτευχθεί η επιθυμητή θερμοκρασία του ψυκτικού και στη συνέχεια εκκινείται αμέσως με το πετάλι του γκαζιού ρυθμισμένο στην επιθυμητή ταχύτητα περιστροφής.

Η τελευταία ιδιαιτερότητα των δοκιμών εκκίνησης, κατά κύριο λόγο της ψυχρής, αφορά στην ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Η ρύθμιση του πεταλιού του γκαζιού στην επιθυμητή ταχύτητα περιστροφής την προηγούμενη ημέρα σε πλήρως προθερμασμένη κατάσταση του κινητήρα δεν αντιστοιχεί στην ίδια τιμή κατά την ψυχρή εκκίνηση. Αυτό οφείλεται πρωταρχικά στις αυξημένες τριβές λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας του λιπαντικού (άρα και του υψηλού ιξώδους), καθώς και στις υψηλότερες θερμικές απώλειες εξαιτίας της χαμηλής θερμοκρασίας του ψυκτικού (άρα και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου). Γι' αυτό το λόγο, το πετάλι του γκαζιού τίθεται σε θέση που αντιστοιχεί σε ελαφρώς υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής από την επιθυμητή. Ωστόσο, αυτή η ρύθμιση δεν επηρεάζει τα αποτελέσματα μιας και η απόκλιση από την επιθυμητή ταχύτητα περιστροφής είναι πολύ μικρή.

Πίνακας 4.2α Μεμονωμένες δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας.

Α/Α	Είδος δοκιμής	Αρχικές συνθήκες		Τελικές συνθήκες	
		Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)	Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)
1	Επιτάχυνση	1000	10	1400	10
2		1000	10	1600	10
3		1000	10	1800	15
4		1000	10	2100	20
5		1200	20	1600	40
6		1200	20	2000	60
7		1400	30	1800	50
8		1600	40	2000	60
9		1600	40	2200	80
10		1500	10	2000	20
11		1500	40	2000	75
12	"Αργή" επιτάχυνση	1400	30	1800	50
13	"Ψυχρή" επιτάχυνση	1000	10	1400	10
14	Αύξηση φορτίου	2000	10	1200	50

Πίνακας 4.2β Συνδυασμένες και σύνθετες δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας.

Α/Α	Είδος δοκιμής	Αρχικές συνθήκες		Τελικές συνθήκες	
		Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)	Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)
15	Σταδιακή επιτάχυνση	1000	10	1800	15
16	Αύξηση φορτίου και επιτάχυνση	1800	30	2000	80
17	Πολλαπλές μεταβολές	1000	10	1500	50

Πίνακας 4.2γ Συνθήκες κατά τις δοκιμές εκκίνησης.

Α/Α	Συνθήκες	Ταχύτητα περιστροφής (rpm) – "ρελαντί"	Θερμοκρασία ψυκτικού (°C)	Πίεση λιπαντικού (bar)
18	Ψυχρή	900	20	5.9
19	Σε ενδιάμεσες θερμοκρασίες	1010	35	5.2
20		1010	60	4.0
21	Θερμή	1215	80	2.5
22		950	80	1.8

Πίνακας 4.2δ Δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας με εναλλακτικά καύσιμα.

Α/Α	Είδος δοκιμής	Καύσιμα	Αρχικές συνθήκες		Τελικές συνθήκες	
			Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)	Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)
23	Επιτάχυνση	100% D ^α	1000	10	1800	15
24		70% D-30% Bio ^β	1500	10	2000	20
25		75% D-25% But ^γ	1500	40	2000	75
Α/Α	Είδος δοκιμής	Καύσιμα	Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Θερμοκρασία ψυκτικού (°C)	Πίεση λιπαντικού (bar)	
26	Θερμή εκκίνηση	100% D 70% D-30% Bio 75% D-25% But	950	80	1.8	

^α: Diesel (πετρέλαιο), ^β: Biodiesel (βιοντήζελ), ^γ: Butanol (βουτανόλη)

4.3 Προετοιμασία και Ρυθμίσεις των Μετρητικών Οργάνων και Συσκευών

Μετά τον έλεγχο του κινητήρα για οποιαδήποτε πιθανή διαρροή στα συστήματα ψύξης, λίπανσης και τροφοδοσίας καυσίμου, ακολουθεί η προετοιμασία των μετρητικών οργάνων και οι ρυθμίσεις του συστήματος δειγματοληψίας. Η προετοιμασία των οργάνων αφορά κατά κύριο λόγο στους αναλυτές καυσαερίων και θορύβου της καύσης, η σωστή ρύθμιση των οποίων είναι ουσιώδους σημασίας για την αξιοπιστία των μετρήσεων.

Αναφορικά με τις διατάξεις μέτρησης των λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα, η μοναδική η οποία απαιτεί ιδιαίτερη ρύθμιση πριν την έναρξη των μετρήσεων είναι το σύστημα του πιεζοηλεκτρικού μετατροπέα που χρησιμοποιείται για τη μέτρηση της πίεσης του αερίου εντός του κυλίνδρου. Συγκεκριμένα, ρυθμίζονται η ευαισθησία του μετατροπέα και το εύρος της κλίμακας μέτρησης στον ενισχυτή φορτίου έτσι ώστε 1 V του σήματος εξόδου να αντιστοιχεί σε 20 bar του μετρούμενου μεγέθους. Οι ρυθμίσεις αυτές πραγματοποιούνται πριν την έναρξη των μετρήσεων και δε χρειάζεται να επαναληφθούν στη συνέχεια.

Οι πιο σημαντικές ρυθμίσεις οι οποίες πραγματοποιούνται πριν την έναρξη των μετρήσεων αφορούν στους αναλυτές καυσαερίων και θορύβου της καύσης. Το βασικότερο στάδιο της προετοιμασίας τους είναι η βαθμονόμησή τους, όπως περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 3.

Ξεκινώντας από τον αναλυτή μονοξειδίου του αζώτου (NO) CLD 500, πριν την εκκίνησή του πραγματοποιείται καθημερινός καθαρισμός των τριχοειδών αγωγών εντός της κεφαλής και της γραμμής δειγματοληψίας για την απομάκρυνση πιθανών επικαθήσεων. Μετά την προθέρμανσή του, βαθμονομείται και στη συνέχεια επιλέγεται το εύρος μέτρησης της κάθε κεφαλής δειγματοληψίας. Με βάση μία σειρά εκτεταμένων προκαταρκτικών δοκιμών μόνιμης και μεταβατικής λειτουργίας που εκτελέστηκαν πριν από τις μετρήσεις, διαπιστώθηκε πως η μέγιστη τιμή της συγκέντρωσης του NO στα καυσαέρια δεν ξεπερνάει σε καμία περίπτωση τα 1500 ppm. Έτσι, επιλέγεται και στις δύο κεφαλές το εύρος μέτρησης 0÷2000 ppm (οπότε η αναλογία με τα V του σήματος είναι 200 ppm/V) για βέλτιστη δυνατή ακρίβεια. Η βαθμονόμηση του αναλυτή ελέγχεται και επαναλαμβάνεται πριν και μετά από κάθε μέτρηση για την εξασφάλιση της μέγιστης αξιοπιστίας των τιμών. Πρέπει να σημειωθεί ότι επιλέγεται να μετρηθούν μόνο οι εκπομπές του μονοξειδίου του αζώτου και όχι των συνολικών οξειδίων (μονοξείδιο και διοξείδιο), λόγω της μικρής συνεισφοράς του διοξειδίου (NO₂) στα συνολικά οξείδια του αζώτου που εκπέμπονται από κινητήρες diesel γενικά [4,5], και ειδικά κατά τη διάρκεια απότομων μεταβολών [6,7]. Γι' αυτό το λόγο δε χρησιμοποιείται ο μετατροπέας του NO₂ σε NO.

Για τον αναλυτή αδιαφάνειας των καυσαερίων AVL 439 πραγματοποιούνται παρόμοιες ρυθμίσεις. Η πρωταρχική αφορά στην κατάλληλη ρύθμιση της συσκευής ελέγχου, η οποία ήταν εξ αρχής διαθέσιμη από τον αναλυτή καπνού AVL 415S που βρίσκεται εγκατεστημένος στο

εργαστήριο Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π.. Όπως αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 3, η συσκευή ελέγχου μπορεί να ελέγχει ταυτόχρονα δύο μετρητικά όργανα. Ωστόσο, ο αναλυτής αδιαφάνειας δε συμπεριλαμβανόταν στη συγκεκριμένη συσκευή ελέγχου του εργαστηρίου Μ.Ε.Κ.. Έτσι, με ιδιαίτερη διαδικασία εγκαταστάθηκε το κατάλληλο λογισμικό ελέγχου του αναλυτή αδιαφάνειας. Στη συνέχεια, εκκινείται ο αναλυτής και μετά την προθέρμανσή του τίθεται σε κατάσταση μηδενισμού, όπου πρακτικά γίνεται η βαθμονόμησή του. Αυτή η διαδικασία ακολουθείται πριν από κάθε μέτρηση για την εξασφάλιση της εγκυρότητας των μετρούμενων τιμών. Σημειώνεται ότι δε χρησιμοποιείται κάποιο φίλτρο επεξεργασίας των μετρούμενων τιμών, έτσι ώστε να μην υπάρχει ο κίνδυνος εξομάλυνσης των ακραίων τιμών αδιαφάνειας που μετρούνται.

Οι απαιτούμενες ρυθμίσεις για τον αναλυτή του θορύβου της καύσης AVL 450 συνίστανται αφενός στη βαθμονόμησή του και αφετέρου στην επιλογή του χαμηλοπερατού φίλτρου που πρόκειται να εφαρμοστεί. Η βαθμονόμησή του πραγματοποιείται όπως περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 3, ενώ δεν εφαρμόζεται κάποιο χαμηλοπερατό φίλτρο για την αποφυγή του μετρητικού σφάλματος που πιθανώς μπορεί αυτό να εισάγει.

Η τελευταία συνιστώσα της πειραματικής κλίνης που απαιτεί ιδιαίτερες ρυθμίσεις πριν την έναρξη των μετρήσεων είναι το σύστημα δειγματοληψίας και καταγραφής των δεδομένων. Τα αναλογικά κανάλια εισόδου χρησιμοποιούνται ως διαφορικά, οπότε καταγράφονται έως οκτώ σήματα. Συγκεκριμένα γίνεται συνεχής καταγραφή των παρακάτω μεγεθών κατά τη διάρκεια των δοκιμών μόνιμης και μεταβατικής λειτουργίας:

- Άνω νεκρό σημείο, από όπου προκύπτει η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.
- Θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου.
- Πίεση του αερίου εντός του κυλίνδρου.
- Ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή.
- Πίεση του αέρα πλήρωσης (μετά το ψυγείο υπερπλήρωσης).
- Συγκέντρωση μονοξειδίου του αζώτου μετά τον υπερπληρωτή (2η κεφαλή).
- Αδιαφάνεια των καυσαερίων.

Επιπλέον σε συνθήκες μόνιμης λειτουργίας καταγράφεται το σήμα από την 1η κεφαλή του αναλυτή του μονοξειδίου του αζώτου (η οποία τοποθετείται στη σωλήνωση εξαγωγής μετά τη βαλβίδα εξαγωγής του πρώτου κυλίνδρου), ενώ κατά τις μεταβατικές δοκιμές στη θέση του καταγράφεται το σήμα από τον αναλυτή του θορύβου της καύσης. Ακόμα λαμβάνονται οι παρακάτω μετρήσεις, αποκλειστικά στα σημεία μόνιμης λειτουργίας, χωρίς να καταγράφονται συνεχώς από το σύστημα δειγματοληψίας:

- Πραγματική ισχύς του κινητήρα.
- Κατανάλωση καυσίμου.
- Θερμοκρασία καυσαερίων.
- Θερμοκρασία ψυκτικού μέσου και πίεση λιπαντικού ελαίου.

- Θερμοκρασία του αέρα πλήρωσης πριν και μετά το ψυγείο υπερπλήρωσης (σε συγκεκριμένα σημεία μόνο).

Η επόμενη βασική ρύθμιση του συστήματος καταγραφής δεδομένων αφορά στην επιλογή της συχνότητας δειγματοληψίας, η οποία σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας υπολογίζεται από τη σχέση:

$$SR = \frac{6n}{\alpha} \quad (4.1)$$

όπου n η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και α το βήμα δειγματοληψίας (1° γωνίας στροφάλου για τη μόνιμη λειτουργία), ενώ επιλέγεται η μέγιστη δυνατή τιμή της ανά κανάλι για δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας. Σε όλα τα κανάλια ρυθμίζεται συντελεστής ενίσχυσης (κέρδος) ίσος με ένα, διότι όλα τα σήματα εμπίπτουν στο εύρος ± 10 V. Η διάρκεια δειγματοληψίας σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας επιλέγεται έτσι ώστε να καταγράφονται 20 πλήρεις κύκλοι λειτουργίας του κινητήρα, με τη διάρκεια του κάθε κύκλου να υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\Delta t_{\text{cycle}} = \frac{180K}{6n} \quad (4.2)$$

όπου $K=2$ ή 4 για 2-X (δύχρονο) ή 4-X (τετράχρονο) κινητήρα αντίστοιχα. Κατά τις δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας η διάρκεια δειγματοληψίας επιλέγεται έτσι ώστε να καταγράφονται τουλάχιστον 500 πλήρεις κύκλοι λειτουργίας με βάση την ελάχιστη ταχύτητα περιστροφής κατά τη διάρκεια της δοκιμής, έτσι ώστε να εξασφαλίζεται η καταγραφή όλης της μεταβολής. Ο συνολικός αριθμός των εγγεγραμμένων σημείων για κάθε σήμα $N_{\text{samples,tot}}$ σε κάθε περίπτωση υπολογίζεται από τη σχέση:

$$N_{\text{samples,tot}} = SR \cdot SP \quad (4.3)$$

όπου SR η συχνότητα και SP η διάρκεια δειγματοληψίας. Τέλος, επιλέγεται να εμφανίζονται σε διάγραμμα (το οποίο εξελίσσεται κατά τη διάρκεια της δοκιμής) όλα τα καταγραφόμενα μεγέθη για μία γρήγορη επισκόπηση της μεταβολής και επιβεβαίωση της σωστής λειτουργίας των μετρητικών οργάνων.

4.4 Επεξεργασία των Πειραματικών Μετρήσεων

Η επεξεργασία των πειραματικών μετρήσεων περιλαμβάνει την εύρεση των σταθερών τιμών των λειτουργικών παραμέτρων καθώς και των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης κατά τη μόνιμη λειτουργία, ή την εύρεση των αντίστοιχων τιμών τους ανά κύκλο λειτουργίας του κινητήρα σε μεταβατικές συνθήκες. Στη δεύτερη περίπτωση υπολογίζεται η μέση τιμή των καταγεγραμμένων τιμών του εκάστοτε μεγέθους (όταν αυτό έχει πρακτικό νόημα ανά κύκλο λειτουργίας και όχι ανά βήμα γωνίας στροφάλου, όπως το δυναμοδεικτικό διάγραμμα) στη διάρκεια ενός πλήρους κύκλου λειτουργίας, όπως αυτός ορίζεται από τρία διαδοχικά σήματα του μαγνητικού ενδείκτη ΑΝΣ. Όλες οι διαδικασίες επεξεργασίας που περιγράφονται στη συνέχεια υλοποιούνται με προγράμματα Η/Υ σε γλώσσα προγραμματισμού Visual Fortran, τα οποία αναπτύχθηκαν στα πλαίσια της παρούσας εργασίας.

Αναφορικά με τον προσδιορισμό των ακόλουθων μεγεθών από τα αντίστοιχα καταγεγραμμένα σήματα και ενδείξεις:

- πραγματική ισχύς του κινητήρα (εξίσωση (2.6), για μόνιμες συνθήκες λειτουργίας μόνο)
- ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (εξισώσεις (2.7) και (2.8))
- στιγμιαία θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου (εξίσωση (2.9))
- ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή (εξισώσεις (2.10) έως (2.13))
- στιγμιαία τιμή της πίεσης του αέρα πλήρωσης (εξισώσεις (2.14) και (2.15))

η διαδικασία έχει αναλυθεί στο Κεφάλαιο 2, στις παραγράφους όπου περιγράφεται η κάθε αντίστοιχη μετρητική διάταξη και έτσι δεν επαναλαμβάνεται εδώ.

Στη συνέχεια περιγράφεται η διαδικασία προσδιορισμού του δυναμοδεικτικού διαγράμματος, η οποία είναι παρόμοια για λειτουργία του κινητήρα είτε σε μόνιμες είτε σε μεταβατικές συνθήκες. Ακολούθως, γίνεται διαχωρισμός ανάμεσα σε μόνιμη και μεταβατική κατάσταση και παρουσιάζεται η επεξεργασία των μετρήσεων που πραγματοποιείται σε κάθε περίπτωση.

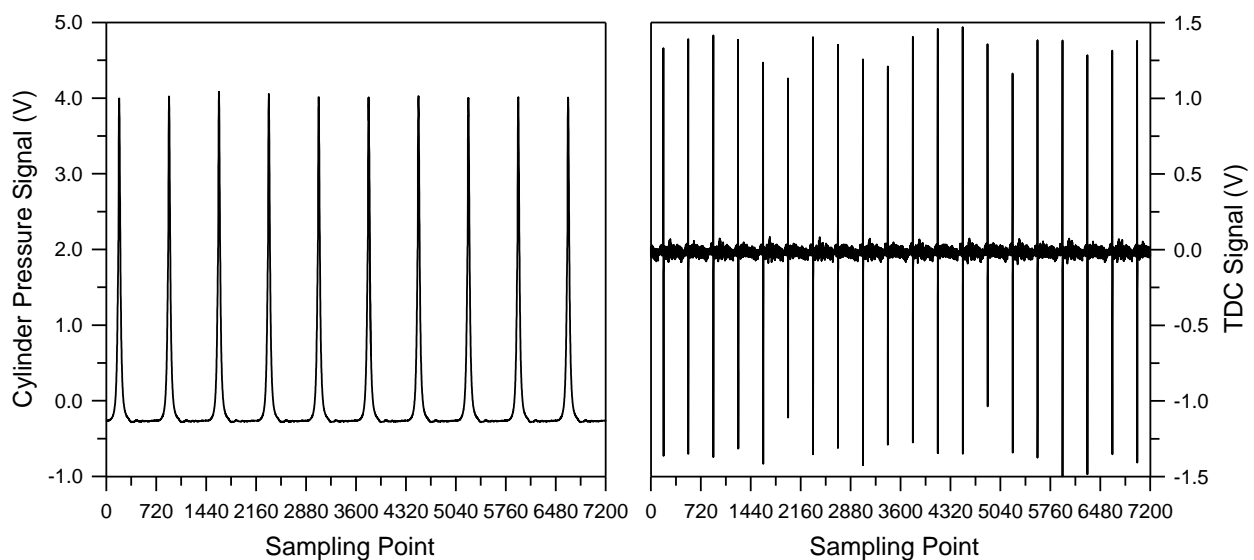
4.4.1 Προσδιορισμός του Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος

Μία από τις σημαντικότερες μετρήσεις, είτε σε μόνιμες είτε σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας, είναι αυτή της πίεσης του αερίου εντός του κυλίνδρου ή, όπως συνήθως αναφέρεται, του δυναμοδεικτικού διαγράμματος. Στη συνέχεια περιγράφεται η διαδικασία προσδιορισμού του, σημειώνοντας ότι στη μόνιμη λειτουργία προκύπτει ως «μέσο» διάγραμμα από τις καταγεγραμμένες μετρήσεις για 20 πλήρεις κύκλους λειτουργίας, για δε τη μεταβατική κατάσταση προσδιορίζεται από την αντίστοιχη (μοναδική) μέτρηση της πίεσης για κάθε πλήρη κύκλο λειτουργίας του κινητήρα.

Γενικά, η διαδικασία προσδιορισμού του δυναμοδεικτικού διαγράμματος από το μετρούμενο σήμα περιλαμβάνει τα παρακάτω στάδια:

- Τη μετατροπή του σήματος από V σε bar.
- Την αντιστοίχιση της πίεσης με τη γωνία στροφάλου.
- Την αναγωγή του σήματος στη σωστή πίεση αναφοράς.
- Τον υπολογισμό της μέσης τιμής για κάθε μοίρα γωνίας στροφάλου από τα 20 καταγεγραμμένα διαγράμματα (μόνο για τη μόνιμη λειτουργία).

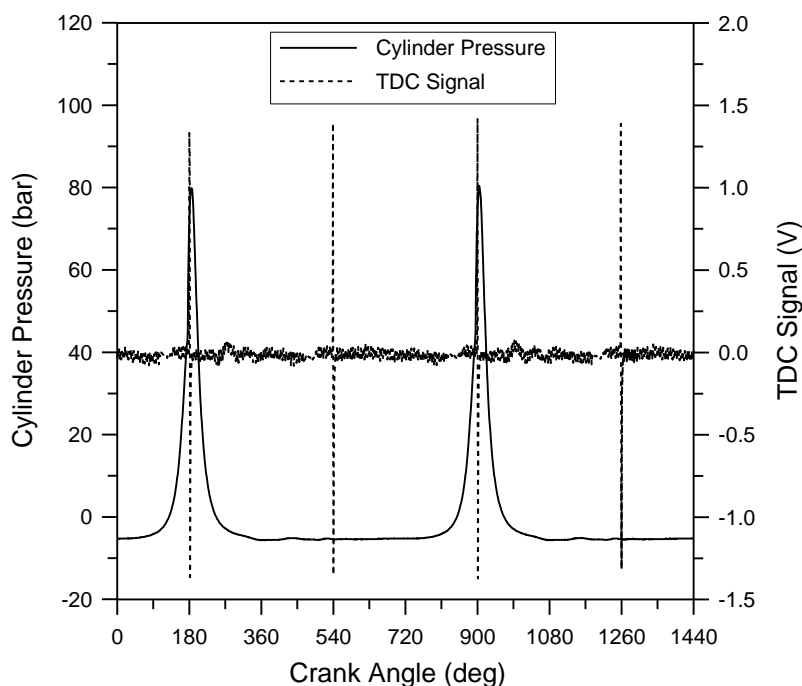
Στο Σχήμα 4.1 φαίνεται η πρωτογενής μέτρηση της πίεσης (του αερίου εντός του κυλίνδρου μαζί με το σήμα της θέσης του ΑΝΣ. Το πρώτο στάδιο εκτελείται πολλαπλασιάζοντας το μετρημένο σήμα με τη σταθερά αναλογίας, όπως αυτή έχει ρυθμιστεί στον ενισχυτή φορτίου (20 bar/V στην παρούσα εφαρμογή).



Σχήμα 4.1 Πρωτογενής μέτρηση της πίεσης του αερίου και της θέσης του ΑΝΣ.

Στο δεύτερο στάδιο της επεξεργασίας η μετρημένη πίεση αντιστοιχίζεται σε μοίρες γωνίας στροφάλου χρησιμοποιώντας το σήμα του μαγνητικού ενδείκτη ΑΝΣ, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 4.2. Η διαδικασία προσδιορισμού του ΑΝΣ έχει περιγραφεί στο Κεφάλαιο 2. Μετά την εύρεση των σημείων που αντιστοιχούν σε ΑΝΣ (όπου οι 180° αντιστοιχίζονται στο ΑΝΣ κατά την καύση, δηλαδή κοντά στο μέγιστο της μετρημένης πίεσης) και γνωρίζοντας το πλήθος των μετρήσεων σε κάθε πλήρη κύκλο λειτουργίας (όπως αυτός ορίζεται από τρία διαδοχικά σήματα ΑΝΣ), μπορεί να υπολογιστεί το πραγματικό βήμα δειγματοληψίας. Αυτό ενδέχεται να διαφέρει από το επιθυμητό, διότι οι κάρτες αναλογοψηφιακής μετατροπής πραγματοποιούν τη δειγματοληψία με ελαφρώς μεγαλύτερη συχνότητα από αυτή που τίθεται από το χρήστη. Για τη μόνιμη λειτουργία όπου επιλέγεται βήμα δειγματοληψίας 1° γωνίας στροφάλου και η συχνότητα υπολογίζεται από τη σχέση (4.1), η διαφοροποίηση είναι πολύ μικρή και σταθερή κατά τη διάρκεια της μέτρησης λόγω της σταθερής ταχύτητας περιστροφής. Ωστόσο, κατά τις

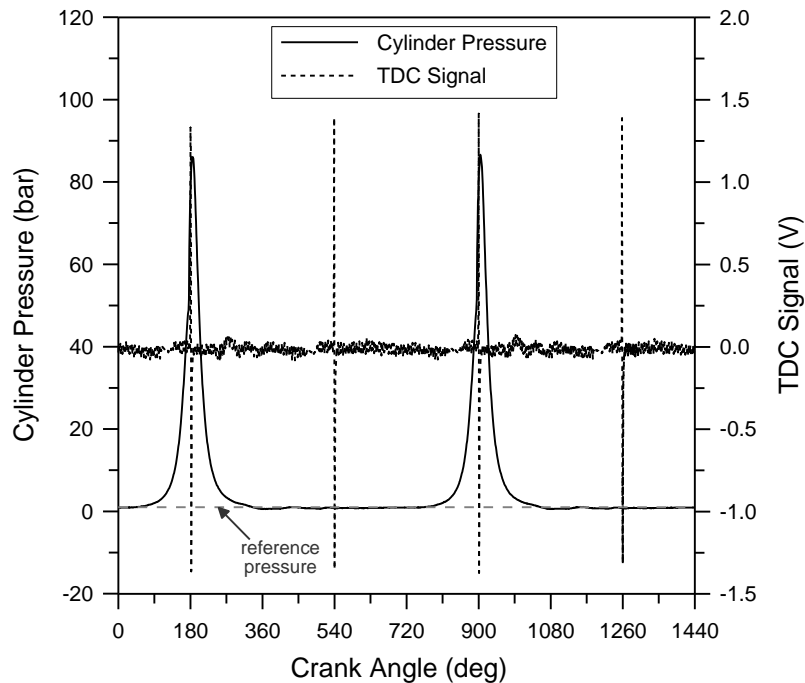
μεταβατικές δοκιμές όπου η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα μεταβάλλεται συνεχώς ενώ η συχνότητα δειγματοληψίας παραμένει σταθερή, αυτό το στάδιο είναι ουσιώδους σημασίας. Ο υπολογισμός του πραγματικού βήματος δειγματοληψίας, το οποίο μεταβάλλεται από κύκλο σε κύκλο, είναι απαραίτητος και πραγματοποιείται σύμφωνα με τη σχέση (4.1) για την εκάστοτε ταχύτητα περιστροφής κάθε κύκλου λειτουργίας. Έχοντας προσδιορίσει τα σημεία “ΑΝΣ”, τα υπόλοιπα σημεία του κύκλου λειτουργίας βρίσκονται με μετακίνηση κατά το πραγματικό βήμα δειγματοληψίας και εκτελώντας γραμμική παρεμβολή μεταξύ των αντίστοιχων τιμών της πίεσης.



Σχήμα 4.2 Μετατροπή του σήματος σε bar και αντιστοίχιση με τη γωνία στροφάλου.

Έτσι, προκύπτει το δυναμοδεικτικό διάγραμμα για κάθε πλήρη κύκλο λειτουργίας, το οποίο ωστόσο χρειάζεται διόρθωση ως προς την πίεση αναφοράς. Αυτό συμβαίνει διότι ο πιεζοκρύσταλλος παρέχει σχετική μέτρηση, δηλαδή αντιλαμβάνεται τη μεταβολή της πίεσης και όχι την απόλυτη πίεση, με αποτέλεσμα να δίνει ως σήμα εξόδου ακόμα και αρνητικές τιμές τάσης. Στην παρούσα διερεύνηση, ως πίεση αναφοράς λαμβάνεται η συνεχώς μετρούμενη πίεση του αέρα πλήρωσης στην πολλαπλή εισαγωγής (όπου συμπεριλαμβάνεται και η μικρή πτώση πίεσης στο ψυγείο). Η διόρθωση γίνεται με την παραδοχή ότι κατά την έναρξη της φάσης συμπίεσης η πίεση του αέρα εντός του κυλίνδρου είναι ίση με αυτήν στην πολλαπλή εισαγωγής. Έτσι, το διάγραμμα της πίεσης μετατοπίζεται κατακόρυφα κατά τρόπο ώστε η τιμή της στο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής να ισούται με την πίεση του αέρα πλήρωσης στην πολλαπλή εισαγωγής, Σχήμα 4.3. Μετά από αυτή τη διόρθωση, είναι πλέον έγκυρη και η τιμή της μέγιστης πίεσης του αερίου εντός του κυλίνδρου η οποία χρησιμοποιείται στην ερμηνεία των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης. Τέλος, για την περίπτωση της μόνιμης

λειτουργίας αποκλειστικά, προσδιορίζεται το «μέσο» δυναμοδεικτικό διάγραμμα ως ο μέσος όρος των τιμών των αντίστοιχων σημείων από όλους του καταγεγραμμένους κύκλους λειτουργίας.



Σχήμα 4.3 Αναγωγή του δυναμοδεικτικού διαγράμματος στη σωστή πίεση αναφοράς.

4.4.2 Επεξεργασία των Μετρήσεων της Μόνιμης Λειτουργίας

4.4.2.1 Υπολογισμός Λειτουργικών Παραμέτρων του Κινητήρα

Για κάθε σημείο μόνιμης λειτουργίας όπου πραγματοποιείται μέτρηση υπολογίζονται διάφορες λειτουργικές παράμετροι του κινητήρα, οι οποίες είναι: η πραγματική ροπή, η μέση πραγματική πίεση, η ειδική κατανάλωση και ο πραγματικός βαθμός απόδοσης. Επίσης εκτιμάται η μάζα του αέρα (ακολουθώντας μία απλή μεθοδολογία), η οποία σε συνδυασμό με τη μάζα του καυσίμου παρέχει μία πρώτη ένδειξη για το λόγο ισοδυναμίας αέρα σε κάθε σημείο λειτουργίας. Η αντίστοιχη διαδικασία παρουσιάζεται στην επόμενη παράγραφο μαζί με την επεξεργασία των μετρήσεων της μεταβατικής λειτουργίας.

Η πραγματική ροπή του κινητήρα (σε Nm) δίνεται από τη σχέση [8]:

$$M_t = \frac{P_e}{\omega} = \frac{P_e}{\frac{2\pi \cdot n}{60}} \quad (4.4)$$

όπου η πραγματική ισχύς P_e υπολογίζεται από την εξίσωση (2.1) (Κεφάλαιο 2) σύμφωνα με την ένδειξη του δυναμόμετρου της πέδης (και μετατρέπεται σε W) και ω η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Η μέση πραγματική πίεση (σε bar) υπολογίζεται ως [8]:

$$\bar{p}_e = \frac{\pi K \cdot M_t}{V_H} \cdot 10^{-5} = \frac{P_e}{V_H \cdot \frac{n}{30K}} \cdot 10^{-5} \quad (4.5)$$

όπου $K=2$ ή 4 για $2-X$ ή $4-X$ κινητήρα, αντίστοιχα, ενώ ο συνολικός όγκος εμβολισμού του κινητήρα είναι:

$$V_H = z \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot s = z \cdot V_h \quad (4.6)$$

όπου z ο αριθμός των κυλίνδρων και D και s η διάμετρος του κυλίνδρου και η διαδρομή του εμβόλου, αντίστοιχα. Η (πραγματική) ειδική κατανάλωση καυσίμου (σε g/kWh) δίνεται από τη σχέση [8]:

$$bsfc = \frac{\dot{V}_{fc} \cdot \rho_f}{P_e} \cdot 3.6 \cdot 10^9 \quad (4.7)$$

όπου \dot{V}_{fc} (σε m^3/s) η ογκομετρική παροχή καυσίμου, η οποία προσδιορίζεται από τη μέτρηση της χρονικής διάρκειας που απαιτείται για την κατανάλωση του περιεχόμενου καυσίμου στο πρότυπο ογκομετρικό δοχείο των $260 \text{ ml} = 260 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ (Κεφάλαιο 2) και ρ_f η πυκνότητα του καυσίμου (ίση με 0.84 kg/m^3 για το πετρέλαιο). Επιπλέον, η ποσότητα μάζας καυσίμου m_f ανά κύκλο λειτουργίας και ανά κύλινδρο (δηλαδή σε mg/cycle/cyl), η οποία χρησιμοποιείται στις χαρακτηριστικές καμπύλες έγχυσης της αντλίας πετρελαίου (Σχήμα 2.2, Κεφάλαιο 2), υπολογίζεται σύμφωνα με τη σχέση:

$$m_f = \frac{\dot{V}_{fc} \cdot \rho_f}{z \cdot \frac{n}{30K}} \cdot 10^6 \quad (4.8)$$

όπου $K=2$ ή 4 για $2-X$ ή $4-X$ κινητήρα αντίστοιχα. Ο πραγματικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα προσδιορίζεται από τη σχέση [8]:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{V}_{fc} \cdot \rho_f \cdot \Theta} \quad (4.9)$$

όπου Θ η κατώτερη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου (ίση με 42.5 MJ/kg για το πετρέλαιο).

Τέλος, εκτιμάται η ανακρίβεια των υπολογιζόμενων τιμών των ως άνω λειτουργικών παραμέτρων, η διαδικασία προσδιορισμού της οποίας περιγράφεται στην επόμενη παράγραφο μαζί με την επεξεργασία των μετρήσεων μεταβατικής λειτουργίας. Ο Πίνακας 4.3 παρουσιάζει την ανακρίβεια για κάθε παράμετρο, λαμβάνοντας υπόψη ότι η ογκομετρική παροχή καυσίμου μετρίεται με ακρίβεια $\pm 1\%$ και η ισχύς προσδιορίζεται από τη σχέση (2.1) (Κεφάλαιο 2) με ακρίβεια $\pm 1\%$.

Πίνακας 4.3 Ανακρίβεια τιμών υπολογισμένων παραμέτρων.

Υπολογισμένη παράμετρος	Ανακρίβεια
Πραγματική ροπή – εξίσωση (4.4)	±1%
Μέση πραγματική πίεση – εξίσωση (4.5)	±1%
Ειδική κατανάλωση καυσίμου – εξίσωση (4.7)	±1.4%
Μάζα καυσίμου – εξίσωση (4.8)	±1%
Πραγματικός βαθμός απόδοσης – εξίσωση (4.9)	±1.4%

4.4.2.2 Προσδιορισμός Χαρακτηριστικών Λειτουργίας του Συμπιεστή

Τα χαρακτηριστικά λειτουργίας του συμπιεστή τα οποία προσδιορίζονται κατά τις μετρήσεις σε μόνιμες συνθήκες είναι η παροχή μάζας του αέρα και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης. Η εκτίμησή τους γίνεται από το χάρτη λειτουργίας του συμπιεστή, ο οποίος έχει δοθεί στο Κεφάλαιο 2, με γνωστές τις τιμές της ταχύτητας περιστροφής του ζεύγους υπερπλήρωσης και του λόγου πίεσης (μέσω διδιάστατης γραμμικής παρεμβολής). Ο τελευταίος προσδιορίζεται από τη μέτρηση της πίεσης του αέρα στην πολλαπλή εισαγωγής και λαμβάνοντας επίσης υπόψη ότι στην είσοδο του συμπιεστή επικρατεί ατμοσφαιρική πίεση. Αυτή η θεώρηση αμελεί τη (μικρή) πτώση πίεσης στο ψυγείο του αέρα. Για την πιο ακριβή προσέγγιση απαιτείται η μέτρηση της πίεσης ακριβώς στην έξοδο του συμπιεστή, η οποία πραγματοποιείται με τη χρήση κλασικού αναλογικού μανόμετρου. Ωστόσο, η υστέρηση που παρουσίασε η ένδειξή του κατά την εκτέλεση των δοκιμών, όπως ήδη έχει αναφερθεί στο Κεφάλαιο 2, καθιστά τη μέτρηση αναξιόπιστη και γι' αυτό δε χρησιμοποιείται.

Για το εκάστοτε σημείο λειτουργίας υπολογίζονται οι τιμές της ανηγμένης ταχύτητας περιστροφής του ζεύγους υπερπλήρωσης καθώς και της αδιάστατης πίεσης και θερμοκρασίας, σύμφωνα με τις σχέσεις που έχουν δοθεί στο Κεφάλαιο 2 και τις αντίστοιχες τιμές αναφοράς. Η τιμή της θερμοκρασίας στην είσοδο του συμπιεστή δίνεται στα πρωτόκολλα δοκιμών μόνιμης λειτουργίας στο Κεφάλαιο 5. Έτσι, είναι εφικτός ο προσδιορισμός της ανηγμένης παροχής μάζας του αέρα και του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή από το χάρτη του. Στη συνέχεια, η ανηγμένη παροχή μετατρέπεται σε πραγματική χρησιμοποιώντας τις αντίστοιχες σχέσεις. Η γνώση της παροχής μάζας του αέρα είναι σημαντική για την περαιτέρω επεξεργασία των μετρήσεων.

Ωστόσο, αυτή η διαδικασία δεν μπορεί να εφαρμοστεί στις πολύ χαμηλές ταχύτητες περιστροφής του υπερπληρωτή, λόγω έλλειψης των αντίστοιχων δεδομένων στο χάρτη του συμπιεστή. Η συγκεκριμένη περιοχή λειτουργίας είναι ουσιώδους σημασίας για την παρούσα διερεύνηση, εφόσον πολλές από τις μεταβατικές δοκιμές (Πίνακας 4.2(α)) εκκινούν από χαμηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα και μικρά φορτία (άρα και χαμηλή ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή). Επιπλέον, οι πρακτικές εφαρμογές του συγκεκριμένου κινητήρα περιλαμβάνουν σε μεγάλο βαθμό λειτουργία σε τέτοιες συνθήκες, ιδιαίτερα η

περίπτωση των αστικών λεωφορείων σε συνθήκες οδήγησης πόλης. Γι' αυτόν το λόγο, τα λειτουργικά χαρακτηριστικά του συμπιεστή προσδιορίζονται μόνο στα σημεία όπου υπάρχουν διαθέσιμα δεδομένα, δηλαδή για ανηγμένη ταχύτητα περιστροφής μεγαλύτερη από 46,280 rpm. Έτσι, η παροχή μάζας του αέρα εκτιμάται ακολουθώντας τη μεθοδολογία που περιγράφεται στη συνέχεια για όλα τα σημεία όπου πραγματοποιήθηκαν μετρήσεις. Θα μπορούσε, βέβαια, να εφαρμοστεί μόνο στα σημεία όπου δεν υπάρχουν τα αντίστοιχα δεδομένα από το χάρτη του συμπιεστή. Ωστόσο, αυτή η τακτική θα οδηγούσε σε ασυνέπεια ανάμεσα στους υπολογισμούς για κάθε σημείο λειτουργίας (εισάγοντας διαφορετικό σφάλμα σε κάθε περίπτωση) και γι' αυτό δεν ακολουθείται.

4.4.3 Επεξεργασία των Μετρήσεων της Μεταβατικής Λειτουργίας

Κατά τις δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας λαμβάνεται η μέση τιμή σε έναν πλήρη κύκλο λειτουργίας των μεγεθών τα οποία δεν έχουν πρακτικό νόημα σε επίπεδο γωνίας στροφάλου. Αυτά είναι η θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου, η πίεση του αέρα πλήρωσης, η συγκέντρωση του μονοξειδίου του αζώτου (από τη 2η κεφαλή δειγματοληψίας), η αδιαφάνεια των καυσαερίων και ο θόρυβος της καύσης. Αυτό γίνεται διότι τα παραπάνω μεγέθη είναι δυνατόν να μεταβάλλονται ακόμα και κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα λόγω των μεταβατικών συνθηκών. Μοναδική εξαίρεση σε αυτό αποτελεί ο θόρυβος της καύσης, η τιμή του οποίου σε κάθε κατάσταση λειτουργίας (είτε μόνιμη είτε μεταβατική) ορίζεται ως ο αριθμητικός μέσος των τιμών του σήματος σε έναν πλήρη κύκλο λειτουργίας. Αναφορικά με τις ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα και του υπερπληρωτή, αυτές ούτως ή άλλως υπολογίζονται για κάθε κύκλο λειτουργίας, όπως αυτός ορίζεται από τρία διαδοχικά σήματα του μαγνητικού ενδείκτη ANΣ.

Η βασικότερη επεξεργασία των μετρήσεων μεταβατικής λειτουργίας αφορά στην εκτίμηση της μάζας του αέρα, του καυσίμου και των καυσαερίων σε κάθε κύκλο λειτουργίας του κινητήρα, καθώς και των αντίστοιχων μαζών του μονοξειδίου του αζώτου και της αιθάλης. Πρέπει να σημειωθεί ότι η διαδικασία που παρουσιάζεται στη συνέχεια και περιλαμβάνει κάποιες παραδοχές παρέχει προσεγγιστικές εκτιμήσεις των υπολογισμένων μεγεθών συνοδευόμενες από τη σχετική ανακρίβεια, η τιμή της οποίας υπολογίζεται. Γι' αυτό το λόγο και για την αποφυγή εξαγωγής λανθασμένων συμπερασμάτων, η μεθοδολογία και τα αποτελέσματά της χρησιμοποιούνται κυρίως για τη συγκριτική αξιολόγηση διαφόρων περιπτώσεων, όπως θα φανεί και στα επόμενα κεφάλαια. Η συγκεκριμένη μεθοδολογία εφαρμόζεται και για τις μετρήσεις της μόνιμης λειτουργίας, παρέχοντας μία πρώτη προσέγγιση των υπολογιζόμενων μεγεθών.

4.4.3.1 Εκτίμηση των Μαζών του Αέρα, του Καυσίμου και των Καυσαερίων ανά Κύκλο Λειτουργίας

Οι εκτιμήσεις που γίνονται για τη μάζα του αέρα και του καυσίμου χρησιμοποιούνται για τον προσεγγιστικό υπολογισμό του λόγου ισοδυναμίας αέρα, αλλά κυρίως για τον προσδιορισμό της μάζας των καυσαερίων. Η τελευταία χρησιμοποιείται για την εκτίμηση της μάζας του μονοξειδίου του αζώτου και της αιθάλης από τις αντίστοιχες μετρούμενες τιμές συγκέντρωσης στα καυσαέρια και της αδιαφάνειάς τους. Στη συνέχεια υπολογίζεται η συνολική ποσότητα μάζας των δύο ρύπων που εκπέμπεται κατά τη διάρκεια μίας μεταβολής. Τονίζεται ότι η μεθοδολογία είναι απλουστευμένη και εφαρμόζεται κυρίως για τη συγκριτική αξιολόγηση των επιταχύνσεων (Πίνακες 4.2(α) και 4.2(δ), π.χ. “γρήγορη” και “αργή” μεταβολή, δοκιμή με αμιγές πετρέλαιο ή μίγματά του με εναλλακτικά καύσιμα), όπου το σφάλμα είναι το ίδιο ανάμεσα στις περιπτώσεις που συγκρίνονται. Η συγκεκριμένη μεθοδολογία δεν εφαρμόζεται για τις δοκιμές εκκίνησης, λόγω μη επαρκών στοιχείων σχετικά με την εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου στις πολύ χαμηλές ταχύτητες περιστροφής που υφίστανται σε αυτές τις περιπτώσεις.

Σημειώνεται ότι η μεθοδολογία εφαρμόζεται αρχικά για έναν κύλινδρο. Η συνολική μάζα του κάθε συστατικού εκτιμάται πολλαπλασιάζοντας με τον αριθμό των κυλίνδρων, λαμβάνοντας υπόψη την παραδοχή ότι κατά τη διάρκεια ενός πλήρους κύκλου σε μεταβατικές συνθήκες όλοι οι κύλινδροι λειτουργούν κατά τον ίδιο τρόπο. Αυτή η παραδοχή αποκλίνει σαφώς από την πραγματικότητα, όμως είναι επαρκής ως μία πρώτη προσέγγιση της λειτουργίας. Άλλωστε, για τον προσδιορισμό της συμπεριφοράς κάθε κυλίνδρου ξεχωριστά θα απαιτούνταν ιδιαίτερες μετρήσεις για κάθε έναν (κυρίως για την εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου και τις εκπομπές ρύπων), γεγονός που δεν είναι πρακτικά εφικτό για έναν πολυκύλινδρο κινητήρα.

Αρχικά, εκτιμάται η μάζα και η αντίστοιχη παροχή του αέρα που παγιδεύεται στον κύλινδρο, εφαρμόζοντας την καταστατική εξίσωση των τελείων αερίων στο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής, δηλαδή:

$$m_{\text{air}} = \frac{p_{\text{air}} V_{\text{cyl}}}{R_{\text{air}} T_{\text{air}}} \quad (4.10)$$

$$\dot{m}_{\text{air}} = m_{\text{air}} \cdot \frac{n}{30\text{K}}$$

όπου p_{air} η πίεση του αέρα εντός του κυλίνδρου, η οποία λαμβάνεται ίση με τη μετρούμενη τιμή στην πολλαπλή εισαγωγής μετά το ψυγείο του αέρα πλήρωσης (Κεφάλαιο 2), V_{cyl} ο όγκος του κυλίνδρου στο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής, R_{air} η σταθερά του αέρα (287.1 J/kmol K) και T_{air} η θερμοκρασία του αέρα πλήρωσης εντός του κυλίνδρου στο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής. Ο όγκος V_{cyl} στην εξίσωση (4.10) υπολογίζεται από τη σχέση:

$$V_{\text{cyl}} = V_{\text{cl}} + \frac{\pi D^2}{4} \cdot x \quad (4.11)$$

όπου $V_{cl}=V_H/(CR-1)$ ο επιζήμιος όγκος του κυλίνδρου, CR ο βαθμός συμπίεσης του κινητήρα και x η μετατόπιση του εμβόλου από το ΑΝΣ, η οποία δίνεται από τη σχέση [9]:

$$x = r(1 - \cos \varphi) + L_{rod}(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}) \quad (4.12)$$

όπου $r=s/2$ είναι η ακτίνα του στροφάλου, φ η γωνία στροφάλου, L_{rod} το μήκος του διωστήρα και $\lambda = r/L_{rod}$ ο λόγος της ακτίνας του στροφάλου προς το μήκος του διωστήρα.

Για την αρχική θερμοκρασία T_{air} στην εξίσωση (4.10) θεωρείται ότι είναι υψηλότερη της θερμοκρασίας που επικρατεί στην πολλαπλή εισαγωγής (μετά το ψυγείο του αέρα πλήρωσης) του κινητήρα κατά $35 \div 50$ °C [8] (ανάλογα με το φορτίο). Η τελευταία μετρείται σε επιλεγμένα σημεία μόνιμης λειτουργίας. Άλλωστε, η ισχυρή ψύξη του αέρα πλήρωσης έχει ως αποτέλεσμα την ουσιαστικά σταθερή θερμοκρασία του αέρα στην πολλαπλή εισαγωγής σε όλο πρακτικά το εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Σύμφωνα με τον κατασκευαστικό οίκο του κινητήρα και κατά τις επίσημες δοκιμές του, η θερμοκρασία του αέρα στην πολλαπλή εισαγωγής είναι 33 °C για θερμοκρασία περιβάλλοντος 24 °C [10].

Επίσης, στην εξίσωση (4.10) αμελείται το κατάλοιπο καυσαέριο που παραμένει εντός του κυλίνδρου μετά τη φάση της απόπλυσης. Αυτή η παραδοχή αιτιολογείται από τις ακόλουθες παρατηρήσεις:

- ✓ το ποσοστό του κατάλοιπου καυσαερίου στους κινητήρες diesel είναι πολύ χαμηλό (της τάξης του 5% ή και ακόμα χαμηλότερο [4])
- ✓ ένα μεγάλο μέρος του κατάλοιπου καυσαερίου είναι αέρας, εφόσον οι κινητήρες diesel λειτουργούν γενικά με μεγάλη περίσσεια αέρα [8]

Επιπλέον, ο κινητήρας δεν είναι εξοπλισμένος με σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων (Exhaust Gas Recirculation – EGR), οπότε ο αέρας πλήρωσης έχει τη σύσταση του αέρα περιβάλλοντος. Στην περίπτωση που υπήρχε τέτοιο σύστημα στον κινητήρα, τότε θα έπρεπε να ληφθεί υπόψη η περιεκτικότητα του αέρα πλήρωσης σε καυσαέριο.

Ακολούθως υπολογίζεται η συνολική μάζα του αέρα και η αντίστοιχη παροχή, δηλαδή η ποσότητα που χρησιμοποιείται για πλήρωση και απόπλυση, με βάση τη σχέση:

$$m_{air,tot} = \frac{m_{air}}{\eta_v} \quad (4.13)$$
$$\dot{m}_{air,tot} = m_{air,tot} \cdot \frac{n}{30K}$$

όπου η_v ο βαθμός παγίδευσης των κυλίνδρων του κινητήρα η τιμή του οποίου λαμβάνεται στην περιοχή 0.85-0.90 [4,8].

Στη συνέχεια προσδιορίζεται η μάζα του εγχυόμενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας και κύλινδρο m_{fuel} , χρησιμοποιώντας τις χαρακτηριστικές καμπύλες έγχυσης της αντλίας πετρελαίου για τις εκάστοτε (στιγμιαίες) τιμές της ταχύτητας περιστροφής και της θέσης του κανόνα της αντλίας. Η αντίστοιχη παροχή μάζας του καυσίμου υπολογίζεται από παρόμοια

σχέση με τις (4.10) και (4.13). Οι καμπύλες έγχυσης της αντλίας κατασκευάζονται κατά τη διερεύνηση της μόνιμης λειτουργίας του κινητήρα και έχουν τη μορφή του Σχήματος 2.2 του Κεφαλαίου 2. Με γνωστές τις μάζες του αέρα και του καυσίμου, μπορεί να γίνει μία πρώτη εκτίμηση του λόγου ισοδυναμίας αέρα (είτε καύσης (λ_{ak}) είτε του ολικού (λ_{α})) ή του αντίστοιχου λόγου ισοδυναμίας καυσίμου Φ από τις σχέσεις:

$$\lambda_{ak} = \frac{m_{air}}{m_{fuel}}, \quad \lambda_{\alpha} = \frac{m_{air,tot}}{m_{fuel}} \quad (4.14)$$

$$\Phi = \frac{1}{\lambda_{\alpha}}$$

όπου AF_{st} ο στοιχειομετρικός λόγος αέρα-καυσίμου (15 για το πετρέλαιο). Ωστόσο, σημειώνεται ότι αυτή η τιμή είναι μία πρώτη εκτίμηση. Επιπλέον, για τις περιπτώσεις λειτουργίας με μίγματα του πετρελαίου με εναλλακτικά καύσιμα, η μάζα του καυσίμου που προκύπτει από τις καμπύλες έγχυσης της αντλίας διορθώνεται σύμφωνα με την πυκνότητα του μίγματος (εφόσον εγχύεται σταθερή ποσότητα όγκου από τον εγχυτήρα), ενώ στην εξίσωση (4.14) αντικαθίσταται η κατάλληλη τιμή του στοιχειομετρικού λόγου αέρα-καυσίμου AF_{st} . Οι αντίστοιχες ιδιότητες των καυσίμων που χρησιμοποιούνται στην παρούσα διερεύνηση παρουσιάζονται στο Κεφάλαιο 8. Τέλος, μπορεί να εκτιμηθεί η μάζα του καυσαερίου σύμφωνα με τη σχέση:

$$m_{eg} = m_{air,tot} + m_{fuel} \quad (4.15)$$

4.4.3.2 Εκτίμηση της Μάζας του Μονοξειδίου του Αζώτου ανά Κύκλο Λειτουργίας

Η μάζα του μονοξειδίου του αζώτου m_{NO} (σε g) που περιέχεται στα καυσαέρια σε κάθε κύκλο λειτουργίας του κινητήρα, εκτιμάται χρησιμοποιώντας τη σχέση [11,12]:

$$m_{NO} = \frac{C_{NO}}{1000} \cdot \frac{MW_{NO}}{MW_{eg}} \cdot m_{eg} \quad (4.16)$$

όπου C_{NO} είναι η μετρημένη συγκέντρωση (κατ' όγκο περιεκτικότητα) του μονοξειδίου του αζώτου στα καυσαέρια (σε ppm), $MW_{NO}=30$ kg/kmol είναι το μοριακό βάρος του NO και $MW_{eg}=28.98$ kg/kmol [8] είναι το μοριακό βάρος του καυσαερίου.

4.4.3.3 Εκτίμηση της Συγκέντρωσης και της Μάζας της Αιθάλης ανά Κύκλο Λειτουργίας

Η συγκέντρωση και η μάζα της αιθάλης υπολογίζονται από τη μέτρηση της αδιαφάνειας των καυσαερίων (του καπνού) χρησιμοποιώντας την ακόλουθη μεθοδολογία [13]. Αρχικά

υπολογίζεται ο συντελεστής απορρόφησης k (σε cm^{-1} ειδικά για την εφαρμογή της μεθοδολογίας) από τη μετρημένη τιμή της αδιαφάνειας N (%) σύμφωνα με τη σχέση:

$$k = \frac{-\ln\left[1 - \frac{N}{100}\right]}{L} \quad (4.17)$$

όπου $L=43$ cm το μήκος του θαλάμου μέτρησης της συσκευής AVL 439. Στη συνέχεια, η πυκνότητα συγκέντρωσης της αιθάλης SD (σε mg/m^3) προσδιορίζεται από τη σχέση:

$$SD = \frac{10^9 \cdot k}{S_p} \quad (4.18)$$

όπου ο συντελεστής απορρόφησης k πρέπει να αντικατασταθεί σε cm^{-1} , ενώ S_p είναι η ειδική οπτική διατομή¹ των σωματιδίων αιθάλης, η οποία λαμβάνει τιμές (σε cm^2/g) ανάλογα με τη θερμοκρασία T (σε K) του καυσαερίου εντός του αναλυτή καυσαερίων ως εξής [13-15]

$$S_p = \begin{cases} 86400 & \text{αν} & T < 553 \text{ K} \\ 348.13 \cdot T - 106117 & \text{αν} & 553 \text{ K} < T < 623 \text{ K} \\ 110769 & \text{αν} & T > 623 \text{ K} \end{cases} \quad (4.19)$$

Στην περίπτωση του αναλυτή αδιαφάνειας AVL 439 η θερμοκρασία του δείγματος εντός της μετρητικής μονάδας είναι 373 K (100 °C), οπότε η ειδική οπτική διατομή λαμβάνει τη σταθερή τιμή $S_p=86400$ cm^2/g . Το κλάσμα μάζας της αιθάλης στα καυσαέρια SMC (σε mg/kg) υπολογίζεται από τη σχέση:

$$SMC = \frac{SD}{\rho_{eg}} = \frac{SD}{\left[\frac{p_{eg} \cdot MW_{eg}}{R_m \cdot T_{eg}} \right]} \quad (4.20)$$

όπου ρ_{eg} , p_{eg} και T_{eg} η πυκνότητα, η πίεση (ίση με την ατμοσφαιρική, 1.013 bar) και η θερμοκρασία (100 °C) του καυσαερίου εντός της μετρητικής μονάδας του αναλυτή, αντίστοιχα, και $R_m=8314.3$ J/kmolK η παγκόσμια σταθερά των αερίων. Τελικά, η μάζα της αιθάλης m_{soot} (σε mg) που περιέχεται στα καυσαέρια μπορεί να εκτιμηθεί από τη σχέση:

$$m_{soot} = SMC \cdot m_{eg} \quad (4.21)$$

όπου m_{eg} η μάζα του καυσαερίου, όπως αυτή υπολογίστηκε από την εξίσωση (4.15).

¹ Οπτική διατομή (optical cross section - OCS) (ή ειδική οπτική διατομή, δηλαδή ανηγμένη στη μάζα του σώματος) είναι ένα μέγεθος που χρησιμοποιείται για την περιγραφή της μέγιστης ποσότητας φωτός που ανακλάται από ένα σώμα. Εξαρτάται από τη γεωμετρία και την ανακλαστικότητα του σώματος σε ακτινοβολία συγκεκριμένου μήκους κύματος.

4.4.3.4 Εκτίμηση της Αβεβαιότητας στις Υπολογισμένες Τιμές Μάζας του Μονοξειδίου του Αζώτου και της Αιθάλης

Η αβεβαιότητα στις υπολογισμένες τιμές της μάζας του μονοξειδίου του αζώτου και της αιθάλης εκτιμάται χρησιμοποιώντας τη μέθοδο της μέσης τετραγωνικής τιμής (Root Mean Square ή RMS method) [16]. Σύμφωνα με αυτήν, στη γενική περίπτωση, η αβεβαιότητα ΔS στην υπολογισμένη τιμή της μεταβλητής S η οποία εξαρτάται από τις ανεξάρτητες μεταβλητές x_1, x_2, \dots, x_n (δηλαδή $S=S(x_1, x_2, \dots, x_n)$), με σφάλμα $\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n$ αντίστοιχα, υπολογίζεται από τη σχέση [17,18]:

$$\Delta S = \sqrt{\left(\frac{\partial S}{\partial x_1} \Delta x_1\right)^2 + \left(\frac{\partial S}{\partial x_2} \Delta x_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial S}{\partial x_n} \Delta x_n\right)^2} \quad (4.22)$$

Εφαρμόζοντας αυτή τη μεθοδολογία στις εξισώσεις προσδιορισμού της μάζας του μονοξειδίου του αζώτου και της αιθάλης, προκύπτει η τιμή της αβεβαιότητας των υπολογισμένων αποτελεσμάτων. Λαμβάνοντας υπόψη την ανακρίβεια κάθε ανεξάρτητης μεταβλητής στις παραπάνω εξισώσεις, η εκτιμώμενη αβεβαιότητα είναι της τάξης του 2.5% [19], η οποία θεωρείται ικανοποιητική για τους σκοπούς της συγκριτικής αξιολόγησης των δοκιμών, η οποία πραγματοποιείται στα πλαίσια της παρούσας διερεύνησης.

4.5 Ορολογία και Συμβολισμοί

Λατινικά

AF_{st}	στοιχειομετρικός λόγος αέρα-καυσίμου (-)
$bsfc$	πραγματική ειδική κατανάλωση καυσίμου (g/kWh)
C	συγκέντρωση ή κατ' όγκο περιεκτικότητα (ppm)
CR	βαθμός συμπίεσης (-)
D	διάμετρος κυλίνδρου (m)
k	συντελεστής απορρόφησης (m^{-1} ή cm^{-1})
L	μήκος (m)
m	μάζα (kg ή g ή mg)
\dot{m}	παροχή μάζας (kg/s)
M_t	πραγματική ροπή κινητήρα (Nm)
MW	μοριακό βάρος (kg/kmol)
n	ταχύτητα περιστροφής (rpm)
N	αδιαφάνεια (%)
p	πίεση (N/m^2)
\bar{p}_e (ή bmer)	μέση πραγματική πίεση κινητήρα (bar)
P_e	πραγματική ισχύς κινητήρα (W)
R_m	παγκόσμια σταθερά των αερίων, 8314.3 J/kmolK
s	διαδρομή εμβόλου (m)
S_p	ειδική οπτική διατομή (cm^2/g ή m^2/kg)
SD	πυκνότητα συγκέντρωσης αιθάλης (mg/m^3)
SMC	κλάσμα μάζας αιθάλης (mg/kg)
SP	διάρκεια δειγματοληψίας (s)
SR	συχνότητα δειγματοληψίας (Hz)
t	χρόνος (s)
T	θερμοκρασία (K)
V	όγκος (m^3)
\dot{V}_{fc}	ογκομετρική παροχή καυσίμου (m^3/s)
V_{cl}	επιζήμιος όγκος κυλίνδρου (m^3)
V_h	όγκος εμβολισμού κυλίνδρου (m^3)
V_H	συνολικός όγκος εμβολισμού κινητήρα (m^3)
x	μετατόπιση του εμβόλου (από το ANΣ) (m)
z	αριθμός κυλίνδρων κινητήρα (-)

Ελληνικά

α	βήμα δειγματοληψίας (° γωνίας στροφάλου)
η _γ	βαθμός παγίδευσης (-)
η _ε	πραγματικός βαθμός απόδοσης (-)
Θ	κατώτερη θερμογόνος δύναμη καυσίμου (kJ/kg)
λ	λόγος ακτίνας στροφάλου προς μήκος διωστήρα (-)
λ _α	ολικός λόγος ισοδυναμίας αέρα (-)
λ _{ακ}	λόγος ισοδυναμίας αέρα καύσης (-)
ρ	πυκνότητα (kg/m ³)
φ	γωνία στροφάλου (°, deg)
Φ	λόγος ισοδυναμίας καυσίμου
ω	γωνιακή ταχύτητα περιστροφής (rad/s)

Δείκτες

air	αέρας
cyl	κύλινδρος
eg	καυσαέρια
f ή fuel	καύσιμο
NO	μονοξείδιο του αζώτου
rod	διωστήρας
samples	σημεία δειγματοληψίας
soot	αιθάλη
tot	συνολικό

Συντομογραφίες

ANΣ (ή TDC)	Άνω Νεκρό Σημείο
EGR	Exhaust Gas Recirculation – Ανακυκλοφορία Καυσαερίων
NO	μονοξείδιο του αζώτου
ppm	parts per million – μέρη στο εκατομμύριο
RMS	Root Mean Square – μέση τετραγωνική τιμή
rpm	revolutions per minute – στροφές ανά λεπτό

4.6 Βιβλιογραφία

1. Ζάννης Θ.Κ., Θερμοδυναμική Ανάλυση και Πειραματική Διερεύνηση της Επίδρασης των Υγρών Καυσίμων σε Κινητήρες Diesel, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2006.
2. Andrews G.E., Clarke A.G., Rojas N.Y., Sale T., Gregory D., 'The Transient Storage and Blow-Out of Diesel Particulate in Practical Exhaust Systems', SAE Paper No. 2001-01-0204, 2001.
3. Arregle J., Bermúdez V., Serrano J.R., Fuentes E., 'Procedure for Engine Transient Cycle Emissions Testing in Real Time', *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, pp. 485-496, 2006.
4. Heywood J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988.
5. Ρακόπουλος Κ.Δ., Χουντάλας Δ.Θ., Καύση – Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1998.
6. Collier T., Gregory D., Rushton M., Hands T., 'Investigation into the Performance of an Ultra-Fast Response NO Analyser Equipped with a NO₂ to NO Converter for Gasoline and Diesel Exhaust NO_x Measurements', SAE Paper No. 2000-01-2954, 2000.
7. Westlund A., Winkler N., Diotallevi F., Ångström H.E., 'Predictions and Measurements of Transient NO Emissions for a Two-stage Turbocharged HD Diesel Engine with EGR', THIESEL 2008 Conference Proceedings, 2008.
8. Ρακόπουλος Κ.Δ., Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. – Εισαγωγή, Λειτουργία, Θερμοδυναμική, Εκδ. Γρ. Φούντα, Αθήνα, 1988.
9. Ρακόπουλος Κ.Δ., Μ.Ε.Κ. II – Εμβάθυνση στην Κατασκευή και Λειτουργία, Εκδ. Γρ. Φούντα, Αθήνα, 2000.
10. Lorenz W.W., Προσωπική Επικοινωνία, Powertrain Brazil Medium Duty Engines, Mercedes Benz do Brazil LTDA, São Paulo, Brazil, 2010.
11. Hagen J.R., Filipi Z.S., Assanis D.N., 'Transient Diesel Emissions: Analysis of Engine Operation during a Tip-In', SAE Paper No. 2006-01-1151, 2006.
12. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., 'Experimental Study of Transient Nitric Oxide, Smoke and Combustion Noise Emissions during Acceleration of an Automotive Turbocharged Diesel Engine', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 225, pp. 260-279, 2011.
13. DieselNet, Ecopoint Inc., Technical data sheets, Smoke opacity paper, Calculators, Smoke Density, 2009, <http://www.dieselnets.com/calculator/smoke1.html>.
14. Green G.L., Wallace D., 'Correlation Studies of an In-Line, Full-Flow Opacimeter', SAE Paper No. 801373, 1980.
15. Homan, H.S., 'Conversion Factors among Smoke Measurements', SAE Paper No. 850267, 1985.

16. Holman J.P., Experimental Methods for Engineers, 7th edition, McGraw Hill, New Delhi, India, 2001.
17. Lakshmanan T., Nagarajan G., 'Experimental Investigation of Timed Manifold Injection of Acetylene in Direct Injection Diesel Engine in Dual Fuel Mode', Energy, Vol. 35, pp. 3172-3178, 2010.
18. Σιμόπουλος Σ.Ε., Μετρήσεις Τεχνικών Μεγεθών, Β' Έκδοση, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1989.
19. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., Rakopoulos D.C., 'Investigating the Emissions during Acceleration of a Turbocharged Diesel Engine Operating with Bio-diesel or n-Butanol Diesel Fuel Blends', Energy, Vol. 35, pp. 5173-5184, 2010.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

Αποτελέσματα των Πειραματικών Μετρήσεων σε Μόνιμες Συνθήκες Λειτουργίας

5.1 Εισαγωγή

Σκοπός του παρόντος κεφαλαίου είναι η παρουσίαση των αποτελεσμάτων των πειραματικών μετρήσεων σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας. Βασικός στόχος είναι η κατασκευή των “χαρτών”¹ των λειτουργικών παραμέτρων καθώς και των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης του κινητήρα, και όχι η εμβάθυνση στα επιμέρους χαρακτηριστικά. Άλλωστε, τα λειτουργικά χαρακτηριστικά και οι εκπομπές ρύπων των κινητήρων diesel σε μόνιμες συνθήκες έχουν ήδη διερευνηθεί σε αρκετά μεγάλο βαθμό είτε θεωρητικά είτε πειραματικά [π.χ. 1-4]. Οι χάρτες που αναπτύσσονται αξιοποιούνται στα επόμενα Κεφάλαια για τη μελέτη και αξιολόγηση των πειραματικών αποτελεσμάτων κατά τη μεταβατική λειτουργία, που αποτελεί και τον κύριο σκοπό της παρούσας εργασίας. Στις επόμενες παραγράφους δίνονται αρχικά τα πρωτόκολλα των πειραματικών μετρήσεων και αποτελεσμάτων, όπου η επεξεργασία έχει γίνει σύμφωνα με όσα εκτέθηκαν στα Κεφάλαια 2, 3 και 4. Ακολούθως παρουσιάζονται οι χάρτες των λειτουργικών χαρακτηριστικών του κινητήρα, της αντλίας πετρελαίου και του υπερπληρωτή, καθώς και των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης. Ο διαχωρισμός στα διάφορα υποσυστήματα γίνεται για την καλύτερη εποπτεία των αποτελεσμάτων. Επίσης, στην τελευταία παράγραφο δίνονται ενδεικτικά αποτελέσματα εντός του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα. Συγκεκριμένα, παρουσιάζονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα και τα αντίστοιχα διαγράμματα εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου (NO) από έναν κύλινδρο σε επιλεγμένα σημεία λειτουργίας. Τα συνολικά διαγράμματα για όλο το φάσμα λειτουργίας του κινητήρα περιλαμβάνονται στο Παράτημα Α.

¹ Ως “χάρτης” μίας παραμέτρου ορίζεται ο πίνακας τιμών της παραμέτρου αυτής για κάθε σημείο μόνιμης λειτουργίας, όπως αυτό ορίζεται από την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο του κινητήρα (που αποτελούν τις δύο ανεξάρτητες μεταβλητές).

5.2 Χάρτες Μόνιμης Λειτουργίας

Ο Πίνακας 5.1 παρουσιάζει τα πρωτόκολλα των δοκιμών που εκτελέστηκαν σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας. Περιλαμβάνονται τόσο οι πρωτογενείς μετρήσεις όσο και τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την επεξεργασία τους. Αναφορικά με τα μεγέθη που δίνονται, ισχύουν τα εξής:

- Οι τιμές της ταχύτητας περιστροφής (στήλη 2) και του φορτίου του κινητήρα (στήλη 3) είναι οι αρχικά προδιαγεγραμμένες για κάθε σημείο λειτουργίας. Η ακριβής ταχύτητα περιστροφής (στήλη 5) βρίσκεται από την επεξεργασία του σήματος του ενδείκτη ΑΝΣ. Το ακριβές φορτίο (στήλη 6) προκύπτει ως ο λόγος της εκάστοτε ένδειξης της πέδης (στήλη 4) με την αντίστοιχη τιμή στο πλήρες φορτίο. Η τελευταία υπολογίζεται για κάθε ταχύτητα περιστροφής από την καμπύλη ισχύος του κινητήρα (Σχήμα 2.1) και την εξίσωση (2.6) που έχουν δοθεί στο Κεφάλαιο 2. Η απόκλιση ανάμεσα στις αρχικές και τις τελικές (ακριβείς) τιμές οφείλεται στη σχετική ανακρίβεια των στροφομέτρων του κινητήρα και της πέδης καθώς και της ρύθμισης του φορτίου (Κεφάλαιο 2).
- Η πραγματική ισχύς του κινητήρα (στήλη 7) και η θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου (στήλη 8) προσδιορίζονται σύμφωνα με τις σχέσεις (2.6) και (2.9), αντίστοιχα, του Κεφαλαίου 2.
- Η εγχυόμενη ποσότητα ανά κύκλο λειτουργίας και κύλινδρο (στήλη 11), η πραγματική ειδική κατανάλωση ($bsfc$, στήλη 12), η μέση πραγματική πίεση (b_{mep} , στήλη 13) και ο (πραγματικός) βαθμός απόδοσης (στήλη 15) υπολογίζονται από τις σχέσεις (4.8), (4.7), (4.5) και (4.9), αντίστοιχα, του Κεφαλαίου 4.
- Η μέγιστη πίεση καύσης (στήλη 14) προκύπτει από τον προσδιορισμό του δυναμοδεικτικού διαγράμματος σύμφωνα με τη διαδικασία που περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 4.
- Η εκτίμηση του λόγου ισοδυναμίας αέρα (στήλη 16) πραγματοποιείται με τη σχέση (4.14), όπου η μάζα του αέρα βρίσκεται προσεγγιστικά από τη σχέση (4.13) του Κεφαλαίου 4. Η τελευταία παρουσιάζει μέγιστη απόκλιση της τάξης του 10% από την τιμή που προσδιορίζεται στη στήλη 19. Σημειώνεται ότι η τιμή του λόγου ισοδυναμίας αέρα είναι προσεγγιστική και χρησιμοποιείται ενδεικτικά μόνο. Ο ακριβής υπολογισμός του θα απαιτούσε ακριβή μέτρηση της παροχής μάζας του αέρα με κατάλληλο ροόμετρο.
- Η ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή (στήλη 17) είναι η ακριβής και προκύπτει με επεξεργασία του σήματος του αντίστοιχου αισθητήρα, ενώ η πίεση εισαγωγής (στήλη 18) αντιστοιχεί στη θέση μετά το ψυγείο του αέρα πλήρωσης και υπολογίζεται από τις σχέσεις (2.14) και (2.15) του Κεφαλαίου 2.
- Η παροχή μάζας του αέρα (στήλη 19) και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή (στήλη 20) προσδιορίζονται σύμφωνα με τη διαδικασία που περιγράφηκε στο

Κεφάλαιο 4. Η έλλειψη των τιμών τους σε κάποια σημεία λειτουργίας οφείλεται στο ότι αυτά βρίσκονται εκτός των ορίων του χάρτη λειτουργίας του συμπιεστή (Κεφάλαιο 2). Σημειώνεται ότι οι τιμές που δίνονται εδώ είναι προσεγγιστικές. Η απόκλιση από τις πραγματικές τιμές οφείλεται αφενός στην παράβλεψη της πτώσης πίεσης στο ψυγείο του αέρα πλήρωσης (εφόσον το αναλογικό μανόμετρο ακριβώς μετά το συμπιεστή παρουσίασε προβληματική λειτουργία), και αφετέρου στην ανακρίβεια που εισάγει ο προσδιορισμός των παραμέτρων αυτών από το χάρτη λειτουργίας του συμπιεστή μέσω διδιάστατης γραμμικής παρεμβολής.

- Οι τιμές για τη συγκέντρωση του μονοξειδίου του αζώτου (NO, στήλη 22) και την αδιαφάνεια καπνού (στήλη 23) προκύπτουν από τα αντίστοιχα καταγεγραμμένα σήματα και όχι από τις ενδείξεις των οργάνων, για μεγαλύτερη ακρίβεια, ενώ η πυκνότητα συγκέντρωσης αιθάλης (στήλη 24) υπολογίζεται από την αδιαφάνεια καπνού μέσω των σχέσεων (4.17) και (4.18) του Κεφαλαίου 4. Επίσης, η κατ' όγκο περιεκτικότητα (συγκέντρωση) του NO αντιστοιχεί στη μέτρηση που λαμβάνεται μετά το ζεύγος υπερπλήρωσης (Κεφάλαιο 3).
- Ο θόρυβος της καύσης (στήλη 25) εκφράζεται σε 'dBA', εφόσον το σήμα έχει επεξεργαστεί με φίλτρο τύπου A (Κεφάλαιο 3).

Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι χάρτες των λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα, της αντλίας πετρελαίου, του υπερπληρωτή, καθώς και των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης.

Κεφάλαιο 5: Αποτελέσματα των Πειραματικών Μετρήσεων σε Μόνιμες Συνθήκες Λειτουργίας

Πίνακας 5.1 Πρωτόκολλο μετρήσεων και αποτελεσμάτων σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας.

Κινητήρας: Mercedes-Benz OM 366 LA																						Θερμοκρασία περιβάλλοντος: 23 °C				
Πέδη: Carl Schenck U1-40										Πυκνότητα πετρελαίου: 0.837 kg/lit																
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
A/A	Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)	Ένδειξη πέδης (kg)	Ακριβής ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Ακριβές φορτίο (%)	Ισχύς (kW)	Θέση κανόνα αντλίας πετρελαίου (mm)	Χρόνος για κατανάλωση 260 ml καυσίμου (s)	Παροχή καυσίμου (kg/h)	Ειγυόμενη ποσότητα (mg/cycle/cyl)	b _{sf} c (g/kWh)	b _{mep} (bar)	Μέγιστη πίεση καύσης (bar)	Βαθμός απόδοσης (%)	Λόγος ισοδυναμίας αέρα	Ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή (rpm)	Πίεση εισαγωγής μετά το ψυγείο του αέρα (bar)	Παροχή μάζας αέρα (kg/s)	η _{is,c} (%)	Θερμοκρασία καυσαερίων (°C)	Συγκέντρωση NO (ppm)	Αδιαφάνεια καπνού (%)	Συγκέντρωση αιθάλης (mg/m ³)	Θόρυβος καύσης (dBA)	Πίεση λιπαντικού (bar)	Θερμοκρασία ψυκτικού (°C)
1	1000	10	5.0	1028	10.2	3.8	8.80	347.8	2.25	12.18	594.5	0.74	62.1	14.2	7.1	23661	1.04	—	—	135	350	1.45	3.9	97.9	2.3	79
2	1000	30	14.5	1030	29.7	11.0	9.17	220.0	3.56	19.21	323.4	2.15	68.8	26.2	4.6	26720	1.06	—	—	170	616	2.07	5.6	101.7	2.0	80
3	1000	50	24.0	1030	49.2	18.3	9.85	162.0	4.84	25.95	263.9	3.56	72.8	32.1	3.5	30240	1.09	—	—	211	790	2.63	7.2	101.9	2.0	80
4	1000	70	33.5	1026	68.6	25.3	10.81	127.0	6.17	33.41	243.4	4.98	76.3	34.8	2.8	35333	1.12	—	—	262	960	4.10	11.3	99.5	1.8	80
5	1000	90	43.0	1026	88.1	32.5	11.75	103.0	7.61	41.19	233.8	6.39	82.3	36.2	2.3	40320	1.17	—	—	311	1103	6.88	19.2	99.9	1.9	81
6	1200	10	12.5	1230	10.6	11.4	8.91	199.7	3.92	17.67	344.9	1.86	68.0	24.6	5.1	30747	1.08	—	—	198	438	1.74	4.7	102.1	2.5	80
7	1200	30	35.0	1220	29.8	31.5	10.45	103.0	7.61	34.63	241.5	5.20	79.9	35.1	2.8	42080	1.18	—	—	270	862	3.53	9.7	101.9	2.4	80
8	1200	50	58.0	1230	49.4	52.7	13.61	67.0	11.69	52.74	221.9	8.62	85.3	38.2	2.1	55880	1.34	0.143	72	372	1001	7.00	19.5	100.5	2.2	82
9	1200	70	82.0	1230	69.8	74.9	16.10	46.2	16.96	76.11	226.5	12.18	92.2	37.4	1.7	72280	1.61	0.158	76	465	905	17.32	51.2	98.1	2.0	84
10	1200	80	94.0	1230	80.0	85.5	17.29	40.1	19.54	88.00	228.5	13.96	99.0	37.1	1.6	79680	1.76	0.180	76	515	880	19.84	59.5	97.1	1.8	85
11	1400	10	12.5	1429	10.5	13.2	8.91	162.0	4.84	18.79	366.9	1.86	68.9	23.1	4.9	36080	1.12	—	—	246	348	1.94	5.3	102.0	2.4	80
12	1400	30	36.0	1430	30.2	38.0	10.52	85.0	9.22	35.78	242.5	5.35	78.4	34.9	2.9	49768	1.25	0.130	70	286	680	3.20	8.8	102.3	2.4	81
13	1400	50	58.5	1440	49.1	62.2	13.16	55.5	14.12	54.40	227.0	8.69	88.4	37.3	2.2	62540	1.45	0.144	74	362	830	4.02	11.0	100.4	2.4	81
14	1400	70	82.5	1418	69.3	86.3	16.24	42.0	18.65	73.07	216.2	12.25	97.2	39.2	2.0	79440	1.76	0.178	76	447	750	10.12	28.7	98.6	2.3	84
15	1400	80	94.5	1416	79.3	98.7	17.18	35.0	22.38	87.82	226.8	14.04	102.0	37.3	1.8	86880	1.92	0.209	76	489	735	13.60	39.3	96.1	2.0	86

Κεφάλαιο 5: Αποτελέσματα των Πειραματικών Μετρήσεων σε Μόνιμες Συνθήκες Λειτουργίας

Πίνακας 5.1 Πρωτόκολλο μετρήσεων και αποτελεσμάτων σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας (συνέχεια).																										
Κινητήρας: Mercedes-Benz OM 366 LA																		Θερμοκρασία περιβάλλοντος: 23 °C								
Πέδη: Carl Schenck U1-40																		Πυκνότητα πετρελαίου: 0.837 kg/lit								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
A/A	Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)	Ένδειξη πέδης (kg)	Ακριβής ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Ακριβές φορτίο (%)	Ισχύς (kW)	Θέση κανόνα αντλίας πετρελαίου (mm)	Χρόνος για κατανάλωση 260 ml καυσίμου (s)	Παροχή καυσίμου (kg/h)	Ειγυόμενη ποσότητα (mg/cycle/cyl)	b _{sf} c (g/kWh)	b _{mep} (bar)	Μέγιστη πίεση καύσης (bar)	Βαθμός απόδοσης (%)	Λόγος ισοδυναμίας αέρα	Ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή (rpm)	Πίεση εισαγωγής μετά το ψυγείο του αέρα (bar)	Παροχή μάζας αέρα (kg/s)	η _{is,c} (%)	Θερμοκρασία καυσαερίων (°C)	Συγκέντρωση NO (ppm)	Αδιαφάνεια καπνού (%)	Συγκέντρωση αιθάλης (mg/m ³)	Θόρυβος καύσης (dBA)	Πίεση λιπαντικού (bar)	Θερμοκρασία ψυκτικού (°C)
16	1600	10	12.5	1625	10.8	15.0	8.97	136.0	5.76	19.69	384.5	1.86	71.8	22.0	4.8	40500	1.15	—	—	257	385	2.08	5.6	102.8	2.8	80
17	1600	30	35.5	1630	30.6	42.7	10.57	74.0	10.59	36.04	247.8	5.27	84.6	34.2	3.0	52880	1.28	0.164	68	302	710	2.78	7.6	104.2	3.0	82
18	1600	50	58.0	1629	50.0	69.7	12.96	49.0	15.99	54.51	229.4	8.62	93.4	36.9	2.4	71420	1.55	0.176	72	372	825	3.49	9.6	100.6	2.8	82
19	1600	70	81.0	1640	69.8	98.1	16.39	35.5	22.07	74.63	224.9	12.03	99.9	37.7	2.1	86240	1.91	0.206	76	426	680	6.30	17.5	99.0	2.5	84
20	1600	80	91.5	1632	78.8	110.2	17.45	32.0	24.48	83.32	222.2	13.59	103.0	38.1	2.1	94500	2.13	0.231	75	468	610	9.46	26.7	95.5	2.4	85
21	1800	10	11.0	1842	10.1	14.9	8.90	120.0	6.53	19.69	436.8	1.63	81.1	19.4	4.9	46493	1.17	—	—	262	622	1.53	4.2	105.5	3.8	80
22	1800	30	33.0	1840	30.2	44.9	10.39	67.2	11.66	35.08	259.4	4.90	100.1	32.6	3.1	56847	1.31	0.176	68	303	1110	2.25	6.1	106.8	3.8	82
23	1800	50	55.0	1830	50.4	74.2	12.52	46.0	17.03	51.70	229.4	8.17	113.4	36.9	2.5	71787	1.56	0.188	74	355	1320	2.55	6.9	103.8	3.6	82
24	1800	70	76.0	1834	69.6	102.8	15.82	35.0	22.38	67.79	217.7	11.29	122.1	38.9	2.3	86053	1.87	0.223	76	402	1130	2.89	7.9	100.4	3.0	84
25	1800	80	84.0	1828	76.9	113.3	16.84	31.0	25.27	76.78	223.1	12.48	116.6	38.0	2.3	95093	2.13	0.240	76	436	810	5.05	13.9	96.2	3.0	85
26	2000	10	11.0	2038	10.5	16.5	8.89	101.0	7.76	21.14	469.1	1.63	81.9	18.1	4.9	54080	1.26	—	—	264	575	1.97	5.4	105.5	3.4	80
27	2000	30	30.5	2040	29.0	46.1	10.30	61.0	12.84	34.83	278.8	4.53	96.3	30.4	3.3	62817	1.39	0.186	72	286	930	2.58	7.0	107.6	3.5	81
28	2000	50	52.0	2039	49.5	78.2	12.54	42.0	18.65	50.80	238.5	7.72	111.6	35.5	2.7	76580	1.65	0.203	74	337	1055	2.66	7.3	103.6	3.6	82
29	2000	70	73.0	2040	69.5	110.3	15.98	32.0	24.48	66.37	221.9	10.84	119.6	38.2	2.5	91720	2.00	0.245	75	392	960	3.29	9.0	98.1	3.2	84
30	2000	80	80.0	2038	76.1	120.2	16.94	29.0	27.01	73.64	224.7	11.88	124.3	37.7	2.4	97500	2.19	0.253	75	421	920	4.25	11.7	96.2	3.2	87

Κεφάλαιο 5: Αποτελέσματα των Πειραματικών Μετρήσεων σε Μόνιμες Συνθήκες Λειτουργίας

Πίνακας 5.1 Πρωτόκολλο μετρήσεων και αποτελεσμάτων σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας (συνέχεια).																										
Κινητήρας: Mercedes-Benz OM 366 LA																		Θερμοκρασία περιβάλλοντος: 23 °C								
Πέδη: Carl Schenck U1-40																		Πυκνότητα πετρελαίου: 0.837 kg/lit								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
A/A	Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)	Ένδειξη πέδης (kg)	Ακριβής ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Ακριβές φορτίο (%)	Ισχύς (kW)	Θέση κανόνα αντλίας πετρελαίου (mm)	Χρόνος για κατανάλωση 260 ml καυσίμου (s)	Παροχή καυσίμου (kg/h)	Εγχυόμενη ποσότητα (mg/cycle/cyl)	b _{sf} c (g/kWh)	b _{mep} (bar)	Μέγιστη πίεση καύσης (bar)	Βαθμός απόδοσης (%)	Λόγος ισοδυναμίας αέρα	Ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή (rpm)	Πίεση εισαγωγής μετά το ψυγείο του αέρα (bar)	Παροχή μάζας αέρα (kg/s)	η _{is,c} (%)	Θερμοκρασία καυσαερίων (°C)	Συγκέντρωση NO (ppm)	Αδιαφάνεια καπνού (%)	Συγκέντρωση αιθάλης (mg/m ³)	Θόρυβος καύσης (dBA)	Πίεση λιπαντικού (bar)	Θερμοκρασία ψυκτικού (°C)
31	2200	10	14.0	2245	13.9	23.2	8.98	81.0	9.67	23.93	417.2	2.08	85.3	20.3	4.6	59920	1.34	—	—	275	545	2.62	7.2	105.8	3.5	81
32	2200	30	30.0	2252	29.7	50.0	10.45	53.0	14.78	36.37	295.9	4.46	97.8	28.6	3.4	69200	1.48	0.192	72	294	745	2.92	8.0	106.4	3.8	82
33	2200	50	50.5	2253	50.0	84.1	12.86	37.0	21.17	52.09	251.8	7.50	112.4	33.6	2.8	84640	1.80	0.230	75	342	800	3.37	9.2	101.4	3.5	83
34	2200	70	70.5	2253	69.7	117.2	16.64	28.2	27.78	68.48	237.1	10.47	122.9	35.7	2.6	99147	2.19	0.270	75	391	740	3.86	10.6	96.3	3.4	85

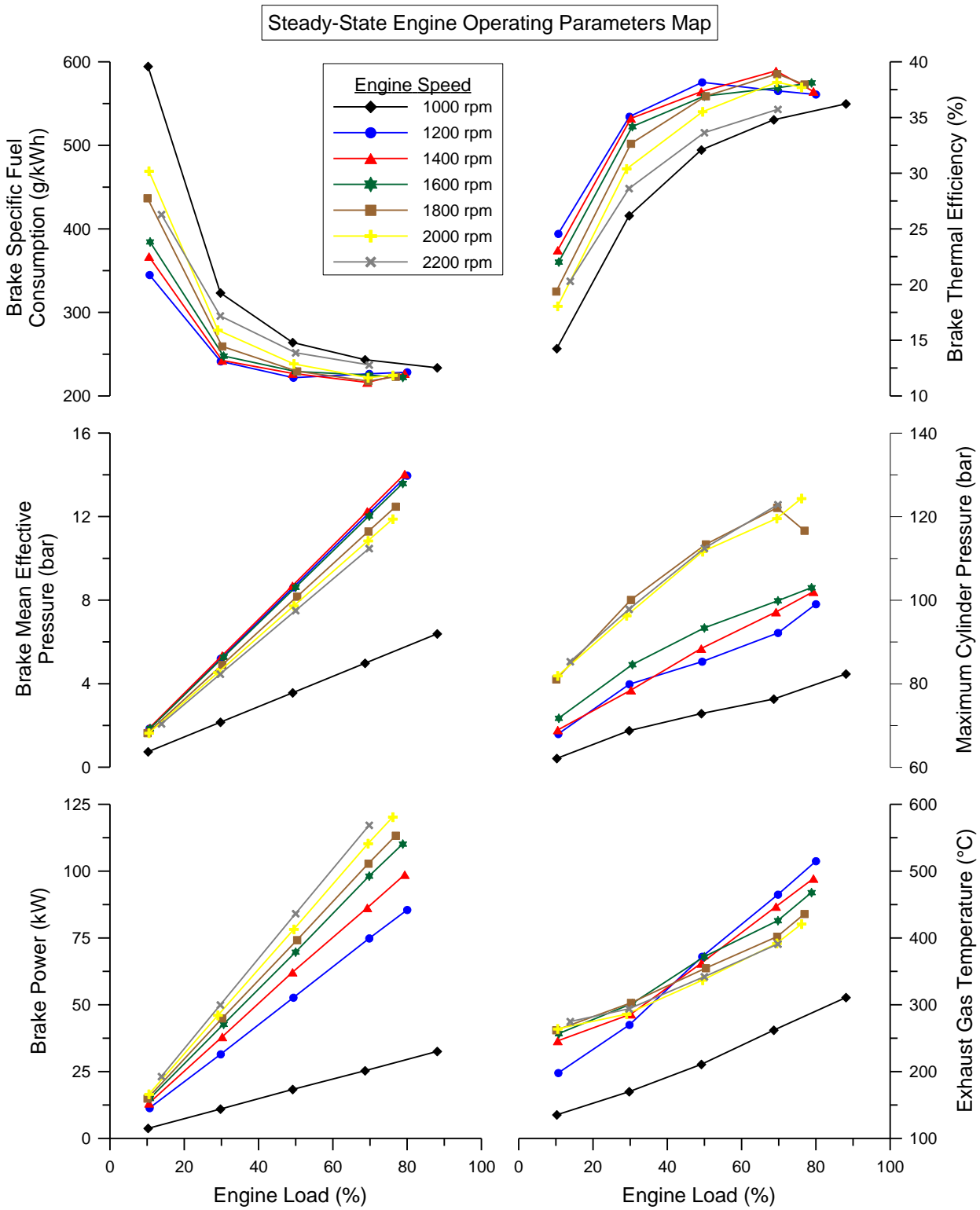
5.2.1 Παράμετροι Λειτουργίας

Στα Σχήματα 5.1, 5.2 και 5.3 παρουσιάζονται οι χάρτες μόνιμης λειτουργίας του κινητήρα, της αντλίας πετρελαίου και του υπερπληρωτή, με βάση τα αποτελέσματα του Πίνακα 5.1. Στη χαμηλότερη ταχύτητα περιστροφής (1000 rpm) ο κινητήρας παράγει μικρή ισχύ και γι' αυτό το λόγο όλες οι λειτουργικές παράμετροι του κινητήρα και των υποσυστημάτων του λαμβάνουν κατώτατες τιμές. Μοναδική εξαίρεση αποτελεί η (πραγματική) ειδική κατανάλωση καυσίμου η οποία λαμβάνει τις μέγιστες τιμές της, διότι επηρεάζεται αντίστροφα από την πραγματική ισχύ του κινητήρα. Η μέση πραγματική πίεση (όπως και η παραγόμενη ισχύς) μεταβάλλεται γραμμικά με το φορτίο για κάθε ταχύτητα περιστροφής, ενώ σχεδόν γραμμική αύξηση ακολουθούν επίσης η μέγιστη πίεση καύσης και η θερμοκρασία των καυσαερίων (για το σημείο στο οποίο μετρείται η τελευταία, όπως περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 2) όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.1.

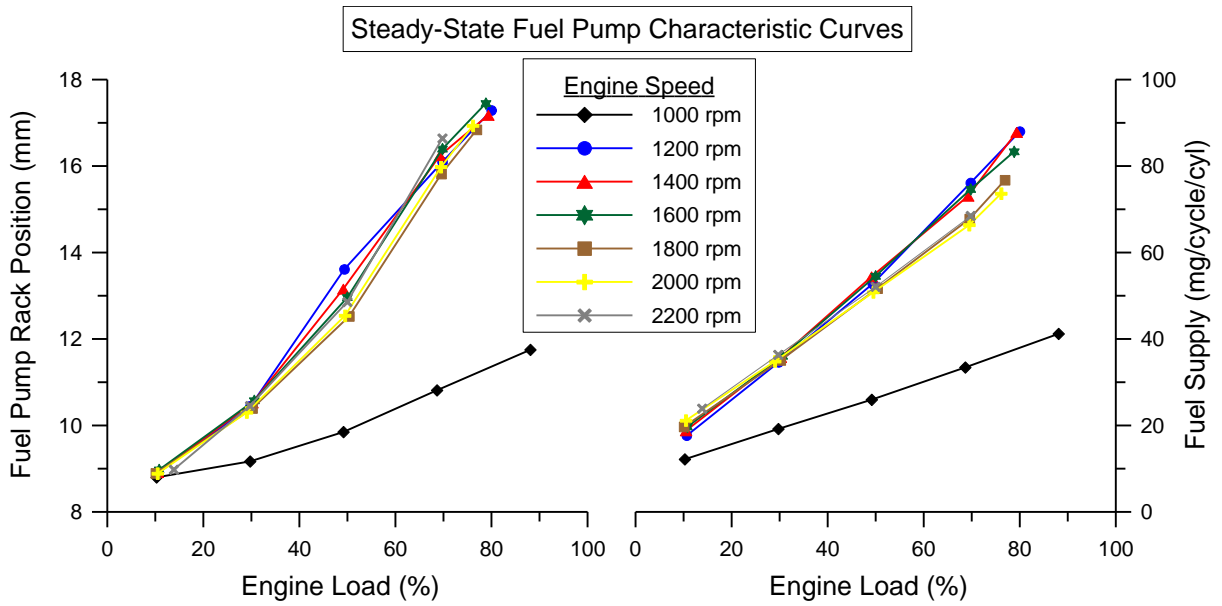
Οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας της αντλίας πετρελαίου, οι οποίες φαίνονται στο Σχήμα 5.2, χρησιμοποιούνται για την εκτίμηση της μάζας του εγχυόμενου καυσίμου σε κάθε κύκλο μεταβατικής λειτουργίας. Αναφορικά με τα λειτουργικά χαρακτηριστικά του ζεύγους υπερπλήρωσης, τα οποία παρουσιάζονται στο Σχήμα 5.3, η ταχύτητα περιστροφής και η πίεση εισαγωγής μεταβάλλονται με παρόμοιο τρόπο, όπως αναμενόταν, και επηρεάζονται σημαντικά από την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο του κινητήρα. Η μικρή μετατόπιση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου στη χαμηλότερη ταχύτητα περιστροφής (1000 rpm, Σχήμα 5.2) οφείλεται στην επίδραση του συστήματος ελέγχου της παροχής καυσίμου, εφόσον σε αυτήν την ταχύτητα περιστροφής αναπτύσσεται πολύ χαμηλή πίεση εισαγωγής (Σχήμα 5.3).

Επίσης, παρατηρείται ότι η μέγιστη τιμή της πίεσης εισαγωγής στα σημεία μόνιμης λειτουργίας όπου πραγματοποιήθηκε μέτρηση δεν ξεπέρασε τα 2.20 bar. Έτσι, συμπεραίνεται ότι σε κανένα σημείο λειτουργίας δεν ήταν ανοιχτή η βαλβίδα παράκαμψης του στροβίλου (waste-gate), η οποία ανοίγει σε πίεση εισαγωγής 2.55-2.60 bar. Οπότε, σε όλες τις δοκιμές η συγκεκριμένη βαλβίδα παρέμεινε κλειστή καθόλη τη διάρκεια της μεταβολής και η συνολική ποσότητα των καυσαερίων του κινητήρα διερχόταν από το στρόβιλο. Άλλωστε, η συγκεκριμένη διάταξη χρησιμεύει κυρίως στα πολύ ακραία σημεία λειτουργίας του κινητήρα (πολύ υψηλή ταχύτητα περιστροφής και πολύ μεγάλο φορτίο), όπου υπάρχει έντονα ο κίνδυνος υπερτάχυνσης του ζεύγους υπερπλήρωσης με παράλληλη ανάπτυξη υπερβολικής πίεσης εισαγωγής. Η τελευταία οδηγεί στην ανάπτυξη πολύ υψηλών πιέσεων καύσης, με αποτέλεσμα την υπερβολική μηχανική (και θερμική) καταπόνηση του κινητήρα.

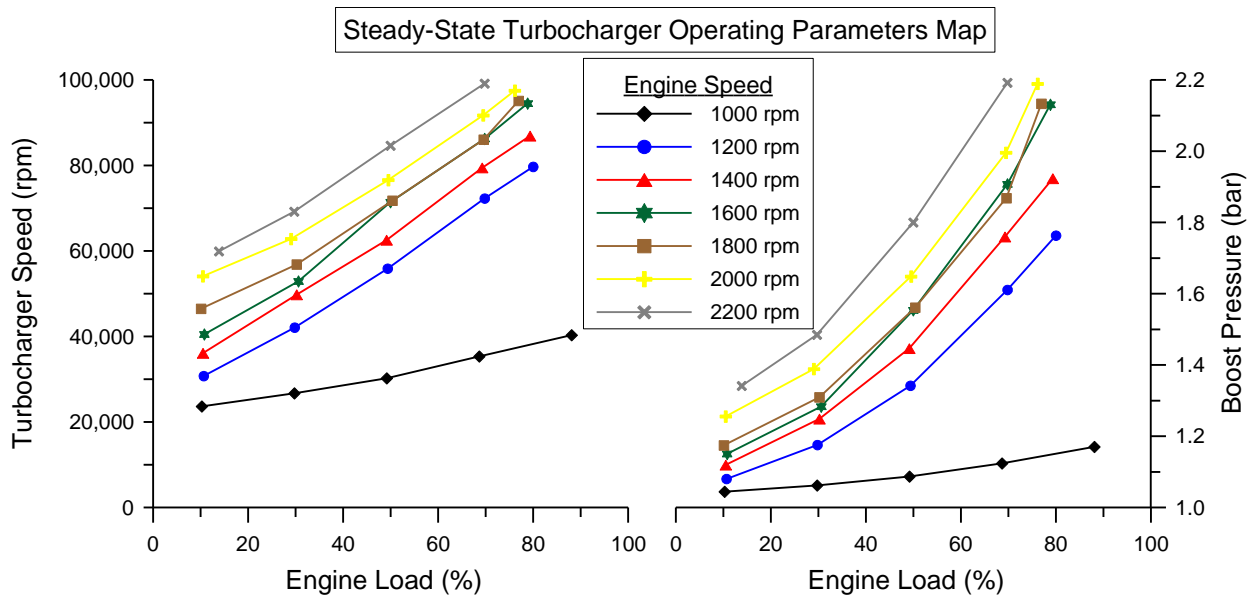
Τέλος, στο Σχήμα 5.4 παρουσιάζεται σε τρισδιάστατη απεικόνιση ο χάρτης της πίεσης εισαγωγής (ενδεικτικά), παρέχοντας μία συνολική εικόνα της συγκεκριμένης παραμέτρου σε όλο το φάσμα λειτουργίας του κινητήρα.



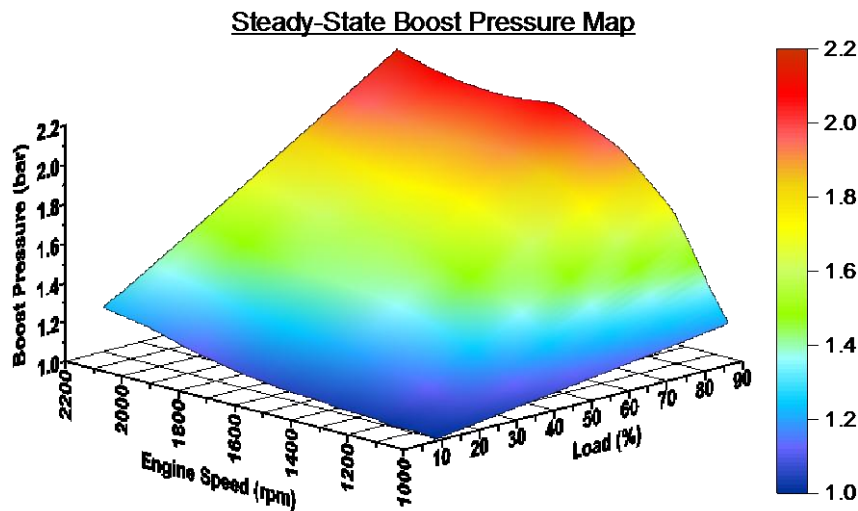
Σχήμα 5.1 Παράμετροι λειτουργίας και απόδοσης του κινητήρα.



Σχήμα 5.2 Χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας της αντλίας πετρελαίου.



Σχήμα 5.3 Λειτουργικά χαρακτηριστικά του ζεύγους υπερπλήρωσης.



Σχήμα 5.4 Τρισδιάστατη απεικόνιση του χάρτη της πίεσης εισαγωγής.

5.2.2 Εκπομπές Ρύπων και Θορύβου της Καύσης

Οι χάρτες των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης σε συνθήκες μόνιμης λειτουργίας παρουσιάζονται στο Σχήμα 5.5. Μαζί δίνεται και ο συντελεστής απορρόφησης, ο οποίος αποτελεί (σε κάποιες περιπτώσεις) το προδιαγραφόμενο μέγεθος από τη νομοθεσία για την αδιαφάνεια των καυσαερίων (καπνού) [5] και υπολογίζεται σύμφωνα με τη σχέση (3.7) του Κεφαλαίου 3. Οι χάρτες αυτοί χρησιμοποιούνται για την εφαρμογή μίας εναλλακτικής μεθόδου προσδιορισμού των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης κατά τη μεταβατική λειτουργία, και κυρίως για την ανάδειξη της επίδρασης των μεταβατικών συνθηκών σε αυτές (Κεφάλαιο 6).

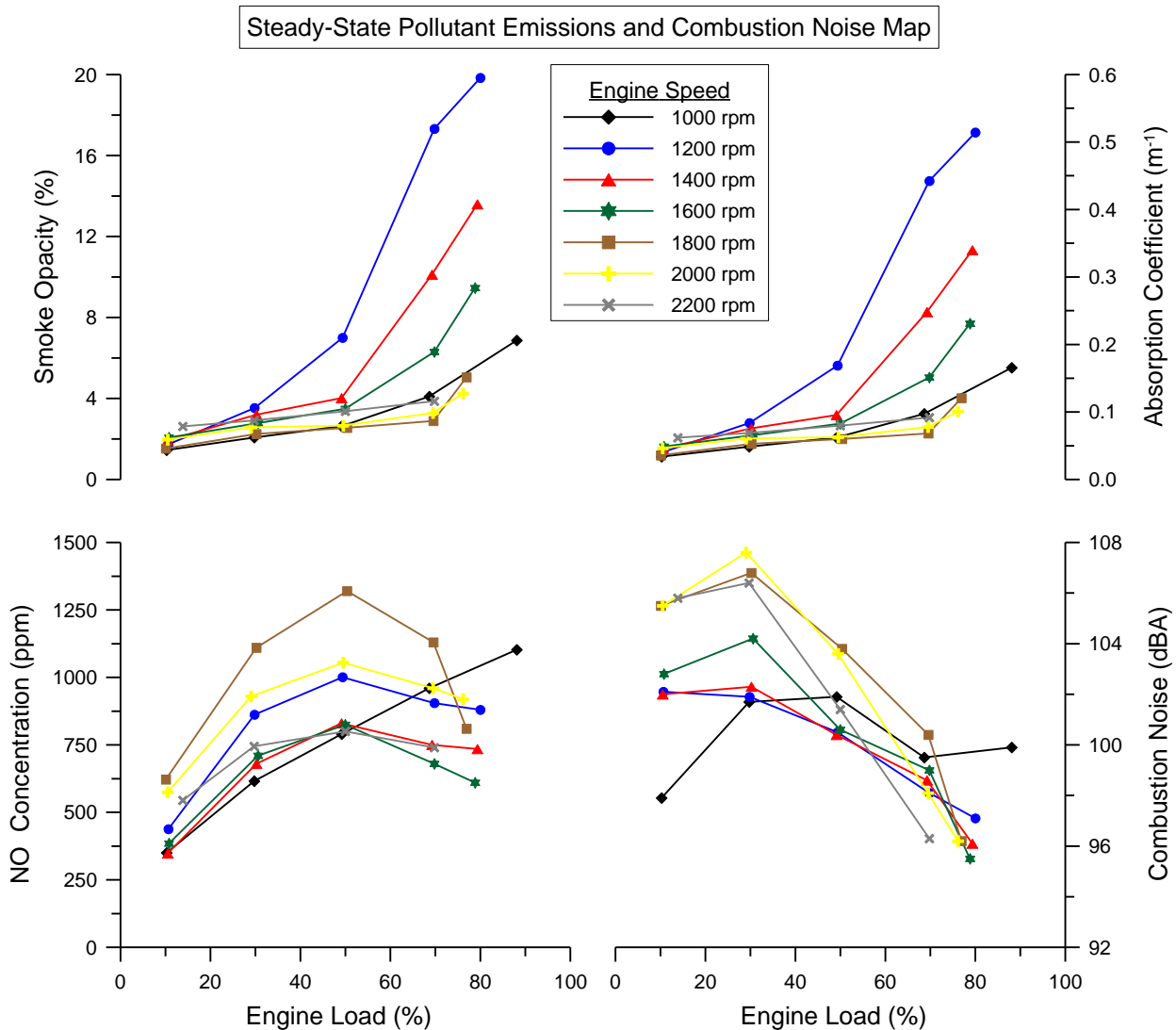
Οι εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO) παρουσιάζουν κοινή μορφή για όλες τις ταχύτητες περιστροφής (με μοναδική εξαίρεση την κατώτατη των 1000 rpm), με τις μέγιστες τιμές να εμφανίζονται στα μεσαία φορτία. Η κυρίαρχη αιτία πίσω από αυτή τη συμπεριφορά είναι η ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης, ο οποίος στο συγκεκριμένο κινητήρα μεταβάλλεται τόσο με την ταχύτητα περιστροφής όσο και με το φορτίο. Έτσι με σταθερή την ταχύτητα περιστροφής, η αύξηση του φορτίου οδηγεί σε μείωση της προπορείας (δηλαδή καθυστερημένη έγχυση), οδηγώντας σε μείωση των εκπομπών NO. Άλλωστε, όπως περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 2, η προπορεία έγχυσης είναι μικρή ($5\pm 1^\circ$ γωνίας στροφάλου πριν το ANΣ) στο πλήρες φορτίο του κινητήρα, ακριβώς για τη μείωση του εκπεμπόμενου NO. Υπενθυμίζεται ότι η συγκέντρωση NO που παρουσιάζεται εδώ αντιστοιχεί στη μέτρηση που λαμβάνεται μετά το ζεύγος υπερπλήρωσης (Κεφάλαιο 3).

Παρόμοια ποιοτική συμπεριφορά παρουσιάζει και ο θόρυβος της καύσης, ο οποίος λαμβάνει τις ακρότατες τιμές του επίσης στα μεσαία φορτία, με τη μέγιστη ωστόσο να εμφανίζεται λίγο νωρίτερα από την αντίστοιχη της συγκέντρωσης NO. Αυτή η συμπεριφορά υποδηλώνει υψηλό ρυθμό αύξησης της πίεσης λόγω έντονης προαναμεμειγμένης καύσης [6] (στα σημεία όπου εμφανίζονται υψηλές εκπομπές θορύβου), όπου ευνοείται η παραγωγή NO

εξαιτίας των υψηλών θερμοκρασιών που εμφανίζονται. Η μείωση του εκπεμπόμενου θορύβου της καύσης στα υψηλότερα φορτία αποδίδεται πάλι στη ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης του κινητήρα. Η αύξηση του φορτίου οδηγεί σε μικρότερη προπορεία, με αποτέλεσμα η έγχυση να πραγματοποιείται σε περιβάλλον υψηλότερης πίεσης και θερμοκρασίας. Έτσι, η καθυστέρηση ανάφλεξης μειώνεται, οδηγώντας σε λιγότερη έντονη ανεξέλεγκτη καύση (προανάμιξης), άρα και χαμηλότερο ρυθμό αύξησης της πίεσης κυλίνδρου. Μάλιστα, σε περιπτώσεις όπου η έναυση οδηγηθεί μετά το ΑΝΣ (όπως θα φανεί στη συνέχεια από την ανάλυση των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων), τότε η φορά κίνησης του εμβόλου προς το ΚΝΣ δρα ως παράγοντας μείωσης του ρυθμού αύξησης της πίεσης (παρόλο που η μετατόπιση του εμβόλου γύρω από τα νεκρά σημεία είναι πολύ μικρή).

Από τις προαναφερθείσες παρατηρήσεις διαπιστώνεται μία ποιοτική ομοιότητα ανάμεσα στις εκπομπές ΝΟ και θορύβου της καύσης και συμπεραίνεται η παρόμοια εξάρτησή τους από το χρονισμό της έγχυσης [6]. Ωστόσο, αυτή είναι μία πρώτη παρατήρηση σε ποιοτικό μόνο επίπεδο. Ο σχηματισμός του ΝΟ εντός του κυλίνδρου αποτελεί ένα πολύ σύνθετο φαινόμενο που επηρεάζεται από πολλές παραμέτρους, όπως ο χρονισμός έγχυσης, η παροχή καυσίμου, η πίεση εισαγωγής και από οποιαδήποτε άλλο μέγεθος το οποίο επηρεάζει τη θερμοκρασία και τη διάρκεια της καύσης καθώς και τη διαθεσιμότητα οξυγόνου εντός του κυλίνδρου.

Αναφορικά με τις εκπομπές αιθάλης, όπως αυτή ποσοτικοποιείται στην παρούσα διερεύνηση από την αδιαφάνεια καπνού, το βασικότερο ρόλο παίζει το φορτίο του κινητήρα [1]. Καθώς το φορτίο αυξάνεται, περισσότερο καύσιμο εγχύεται στους κυλίνδρους, προκαλώντας αύξηση της θερμοκρασίας στις ζώνες που είναι πλούσιες σε καύσιμο. Επιπλέον, η διάρκεια της καύσης διάχυσης αυξάνεται, ευνοώντας το σχηματισμό σωματιδίων αιθάλης [6]. Αντίθετα ο εναπομένον χρόνος μετά την ολοκλήρωση της καύσης, καθώς και η διαθεσιμότητα του οξυγόνου, παράγοντες οι οποίοι επιταχύνουν τη διαδικασία οξειδωσης των σωματιδίων αιθάλης, μειώνονται. Ακόμα, η μεταβολή του χρονισμού έγχυσης προς την κατεύθυνση μείωσης της προπορείας αυξανόμενου του φορτίου ευνοεί την εμφάνιση υψηλών εκπομπών αιθάλης, λόγω μείωσης του σταδίου οξειδωσής της. Η συνδυασμένη επίδραση αυτών των φαινομένων προκαλεί τις αυξημένες τιμές της αδιαφάνειας καπνού.

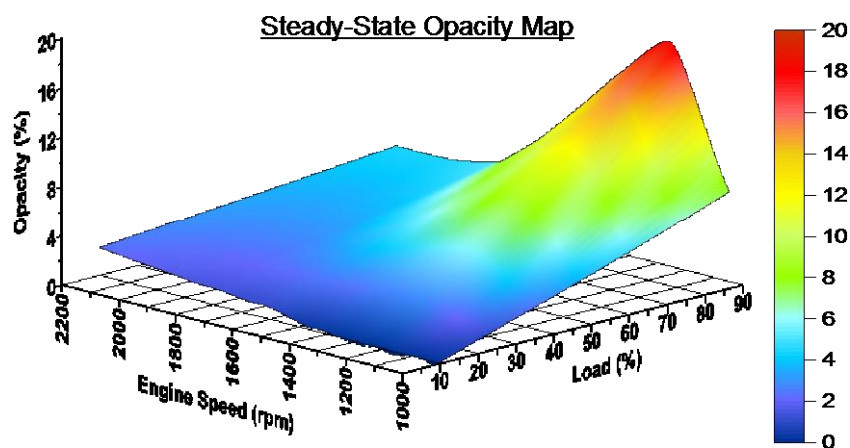


Σχήμα 5.5 Χάρτης εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης.

Όπως είναι σύνηθες στην περίπτωση υπερπληρωμένων κινητήρων diesel, αυξημένες ποσότητες αιθάλης (άρα και υψηλές τιμές της αδιαφάνειας καπνού) αναμένονται για λειτουργία σε χαμηλή ταχύτητα περιστροφής σε συνδυασμό με υψηλό φορτίο (παρά την εφαρμογή του συστήματος περιορισμού της παροχής καυσίμου στο συγκεκριμένο κινητήρα, Κεφάλαιο 2) [7]. Αυτή η συμπεριφορά αποδίδεται στη χαμηλή πίεση εισαγωγής (άρα και μικρή παροχή αέρα, αντίστοιχα) σε συνδυασμό με τη μεταβολή του χρονισμού έγχυσης (δηλαδή μείωση της προπορείας καθώς αυξάνεται το φορτίο). Αυτή η παρατήρηση επιβεβαιώνεται στο Σχήμα 5.5 από την καμπύλη που αντιστοιχεί σε ταχύτητα περιστροφής 1200 rpm κατά κύριο λόγο (αλλά και από την αντίστοιχη καμπύλη για ταχύτητα περιστροφής 1400 rpm σε μικρότερο βαθμό) όπου στα υψηλά φορτία η αδιαφάνεια καπνού λαμβάνει μέγιστες τιμές. Ωστόσο, στην κατώτατη ταχύτητα περιστροφής (1000 rpm) η πολύ χαμηλή παροχή καυσίμου ακόμα και στα υψηλά φορτία (Σχήμα 5.2) αποτρέπει την εμφάνιση υψηλών τιμών αδιαφάνειας. Ακόμα, είναι ενδιαφέρον να παρατηρηθεί η αντίστροφη συμπεριφορά που παρουσιάζουν οι εκπομπές NO

και αιθάλης (αδιαφάνεια καπνού), ιδιαίτερα στις μεσαίες και υψηλές ταχύτητες περιστροφής, γεγονός που αποτελεί ένα από τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά των κινητήρων diesel (“NO_x-PM trade-off”) [8].

Τέλος, στο Σχήμα 5.6 παρουσιάζεται σε τρισδιάστατη απεικόνιση ο χάρτης της αδιαφάνειας καπνού (ενδεικτικά) παρέχοντας μία συνολική εικόνα των εκπομπών αιθάλης σε όλο το φάσμα λειτουργίας του κινητήρα. Σε αυτό το σχήμα γίνεται εμφανής η υπερακόντιση των εκπομπών αιθάλης για τα σημεία λειτουργίας που χαρακτηρίζονται από χαμηλή ταχύτητα περιστροφής και υψηλά φορτία.



Σχήμα 5.6 Τρισδιάστατη απεικόνιση του χάρτη της αδιαφάνειας καπνού.

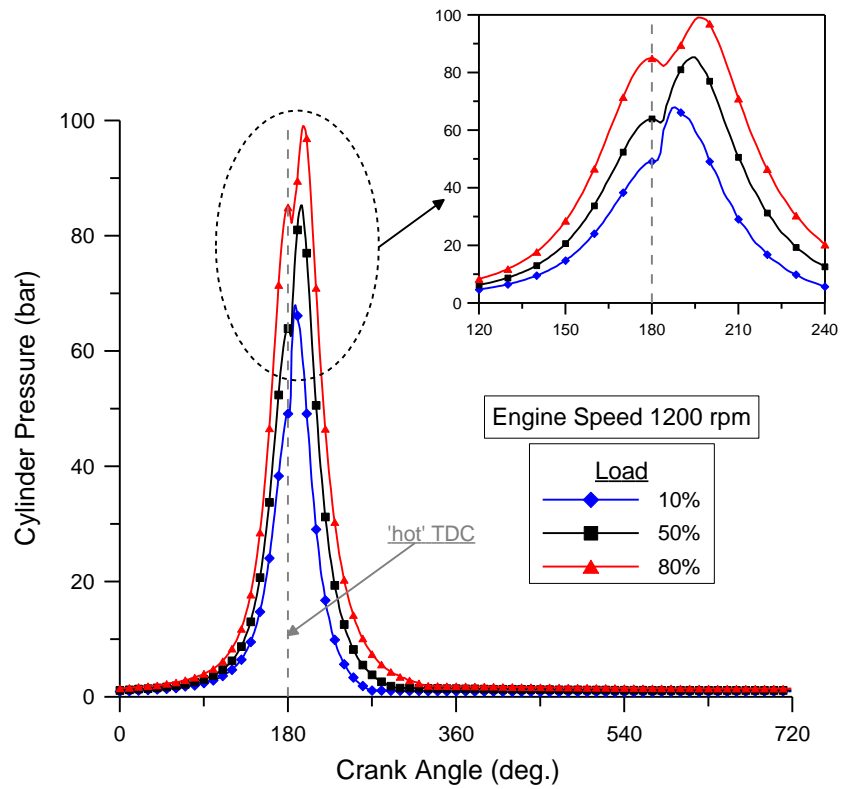
5.3 Αποτελέσματα εντός του Κύκλου Λειτουργίας (σε Επίπεδο Γωνίας Στροφάλου)

Εκτός από τις συνολικές μετρήσεις σε κάθε σημείο λειτουργίας, από όπου προέκυψαν οι χάρτες λειτουργίας και εκπομπών του κινητήρα που περιγράφηκαν στην προηγούμενη παράγραφο, παρουσιάζονται κάποια αποτελέσματα μετρήσεων εντός του κύκλου λειτουργίας (δηλαδή σε επίπεδο γωνίας στροφάλου). Οι μετρήσεις αυτές πραγματοποιούνται σε έναν κύλινδρο (No. 1 με αρίθμηση από το σφόνδυλο) και περιλαμβάνουν το δυναμοδεικτικό διάγραμμα καθώς και το διάγραμμα εκπομπών NO του συγκεκριμένου κυλίνδρου. Τα αποτελέσματα που δίνονται εδώ είναι για επιλεγμένα σημεία λειτουργίας, ενώ τα αντίστοιχα διαγράμματα για όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα περιλαμβάνονται στο Παράρτημα Α. Ωστόσο, σημειώνεται ότι οι παρατηρήσεις που αναφέρονται στη συνέχεια επιβεβαιώνονται και για τα υπόλοιπα σημεία μόνιμης λειτουργίας του κινητήρα.

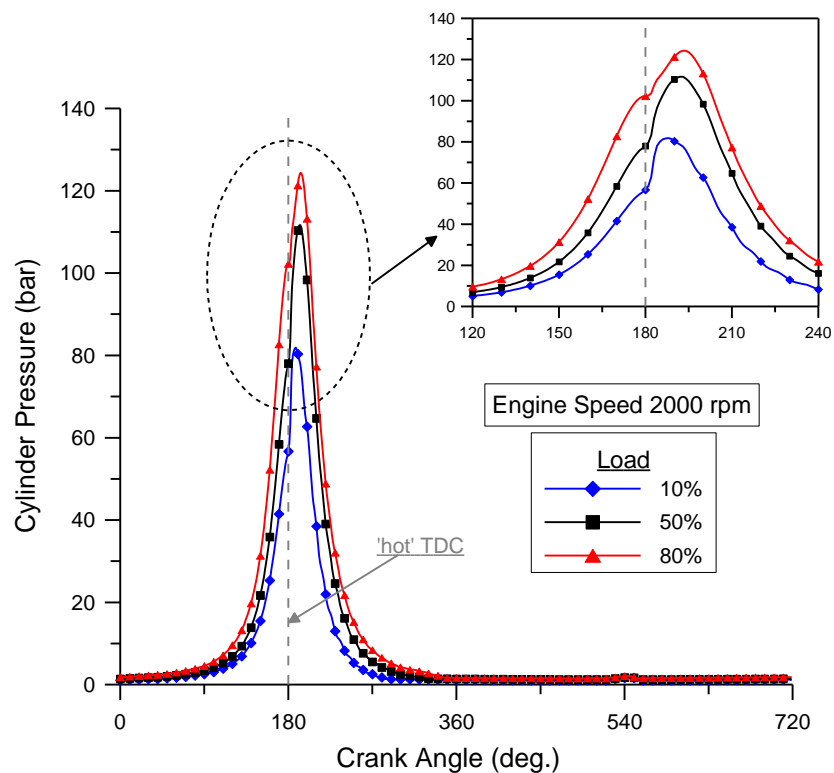
5.3.1 Δυναμοδεικτικά Διαγράμματα

Στα Σχήματα 5.7α και 5.7β παρουσιάζονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε χαμηλή και υψηλή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα αντίστοιχα, περιλαμβάνοντας χαμηλό, μεσαίο και υψηλό φορτίο. Ο προσδιορισμός τους πραγματοποιείται σύμφωνα με τη διαδικασία που περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 4 και αποτελούν τα “μέσα” δυναμοδεικτικά διαγράμματα για κάθε σημείο λειτουργίας από τα αντίστοιχα καταγεγραμμένα σε 20 πλήρεις κύκλους λειτουργίας του κινητήρα. Από αυτά τα διαγράμματα προκύπτει η μέγιστη πίεση καύσης, ενώ αποτελούν τη βασικότερη ένδειξη της άρτιας λειτουργίας του κινητήρα.

Παρατηρείται χαρακτηριστικά και στις δύο ταχύτητες περιστροφής που παρουσιάζονται εδώ (αλλά και σε όλες τις υπόλοιπες του Παραρτήματος Α) η μεταβολή του χρονισμού έγχυσης, η οποία διαπιστώνεται από την αντίστοιχη μεταβολή του χρονισμού έναυσης και εμφάνισης της μέγιστης πίεσης καύσης (όπως φαίνεται από τα υποδιαγράμματα των Σχημάτων 5.7α και 5.7β). Καθώς αυξάνεται το φορτίο μειώνεται η προπορεία έγχυσης, τόσο για τη μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου (NO_x) και θορύβου της καύσης (όπως αναλύθηκε ήδη), όσο και για την αποφυγή ανάπτυξης υπερβολικά υψηλών πιέσεων καύσης στα υψηλά φορτία.



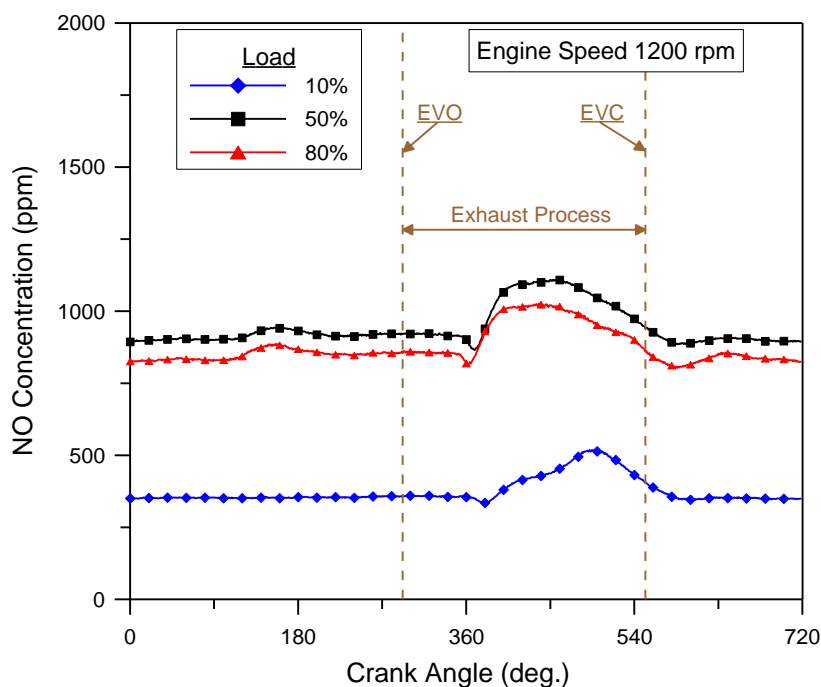
Σχήμα 5.7α Δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε χαμηλή ταχύτητα περιστροφής και τρία φορτία.



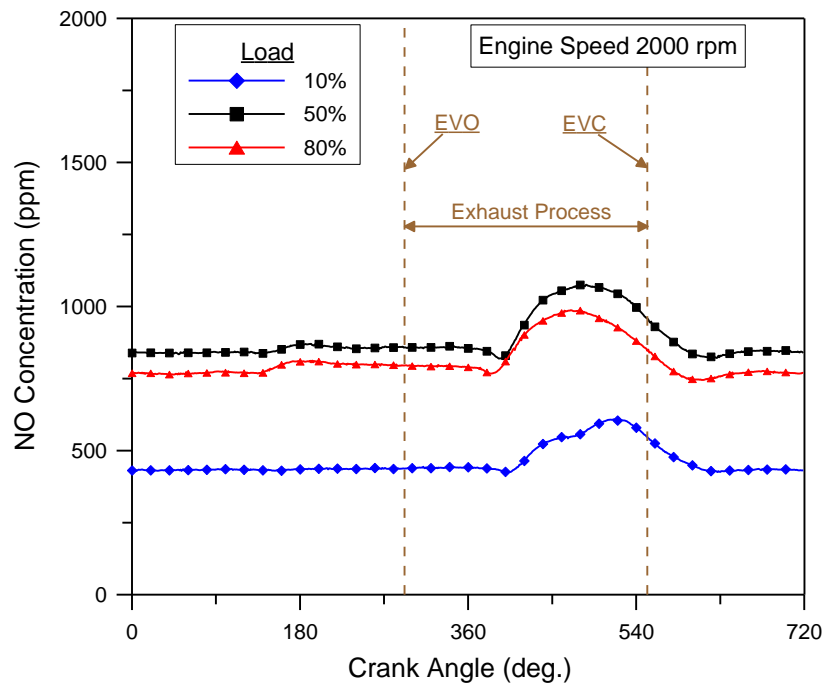
Σχήμα 5.7β Δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε υψηλή ταχύτητα περιστροφής και τρία φορτία.

5.3.2 Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου από έναν Κύλινδρο

Στα Σχήματα 5.8α και 5.8β παρουσιάζονται τα διαγράμματα εκπομπών NO στα ίδια σημεία λειτουργίας με τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα της προηγούμενης υποπαραγράφου. Ο προσδιορισμός τους υλοποιείται από το σήμα της πρώτης κεφαλής του αναλυτή NO, η οποία έχει τοποθετηθεί μετά τη βαλβίδα εξαγωγής του πρώτου κυλίνδρου όπως περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 3. Σημειώνεται ότι τα αποτελέσματα που δίνονται στη συνέχεια αντιστοιχούν στα “μέσα” διαγράμματα από 20 πλήρεις κύκλους λειτουργίας. Η συγκεκριμένη μέτρηση είναι αρκετά σπάνια και μπορεί να πραγματοποιηθεί αποκλειστικά με αναλυτές υπερταχείας απόκρισης, όπως αυτός που χρησιμοποιείται στην παρούσα εργασία, ώστε να υπάρχει η δυνατότητα καταγραφής του σήματος εντός του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι ο συγκεκριμένος αναλυτής (Cambustion CLD 500) με χρόνο απόκρισης 2 ms έχει τη δυνατότητα λήψης 50 σημείων σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 1200 rpm (ανεξαρτήτως του φορτίου), όπου ένας πλήρης κύκλος λειτουργίας διαρκεί 100 ms. Το παραπάνω θεωρείται ικανοποιητικό, έτσι ώστε να σχηματιστεί μία πρώτη εικόνα για τις εκπομπές NO του συγκεκριμένου κυλίνδρου.



Σχήμα 5.8α Διαγράμματα εκπομπής NO από τον πρώτο κύλινδρο σε χαμηλή ταχύτητα περιστροφής και τρία φορτία.



Σχήμα 5.8β Διαγράμματα εκπομπής NO από τον πρώτο κύλινδρο σε υψηλή ταχύτητα περιστροφής και τρία φορτία.

Από τα Σχήματα 5.8α και 5.8β (όπως και από τα συνολικά διαγράμματα για όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα στο Παράρτημα Α), διαπιστώνεται καταρχήν η παρόμοια (ποιοτικά) μορφή των διαγραμμάτων ανεξαρτήτως του σημείου λειτουργίας. Όσο η βαλβίδα εξαγωγής είναι κλειστή επικρατεί μία πρακτικά σταθερή τιμή στη σωλήνωση εξαγωγής του κυλίνδρου, η οποία αντιστοιχεί στη συγκέντρωση NO του καυσαερίου που έχει παραμείνει εκεί. Μετά το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής (EVO) μεσολαβεί ένα διάστημα όπου το σήμα παραμένει αμετάβλητο μέχρι τη στιγμή όπου ξεκινάει η μεταβολή της ένδειξης. Το σήμα λαμβάνει μία μέγιστη τιμή και ακολουθεί πτωτική πορεία μέχρι να σταθεροποιηθεί στη σταθερή τιμή μετά το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής (EVC). Η συγκέντρωση NO στο καυσαέριο που παραμένει έξω από τη βαλβίδα εξαγωγής του κυλίνδρου είναι σαφώς χαμηλότερη από τη μέγιστη (ή ακόμα και από τη μέση) τιμή συγκέντρωσης NO που εκπέμπει ο συγκεκριμένος κύλινδρος, λόγω ανάμειξης του καυσαερίου με φρέσκο αέρα κατά τη διάρκεια της απόπλυσης. Η τελευταία λαμβάνει χώρα προς το τέλος της φάσης εξαγωγής, κατά τη διάρκεια επικάλυψης των βαλβίδων.

Αναφορικά με την καθυστέρηση ανάμεσα στο άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής (EVO) και τη μεταβολή του σήματος, αυτή οφείλεται κυρίως στο χρόνο που απαιτείται ώστε το καυσαέριο να φτάσει στο σημείο δειγματοληψίας, το οποίο βρίσκεται σε απόσταση περίπου 15 cm από τη βαλβίδα. Παρατηρείται ότι η καθυστέρηση αυτή μεταβάλλεται τόσο με το φορτίο όσο και με την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, με τη δεύτερη να έχει την κυρίαρχη επίδραση. Για σταθερή ταχύτητα περιστροφής, η μείωση του φορτίου οδηγεί σε μείωση της (μέσης) ταχύτητας του καυσαερίου κατά τη φάση της εξαγωγής [9]. Έτσι, ο χρόνος που απαιτείται ώστε το

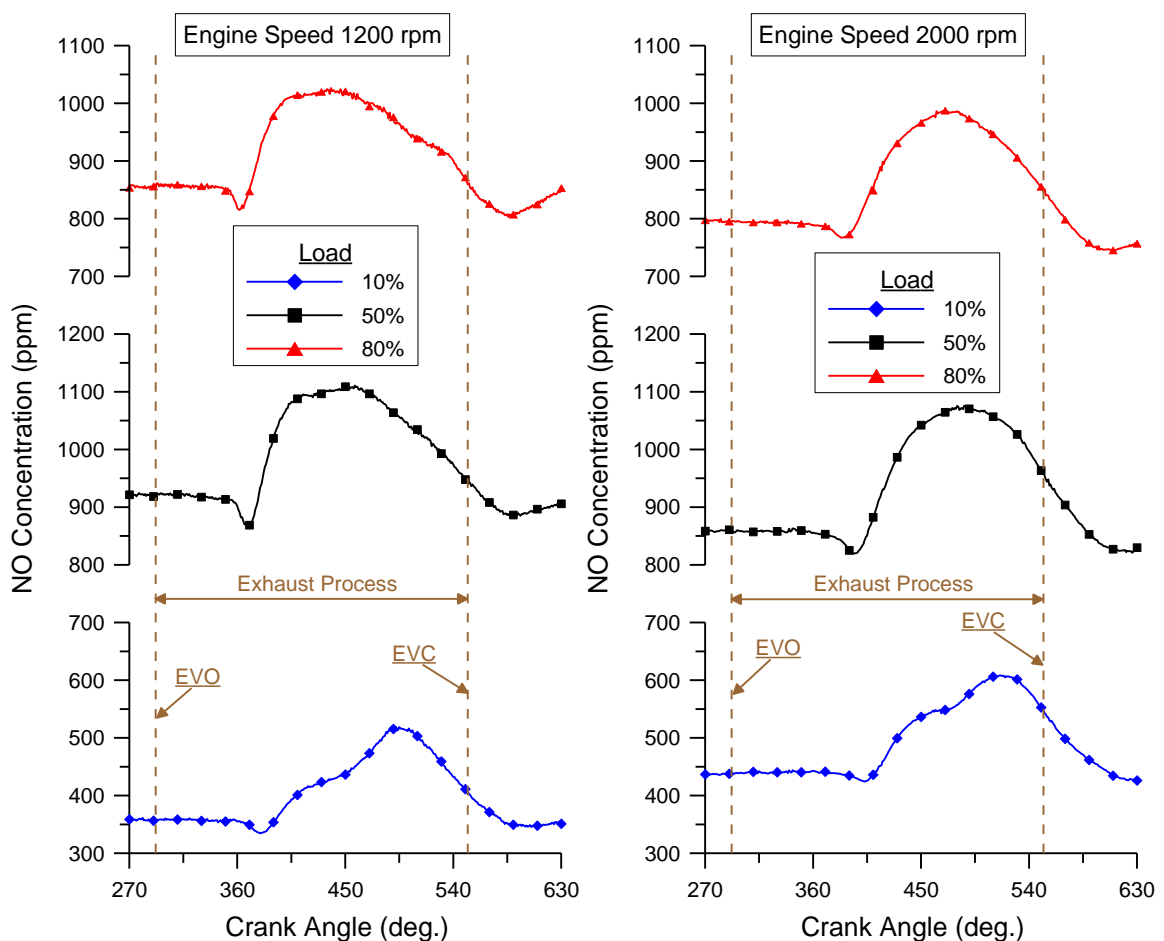
καυσαέριο να φτάσει στο σημείο δειγματοληψίας αυξάνει, είτε αυτός εκφράζεται σε δευτερόλεπτα είτε σε μοίρες γωνίας στροφάλου όπως στα Σχήματα 5.8α και 5.8β (μέσω της μονοσήμαντης σχέσης που συνδέει τις μονάδες αυτές, εξίσωση (2.1), Κεφάλαιο 2). Στην περίπτωση υψηλότερης ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, η (μέση) ταχύτητα του καυσαερίου αυξάνεται, οπότε ο χρόνος, σε δευτερόλεπτα, που απαιτείται ώστε το καυσαέριο να φτάσει στο σημείο δειγματοληψίας μειώνεται. Όμως, η αύξηση της ταχύτητας του καυσαερίου είναι μικρότερη σε σχέση με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα [10] με αποτέλεσμα το διάστημα, σε μοίρες γωνίας στροφάλου, που απαιτείται ώστε το καυσαέριο να φτάσει στο σημείο δειγματοληψίας να αυξάνει ελαφρώς. Άλλωστε κατά το πρώτο τμήμα της φάσης εξαγωγής (δηλαδή κατά την αυτόματη εκροή των καυσαερίων από τον κύλινδρο (blowdown) καθώς ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής) η ροή χαρακτηρίζεται “υπερκριτική” (choked) [11], κατάσταση στην οποία η παροχή μάζας \dot{m}_{eg} και η ταχύτητα v_{eg} του καυσαερίου δίνονται από τις σχέσεις [12]:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{eg} &= c_d A_v \frac{p_u}{RT_u} \sqrt{\gamma RT_u \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \\ v_{eg} &= \frac{\dot{m}_{eg}}{A_v \frac{p_u}{RT_u}} = c_d \sqrt{\gamma RT_u \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}\end{aligned}\tag{5.1}$$

όπου c_d ο συντελεστής εκροής της βαλβίδας, A_v η στιγμιαία γεωμετρική επιφάνεια του ανοίγματος της βαλβίδας, p_u και T_u η πίεση και η θερμοκρασία του καυσαερίου στα ανάντι της ροής (δείκτης ‘u’), δηλαδή μέσα στον κύλινδρο και γ ο εκθέτης ισεντροπικής μεταβολής. Από τη σχέση (5.1) γίνεται φανερό ότι στην υπερκριτική κατάσταση που επικρατεί μόλις αρχίσει να ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής, η ταχύτητα του καυσαερίου επηρεάζεται μόνο από τη θερμοκρασία του. Η τελευταία εξαρτάται ισχυρά από το φορτίο του κινητήρα και λιγότερο από την ταχύτητα περιστροφής του, με αποτέλεσμα η στιγμιαία ταχύτητα του καυσαερίου σε αυτή τη φάση να μη μεταβάλλεται ουσιαστικά με την ταχύτητα περιστροφής. Για τη διόρθωση της καθυστέρησης ανάμεσα στο άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής και τη μεταβολή της συγκέντρωσης NO και την απόλυτη αντιστοίχιση του σήματος με τη γωνία στροφάλου θα απαιτούνταν ακριβή στοιχεία για τη γεωμετρία της σωλήνωσης εξαγωγής του κυλίνδρου, καθώς και λεπτομερείς μετρήσεις της ροής στο σημείο εκείνο, αντικείμενα τα οποία δε συμπεριλαμβάνονται στους στόχους της παρούσας εργασίας.

Εστιάζοντας αποκλειστικά στη φάση εξαγωγής του συγκεκριμένου κυλίνδρου, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 5.9, μπορούν να εξαχθούν κάποιες χρήσιμες ενδεικτικές πληροφορίες. Η πρώτη παρατήρηση αφορά στη μέγιστη τιμή της συγκέντρωσης NO, η οποία μειώνεται κατά τη μετάβαση από το μεσαίο στο υψηλό φορτίο και για τις δύο ταχύτητες περιστροφής (αλλά και για όλες τις υπόλοιπες με μοναδική εξαίρεση την κατώτατη των 1000

rpm, Παράρτημα Α). Επίσης, ακολουθεί την ίδια ποιοτική συμπεριφορά με τη συγκέντρωση NO που μετρείται στην εξάτμιση του κινητήρα (tailpipe emission), η οποία δόθηκε στο Σχήμα 5.5. Η βασική αιτία γι' αυτήν τη συμπεριφορά, όπως ήδη αναλύθηκε, είναι η ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης σύμφωνα με το φορτίο του κινητήρα. Ακόμα, παρατηρείται ότι η μέγιστη συγκέντρωση NO του συγκεκριμένου κυλίνδρου είναι σε κάθε περίπτωση μεγαλύτερη από την τιμή στην εξάτμιση, γεγονός που μπορεί να οφείλεται εν μέρει στη μερική οξειδωση του NO προς NO₂, αλλά και σε μεγάλο βαθμό στην ανάμιξη με τα καυσαέρια των άλλων κυλίνδρων (που πρακτικά δεν εκπέμπουν την ίδια ποσότητα NO) καθώς και με τον αέρα απόπλυσης του κυλίνδρου (κατά τη διάρκεια επικάλυψης των βαλβίδων). Έτσι, συνδυάζοντας ένα μοντέλο εναλλαγής αερίων (απόπλυσης του κυλίνδρου) με μετρήσεις έξω από τη βαλβίδα εξαγωγής κάθε κυλίνδρου και στην εξάτμιση (μετά τον υπερπληρωτή) ταυτόχρονα, θα μπορούσαν να εξαχθούν πληροφορίες σχετικά με το μηχανισμό οξειδωσης του NO προς NO₂ (μετά την έξοδο των καυσαερίων από τον κύλινδρο) και να διακριτοποιηθεί η συμπεριφορά του κάθε κυλίνδρου.



Σχήμα 5.9 Μεταβολή συγκέντρωσης NO κατά τη φάση εξαγωγής από τον πρώτο κύλινδρο.

Η μεταβολή της συγκέντρωσης του NO μπορεί επίσης να παρέχει μία αρχική ένδειξη σχετικά με τη στρωμάτωση του NO εντός του κυλίνδρου, δηλαδή πρακτικά να υποδείξει σε

ποιες περιοχές ο σχηματισμός του είναι εντονότερος. Μόλις το σήμα αρχίζει να μεταβάλλεται παρατηρείται μία μικρή πτώση ακολουθούμενη από απότομη αύξηση, ιδιαίτερα στα μεσαία και υψηλά φορτία, όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.9. Αυτή η τάση ακολουθείται σε όλα τα σημεία μόνιμης λειτουργίας όπου πραγματοποιήθηκε η συγκεκριμένη μέτρηση (Παράρτημα Α). Η πτώση αυτή είναι ένδειξη χαμηλότερης συγκέντρωσης NO στο τμήμα του καυσαερίου που εξέρχεται αρχικά από τον κύλινδρο, τοποθετώντας έτσι την κύρια ποσότητα NO κοντά στο έμβολο και στην κοιλοτήτά του, όπου εμφανίζονται και οι περιοχές με την υψηλότερη θερμοκρασία. Αυτή η παρατήρηση επιβεβαιώνεται από μετρήσεις σε οπτικούς κινητήρες diesel, όπου με ειδικές τεχνικές (φθορισμός σωματιδίων όταν προσβληθούν από ακτίνα λέιζερ, "PLIF") λαμβάνονται εικόνες της κατανομής του NO εντός του κυλίνδρου [13,14]. Στο Σχήμα 5.9 αυτή η συμπεριφορά παρατηρείται έντονα για το χαμηλό φορτίο, ενώ στα υψηλότερα φορτία (όπου εγχύεται περισσότερο καύσιμο) οι περιοχές με υψηλή θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου είναι περισσότερες και γι' αυτό δεν είναι τόσο φανερή. Ακόμα, παρατηρείται ότι η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής ελαττώνει το μέγεθος της αρχικής πτώσης του σήματος, γεγονός που μπορεί να οφείλεται σε αύξηση του επιπέδου της τύρβης εντός του κυλίνδρου. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την καλύτερη ανάμιξη του περιεχομένου του κυλίνδρου πριν την εξαγωγή, οπότε και τη λιγότερα έντονη στρωμάτωση του NO.

5.4 Ορολογία και Συμβολισμοί

Λατινικά

A	επιφάνεια (m ²)
b _{mp}	μέση πραγματική πίεση κινητήρα (bar)
b _{sf}	πραγματική ειδική κατανάλωση καυσίμου (g/kWh)
c _d	συντελεστής εκροής (-)
\dot{m}	παροχή μάζας (kg/s)
p	πίεση (N/m ²)
R	σταθερά αερίου (J/kg K)
T	θερμοκρασία (K)
v	ταχύτητα (m/s)

Ελληνικά

γ	εκθέτης ισεντροπικής μεταβολής ή λόγος ειδικών θερμοχωρητικοτήτων (-)
$\eta_{is,c}$	ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή (-)

Δείκτες

eg	καυσαέριο
v	βαλβίδα

Συντομογραφίες

ANΣ	Άνω Νεκρό Σημείο
dBA	decibel μετά από στάθμιση A (φίλτρο τύπου A)
EVO	Exhaust Valve Opening – Άνοιγμα Βαλβίδας Εξαγωγής
EVC	Exhaust Valve Closure – Κλείσιμο Βαλβίδας Εξαγωγής
NO	μονοξείδιο του αζώτου
NO ₂	διοξείδιο του αζώτου
NO _x	οξειδία του αζώτου
ppm	parts per million – μέρη στο εκατομμύριο
rpm	revolutions per minute – στροφές ανά λεπτό
TDC	Top Dead Center – άνω νεκρό σημείο

5.5 Βιβλιογραφία

1. Heywood J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988.
2. Παριώτης Ε.Γ., Ανάπτυξη Μοντέλου για τη Μελέτη των Φυσικών και Χημικών Διεργασιών της Καύσης σε Κινητήρες Ντίζελ, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2005.
3. Ρακόπουλος Δ.Κ., Καύση και Εκπομπή Ρύπων Υγρών Βιοκαυσίμων σε Κινητήρες Diesel, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2007.
4. Johnson T.V., 'Diesel Emission Control in Review', SAE Paper No. 2006-01-0030, 2006.
5. SAE J 1667, 'Snap Acceleration Smoke Test Procedure for Heavy-Duty Diesel Powered Vehicles', Surface Vehicle Recommended Practice, 1996.
6. Stone R., Introduction to Internal Combustion Engines, 3rd Edition, Macmillan Press, London, 1999.
7. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., 'Experimental Study of Transient Nitric Oxide, Smoke and Combustion Noise Emissions during Acceleration of an Automotive Turbocharged Diesel Engine', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 225, pp. 260-275, 2011.
8. Ρακόπουλος Κ.Δ., Χουντάλας Δ.Θ., Καύση – Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1998.
9. Jääskeläinen H., 'Diesel Exhaust Gas', In DieselNet Technology Guide, DieselNet, Ecopoint Inc., 2009, http://www.dieselnet.com/tech/diesel_exh.html.
10. Yigit K.S., 'Experimental Investigation of a Comfort Heating System for a Passenger Vehicle with an Air-Cooled Engine', Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 2790-2799, 2005.
11. Ρακόπουλος Κ.Δ., Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. – Εισαγωγή, Λειτουργία, Θερμοδυναμική, Εκδ. Γρ. Φούντα, Αθήνα, 2000.
12. Ρακόπουλος Κ.Δ., Γιακουμής Ε.Γ., Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2006.
13. Zhao H., Ladommatos N., Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics, Society of Automotive Engineers (SAE), 2001.
14. Dec J.E., Canaan R.E., 'PLIF Imaging of NO Formation in a DI Diesel Engine', SAE Paper No. 980147, 1998.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

Διερεύνηση της Μεταβατικής Λειτουργίας του Κινητήρα – Μεταβολές της Ταχύτητας Περιστροφής και του Φορτίου

6.1 Εισαγωγή

Σκοπός του παρόντος κεφαλαίου είναι η διερεύνηση της λειτουργικής συμπεριφοράς του κινητήρα, καθώς και των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης κατά τη διάρκεια μεταβολών της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου του. Επίσης, συμπεριλαμβάνονται δοκιμές συνδυασμένων και σύνθετων μεταβολών ως επιμέρους τμήματα των θεσμοθετημένων Μεταβατικών Κύκλων (Transient Cycles) [1]. Πιο συγκεκριμένα, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων για τις δοκιμές που περιγράφηκαν στο Κεφάλαιο 4 (Πίνακες 4.2α και 4.2β). Αρχικά μελετώνται περιπτώσεις μεμονωμένων μεταβολών, με ιδιαίτερη έμφαση στην επιτάχυνση του κινητήρα εφόσον αυτός προορίζεται για χρήση σε οχήματα. Στη συγκεκριμένη εφαρμογή, η μεμονωμένη αύξηση του φορτίου χωρίς καμία επένεργεια στο πετάλι του γκαζιού δεν έχει πρακτικό νόημα όπως θα εξηγηθεί στη συνέχεια. Ωστόσο, μελετάται ενδεικτικά μία τέτοια μεταβολή. Ακολούθως, αναλύονται οι περιπτώσεις συνδυασμένων και σύνθετων μεταβολών που αντικατοπτρίζουν τη λειτουργία του κινητήρα σε όχημα, σε συνθήκες οδήγησης πόλης.

Η διερεύνηση της μεταβατικής λειτουργίας επεκτείνεται σε μία ημι-μόνιμη προσέγγιση των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης, καθώς και της λειτουργικής συμπεριφοράς του υπερπληρωτή, με κύριο στόχο την ανάδειξη των μεταβατικών φαινομένων και τη διαφοροποίηση από τις αντίστοιχες μόνιμες συνθήκες. Αυτού του είδους η προσέγγιση αποτελεί μία εναλλακτική μέθοδο προσδιορισμού των εκπομπών ρύπων σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας όταν δεν είναι εφικτή η απευθείας μέτρησή τους.

6.2 Μεμονωμένες Μεταβολές

Στην παράγραφο αυτή παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των μεμονωμένων μεταβολών που πραγματοποιήθηκαν στον κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA στα πλαίσια της παρούσας εργασίας. Ως μεμονωμένες εννοούνται οι δοκιμές εκείνες κατά τις οποίες μεταβάλλεται (εξωτερικά) είτε η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα είτε το φορτίο του μόνο μία φορά. Η ύπαρξη της υδραυλικής πέδης συνεπάγεται αύξηση του φορτίου (με σταθερή θέση του ρυθμιστικού μοχλού της πέδης) σε κάθε επιτάχυνση (ή αντίστοιχα μείωση της ταχύτητας περιστροφής με σταθερή θέση του πεταλιού του γκαζιού σε κάθε αύξηση του φορτίου), γεγονός που αντικατοπτρίζει την πραγματική λειτουργία ενός κινητήρα οχήματος, όπως επεξηγήθηκε στο Κεφάλαιο 4. Αρχικά, δίνονται τα αποτελέσματα για τις δοκιμές επιτάχυνσης, όπου επικεντρώνεται και το κύριο ενδιαφέρον της διερεύνησης. Γι' αυτόν το λόγο, μελετάται η επίδραση διαφόρων παραμέτρων τόσο στη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα και των υποσυστημάτων του, όσο και στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης κατά τη διάρκεια των επιταχύνσεων. Για τη σύγκριση των διαφόρων περιπτώσεων χρησιμοποιούνται οι στιγμιαίες (σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας) τιμές του κάθε μετρούμενου μεγέθους, καθώς και οι συνολικές μάζες του μονοξειδίου του αζώτου (NO) και της αιθάλης που εκπέμπονται σε κάθε δοκιμή. Τέλος, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων για μία δοκιμή αύξησης του φορτίου (αντίστασης).

Στον Πίνακα 6.1 δίνονται τα πρωτόκολλα που αντιστοιχούν στην αρχική και τελική μόνιμη κατάσταση λειτουργίας κατά τη διάρκεια των μεταβατικών δοκιμών που εξετάζονται (η αρίθμηση των δοκιμών είναι η ίδια με αυτή του Κεφαλαίου 4). Περιλαμβάνονται τόσο οι πρωτογενείς μετρήσεις, όσο και τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την επεξεργασία τους. Σημειώνεται ότι ενδεχόμενες (ελαφρές) διαφοροποιήσεις σε σχέση με τις αντίστοιχες μετρήσεις σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας (Κεφάλαιο 5) είναι αναμενόμενες, λόγω της σχετικής ανακρίβειας στη ρύθμιση του αρχικού φορτίου και της αρχικής ταχύτητας περιστροφής. Ωστόσο, αυτή η παρατήρηση δε δημιουργεί κάποιο σφάλμα στα αποτελέσματα των μετρήσεων και στα συμπεράσματα που εξάγονται σχετικά με τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα και τις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης. Όλοι οι υπολογισμοί πραγματοποιούνται με βάση όσα εκτέθηκαν στα Κεφάλαια 2, 3 και 4, ενώ ισχύουν και οι επιμέρους παρατηρήσεις της Παραγράφου 5.2 (Κεφάλαιο 5). Ειδικά για τη δοκιμή Νο. 16 (επιτάχυνση κατά τη φάση προθέρμανσης) δε λήφθηκε μέτρηση για την κατανάλωση καυσίμου, διότι η μεγάλη διάρκειά της στα συγκεκριμένα σημεία λειτουργίας θα προκαλούσε θέρμανση του κινητήρα πάνω από την επιθυμητή θερμοκρασία της δοκιμής. Άλλωστε, δε θα ήταν και απόλυτα σωστή ως μέτρηση μόνιμης λειτουργίας, μιας και ο κινητήρας θα βρισκόταν σε μεταβατική κατάσταση από θερμικής άποψης.

Σημειώνεται ότι σε καμία περίπτωση των μεμονωμένων μεταβολών που δοκιμάστηκαν η πίεση εισαγωγής δεν έφτασε στην τιμή στην οποία ανοίγει η βαλβίδα παράκαμψης του στροβίλου (waste-gate), δηλαδή 2.55-2.60 bar. Έτσι, σε όλες τις δοκιμές η συγκεκριμένη βαλβίδα παρέμεινε κλειστή καθόλη τη διάρκεια της μεταβολής και η συνολική ποσότητα των καυσαερίων του κινητήρα διερχόταν από το στρόβιλο. Γι' αυτόν το λόγο, στην ανάλυση που ακολουθεί δε συμπεριλαμβάνεται η συμπεριφορά της βαλβίδας παράκαμψης του στροβίλου, εφόσον πρακτικά δεν υφίσταται καμία επίδραση της συγκεκριμένης διάταξης στη λειτουργία και τις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης του κινητήρα κατά τη διάρκεια των μεταβολών. Άλλωστε, αυτή η διάταξη χρησιμεύει κυρίως στα πολύ ακραία σημεία λειτουργίας του κινητήρα (πολύ υψηλή ταχύτητα περιστροφής και πολύ μεγάλο φορτίο) όπου υπάρχει έντονα ο κίνδυνος υπερτάχυνσης του ζεύγους υπερπλήρωσης, με παράλληλη ανάπτυξη υπερβολικής πίεσης εισαγωγής. Η τελευταία οδηγεί στην εμφάνιση πολύ υψηλών πιέσεων (και θερμοκρασιών) καύσης άρα και υπερβολικής μηχανικής και θερμικής καταπόνησης του κινητήρα, με κίνδυνο να ξεπεραστούν τα όρια αντοχής του.

Κεφάλαιο 6: Διερεύνηση της Μεταβατικής Λειτουργίας του Κινητήρα – Μεταβολές της Ταχύτητας Περιστροφής και του Φορτίου

Πίνακας 6.1 Πρωτόκολλο μετρήσεων και αποτελεσμάτων στην αρχική και τελική μόνιμη κατάσταση των μεμονωμένων δοκιμών μεταβατικής λειτουργίας.																			
Κινητήρας: Mercedes-Benz OM 366 LA														Θερμοκρασία περιβάλλοντος: 23 °C					
Πέδη: Carl Schenck U1-40														Πυκνότητα πετρελαίου: 0.837 kg/lit					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
A/A	Κατάσταση	Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)	Ένδειξη πέδης (kg)	Ακριβής ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Ακριβές φορτίο (%)	Ισχύς (kW)	Θέση κανόνα αντλίας πετρελαίου (mm)	Χρόνος για κατανάλωση 260 ml καυσίμου (s)	Παροχή καυσίμου (kg/h)	Ειχθόμενη ποσότητα (mg/cycle/cyl)	Ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή (rpm)	Πίεση εισαγωγής μετά το ψυγείο του αέρα (bar)	Συγκέντρωση NO (ppm)	Αδιαφάνεια καπνού (%)	Συγκέντρωση αιθάλης (mg/m ³)	Θόρυβος καύσης (dBA)	Πίεση λιπαντικού (bar)	Θερμοκρασία ψυκτικού (°C)
Επιταχύνσεις																			
1	Αρχική	1000	10	5	1010	10.2	3.7	8.80	338.0	2.32	12.75	23280	1.04	310	1.35	3.7	97.5	2.0	80
	Τελική	1400	10	10	1448	8.4	10.7	8.97	164.5	4.76	18.27	35194	1.10	330	1.85	5.0	102.4	3.1	81
2	Αρχική	1000	10	5	1010	10.2	3.7	8.80	338.0	2.32	12.75	23280	1.04	310	1.35	3.7	97.5	2.0	80
	Τελική	1600	10	13	1646	11.2	15.8	9.10	130.0	6.03	20.34	38990	1.13	357	2.10	5.7	103.8	3.9	81
3	Αρχική	1000	10	5	1010	10.2	3.7	8.80	338.0	2.32	12.75	23280	1.04	310	1.35	3.7	97.5	2.0	80
	Τελική	1800	15	15	1880	13.8	20.8	9.25	103.0	7.61	22.48	46947	1.18	578	1.57	4.3	106.9	4.0	81
4	Αρχική	1000	10	5	1010	10.2	3.7	8.80	338.0	2.32	12.75	23280	1.04	310	1.35	3.7	97.5	2.0	80
	Τελική	2100	20	18	2098	17.5	27.9	9.65	77.0	10.17	26.94	55673	1.28	546	1.98	5.4	107.5	4.1	81
5	Αρχική	1200	20	24	1230	20.4	21.8	9.68	135.0	5.80	26.21	37461	1.13	508	3.04	8.3	102.2	2.1	80
	Τελική	1600	40	41	1685	36.0	51.0	11.04	64.8	12.09	39.86	57757	1.34	588	3.05	8.3	105.8	3.1	81

Κεφάλαιο 6: Διερεύνηση της Μεταβατικής Λειτουργίας του Κινητήρα – Μεταβολές της Ταχύτητας Περιστροφής και του Φορτίου

Πίνακας 6.1 Πρωτόκολλο μετρήσεων και αποτελεσμάτων στην αρχική και τελική μόνιμη κατάσταση των μεμονωμένων δοκιμών μεταβατικής λειτουργίας.																			
Κινητήρας: Mercedes-Benz OM 366 LA														Θερμοκρασία περιβάλλοντος: 23 °C					
Πέδη: Carl Schenck U1-40														Πυκνότητα πετρελαίου: 0.837 kg/lit					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
A/A	Κατάσταση	Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)	Ένδειξη πέδης (kg)	Ακριβής ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Ακριβές φορτίο (%)	Ισχύς (kW)	Θέση κανόνα αντλίας πετρελαίου (mm)	Χρόνος για κατανάλωση 260 ml καυσίμου (s)	Παροχή καυσίμου (kg/h)	Εγχυόμενη ποσότητα (mg/cycle/cyl)	Ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή (rpm)	Πίεση εισαγωγής μετά το ψυγείο του αέρα (bar)	Συγκέντρωση NO (ppm)	Αδιαφάνεια καπνού (%)	Συγκέντρωση αιθάλης (mg/m ³)	Θόρυβος καύσης (dBA)	Πίεση λιπαντικού (bar)	Θερμοκρασία ψυκτικού (°C)
Επιταχύνσεις																			
6	Αρχική	1200	20	24	1230	20.4	21.8	9.68	135.0	5.80	26.21	37461	1.13	508	3.04	8.3	102.2	2.1	80
	Τελική	2000	60	60	2072	57.7	91.7	13.76	37.0	21.17	56.77	80606	1.75	704	3.68	10.1	103.6	4.0	82
7	Αρχική	1400	30	37	1420	31.1	38.7	10.53	84.0	9.33	36.49	49450	1.24	680	3.20	8.8	102.3	2.5	80
	Τελική	1800	50	56	1848	51.4	76.3	12.81	45.2	17.33	52.11	70244	1.55	1096	2.85	7.8	104.0	3.9	81
8	Αρχική	1600	40	47	1641	40.5	56.9	11.77	59.8	13.10	44.35	60462	1.39	768	3.35	9.2	103.5	2.9	80
	Τελική	2000	60	67	2040	63.8	100.8	15.50	34.8	22.51	61.31	85962	1.88	836	3.81	10.5	101.5	3.9	81
9	Αρχική	1600	40	47	1641	40.5	56.9	11.77	59.8	13.10	44.35	60462	1.39	768	3.35	9.2	103.5	2.9	80
	Τελική	2200	80	78	2243	77.2	129.0	18.06	26.0	30.13	74.63	99439	2.23	706	6.86	19.1	97.6	3.9	82
10	Αρχική	1500	10	12	1528	10.1	13.5	8.94	148.0	5.29	19.25	39745	1.13	368	2.45	6.7	102.4	2.9	80
	Τελική	2000	20	20	2080	19.0	30.7	9.57	76.0	10.31	27.53	57572	1.29	587	2.44	6.7	106.8	4.0	81

Κεφάλαιο 6: Διερεύνηση της Μεταβατικής Λειτουργίας του Κινητήρα – Μεταβολές της Ταχύτητας Περιστροφής και του Φορτίου

Πίνακας 6.1 Πρωτόκολλο μετρήσεων και αποτελεσμάτων στην αρχική και τελική μόνιμη κατάσταση των μεμονωμένων δοκιμών μεταβατικής λειτουργίας.																			
Κινητήρας: Mercedes-Benz OM 366 LA														Θερμοκρασία περιβάλλοντος: 23 °C					
Πέδη: Carl Schenck U1-40														Πυκνότητα πετρελαίου: 0.837 kg/lit					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
A/A	Κατάσταση	Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)	Ένδειξη πέδης (kg)	Ακριβής ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Ακριβές φορτίο (%)	Ισχύς (kW)	Θέση κανόνα αντλίας πετρελαίου (mm)	Χρόνος για κατανάλωση 260 ml καυσίμου (s)	Παροχή καυσίμου (kg/h)	Εγχυόμενη ποσότητα (mg/cycle/cyl)	Ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή (rpm)	Πίεση εισαγωγής μετά το ψυγείο του αέρα (bar)	Συγκέντρωση NO (ppm)	Αδιαφάνεια καπνού (%)	Συγκέντρωση αιθάλης (mg/m ³)	Θόρυβος καύσης (dBA)	Πίεση λιπαντικού (bar)	Θερμοκρασία ψυκτικού (°C)
11	Αρχική	1500	40	47	1528	39.7	53.0	11.81	64.8	12.09	43.96	59555	1.38	757	3.53	9.7	102.2	3.0	81
	Τελική	2000	75	78	2055	74.2	118.2	17.21	29.5	26.56	71.80	93675	2.07	859	4.69	12.9	100.9	3.9	82
"Αργή" επιτάχυνση																			
12	Αρχική	1400	30	37	1420	31.1	38.7	10.53	84.0	9.33	36.49	49450	1.24	680	3.20	8.8	102.3	2.5	80
	Τελική	1800	50	57	1843	52.3	77.5	12.83	44.0	17.81	53.67	71311	1.55	1085	2.85	7.8	104.4	3.9	81
Επιτάχυνση κατά την προθέρμανση του κινητήρα ("ψυχρή")																			
13	Αρχική	1000	10	5	1010	10.2	3.7	8.92	-	-	-	21253	1.03	333	1.52	4.1	98.7	2.8	60
	Τελική	1400	10	9	1437	7.6	9.5	9.03	-	-	-	32945	1.08	326	1.71	4.6	102.5	4.8	61
Αύξηση φορτίου																			
14	Αρχική	2000	10	11	2034	10.5	16.5	8.94	100.5	7.80	21.29	52203	1.23	573	1.94	5.27	106.2	3.7	80
	Τελική	1200	50	54	1197	46.0	47.7	13.01	73.0	10.73	49.81	50274	1.27	861	7.95	22.30	99.94	2.1	81

6.2.1 Επιταχύνσεις

Το πρώτο είδος μεταβολών που εκτελέστηκαν στον κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA στα πλαίσια της παρούσας εργασίας είναι οι επιταχύνσεις. Όπως ήδη έχει αναλυθεί στο Κεφάλαιο 4, το κύριο ενδιαφέρον της διερεύνησης επικεντρώνεται σε αυτές τις μεταβολές λόγω της κύριας εφαρμογής του συγκεκριμένου κινητήρα σε οχήματα. Έτσι, πραγματοποιήθηκε ένα μεγάλο εύρος δοκιμών επιτάχυνσης τα αποτελέσματα των οποίων παρουσιάζονται στις επόμενες υποπαραγράφους. Συγκεκριμένα, μελετάται η επίδραση του αρχικού και τελικού σημείου μόνιμης λειτουργίας (δηλαδή πρακτικά του εύρους της επιτάχυνσης) για διάφορους συνδυασμούς της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου, η επίδραση του αρχικού φορτίου, του ρυθμού επιτάχυνσης του κινητήρα, καθώς και της θερμικής κατάστασής του. Τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων σε κάθε περίπτωση δίνονται σε διαγράμματα που παρουσιάζουν τη χρονική (σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας) μεταβολή πέντε λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα και των υποσυστημάτων του (ταχύτητα περιστροφής κινητήρα, θέση κανόνα αντλίας πετρελαίου, ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή, πίεση εισαγωγής, μέγιστη πίεση καύσης) καθώς και των εκπομπών ρύπων (μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης, όπως η τελευταία ποσοτικοποιείται από την αδιαφάνεια καπνού) και θορύβου της καύσης.

6.2.1.1 Επίδραση του Αρχικού και Τελικού Σημείου Λειτουργίας

Τα Σχήματα 6.1 έως 6.3 παρουσιάζουν τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων κατά τις επιταχύνσεις του κινητήρα για διάφορους συνδυασμούς αρχικού και τελικού σημείου (μόνιμης) λειτουργίας. Οι δοκιμές αυτές αντιπροσωπεύουν επιταχύνσεις ενός οχήματος σε συνθήκες οδήγησης πόλης (π.χ. αστικό λεωφορείο που αποτελεί την κυριότερη εφαρμογή του συγκεκριμένου κινητήρα) από διάφορες (αρχικές) ταχύτητες περιστροφής και σχέσεις μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων (φορτίο). Για παράδειγμα, οι επιταχύνσεις από χαμηλή ταχύτητα περιστροφής (“ρελαντί”) αντιστοιχούν σε “χαμηλή” σχέση μετάδοσης (1^η ταχύτητα), ενώ οι επιταχύνσεις από υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής αντιστοιχούν σε “υψηλότερη” σχέση μετάδοσης (π.χ. 2^η-6^η ταχύτητα). Το διαφορετικό αρχικό φορτίο προσομοιώνει τη διαφορετική αντίσταση που καλείται να υπερνικήσει ο κινητήρας, που στην περίπτωση αστικού λεωφορείου μπορεί να οφείλεται στην κλίση του οδοστρώματος, καθώς και στον αριθμό των επιβαίνόντων. Ανάλογα μεταβάλλεται και το τελικό φορτίο του κινητήρα εξαιτίας των λειτουργικών χαρακτηριστικών της υδραυλικής πέδης. Η ίδια συμπεριφορά παρατηρείται και στην περίπτωση επιτάχυνσης ενός οχήματος, όπου η αύξηση της ταχύτητάς του επιφέρει αύξηση της αντίστασης τριβής με το οδόστρωμα και της αεροδυναμικής αντίστασης. Η τελευταία μάλιστα μεταβάλλεται με το τετράγωνο της ταχύτητας κίνησης του οχήματος, όμοια δηλαδή με την υδραυλική πέδη όπου η ανθιστάμενη ροπή μεταβάλλεται με το τετράγωνο της ταχύτητας περιστροφής της. Σε όλες τις περιπτώσεις ο κινητήρας ισορροπεί στο αρχικό σημείο

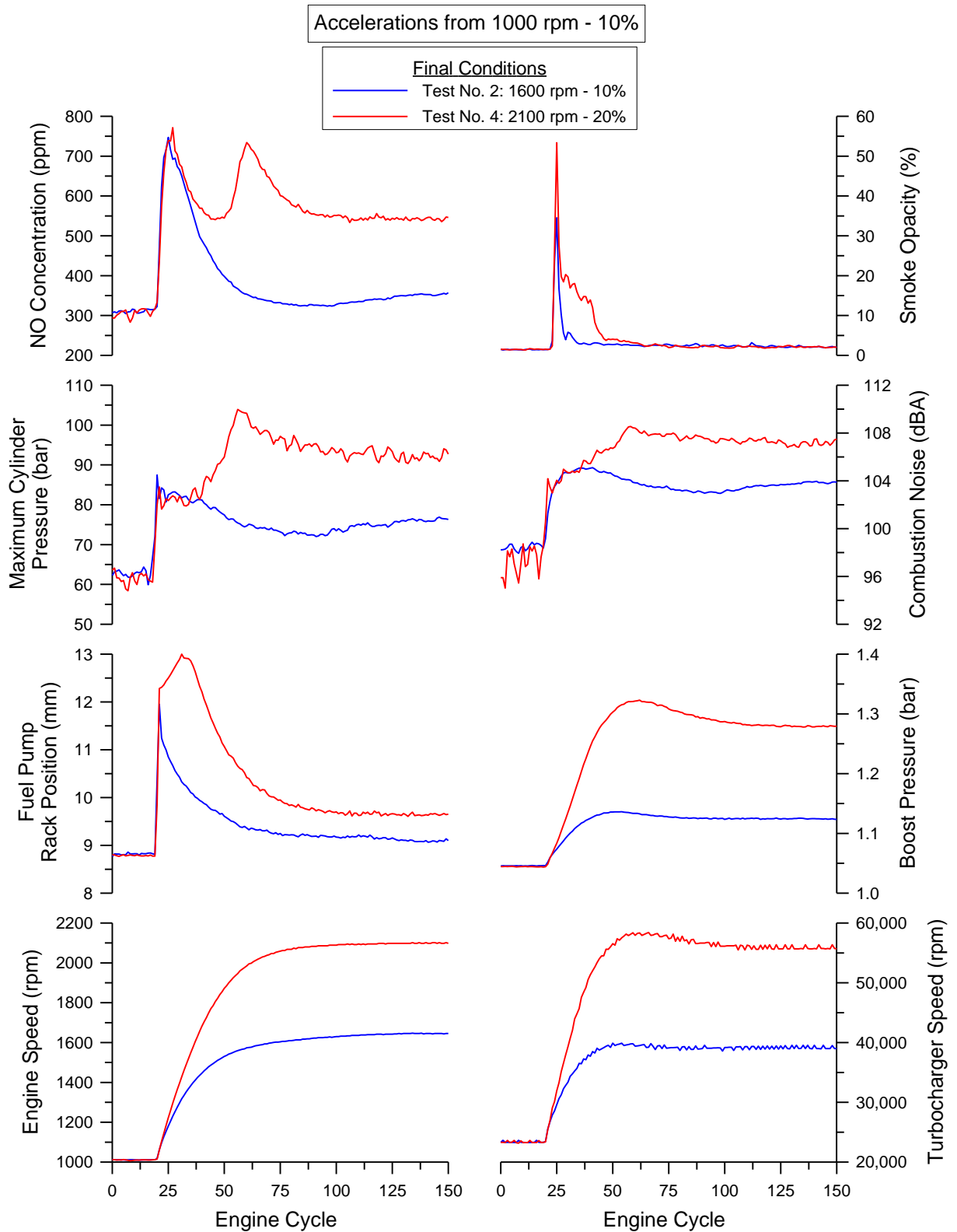
μόνιμης λειτουργίας και στη συνέχεια πιέζεται (απότομα) το πετάλι του γκαζιού μέχρι το τέλος του ρυθμιζόμενου τερματικού (“στοπ”). Οι επιταχύνσεις που ξεκινούν από χαμηλή ταχύτητα περιστροφής εμφανίζουν ιδιαίτερη δυσκολία τόσο για τον κινητήρα όσο και για τον υπερπληρωτή, εφόσον ο τελευταίος εκκινεί από πολύ χαμηλή ταχύτητα περιστροφής και πρακτικά μηδενική υπερπίεση.

Στη συνέχεια περιγράφεται η λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα και των υποσυστημάτων του, ενώ ακολούθως αναλύονται οι εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης σε συνδυασμό με τα ιδιαίτερα φαινόμενα των διεργασιών έγχυσης και καύσης κατά τη διάρκεια της κάθε μεταβολής.

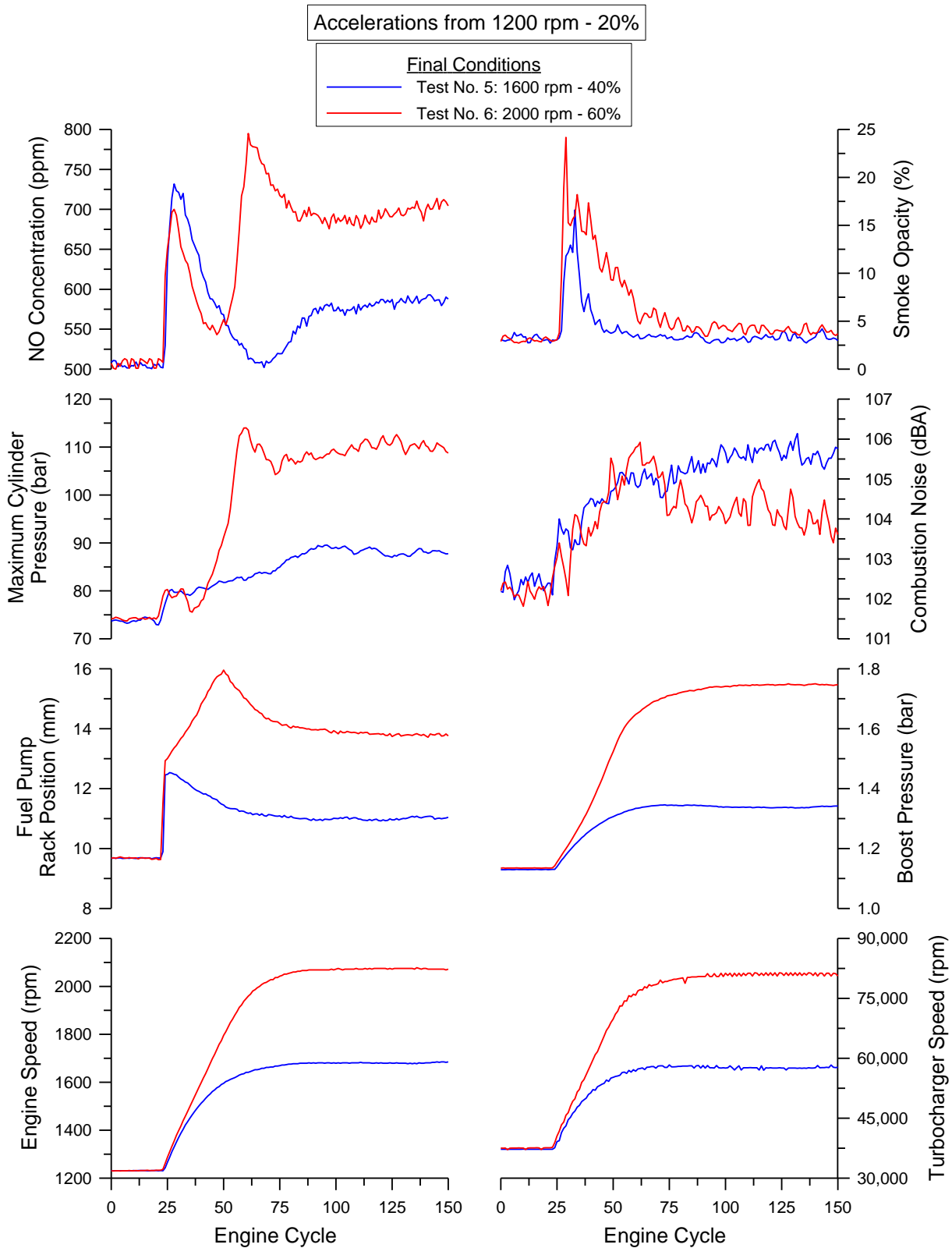
6.2.1.1.1 Λειτουργικά Χαρακτηριστικά

Για τις δοκιμές των Σχημάτων 6.1 έως 6.3 που ξεκινούν από το ίδιο αρχικό σημείο λειτουργίας (δηλαδή οι δοκιμές Νο. 2 και 4, Νο. 5 και 6, Νο. 8 και 9), παρατηρείται ομοιότητα ανάμεσα στη μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα κατά το αρχικό στάδιο της επιτάχυνσης. Το ίδιο ισχύει και για τα λειτουργικά χαρακτηριστικά του υπερπληρωτή. Αυτή η συμπεριφορά οφείλεται στη μετακίνηση του κανόνα της αντλίας καυσίμου, η οποία είναι επίσης παρόμοια ανάμεσα στις αντίστοιχες μεταβολές κατά το πρώτο στάδιο της επιτάχυνσης.

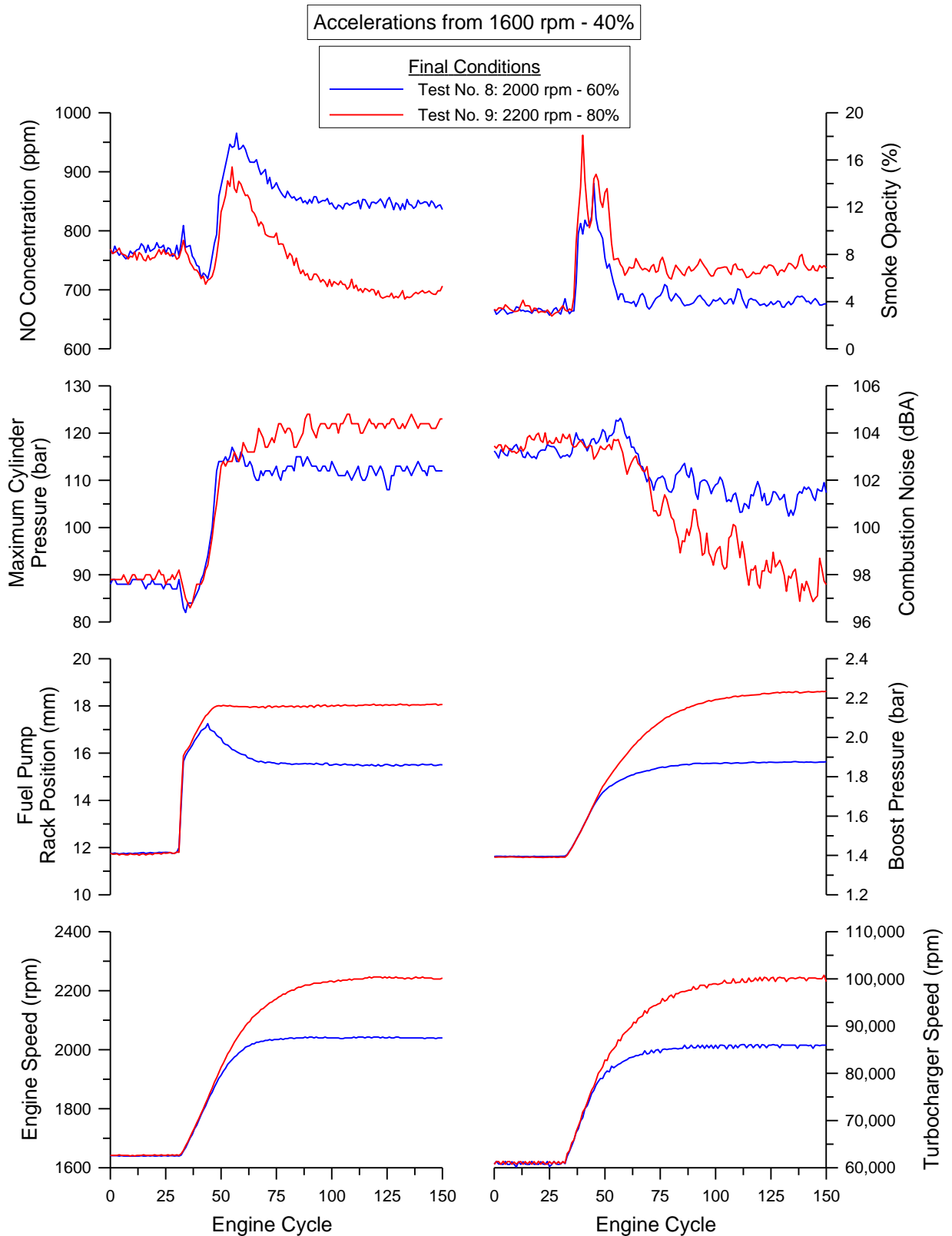
Η θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου παρουσιάζει ποιοτικά την ίδια γενική μεταβολή για όλες τις επιταχύνσεις των Σχημάτων 6.1 έως 6.3. Αρχικά παρατηρείται μία άμεση αντίδραση στην εντολή επιτάχυνσης (δηλαδή στο πάτημα του πεταλιού του γκαζιού), μέχρι τη μέγιστη θέση. Η πίεση έγχυσης και η παροχή καυσίμου ακολουθούν την ίδια ποιοτική συμπεριφορά [2]. Στη συνέχεια, ο κανόνας μετακινείται προς τα πίσω μέχρι τη θέση που αντιστοιχεί στο τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας. Ωστόσο, σε κάποιες περιπτώσεις διαφέρει η πορεία από την αρχική έως τη μέγιστη θέση. Συγκεκριμένα, στη δοκιμή Νο. 4 του Σχήματος 6.1, στη δοκιμή Νο. 6 του Σχήματος 6.2 και στις δοκιμές Νο. 8 και 9 του Σχήματος 6.3, ο κανόνας της αντλίας πετρελαίου αντιδρά σε δύο στάδια. Κατά το πρώτο μετατοπίζεται άμεσα σε μία πρώτη ακραία θέση, ενώ στο δεύτερο στάδιο παρατηρείται μία ηπιότερη μετακίνησή του μέχρι τη μέγιστη. Αυτή η συμπεριφορά αναδεικνύει με τον πιο χαρακτηριστικό τρόπο την επίδραση του συστήματος ελέγχου της παροχής καυσίμου (Κεφάλαιο 2), το οποίο αποτελεί ιδιαίτερο χαρακτηριστικό της αντλίας πετρελαίου του συγκεκριμένου κινητήρα. Σύμφωνα με την αρχή λειτουργίας του, η μέγιστη επιτρεπόμενη μετατόπιση του κανόνα ελέγχεται από τη στιγμιαία τιμή της πίεσης εισαγωγής.



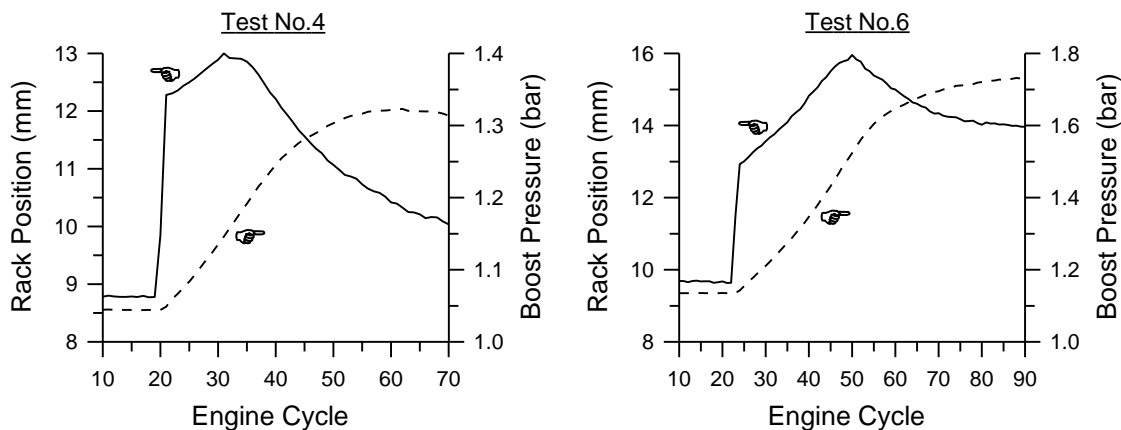
Σχήμα 6.1 Επιταχύνσεις του κινητήρα από αρχική ταχύτητα περιστροφής 1000 rpm και αρχικό φορτίο 10%.



Σχήμα 6.2 Επιταχύνσεις του κινητήρα από αρχική ταχύτητα περιστροφής 1200 rpm και αρχικό φορτίο 20%.



Σχήμα 6.3 Επιταχύνσεις του κινητήρα από αρχική ταχύτητα περιστροφής 1600 rpm και αρχικό φορτίο 40%.



Σχήμα 6.4 Μεταβολή της θέσης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου και της πίεσης εισαγωγής για τις επιταχύνσεις No. 4 (από 1000 rpm σε 2100 rpm) και 6 (από 1200 rpm σε 2000 rpm) κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους.

Πράγματι, κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας η πίεση εισαγωγής παραμένει πρακτικά αμετάβλητη, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.4 για τις επιταχύνσεις No. 4 και 6. Έτσι, δεν επιτρέπεται μετατόπιση του κανόνα πέραν μίας (αρχικής) ακραίας θέσης, παρά μόνο όταν αναπτυχθεί η κατάλληλη πίεση εισαγωγής. Η συμπεριφορά αυτή οφείλεται στο γεγονός ότι η αυξημένη ενέργεια των καυσαερίων δεν είναι ικανή να επιταχύνει ακαριαία τον υπερπληρωτή, κυρίως λόγω της αδράνειας του τελευταίου. Έτσι, το σημείο λειτουργίας του συμπιεστή μετακινείται αργά προς υψηλότερες τιμές της πίεσης υπερπλήρωσης και της παροχής αέρα. Κατά τη διάρκεια αυτού του διαστήματος, γνωστού ως φάση υστέρησης του υπερπληρωτή (turbocharger lag), ο κινητήρας λειτουργεί πρακτικά με την αρχική πίεση εισαγωγής. Η σταδιακή ανάπτυξη επαρκούς πίεσης υπερπλήρωσης επιτρέπει τη μετατόπιση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου σε θέσεις που αντιστοιχούν σε μεγαλύτερη παροχή καυσίμου.

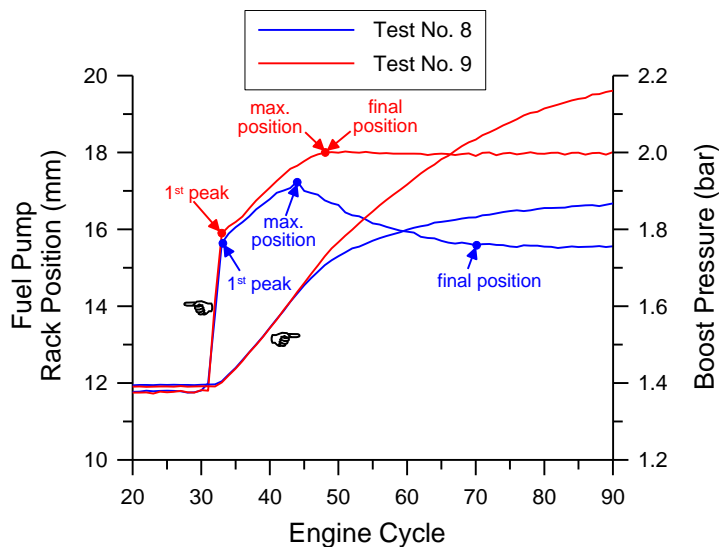
Όπως είναι γνωστό, η υστέρηση του υπερπληρωτή αποτελεί το πιο χαρακτηριστικό φαινόμενο της μεταβατικής λειτουργίας (υπερπληρωμένων) κινητήρων diesel, το οποίο διαφοροποιεί σημαντικά τα χαρακτηριστικά ροπής του κινητήρα σε σχέση με τις αντίστοιχες συνθήκες μόνιμης λειτουργίας [3]. Αυτό συμβαίνει διότι, παρόλο που η αντλία καυσίμου αντιδρά ακαριαία στην εντολή αύξησης της παροχής κατά την έναρξη της επιτάχυνσης, η κατάλληλη ποσότητα του αέρα (που αντιστοιχεί στην αυξημένη παροχή καυσίμου) προς τον κινητήρα διαμέσου του συμπιεστή δεν μπορεί να επιτευχθεί άμεσα, αλλά μόνο μετά από κάποιους κύκλους λειτουργίας. Η καθυστέρηση αυτή οφείλεται στην αδράνεια (ροής, μηχανική και θερμική) του όλου συστήματος, εφόσον δεν υπάρχει μηχανική σύνδεση της ατράκτου του ζεύγους υπερπλήρωσης με τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα (στην περίπτωση αυτή δε θα υπήρχε υστέρηση εφόσον ο υπερπληρωτής θα επιταχυνόταν ταυτόχρονα με τον κινητήρα σύμφωνα με τη μεταξύ τους σταθερή σχέση μετάδοσης) [4]. Οι τρεις συνιστώσες της συνολικής αδράνειας του συστήματος μεταφράζονται σε καθυστέρηση πλήρωσης των πολλαπλών εισαγωγής και εξαγωγής με την κατάλληλη ποσότητα αέρα και καυσαερίων (αδράνεια ροής),

αντίστοιχα, καθυστέρηση αύξησης της ταχύτητας περιστροφής του άξονα του ζεύγους υπερπλήρωσης (μηχανική αδράνεια) και αυξημένες απώλειες θερμότητας των καυσαερίων προς τα ψυχρότερα τοιχώματα του κυλίνδρου και της πολλαπλής εξαγωγής (θερμική αδράνεια) γεγονός που μειώνει το ενεργειακό περιεχόμενο των καυσαερίων. Το φαινόμενο επιβαρύνεται από τα μη ευνοϊκά χαρακτηριστικά των συμπιεστών δυναμικής ροής (φυγοκεντρικών) στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής του υπερπληρωτή. Βασικό χαρακτηριστικό των συμπιεστών αυτού του είδους είναι η ισχυρή εξάρτηση της πίεσης υπερπλήρωσης από την ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους [5]. Γι' αυτόν το λόγο, οι επιταχύνσεις που ξεκινούν από χαμηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα και χαμηλά φορτία εμφανίζουν ιδιαίτερη δυσκολία. Αποτέλεσμα αυτής της αργής αντίδρασης του υπερπληρωτή είναι η χαμηλή παροχή αέρα κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους λειτουργίας, γεγονός που δυσχεραίνει τη διαδικασία της καύσης (και την παραγωγή αυξημένης ροπής) και οδηγεί σε αργή απόκριση του κινητήρα [3].

Ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα του όλου φαινομένου δίνεται στο Σχήμα 6.5, όπου παρουσιάζονται η μετατόπιση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου και η μεταβολή της πίεσης εισαγωγής για τις επιταχύνσεις No. 8 και 9 κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους. Παρατηρείται ότι η θέση του κανόνα μεταβάλλεται και λαμβάνει την τελική τιμή της πολύ πιο γρήγορα από την πίεση εισαγωγής και στις δύο περιπτώσεις. Συγκεκριμένα, στη δοκιμή No. 8 ο κανόνας χρειάζεται μόλις 3 κύκλους λειτουργίας (0.22 s) για να φτάσει στην πρώτη ακραία θέση του, ενώ την ίδια στιγμή η πίεση εισαγωγής έχει παραμείνει στην αρχική της τιμή, μιας και η μεταβολή της ξεκινάει στον επόμενο κύκλο (0.29 s). Μετά από 14 κύκλους (0.97 s) από την έναρξη της επιτάχυνσης, ο κανόνας φτάνει στη μέγιστη θέση του, ενώ η πίεση υπερπλήρωσης έχει φτάσει μόλις στο 51% της συνολικής μεταβολής της. Ο κανόνας σταθεροποιείται στην τελική του θέση μετά από 40 κύκλους λειτουργίας (2.54 s) από την έναρξη της επιτάχυνσης, με την πίεση εισαγωγής να βρίσκεται στο 93% της μεταβολής της και να λαμβάνει την τελική της τιμή μετά από 55 κύκλους (3.42 s από την έναρξη της επιτάχυνσης). Κατά τη δοκιμή No. 9 ο κανόνας φτάνει στην πρώτη ακραία θέση του σε 3 κύκλους (0.22 s) και στη μέγιστη (που αποτελεί και την τελική) μετά από 18 (1.23 s) κύκλους λειτουργίας από την έναρξη της δοκιμής. Αντίστοιχα, η πίεση εισαγωγής αρχίζει να μεταβάλλεται μετά από 4 κύκλους (0.29 s) από την έναρξη της επιτάχυνσης, βρίσκεται μόλις στο 41% της συνολικής της μεταβολής όταν ο κανόνας φτάνει στη μέγιστη (και τελική) θέση του και χρειάζεται συνολικά 81 κύκλους λειτουργίας (5.27 s από την έναρξη της δοκιμής) για να λάβει την τελική τιμή της.

Υπογραμμίζεται για ακόμα μία φορά η επίδραση του συστήματος περιορισμού της παροχής καυσίμου και στις δύο δοκιμές του Σχήματος 6.5, όπου παρόλο που αυτές δεν ξεκινούν από μηδενική υπερπίεση (η απόλυτη πίεση εισαγωγής είναι περίπου 1.4 bar στο αρχικό σημείο λειτουργίας), οι ακραίες θέσεις που λαμβάνει ο κανόνας της αντλίας πετρελαίου καθιστούν απαραίτητη την παρέμβαση του συγκεκριμένου συστήματος. Αντίθετα, σε περιπτώσεις όπου ο κανόνας μετατοπίζεται σε θέσεις που αντιστοιχούν σε χαμηλότερη παροχή

καυσίμου, το συγκεκριμένο σύστημα δεν παρεμβαίνει ακόμα και όταν η αρχική πίεση εισαγωγής είναι πολύ χαμηλή, όπως συμβαίνει κυρίως στη δοκιμή No. 2 (Σχήμα 6.1) και σε μικρότερο βαθμό στη δοκιμή No. 5 (Σχήμα 6.2).



Σχήμα 6.5 Μεταβολή της θέσης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου και της πίεσης εισαγωγής για τις επιταχύνσεις No. 8 (από 1600 rpm σε 2000 rpm) και 9 (από 1600 rpm σε 2200 rpm) κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους.

Από τα παραπάνω καθίσταται προφανές πως το αρχικό και τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας του κινητήρα (δηλαδή το εύρος της επιτάχυνσής του) επηρεάζουν σημαντικά τα χαρακτηριστικά απόκρισης της αντλίας καυσίμου και του υπερπληρωτή. Όμως, η μεταβολή της παροχής καυσίμου (δηλαδή η μετατόπιση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου) σε συνδυασμό με τη μεταβολή της παροχής αέρα (δηλαδή της πίεσης εισαγωγής) επηρεάζουν καθοριστικά τη διαδικασία της καύσης και κατά συνέπεια τις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης του κινητήρα, όπως θα φανεί στη συνέχεια.

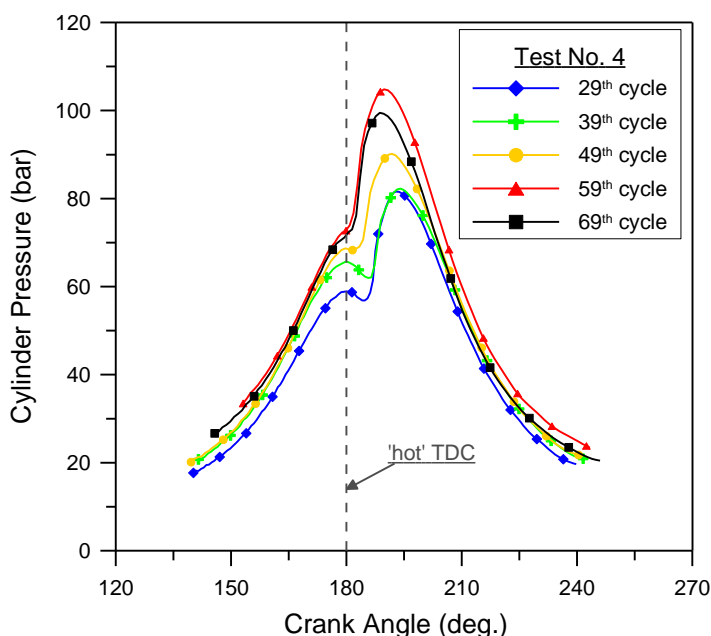
Η μεταβολή της μέγιστης πίεσης (καύσης) του αερίου εντός του κυλίνδρου περιλαμβάνει την επίδραση των εξής παραμέτρων:

- i. Της παροχής και της πίεσης έγχυσης του καυσίμου, οι οποίες καθορίζονται από τη θέση του κανόνα της αντλίας και την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.
- ii. Της πίεσης εισαγωγής.
- iii. Του χρονισμού (γωνίας) έγχυσης, ο οποίος σε συνδυασμό με την καθυστέρηση ανάφλεξης καθορίζει το χρονισμό (γωνία) έναυσης.

Στις περισσότερες περιπτώσεις, η μέγιστη πίεση καύσης ακολουθεί ποιοτικά τη μορφή της μεταβολής της θέσης του κανόνα, εμφανίζοντας αρχικά μία μέγιστη τιμή που οφείλεται στην αρχική απότομη αύξηση της παροχής καυσίμου. Στη συνέχεια ακολουθεί μία ηπιότερη αύξηση που προκαλείται από την ανάπτυξη της πίεσης εισαγωγής (η οποία καθυστερεί σε σχέση με τη μεταβολή της παροχής καυσίμου όπως περιγράφηκε ήδη – υστέρηση του υπερπληρωτή).

Παράλληλα, ο χρονισμός της έγχυσης μεταβάλλεται (όπως περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 2) ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο του κινητήρα σε κάθε κύκλο λειτουργίας. Η συνδυασμένη επίδραση αυτών των παραγόντων έχει ως αποτέλεσμα τη μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης, σύμφωνα με τις καμπύλες των Σχημάτων 6.1 έως 6.3 για τις διάφορες επιταχύνσεις που μελετώνται.

Στο Σχήμα 6.6 δίνονται ενδεικτικά τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για κάποιους ενδιάμεσους κύκλους λειτουργίας κατά τη δοκιμή Νο. 4 (επιτάχυνση από 1000 rpm σε 2100 rpm), τα οποία έχουν προσδιοριστεί σύμφωνα με τη μεθοδολογία του Κεφαλαίου 4. Είναι σημαντικό να τονιστεί ότι αυτά τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα δεν πρέπει να συγκρίνονται με εκείνα της μόνιμης λειτουργίας, διότι δεν υφίσταται καμία αντιστοιχία. Τα συγκεκριμένα διαγράμματα έχουν προκύψει κατά τη λειτουργία του κινητήρα σε συνθήκες που απέχουν κατά πολύ από τις αντίστοιχες της μόνιμης λειτουργίας. Είναι χαρακτηριστικό το γεγονός ότι σε ενδιάμεσους κύκλους κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης (ιδιαίτερα σε αυτούς που αντιστοιχούν στην υστέρηση του υπερπληρωτή) ο συνδυασμός της πίεσης εισαγωγής και της παροχής καυσίμου δεν εμφανίζεται σε κανένα σημείο μόνιμης λειτουργίας, είναι δηλαδή εκτός των χαρτών μόνιμης λειτουργίας του κινητήρα (Κεφάλαιο 5). Εξάλλου και οι συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας (π.χ. πίεση καυσαερίων στην πολλαπλή εξαγωγής, θερμοκρασία τοιχωμάτων κυλίνδρου) είναι εντελώς διαφορετικές.



Σχήμα 6.6 Δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε ενδιάμεσους κύκλους λειτουργίας κατά την επιτάχυνση Νο. 4 (από 1000 rpm σε 2100 rpm).

Στο Σχήμα 6.6 παρατηρείται η μεταβολή των χρονισμών (γωνιών) έναυσης και εμφάνισης της μέγιστης πίεσης καύσης ανάμεσα στους διάφορους κύκλους, γεγονός που φανερώνει τη μεταβολή του χρονισμού έγχυσης εξαιτίας της συνεχούς μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής

και του φορτίου. Ωστόσο, στη συγκεκριμένη επιτάχυνση αναδεικνύεται κυρίως η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής, η οποία μεταβάλλεται σε ένα μεγάλο εύρος, σε αντίθεση με το φορτίο το οποίο παραμένει σε χαμηλά επίπεδα καθόλη τη διάρκεια της μεταβολής.

Γενικά κατά τη διάρκεια των επιταχύνσεων, η ταυτόχρονη αύξηση της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου του κινητήρα (παράμετροι οι οποίες προσδιορίζουν το σημείο λειτουργίας του) καθιστούν ασαφή την ακριβή μεταβολή του χρονισμού έγχυσης, εφόσον ο τελευταίος εξαρτάται και από τους δύο προαναφερθέντες παράγοντες. Αυτό συμβαίνει διότι η εξάρτηση είναι αντίθετη, δηλαδή η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής οδηγεί σε αύξηση της προπορείας έγχυσης, ενώ η αύξηση του φορτίου προκαλεί μείωσή της. Ωστόσο, στις επιταχύνσεις στις οποίες το φορτίο παραμένει σε χαμηλά σχετικά επίπεδα (όπως για παράδειγμα στις δοκιμές No. 2, 4 και 5), τότε υπερισχύει η εξάρτηση από την ταχύτητα περιστροφής. Αντίθετα, όταν σε κάποια περίπτωση εμφανίζονται μεσαία και υψηλά φορτία (όπως για παράδειγμα στις δοκιμές No. 6, 8 και 9), τότε η εξάρτηση του χρονισμού έγχυσης από το φορτίο γίνεται σημαντική. Ακριβής ποσοτικός προσδιορισμός της μεταβολής του χρονισμού έγχυσης απαιτεί λεπτομερή επεξεργασία του δυναμοδεικτικού διαγράμματος, εργασία η οποία δεν κρίνεται σκόπιμη για τους σκοπούς της παρούσας διερεύνησης.

Όλα τα μεταβατικά φαινόμενα που αναλύθηκαν έως εδώ έχουν άμεσο αντίκτυπο στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης του κινητήρα που αναλύονται στη συνέχεια. Η μεταβολή τους σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας του κινητήρα παρουσιάζεται στα Σχήμα 6.1 έως 6.3 για τις υπό μελέτη επιταχύνσεις.

6.2.1.1.2 Εκπομπές Ρύπων και Θορύβου της Καύσης

6.2.1.1.2.1 Μονοξειδίο του Αζώτου (NO)

Η υστέρηση ανάμεσα στην αυξημένη παροχή καυσίμου και στην απόκριση του υπερπληρωτή (καθώς και στην έλλειψη ανακυκλοφορούντος καυσαερίου κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας εφόσον υφίσταται το αντίστοιχο σύστημα (EGR) – στο συγκεκριμένο κινητήρα δεν υπάρχει) επηρεάζει αποφασιστικά το σχηματισμό του μονοξειδίου του αζώτου (NO) εντός του θαλάμου καύσης [3]. Επιπλέον, οι πιέσεις έγχυσης και εξαγωγής παίζουν βασικό ρόλο [2], η πρώτη επηρεάζοντας καθοριστικά τη διαδικασία της καύσης και η δεύτερη μέσω της επίδρασής της στο ποσοστό του παραμένοντος καυσαερίου εντός του κυλίνδρου.

Από τα Σχήματα 6.1 έως 6.3 παρατηρείται πως οι εκπομπές NO ακολουθούν ποιοτικά τη μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης. Η τελευταία αντιστοιχεί σε μία μέγιστη (μέση) θερμοκρασία καύσης, παράμετρος η οποία έχει την πιο καθοριστική επίδραση στο σχηματισμό του NO εντός του κυλίνδρου [6]. Κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης, ευνοείται η ανάπτυξη υψηλών θερμοκρασιών σε περιοχές του θαλάμου καύσης όπου υφίστανται μίγματα με αναλογία αέρα-καυσίμου κοντά στη στοιχειομετρική τιμή. Η εμφάνιση πολλών τέτοιων περιοχών εντός του κυλίνδρου κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα είναι το αποτέλεσμα

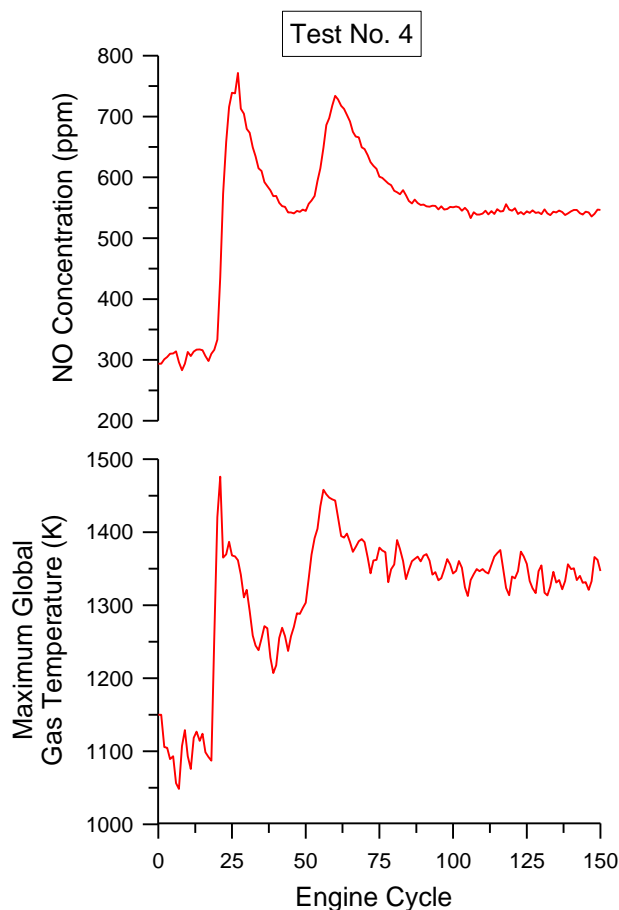
της αυξημένης παροχής καυσίμου σε συνδυασμό με τη χαμηλή παροχή αέρα κατά τη φάση της υστέρησης του υπερπληρωτή.

Επιπλέον, η μεταβολή του χρονισμού έγχυσης με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής (νωρίτερη έγχυση), ειδικά για τις περιπτώσεις χαμηλού φορτίου (δοκιμές No. 2, 4 και 5), ευνοεί την ανάπτυξη υψηλότερων πιέσεων, άρα και θερμοκρασιών, εντός του θαλάμου καύσης. Ωστόσο, η χαμηλότερη θερμοκρασία των τοιχωμάτων του κυλίνδρου, εφόσον το θερμικό μεταβατικό φαινόμενο εξελίσσεται με πολύ πιο αργό ρυθμό από το δυναμικό (μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής), λόγω της θερμικής αδράνειας των τοιχωμάτων και του συστήματος ψύξης των κυλίνδρων [7], οδηγεί σε αυξημένες απώλειες θερμότητας από το αέριο προς τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την ελαφρά μείωση της μέγιστης θερμοκρασίας καύσης. Επιπλέον, οδηγεί σε επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης [3], όπως θα αναλυθεί λεπτομερώς στη συνέχεια, οπότε η έναυση του μίγματος λαμβάνει χώρα αργότερα κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας. Το τελευταίο γεγονός έχει διπλή επίδραση, εφόσον η εντονότερη ανεξέλεγκτη καύση οδηγεί σε ανάπτυξη υψηλότερων πιέσεων (άρα και θερμοκρασιών καύσης), ενώ στην περίπτωση που η έναυση καθυστερήσει τόσο ώστε να πραγματοποιηθεί μετά το ΑΝΣ, τότε η φορά κίνησης του εμβόλου προς το ΚΝΣ δρα ως παράγοντας μείωσης της μέγιστης πίεσης (άρα και της αντίστοιχης θερμοκρασίας) καύσης.

Τελικά, η συνδυασμένη επίδραση των προαναφερθέντων φαινομένων έχει ως αποτέλεσμα τη μεταβολή των εκπομπών NO κατά τη διάρκεια των επιταχύνσεων όπως παρουσιάζεται στα Σχήματα 6.1 έως 6.3. Αυτή αποδίδεται στη μεταβολή των μέγιστων θερμοκρασιών καύσης που εμφανίζονται σε τοπικό επίπεδο εντός του κυλίνδρου, σε συνδυασμό με τη χαμηλή παροχή αέρα. Μία επιπλέον επιβεβαίωση αυτής της παρατήρησης δίνεται στο Σχήμα 6.7, όπου παρουσιάζεται η συσχέτιση ανάμεσα στις εκπομπές NO και στη μέγιστη μέση θερμοκρασία (υπολογισμένη με εφαρμογή της καταστατικής εξίσωσης των τελείων αερίων) του αερίου εντός του κυλίνδρου κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης No. 4 (από 1000 rpm σε 2100 rpm). Σημειώνεται βέβαια ότι ο σχηματισμός του NO είναι ένα έντονα τοπικό φαινόμενο, δηλαδή έχει ισχυρότατη εξάρτηση από τις συνθήκες (θερμοκρασία, διαθεσιμότητα οξυγόνου, διάρκεια παραμονής σε εύρος θερμοκρασιών) σε συγκεκριμένες περιοχές εντός του θαλάμου καύσης [6]. Ωστόσο, η μέση θερμοκρασία παρέχει μία πρώτη ένδειξη του επιπέδου των θερμοκρασιών του αερίου που επικρατούν εντός του κυλίνδρου.

Από το Σχήμα 6.7 είναι απόλυτα εμφανής η συμφωνία ανάμεσα στις δύο καμπύλες, διαπίστωση η οποία επιβεβαιώνεται για όλες τις δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας που εκτελέστηκαν στα πλαίσια της παρούσας διερεύνησης (όπως μπορεί άλλωστε ενδεικτικά να παρατηρηθεί από την ομοιότητα ανάμεσα στη μεταβολή των εκπομπών NO και της μέγιστης πίεσης καύσης σε ποιοτικό επίπεδο). Η μικρή καθυστέρηση που παρατηρείται ανάμεσα στις δύο καμπύλες, με αυτή των εκπομπών NO να μεταβάλλεται ελαφρώς αργότερα από την αντίστοιχη της θερμοκρασίας, είναι αναπόφευκτη και οφείλεται στην απόσταση που πρέπει να

διανύσει το καυσαέριο μέχρι το σημείο δειγματοληψίας. Υπενθυμίζεται ότι οι τιμές της συγκέντρωσης NO που παρουσιάζονται εδώ αντιστοιχούν στις μετρήσεις που λαμβάνονται από την κεφαλή δειγματοληψίας που τοποθετήθηκε μετά το ζεύγος υπερπλήρωσης (Κεφάλαιο 3). Ωστόσο, δεν έγινε προσπάθεια διόρθωσης αυτής της (μικρής σε κάθε περίπτωση) καθυστέρησης λόγω έλλειψης επαρκών στοιχείων σχετικά με τη ροή του καυσαερίου από τους κυλίνδρους έως το σημείο δειγματοληψίας. Άλλωστε, η ροή αυτή είναι ισχυρά μεταβαλλόμενη κυρίως λόγω της διέλευσης των καυσαερίων μέσα από το στρόβιλο του υπερπληρωτή.

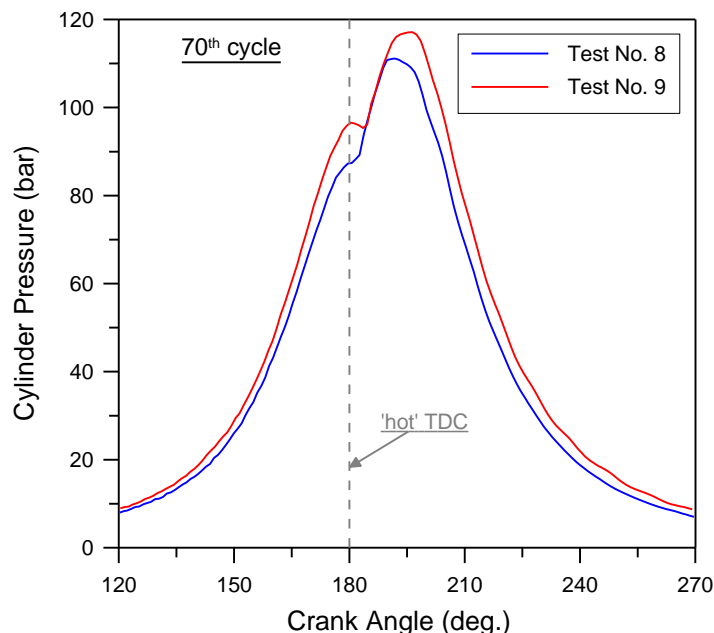


Σχήμα 6.7 Μεταβολή της μέγιστης μέσης θερμοκρασίας του αερίου εντός του κυλίνδρου και συσχέτιση με τις εκπομπές NO για τη δοκιμή No. 4 (από 1000 rpm σε 2100 rpm).

Η θερμοκρασία στο Σχήμα 6.7 έχει εκτιμηθεί με εφαρμογή της καταστατικής εξίσωσης των τελείων αερίων στη γωνία στροφάλου που εμφανίζεται η μέγιστη πίεση καύσης. Το αέριο εντός του κυλίνδρου θεωρείται καυσαέριο (ως πρώτη προσέγγιση που θεωρείται ικανοποιητική για εδώ) με μάζα ίση με το άθροισμα των μαζών του αέρα που παγιδεύεται εντός του κυλίνδρου (άρα και χρησιμοποιείται για την καύση) και του καυσίμου, οι οποίες έχουν υπολογιστεί σύμφωνα με τη μεθοδολογία του Κεφαλαίου 4. Η γωνία στην οποία εμφανίζεται η μέγιστη πίεση καύσης σε κάθε κύκλο λειτουργίας προσδιορίζεται από τα αντίστοιχα δυναμοδεικτικά διαγράμματα (όπως αυτά του Σχήματος 6.6). Η αστάθεια των τιμών της θερμοκρασίας στην

τελική μόνιμη κατάσταση λειτουργίας οφείλεται στην αντίστοιχη αστάθεια που παρουσιάζει η μέγιστη πίεση καύσης (κυκλική διασπορά).

Η ποσοτική σύγκριση ανάμεσα στις διάφορες περιπτώσεις που εξετάζονται εδώ, δείχνει ότι οι υψηλότερες πιέσεις καύσης οδηγούν σε μεγαλύτερες συγκεντρώσεις NO στα καυσαέρια, όπως παρατηρείται στα Σχήματα 6.1 και 6.2. Εξαιρέση αποτελούν οι επιταχύνσεις του Σχήματος 6.3, όπου η δοκιμή No. 9 (επιτάχυνση από 1600 rpm σε 2200 rpm), ενώ εμφανίζει υψηλότερες πιέσεις καύσης, οι αντίστοιχες τιμές συγκέντρωσης NO στα καυσαέρια είναι χαμηλότερες σε σύγκριση με αυτές της δοκιμής No. 8 (επιτάχυνση από 1600 rpm σε 2000 rpm). Αυτή η συμπεριφορά αποδίδεται στη μεταβολή του χρονισμού έγχυσης κατά τη διάρκεια των δύο αυτών μεταβολών. Τα υψηλά φορτία που εμφανίζονται κατά την επιτάχυνση No. 9, οδηγούν σε σημαντική μείωση της προπορείας έγχυσης, υπερισχύοντας της εξάρτησης από την ταχύτητα περιστροφής (η αύξηση της οποίας προκαλεί αύξηση της προπορείας όπως έχει προαναφερθεί). Άλλωστε, ο χρονισμός έγχυσης στο συγκεκριμένο κινητήρα ρυθμίζεται έτσι ώστε να περιορίζονται οι εκπομπές NO στα υψηλά φορτία (δηλαδή με μειωμένη προπορεία, Κεφάλαιο 2). Μία επιβεβαίωση αυτών των διαπιστώσεων δίνεται στο Σχήμα 6.8, όπου παρουσιάζεται το δυναμοδεικτικό διάγραμμα του 70ού κύκλου λειτουργίας του κινητήρα κατά τις επιταχύνσεις No. 8 και 9. Στο συγκεκριμένο κύκλο η ταχύτητα περιστροφής είναι 2030 και 2146 rpm για τις δοκιμές No. 8 και 9, αντίστοιχα.



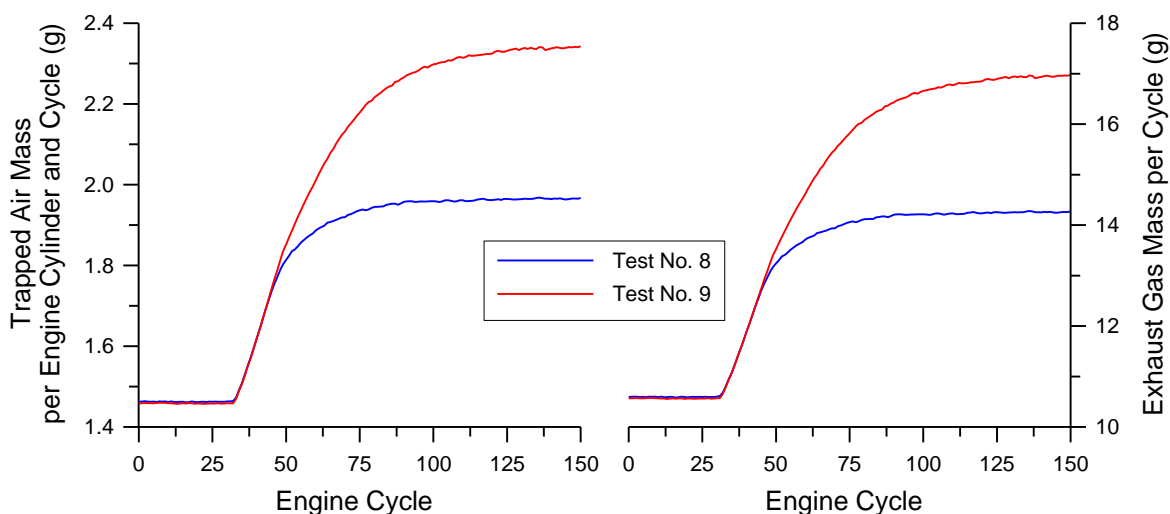
Σχήμα 6.8 Δυναμοδεικτικό διάγραμμα του 70ού κύκλου λειτουργίας του κινητήρα κατά τις δοκιμές No. 8 (από 1600 rpm σε 2000 rpm) και 9 (από 1600 rpm σε 2200 rpm).

Όπως παρατηρείται από το Σχήμα 6.8, κατά την επιτάχυνση No. 9 η έναυση πραγματοποιείται αργότερα σε σχέση με τη δοκιμή No. 8, ενώ το ίδιο ισχύει και για την εμφάνιση της μέγιστης πίεσης καύσης. Με βάση την τελευταία παρατήρηση διαπιστώνεται η

μεταβολή του χρονισμού έγχυσης προς την κατεύθυνση μείωσης της προπορείας στη δοκιμή Νο. 9. Βέβαια, οι διαφορές ανάμεσα στις δύο περιπτώσεις παρουσιάζονται πρακτικά μετά τον 45ο κύκλο λειτουργίας, εφόσον έως εκεί οι δύο επιταχύνσεις είναι όμοιες, όπως μπορεί εξάλλου να παρατηρηθεί από τη μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής και της θέσης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου στο Σχήμα 6.3.

Μία επιπλέον παράμετρος που επιδρά στις χαμηλότερες τιμές της συγκέντρωσης NO της δοκιμής Νο. 9, σε σχέση με αυτές της δοκιμής Νο. 8, είναι η μάζα του καυσαερίου. Αυτή παίζει σημαντικό ρόλο στη θερμοκρασία καύσης, ενώ αποτελεί και το μέγεθος με το οποίο αδιαστατοποιείται η ποσότητα του μονοξειδίου του αζώτου ώστε να προκύψουν τιμές συγκέντρωσης. Έτσι, αύξηση της μάζας του καυσαερίου σημαίνει δυνατότητα απορρόφησης μεγαλύτερου ποσοστού θερμότητας που παράγεται κατά την καύση, οδηγώντας σε μείωση της μέγιστης (μέσης) θερμοκρασίας (με παράλληλο κριτήριο και την τιμή του λόγου ισοδυναμίας Φ).

Πράγματι, η μάζα του αέρα που παγιδεύεται εντός του κάθε κυλίνδρου σε κάθε κύκλο λειτουργίας είναι σαφώς μεγαλύτερη κατά τη δοκιμή Νο. 9, προκαλώντας αντίστοιχη αύξηση και στη συνολική μάζα των καυσαερίων του κινητήρα, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.9 (οι υπολογισμοί έχουν γίνει σύμφωνα με τη μεθοδολογία του Κεφαλαίου 4). Εδώ επιλέγεται να συγκριθούν οι απόλυτες μάζες και όχι οι αντίστοιχες παροχές λόγω της διαφορετικής ταχύτητας περιστροφής των δύο περιπτώσεων. Η αυξημένη μάζα του αέρα οφείλεται στις μεγαλύτερες τιμές της πίεσης εισαγωγής που παρατηρούνται κατά τη δοκιμή Νο. 9, ενώ η μεγαλύτερη μάζα του καυσίμου παίζει δευτερεύοντα ρόλο μιας και αποτελεί πολύ μικρό ποσοστό της συνολικής μάζας των καυσαερίων. Η αυξημένη πίεση εισαγωγής παίζει επίσης καθοριστικό ρόλο στην εμφάνιση των αντίστοιχων μέγιστων πιέσεων καύσης (Σχήμα 6.3), εφόσον αυξάνεται ανάλογα η αρχική πίεση κατά την έναρξη της συμπίεσης. Επιπλέον, επιδρά και στο σχηματισμό του NO μέσω της μεγαλύτερης διαθεσιμότητας οξυγόνου που παρέχει.



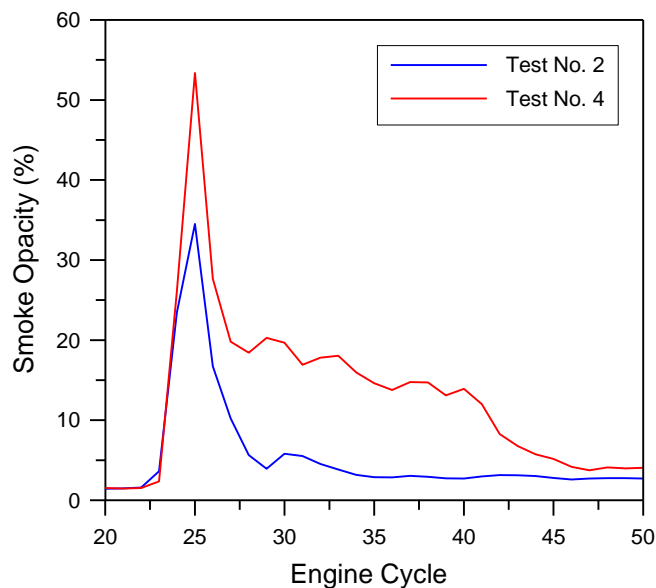
Σχήμα 6.9 Μάζα αέρα που παγιδεύεται στον κύλινδρο και συνολική μάζα καυσαερίων ανά κύκλο λειτουργίας κατά τις επιταχύνσεις Νο. 8 (από 1600 rpm σε 2000 rpm) και 9 (από 1600 rpm σε 2200 rpm).

Συμπερασματικά, η ομοιότητα ανάμεσα στη μεταβολή της συγκέντρωσης NO και της μέγιστης πίεσης καύσης αποτελεί μία πρωταρχική ένδειξη σε ποιοτικό μόνο επίπεδο. Η ερμηνεία των παρατηρήσεων πρέπει να περιλαμβάνει τη συσχέτιση των εκπομπών NO με τη θερμοκρασία η οποία αποτελεί τον κύριο παράγοντα σχηματισμού του NO, ενώ παράλληλα λαμβάνει υπόψη και τη μάζα του εργαζόμενου μέσου (καυσαερίου). Αυτή η παρατήρηση είναι ιδιαίτερα σημαντική στις περιπτώσεις όπου μεταβάλλεται αξιόλογα η πίεση υπερπλήρωσης (άρα και η συνολική μάζα των καυσαερίων) κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης.

6.2.1.1.2.2 Αιθάλη (Αδιαφάνεια Καπνού)

Αναφορικά με τις εκπομπές αιθάλης, οι οποίες παρουσιάζονται στα Σχήματα 6.1 έως 6.3 για τις υπό μελέτη δοκιμές, αυτές επηρεάζονται σημαντικά από τα μεταβατικά φαινόμενα που αναλύθηκαν ήδη. Υπενθυμίζεται ότι στην παρούσα διερεύνηση χρησιμοποιείται η αδιαφάνεια καπνού (καυσαερίων), λόγω της μεγάλης δυσκολίας που παρουσιάζει η απευθείας μέτρηση της συγκέντρωσης των σωματιδίων αιθάλης στα καυσαέρια σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Άλλωστε, υφίσταται πολύ καλή συσχέτιση ανάμεσα στην αδιαφάνεια και στη συγκέντρωση (και τη μάζα) της αιθάλης [8]. Οι τελευταίες μπορούν να προσδιοριστούν σύμφωνα με τη μεθοδολογία που περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 4. Όπως αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 5, το βασικότερο ρόλο στο σχηματισμό αιθάλης κατά τη μόνιμη λειτουργία παίζει το φορτίο του κινητήρα. Σε μεγαλύτερα φορτία ευνοείται η εμφάνιση υψηλότερων θερμοκρασιών, ενώ παράλληλα επιμηκύνεται η καύση διάχυσης και η διαθεσιμότητα οξυγόνου είναι μικρότερη. Κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης του κινητήρα, τα ιδιαίτερα φαινόμενα της μεταβατικής λειτουργίας έχουν την πιο καθοριστική επίδραση στο σχηματισμό της αιθάλης.

Στα Σχήματα 6.1 έως 6.3 παρατηρείται πως σε όλες τις περιπτώσεις η αδιαφάνεια καπνού λαμβάνει μία μέγιστη τιμή, ακολουθούμενη από σταδιακή μείωση μέχρι την τελική τιμή. Τόσο η μέγιστη τιμή όσο και η διάρκεια εξισορρόπησης στην τελική τιμή επηρεάζονται σημαντικά από το αρχικό και τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας του κινητήρα. Αυτό φαίνεται στο Σχήμα 6.10, το οποίο επικεντρώνεται στις εκπομπές αιθάλης κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους των δοκιμών No. 2 (επιτάχυνση από 1000 rpm σε 1600 rpm) και 4 (επιτάχυνση από 1000 rpm σε 2100 rpm). Συγκεκριμένα, η αδιαφάνεια καπνού κατά την επιτάχυνση No. 4 λαμβάνει μέγιστη τιμή κατά 55% υψηλότερη από την αντίστοιχη της δοκιμής No. 2, ενώ απαιτούνται 12 κύκλοι λειτουργίας περισσότεροι μέχρι τη σταθεροποίηση στην τελική τιμή. Αντίστοιχα, η δοκιμή No. 6 εμφανίζει μέγιστη τιμή αδιαφάνειας κατά 46% μεγαλύτερη από αυτή της δοκιμής No. 5, με την εξισορρόπηση στην τελική τιμή να χρειάζεται 30 περισσότερους κύκλους λειτουργίας. Τέλος, η μέγιστη τιμή της αδιαφάνειας καπνού στην επιτάχυνση No. 9 είναι κατά 29% υψηλότερη από αυτήν της δοκιμής No. 8 και ισορροπεί στην τελική τιμή σε 7 κύκλους λειτουργίας περισσότερους.



Σχήμα 6.10 Μεταβολή της αδιαφάνειας καπνού κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους λειτουργίας των επιταχύνσεων No. 2 (από 1000 rpm σε 1600 rpm) και No. 4 (από 1000 rpm σε 2100 rpm).

Από τα Σχήματα 6.1 έως 6.3 παρατηρείται επίσης ότι οι επιταχύνσεις που ξεκινούν από μεγαλύτερη ταχύτητα περιστροφής παρουσιάζουν χαμηλότερες μέγιστες τιμές αδιαφάνειας καπνού. Αυτή η συμπεριφορά οφείλεται κατά κύριο λόγο στην επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή στην εκάστοτε μεταβολή, όπως θα φανεί στη συνέχεια. Επίσης, οι δοκιμές που καταλήγουν σε μεσαίο και υψηλό φορτίο (No. 6, 8 και 9) παρουσιάζουν αυξημένες εκπομπές αιθάλης στο τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας, όπως αναμενόταν σύμφωνα με τις διαπιστώσεις από τη διερεύνηση της μόνιμης λειτουργίας (Κεφάλαιο 5), παρά τη μεγάλη παροχή αέρα (λόγω της υψηλής ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα).

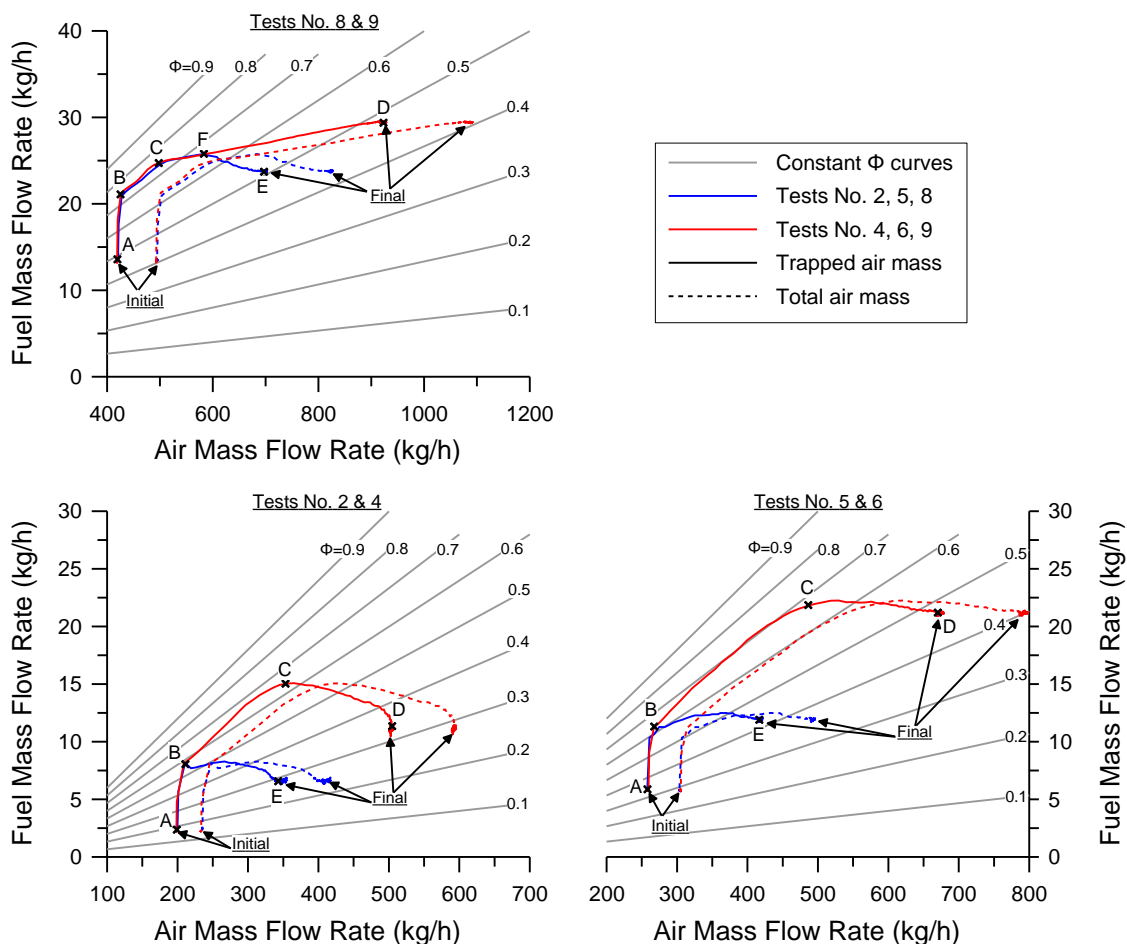
Οι προαναφερθείσες διαπιστώσεις οφείλονται κυρίως στην έλλειψη του αέρα κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους λειτουργίας, λόγω της υστέρησης του υπερπληρωτή, και στη διαφορετική επίδραση που αυτή έχει σε κάθε επιτάχυνση. Αυτό το φαινόμενο ενισχύεται από την απότομη αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης στους πρώτους κύκλους λειτουργίας του κινητήρα κατά την επιτάχυνση [9], αφήνοντας μικρό χρονικό διάστημα διαθέσιμο για την οξείδωση των σωματιδίων αιθάλης. Η ραγδαία αύξηση της πίεσης έγχυσης κατά την έναρξη της μεταβολής (εφόσον η πίεση έγχυσης ακολουθεί ποιοτικά τη μεταβολή της θέσης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου [2], Σχήματα 6.1 έως 6.3) προκαλεί αύξηση της διεύθυνσης των δεσμών του καυσίμου στον περιβάλλοντα αέρα εντός του θαλάμου καύσης. Ωστόσο, η έγχυση λαμβάνει χώρα σε ένα περιβάλλον που έχει παραμείνει ουσιαστικά αμετάβλητο σε σχέση με τις συνθήκες που επικρατούσαν στο αρχικό σημείο μόνιμης λειτουργίας. Αυτό οφείλεται στην πρακτικά σταθερή ακόμα πίεση εισαγωγής (άρα και παροχής αέρα), λόγω της υστέρησης του υπερπληρωτή, με αποτέλεσμα η πίεση και η θερμοκρασία κατά την έναρξη της έγχυσης να είναι ίδιες με εκείνες της αρχικής μόνιμης λειτουργίας. Βέβαια, η αύξηση της ταχύτητας

περιστροφής του κινητήρα οδηγεί σε αντίστοιχη αύξηση της πίεσης συμπίεσης και της πίεσης κατά την έναρξη της έγχυσης. Ωστόσο, ο κανόνας φτάνει στη μέγιστη θέση του (άρα και η πίεση έγχυσης λαμβάνει τις αντίστοιχες μέγιστες τιμές της) άμεσα μετά την έναρξη της μεταβολής, ενώ κατά το ίδιο διάστημα ο κινητήρας έχει επιταχυνθεί σε πολύ μικρό βαθμό. Επιπλέον, η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του κυλίνδρου είναι σαφώς αμετάβλητη, μιας και το θερμικό μεταβατικό φαινόμενο εξελίσσεται με πολύ πιο αργό ρυθμό (λόγω της θερμικής αδράνειας των τοιχωμάτων του κυλίνδρου και του συστήματος ψύξης) [7] από τη μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής, όπως ήδη έχει αναφερθεί, με αποτέλεσμα την αύξηση των απωλειών θερμότητας που οδηγούν σε περαιτέρω μείωση της θερμοκρασίας. Έτσι, η αυξημένη ορμή των δεσμών του καυσίμου δε συνοδεύεται από αντίστοιχα αυξημένο επίπεδο τύρβης του αέρα εντός του θαλάμου καύσης. Ως αποτέλεσμα, η πρόσκρουση των δεσμών του υγρού καυσίμου στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης είναι εντονότερη, δυσχεραίνοντας σε μεγάλο βαθμό την ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα. Η ετερογένεια του μίγματος αυξάνεται και σχηματίζονται περιοχές εντός του θαλάμου καύσης με υψηλές θερμοκρασίες καύσης και πλούσιες σε καύσιμο [4], με αποτέλεσμα ο συνολικός λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα να λαμβάνει υψηλές τιμές, συνθήκες οι οποίες ευνοούν το σχηματισμό αιθάλης. Επιπλέον, η χαμηλή διαθεσιμότητα οξυγόνου εντός του θαλάμου καύσης (λόγω της υστέρησης του υπερπληρωτή) δυσχεραίνει την οξειδωση των σωματιδίων αιθάλης. Ο συνδυασμός των προαναφερθέντων φαινομένων οδηγεί στις μεταβολές της αδιαφάνειας όπως αυτές παρουσιάζονται στα Σχήματα 6.1 έως 6.3 για τις υπό μελέτη επιταχύνσεις.

Στο Σχήμα 6.11 παρουσιάζεται η μεταβολή του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα Φ (δηλαδή η σχετική μεταβολή των παροχών αέρα και καυσίμου), που αποτελεί την κυρίαρχη παράμετρο λειτουργίας για τις εκπομπές αιθάλης [10], κατά τη διάρκεια των επιταχύνσεων που εξετάζονται. Υπενθυμίζεται ότι οι παροχές αέρα και καυσίμου καθώς και ο λόγος ισοδυναμίας Φ έχουν εκτιμηθεί σύμφωνα με τη μεθοδολογία του Κεφαλαίου 4. Οι συνεχείς καμπύλες στο Σχήμα 6.11 αντιστοιχούν στη μάζα του αέρα που παγιδεύεται στον κύλινδρο και χρησιμοποιείται για την καύση, ενώ οι διακεκομμένες αντιστοιχούν στη συνολική (για πλήρωση και απόπλυση) μάζα του αέρα (οι μάζες αυτές συνδέονται μέσω του βαθμού παγίδευσης).

Η πρακτικά κατακόρυφη μετακίνηση επάνω στις καμπύλες σταθερού λόγου ισοδυναμίας Φ κατά την έναρξη της επιτάχυνσης (Σχήμα 6.11, τμήμα AB) που παρατηρείται για όλες τις περιπτώσεις καταδεικνύει την απότομη αρχική αύξηση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα. Η τελευταία οφείλεται στη ραγδαία αύξηση της παροχής καυσίμου κατά το πρώτο στάδιο της μεταβολής σε συνδυασμό με τη χαμηλή παροχή αέρα, η οποία είναι πρακτικά αμετάβλητη λόγω της υστέρησης του υπερπληρωτή. Αυτή η απότομη μεταβολή του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα είναι μία από τις βασικές αιτίες για τις μέγιστες τιμές της αδιαφάνειας καπνού που παρατηρούνται στα Σχήματα 6.1 έως 6.3. Στη συνέχεια, και κάτω από την επίδραση του συστήματος περιορισμού της παροχής καυσίμου για όσες περιπτώσεις αυτό χρειάζεται

(δηλαδή για τις δοκιμές Νο. 4, 6, 8 και 9), ακολουθείται μία πορεία με περίπου σταθερή τιμή του λόγου ισοδυναμίας Φ (Σχήμα 6.11, τμήμα BC). Το απόλυτο μέγεθος αυτής της τιμής (διαφορετικής βέβαια για κάθε περίπτωση) και η διατήρησή της για κάποιους κύκλους λειτουργίας μετά την έναρξη της επιτάχυνσης καθορίζονται κατά το σχεδιασμό του συστήματος ελέγχου της παροχής καυσίμου από τον κατασκευαστή. Κατά τη διάρκεια αυτού του διαστήματος, η πίεση εισαγωγής αυξάνεται (λόγω της σταδιακής επιτάχυνσης του υπερπληρωτή), επιτρέποντας την ταυτόχρονη μετατόπιση του κανόνα σε θέσεις που αντιστοιχούν σε υψηλότερη παροχή καυσίμου. Η περαιτέρω αύξηση της πίεσης εισαγωγής προκαλεί αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας εντός του κυλίνδρου κατά την έναρξη της έγχυσης του καυσίμου, διευκολύνοντας έτσι την καλύτερη ανάμιξη του πετρελαίου με τον αέρα. Παράλληλα, η αύξηση της παροχής αέρα σε συνδυασμό με την επαναφορά του κανόνα της αντλίας πετρελαίου σε θέσεις μικρότερης εγχυόμενης ποσότητας καυσίμου (Σχήμα 6.11, τμήμα CD, η παροχή καυσίμου για τη δοκιμή Νο. 9 (από 1600 rpm σε 2200 rpm) του Σχήματος 6.10 φαίνεται να αυξάνει λόγω αύξησης της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα), οδηγούν στη μείωση του λόγου ισοδυναμίας Φ . Αποτέλεσμα αυτών των φαινομένων είναι η μείωση των εκπομπών αιθάλης μέχρι τη σταθεροποίησή τους στην τελική τιμή.



Σχήμα 6.11 Μεταβολή του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα για τις υπό μελέτη επιταχύνσεις.

Για τις περιπτώσεις κατά τις οποίες δεν επεμβαίνει το σύστημα περιορισμού της παροχής καυσίμου (λόγω της μικρής σχετικά μετακίνησης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου, άρα και της μικρής αύξησης της παροχής καυσίμου), δηλαδή για τις δοκιμές No. 2 και 5, μετά την αρχική απότομη αύξηση του λόγου ισοδυναμίας Φ (Σχήμα 6.11, τμήμα AB) ακολουθεί η σταδιακή μείωσή του (Σχήμα 6.11, τμήμα BE). Η τελευταία οφείλεται τόσο στην αύξηση της παροχής αέρα (λόγω της επιτάχυνσης του υπερπληρωτή) όσο και στην επαναφορά του κανόνα σε θέσεις μικρότερης παροχής καυσίμου. Επίσης, αξίζει να σημειωθεί η όμοια μεταβολή του λόγου ισοδυναμίας Φ κατά το πρώτο στάδιο των επιταχύνσεων που ξεκινούν από το ίδιο αρχικό σημείο λειτουργίας (Σχήμα 6.11, τμήμα AB για τις δοκιμές No. 2 και 4, No. 5 και 6, τμήμα ABCF για τις δοκιμές No. 8 και 9). Αυτή η συμπεριφορά οφείλεται στην παρόμοια μεταβολή της θέσης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου και της πίεσης εισαγωγής (Σχήματα 6.1 έως 6.3), όπως έχει ήδη αναφερθεί.

Όπως διαπιστώνεται από το Σχήμα 6.11, σε καμία από τις μεταβολές που εξετάζονται εδώ ο (συνολικός) λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα δεν ξεπερνάει τη στοιχειομετρική τιμή ($\Phi=1$). Το ίδιο συμπέρασμα προέκυψε για κάθε περίπτωση επιτάχυνσης του κινητήρα, ύστερα από την εκτέλεση ακραίων μεταβολών. Αυτή η συμπεριφορά οφείλεται στην επίδραση του συστήματος ελέγχου της παροχής καυσίμου και αποτελεί ιδιαίτερο χαρακτηριστικό του συγκεκριμένου κινητήρα, ως ένα μέσο περιορισμού των εκπομπών αιθάλης. Επίσης, παρατηρείται ότι οι επιταχύνσεις που ξεκινούν από μεγαλύτερη αρχική ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, ενώ παρουσιάζουν χαμηλότερες μέγιστες τιμές αδιαφάνειας καπνού (Σχήματα 6.1 έως 6.3), διέρχονται από μεγαλύτερες τιμές του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα. Έτσι, οι χαμηλότερες τιμές των μέγιστων εκπομπών αιθάλης σε αυτές τις περιπτώσεις δεν οφείλονται τόσο στη μεγαλύτερη παροχή αέρα (άρα και μεγαλύτερη διαθεσιμότητα οξυγόνου που ευνοεί την οξειδωση των σωματιδίων άνθρακα), όσο στις συνθήκες που επικρατούν εντός του θαλάμου καύσης κατά την έγχυση του καυσίμου (υψηλότερη πίεση και θερμοκρασία, εντονότερη τύρβη), οι οποίες ευνοούν την καλύτερη ανάμιξη του με τον περιβάλλοντα αέρα, οδηγώντας έτσι σε μικρότερο ρυθμό σχηματισμού σωματιδίων αιθάλης. Επίσης, σε αυτές τις συνθήκες μειώνεται και ο ρυθμός πρόσκρουσης των δεσμών του (υγρού) καυσίμου στα τοιχώματα του κυλίνδρου, που αποτελεί μία από τις βασικές αιτίες των υψηλών τιμών αδιαφάνειας καπνού.

Από τις προαναφερθείσες παρατηρήσεις αναδεικνύεται ο τοπικός χαρακτήρας της διαδικασίας σχηματισμού των σωματιδίων αιθάλης (καθώς και των υπόλοιπων ρύπων) κατά τη μεταβατική (αλλά και τη μόνιμη) λειτουργία κινητήρων diesel, υπερπληρωμένων κατά κύριο λόγο. Παρόλο που το συνολικό μίγμα καυσίμου-αέρα είναι πτωχό ($\Phi < 1$), η αδιαφάνεια καπνού λαμβάνει μέγιστες τιμές λόγω της ανάπτυξης μεγάλου πλήθους περιοχών εντός του θαλάμου καύσης που εμφανίζουν υψηλές θερμοκρασίες και είναι πλούσιες σε καύσιμο ($\Phi > 1$), συνθήκες

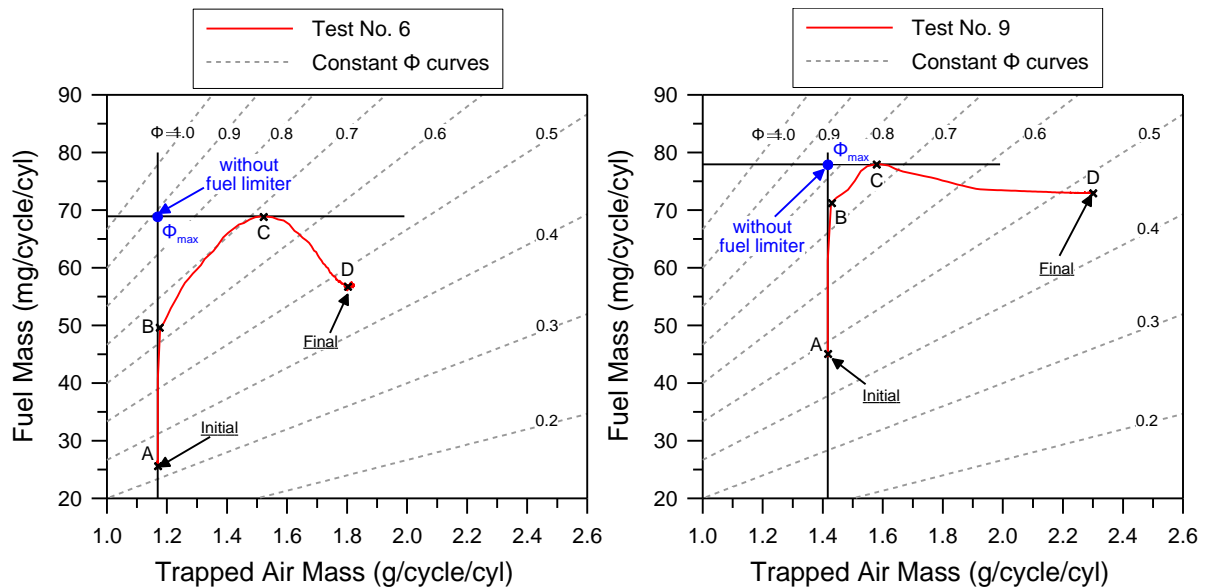
(πυρόλυσης) που ευνοούν το σχηματισμό αιθάλης [6]. Επιπλέον, η έντονη ετερογένεια του μίγματος επιβαρύνει αυτό το φαινόμενο.

Στο Σχήμα 6.12 παρουσιάζεται μία θεωρητική προσέγγιση της περίπτωσης λειτουργίας του κινητήρα χωρίς¹ την επίδραση του συστήματος ελέγχου της παροχής καυσίμου κατά τις επιταχύνσεις No. 6 (από 1200 rpm σε 2000 rpm) και 9 (από 1600 rpm σε 2200 rpm). Υπενθυμίζεται ότι το συγκεκριμένο σύστημα αποτελεί ένα μέσο περιορισμού των εκπομπών αιθάλης, τόσο κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα, όσο και κατά τη μόνιμη σε συνθήκες χαμηλής ταχύτητας περιστροφής και υψηλού φορτίου. Σημειώνεται ότι εδώ χρησιμοποιούνται οι απόλυτες μάζες αέρα (που παγιδεύεται εντός του κυλίνδρου και χρησιμοποιείται για καύση) και καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας και κύλινδρο (υπολογισμένες σύμφωνα με τη μεθοδολογία του Κεφαλαίου 4), έτσι ώστε να αποκλειστεί η επίδραση της μεταβαλλόμενης ταχύτητας περιστροφής (εφόσον πρόκειται για δοκιμές επιτάχυνσης). Βέβαια, οι τιμές του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα σε κάθε κύκλο λειτουργίας θα ήταν οι ίδιες, όμως οι μέγιστες τιμές των παροχών αέρα και καυσίμου δε θα αντιστοιχούσαν στις μέγιστες τιμές των μαζών τους, οπότε και η προσέγγιση δε θα ήταν απόλυτα ακριβής.

Σε αυτήν την περίπτωση λειτουργίας του κινητήρα, ο κανόνας της αντλίας πετρελαίου μετατοπίζεται ακαριαία στη μέγιστη θέση του (ακολουθώντας την πορεία $A\Phi_{max}$ αντί της AB), με αποτέλεσμα την παράλληλη αύξηση της παροχής καυσίμου έως τη μέγιστη τιμή της. Ταυτόχρονα, η παροχή αέρα παραμένει ουσιαδώς αμετάβλητη λόγω της υστέρησης του υπερπληρωτή. Έτσι, ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου αέρα λαμβάνει ακόμα μεγαλύτερες τιμές προσεγγίζοντας τη στοιχειομετρική ($\Phi=1$), όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.12 (σημείο Φ_{max}). Ωστόσο, κατά τις συγκεκριμένες μεταβολές το μίγμα συνολικά παραμένει σε κάθε περίπτωση πτωχό ($\Phi_{max}<1$), πράγμα που δεν ισχύει σε πιο ακραίες μεταβολές (π.χ. επιτάχυνση από τις 800 rpm στις 2600 rpm). Ως αποτέλεσμα, αναμένονται ακόμα υψηλότερες εκπομπές αιθάλης οφειλόμενες στο συνδυασμό των φαινομένων (τα οποία τώρα είναι ακόμα πιο έντονα) που αναλύθηκαν ήδη [3].

Όμως, παρά την αρνητική επίδραση που έχει η έλλειψη του συστήματος ελέγχου της παροχής καυσίμου στο σχηματισμό της αιθάλης, η απουσία του έχει ευνοϊκά αποτελέσματα στη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα. Έτσι, σε αυτήν την περίπτωση η επιτάχυνση του κινητήρα είναι πιο άμεση [11], λόγω της ταχύτερης απόκρισης της αντλίας καυσίμου και του υπερπληρωτή. Ειδικά για την περίπτωση εφαρμογής σε όχημα, η τελευταία παρατήρηση συνεπάγεται βελτιωμένα χαρακτηριστικά οδικής συμπεριφοράς του οχήματος [3], γεγονός που καταδεικνύει την απαίτηση συμβιβασμού ανάμεσα στην απόκριση του κινητήρα και τις εκπομπές αιθάλης (ιδιαίτερα κατά τις επιταχύνσεις).

¹ Πρακτικά, αυτό μπορεί να υλοποιηθεί στο συγκεκριμένο κινητήρα τροφοδοτώντας με κάποιο τρόπο (π.χ. από εξωτερικό συμπιεστή) στην αντλία καυσίμου αέρα με σταθερά υψηλή πίεση, έτσι ώστε σε καμία περίπτωση να μην περιορίζεται η μέγιστη μετατόπιση του κανόνα της. Αντίθετα, εάν αφαιρεθεί πλήρως η σωλήνωση του αέρα από την αντλία αφήνοντας την αντίστοιχη υποδοχή κενή, τότε η αντλία θα αντιλαμβάνεται μονίμως ατμοσφαιρική πίεση, οπότε θα υφίσταται ο μέγιστος περιορισμός της παροχής καυσίμου.

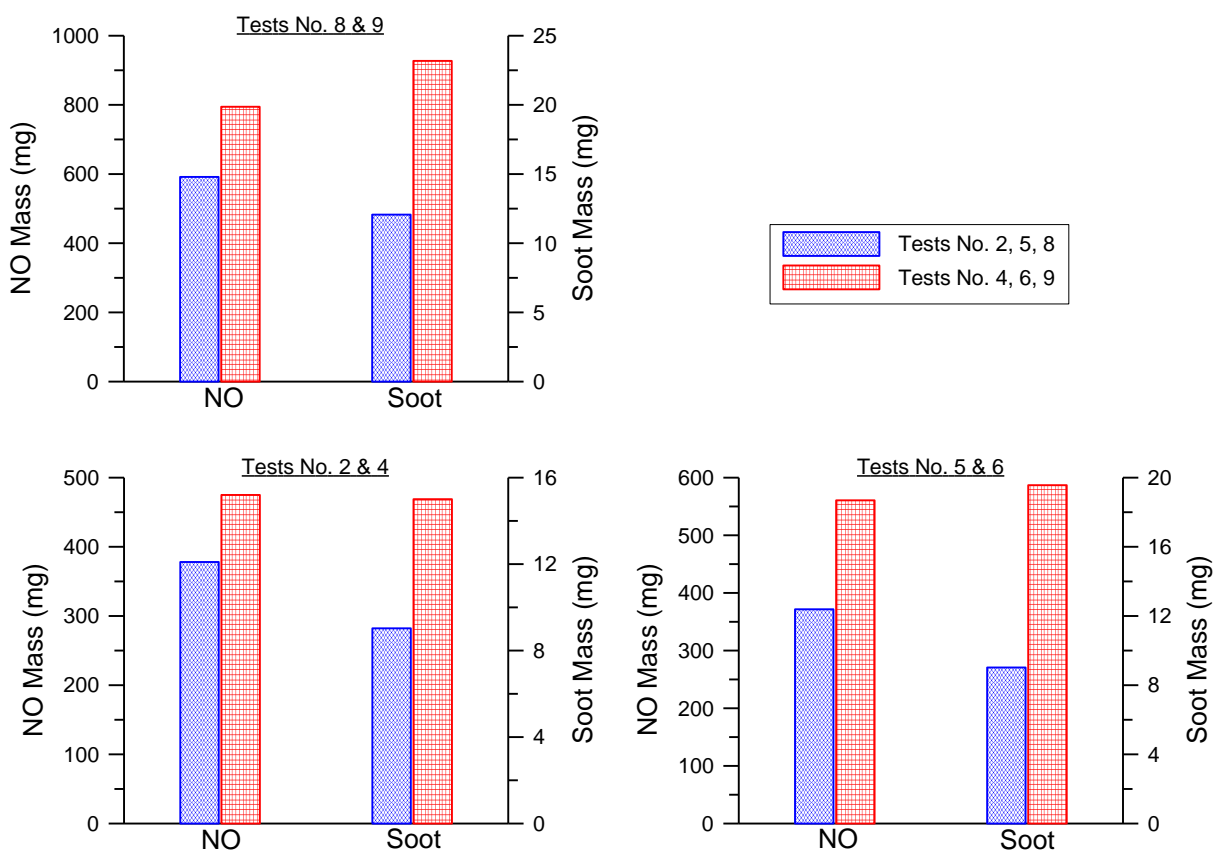


Σχήμα 6.12 Μεταβολή του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα στις επιταχύνσεις No. 6 (από 1200 rpm σε 2000 rpm) και 9 (από 1600 rpm σε 2200 rpm), στην περίπτωση λειτουργίας χωρίς το σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου.

6.2.1.1.2.3 Αθροιστικές Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου και Αιθάλης

Στο Σχήμα 6.13 παρουσιάζονται οι αθροιστικές ποσότητες (σε μονάδες μάζας) του μονοξειδίου του αζώτου και της αιθάλης που εκπέμπονται κατά τη διάρκεια των επιταχύνσεων που αναλύονται εδώ. Οι ποσότητες αυτές αντιστοιχούν σε όλο τον κινητήρα, με την παραδοχή ότι όλοι οι κύλινδροί του συμπεριφέρονται με τον ίδιο τρόπο κατά τη διάρκεια ενός πλήρους μεταβατικού κύκλου λειτουργίας (δηλαδή παράγουν την ίδια ποσότητα καυσαερίων, NO και αιθάλης). Πρέπει να σημειωθεί ότι η παραδοχή αυτή, ενώ είναι αποδεκτή για λειτουργία σε μόνιμες συνθήκες, όπου οι παροχές αέρα και καυσίμου είναι πρακτικά σταθερές, δεν ανταποκρίνεται πλήρως στην πραγματικότητα κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα. Κατά τη διάρκεια μίας μεταβολής (στροφών ή/και φορτίου) σε υπερπληρωμένο κινητήρα diesel, τόσο η θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου (άρα και η παροχή καυσίμου) όσο και το σημείο λειτουργίας του συμπιεστή (άρα και η πίεση εισαγωγής και η παροχή αέρα) μεταβάλλονται συνεχώς [3,4]. Έτσι, ακόμα και μέσα στον ίδιο κύκλο λειτουργίας οι παροχές αέρα και καυσίμου ενδέχεται να διαφέρουν από κύλινδρο σε κύλινδρο (έστω και ελαφρώς). Ωστόσο, για τους συγκριτικούς σκοπούς ανάμεσα στις διάφορες περιπτώσεις, αυτή η παραδοχή είναι αποδεκτή, ειδικά για περιπτώσεις επιτάχυνσης όπου επηρεάζονται κυρίως οι πρώτοι κύκλοι λειτουργίας [12]. Η θεώρηση της πραγματικής λειτουργίας θα απαιτούσε ιδιαίτερες μετρήσεις των παροχών αέρα και καυσίμου (τουλάχιστον) για κάθε κύλινδρο ξεχωριστά, πράγμα πρακτικά πολύ δύσκολο (αν όχι ανέφικτο). Παράλληλα η επιπλέον ακρίβεια που θα προσέφερε δε θα ήταν εμφανής, εφόσον η ανακρίβεια που εμπεριέχεται στους ενδιάμεσους υπολογισμούς (Κεφάλαιο 4) είναι σαφώς μεγαλύτερη. Εξάλλου και οι καμπύλες μεταβολής των διαφόρων παραμέτρων που παρουσιάζονται στα Σχήματα 6.1 έως 6.3

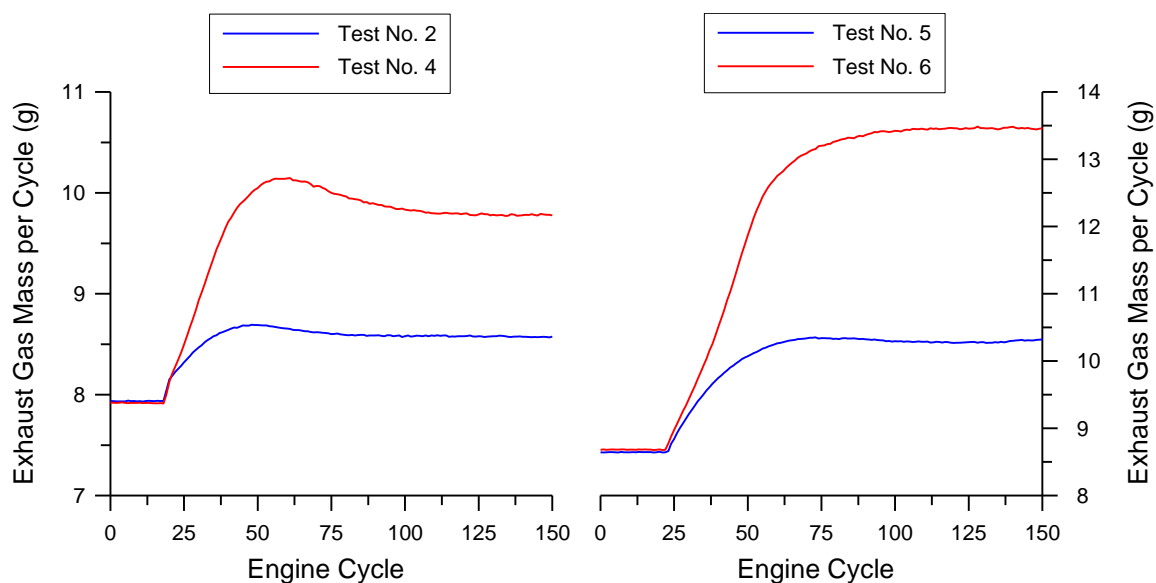
αντιστοιχούν στη μέση τιμή των αντίστοιχων μεγεθών κατά τη διάρκεια κάθε πλήρους κύκλου λειτουργίας (όπως αυτός ορίζεται από τρία διαδοχικά σήματα του μαγνητικού ενδείκτη ANΣ, Κεφάλαιο 4). Άλλωστε, η παραδοχή της όμοιας λειτουργίας όλων των κυλίνδρων γίνεται αποκλειστικά και μόνο για την εκτέλεση των υπολογισμών. Οι μετρούμενες τιμές των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης αντιστοιχούν στην πραγματική λειτουργία του κινητήρα. Η μάζα NO και αιθάλης ανά κύκλο λειτουργίας σε κάθε επιτάχυνση έχει προσδιοριστεί σύμφωνα με τη μεθοδολογία του Κεφαλαίου 4 και η άθροιση πραγματοποιείται μέχρι τη (δυναμική) σταθεροποίηση στο τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας σε κάθε περίπτωση.



Σχήμα 6.13 Συνολικά εκπεμπόμενη μάζα NO και αιθάλης κατά τις υπό μελέτη επιταχύνσεις.

Από το Σχήμα 6.13 παρατηρείται πως μεταξύ των επιταχύνσεων που ξεκινούν από το ίδιο αρχικό σημείο λειτουργίας, εκείνες που καταλήγουν σε μεγαλύτερη ταχύτητα περιστροφής (άρα και υψηλότερο φορτίο) παρουσιάζουν μεγαλύτερες αθροιστικές εκπομπές NO και αιθάλης. Συγκεκριμένα, η διαφορά στην αθροιστική μάζα NO ανάμεσα στις δοκιμές No. 2 και 4 είναι 26%, ενώ η διαφορά στην αθροιστική μάζα αιθάλης είναι 66%. Αντίστοιχα, μεταξύ των δοκιμών No. 5 και 6 οι διαφορές είναι 51% και 117%, και ανάμεσα στις δοκιμές No. 8 και 9 είναι 34% και 92%. Αυτό οφείλεται τόσο στις υψηλότερες στιγμιαίες τιμές εκπομπών (σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας) των συγκεκριμένων δοκιμών, όσο και στους περισσότερους κύκλους λειτουργίας που χρειάζονται έτσι ώστε να ισορροπήσουν στο τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας (Σχήματα

6.1 έως 6.3). Επιπλέον, η μεγαλύτερη μάζα των καυσαερίων (Σχήματα 6.8 και 6.14), παίζει καθοριστικό ρόλο στη μετατροπή των τιμών συγκέντρωσης NO και αδιαφάνειας καπνού στις αντίστοιχες απόλυτες τιμές μάζας NO και αιθάλης, όπως μπορεί να διαπιστωθεί από τις εξισώσεις (4.16) και (4.21) του Κεφαλαίου 4. Μάλιστα, η επίδραση της μάζας των καυσαερίων είναι τόσο ισχυρή, έτσι ώστε οι αθροιστικές εκπομπές NO (σε μονάδες μάζας) της επιτάχυνσης No. 9 να είναι μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες της δοκιμής No. 8, παρόλο που στην πρώτη περίπτωση οι στιγμιαίες εκπομπές NO είναι χαμηλότερες από αυτές της δεύτερης.



Σχήμα 6.14 Μάζα καυσαερίων ανά κύκλο λειτουργίας κατά τις επιταχύνσεις No. 2, 4, 5 και 6.

Τέλος, στον Πίνακα 6.2 δίνονται οι μέσες τιμές των εκπομπών (σε mg ανά κύκλο λειτουργίας) NO και αιθάλης για κάθε περίπτωση, οι οποίες περιλαμβάνουν την επίδραση του αριθμού των κύκλων λειτουργίας που απαιτούνται για την ισορροπία κάθε δοκιμής στην τελική κατάσταση. Διαπιστώνεται ότι μεταξύ των επιταχύνσεων που ξεκινούν από το ίδιο αρχικό σημείο λειτουργίας, εκείνες που καταλήγουν σε μεγαλύτερη ταχύτητα περιστροφής (άρα και υψηλότερο φορτίο) παρουσιάζουν υψηλότερες μέσες τιμές εκπομπών NO και αιθάλης.

Πίνακας 6.2 Μέση τιμή εκπομπών NO και αιθάλης για τις υπό μελέτη επιταχύνσεις.

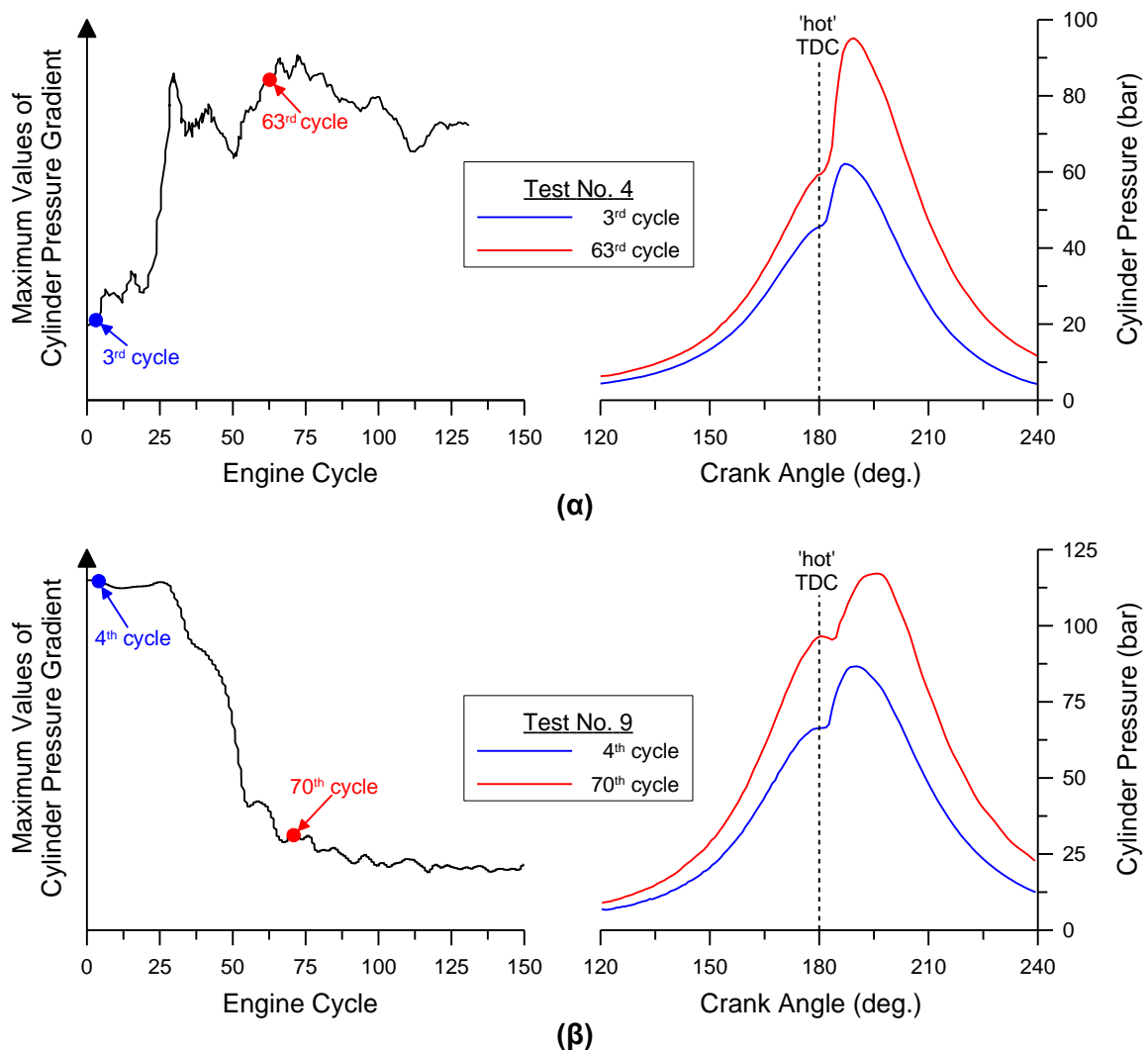
Δοκιμή No.	Αρχικό σημείο λειτουργίας	Τελικό σημείο λειτουργίας	Μονοξείδιο του αζώτου (mg/cycle)	Αιθάλη (mg/cycle)
2	1000 rpm - 10%	1600 rpm - 10%	3.57	0.085
4	1000 rpm - 10%	2100 rpm - 20%	6.17	0.195
5	1200 rpm - 20%	1600 rpm - 40%	6.00	0.145
6	1200 rpm - 20%	2000 rpm - 60%	8.24	0.288
8	1600 rpm - 40%	2000 rpm - 60%	11.83	0.241
9	1600 rpm - 40%	2200 rpm - 80%	11.85	0.346

6.2.1.1.2.4 Θόρυβος της Καύσης

Ο τελευταίος “ρύπος” που εξετάζεται στην παρούσα διερεύνηση είναι ο θόρυβος της καύσης. Όπως περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 1, ο μηχανισμός παραγωγής του θορύβου της καύσης σε έναν κινητήρα diesel σχετίζεται άμεσα με το πρώτο στάδιο της καύσης (ανεξέλεγκτη καύση ή καύση προανάμιξης) [13]. Η ποσότητα του καυσίμου που έχει εγχυθεί και έχει προετοιμαστεί φυσικά και χημικά (διάσπαση σε σταγονίδια, ατμοποίηση, ανάμιξη με τον αέρα, προαντιδράσεις καύσης) κατά την καθυστέρηση ανάφλεξης, καίγεται απότομα οπότε προκαλεί ραγδαία αύξηση της πίεσης (δηλαδή μεγάλη τιμή της πρώτης παραγώγου της). Το παραγόμενο κύμα πίεσης είναι η πηγή του θορύβου της καύσης. Έτσι, κάθε παράμετρος που επηρεάζει το στάδιο της καύσης προανάμιξης δρα καθοριστικά στην παραγωγή θορύβου. Την κυρίαρχη επίδραση έχουν ο χρονισμός έγχυσης και η καθυστέρηση ανάφλεξης, ενώ βασικό ρόλο παίζει και ο ρυθμός έγχυσης, ο οποίος καθορίζει την ποσότητα καυσίμου που έχει εγχυθεί κατά την καθυστέρηση ανάφλεξης. Σημαντική επίδραση έχει επίσης η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, αύξηση της οποίας οδηγεί σε υψηλότερο ρυθμό αύξησης της πίεσης κυλίνδρου. Το μέγεθος που χρησιμοποιείται συνήθως ως κύρια ένδειξη για το θόρυβο της καύσης είναι η πρώτη παράγωγος της πίεσης κυλίνδρου (δηλαδή ο ρυθμός αύξησης της πίεσης $dp/d\phi$ και κυρίως η μέγιστη τιμή του) [13], αν και πιο σύγχρονες μέθοδοι χρησιμοποιούν την ενέργεια η οποία προκαλεί το κύμα πίεσης (εκλυόμενη θερμότητα καύσης) [14]. Εδώ χρησιμοποιείται η πρώτη θεώρηση, η οποία για τους σκοπούς της παρούσας εργασίας είναι επαρκής.

Όπως παρατηρείται από τα Σχήματα 6.1 έως 6.3 οι εκπομπές του θορύβου της καύσης επηρεάζονται σημαντικά από το αρχικό και τελικό σημείο λειτουργίας, παρουσιάζοντας μεταβαλλόμενη τάση ανάμεσα στις διάφορες περιπτώσεις. Στις δοκιμές Νο. 2 και 4 ο θόρυβος της καύσης φαίνεται να μεταβάλλεται όμοια με τη μέγιστη πίεση κυλίνδρου. Αντίθετα, κατά τις επιταχύνσεις Νο. 5 και 6, ενώ παρουσιάζεται μία γενική αυξητική τάση του θορύβου, αυτός δεν ακολουθεί απόλυτα τη μεταβολή της μέγιστης πίεσης. Ενδιαφέρον παρουσιάζει μάλιστα το γεγονός ότι η δοκιμή Νο. 6 εμφανίζει χαμηλότερα επίπεδα θορύβου από τη δοκιμή Νο. 5, παρόλο που οι αντίστοιχες μέγιστες πιέσεις καύσης είναι αρκετά μεγαλύτερες. Τέλος, στην περίπτωση των επιταχύνσεων Νο. 8 και 9, ο θόρυβος της καύσης παρουσιάζει πτωτική τάση σε όλο το εύρος των μεταβολών, η οποία είναι εντονότερη για την επιτάχυνση Νο. 9, παρόλο που αυτή εμφανίζει υψηλότερες τιμές της μέγιστης πίεσης καύσης.

Η ερμηνεία αυτών των παρατηρήσεων στηρίζεται στη μεταβολή του ρυθμού αύξησης της πίεσης κυλίνδρου, δηλαδή της πρώτης παραγώγου της. Στο Σχήμα 6.15 παρουσιάζεται η μεταβολή της μέγιστης τιμής του ρυθμού αύξησης της πίεσης κυλίνδρου για τις επιταχύνσεις Νο. 4 (από 1000 rpm σε 2100 rpm - α) και 9 (από 1600 rpm σε 2200 rpm - β). Μαζί δίνονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε δύο ενδιάμεσους (μεταβατικούς) κύκλους λειτουργίας κατά τη διάρκεια της εκάστοτε δοκιμής. Σημειώνεται ότι οι απόλυτες τιμές της πρώτης παραγώγου δεν έχουν τόσο σημασία, όσο η ποιοτική μεταβολή της κατά την επιτάχυνση.



Σχήμα 6.15 Μέγιστη τιμή της πρώτης παραγώγου της πίεσης κυλίνδρου και δυναμοδεικτικά διαγράμματα δύο ενδιάμεσων μεταβατικών κύκλων λειτουργίας κατά τις επιταχύνσεις (α) No. 4 (από 1000 rpm σε 2100 rpm) και (β) No. 9 (από 1600 rpm σε 2200 rpm).

Από το Σχήμα 6.15, διαπιστώνεται η ποιοτική συμφωνία ανάμεσα στη μεταβολή του μέγιστου ρυθμού αύξησης της πίεσης κυλίνδρου και τις εκπομπές του θορύβου της καύσης (Σχήματα 6.1 και 6.3 για τις συγκεκριμένες δοκιμές), η οποία επιβεβαιώνεται και για τις υπόλοιπες επιταχύνσεις που εξετάζονται. Άρα, η ομοιότητα ανάμεσα στη μεταβολή του θορύβου της καύσης και της μέγιστης πίεσης κυλίνδρου που παρατηρήθηκε στις περιπτώσεις No. 2 (από 1000 rpm σε 1600 rpm) και 4 (από 1000 rpm σε 2100 rpm) δεν αποτελεί μία συστηματική εξάρτηση. Η μεταβολή της έντασης της ανεξέλεγκτης καύσης αποτελεί τον κυρίαρχο μηχανισμό παραγωγής του θορύβου της καύσης. Ωστόσο, ουσιώδη επίδραση στη διαμόρφωση του τελικού ρυθμού αύξησης της πίεσης κυλίνδρου έχει και η φορά κίνησης του εμβόλου, όπως θα φανεί στη συνέχεια.

Οι προαναφερθείσες παρατηρήσεις και διαπιστώσεις είναι το αποτέλεσμα της μεταβολής των χαρακτηριστικών έγχυσης του καυσίμου κατά τη διάρκεια της εκάστοτε επιτάχυνσης, σε

συνδυασμό με τα ιδιαίτερα φαινόμενα της μεταβατικής λειτουργίας. Αυτό εξάλλου έχει επιβεβαιωθεί και από προηγούμενη έρευνα [15], όπου τα χαρακτηριστικά της έγχυσης καθίστανται οι κύριες παράμετροι για τη βελτίωση των εκπομπών θορύβου της καύσης από κινητήρες diesel (ακόμα και σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας). Όπως έχει περιγραφεί στο Κεφάλαιο 2, ο χρονισμός της έγχυσης στο συγκεκριμένο κινητήρα εξαρτάται τόσο από την ταχύτητα περιστροφής όσο και από το φορτίο του (όπως διαπιστώθηκε άλλωστε κατά τη μελέτη της μόνιμης λειτουργίας, Κεφάλαιο 5), επηρεάζοντας έτσι και την καθυστέρηση ανάφλεξης.

Κατά τις δοκιμές Νο. 2 και 4, όπου το φορτίο παραμένει σε χαμηλά επίπεδα, η σημαντική αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα οδηγεί σε αύξηση της προπορείας έγχυσης. Το καύσιμο εισάγεται στον κύλινδρο με υψηλή πίεση σε ένα περιβάλλον πρακτικά αμετάβλητο σε σχέση με τις συνθήκες που επικρατούσαν στο αρχικό σημείο μόνιμης λειτουργίας. Η αυξημένη ποσότητα πετρελαίου (λόγω της άμεσης μετατόπισης του κανόνα της αντλίας) προκαλεί ψύξη του περιβάλλοντος αέρα (εντός του κυλίνδρου) [3], καθώς απαιτείται μεγαλύτερο ποσό θερμότητας για την ατμοποίηση των σταγονιδίων του καυσίμου. Παράλληλα, η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του κυλίνδρου είναι ουσιαδώς αμετάβλητη (έως και 100 °C χαμηλότερη σε σχέση με τις αντίστοιχες συνθήκες μόνιμης λειτουργίας [3]) καθώς το θερμικό μεταβατικό φαινόμενο εξελίσσεται με πολύ πιο αργό ρυθμό σε σχέση με το δυναμικό [7]. Επιπλέον, η υστέρηση του υπερπληρωτή οδηγεί σε χαμηλή πίεση κυλίνδρου κατά την έναρξη της έγχυσης, ειδικά κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους. Το όλο φαινόμενο επιβαρύνεται από την αύξηση της προπορείας, εφόσον η έγχυση πραγματοποιείται ακόμα νωρίτερα στη φάση της συμπίεσης, δηλαδή σε ακόμα χαμηλότερες πιέσεις και θερμοκρασίες. Βέβαια, η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα οδηγεί σε αντίστοιχη ελαφρά αύξηση της πίεσης συμπίεσης, η οποία ωστόσο είναι μικρή τόσο λόγω της πρακτικά αμετάβλητης πίεσης εισαγωγής (που οφείλεται στην υστέρηση του υπερπληρωτή), όσο και λόγω της πολύ μικρής αύξησης της ταχύτητας περιστροφής τη στιγμή που ο κανόνας φτάνει στη μέγιστη θέση του (οπότε και η πίεση έγχυσης λαμβάνει υψηλές τιμές). Η συνδυασμένη επίδραση των προαναφερθέντων παραγόντων οδηγεί σε επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης, οπότε μεγαλύτερη ποσότητα καυσίμου εγχύεται κατά τη διάρκειά της. Ως αποτέλεσμα, το στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης είναι εντονότερο [16] προκαλώντας πιο απότομη αύξηση της πίεσης, γεγονός που οδηγεί σε αυξημένα επίπεδα θορύβου της καύσης. Αυτό φανερώνεται και από τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα του Σχήματος 6.15α, όπου στον 63ο κύκλο λειτουργίας παρατηρείται μεγαλύτερη κλίση της καμπύλης μετά την έναυση σε σχέση με τον 3ο κύκλο. Στο τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας και εφόσον έχει αποκατασταθεί θερμική ισορροπία, ο θόρυβος της καύσης λαμβάνει αυξημένες τιμές σε σχέση με το αρχικό σημείο λειτουργίας λόγω της μεγάλης προπορείας και του αυξημένου ρυθμού έγχυσης, παράγοντες που οδηγούν σε εντονότερη ανεξέλεγκτη καύση (σε σχέση με τις αρχικές συνθήκες μόνιμης λειτουργίας), καθώς

και λόγω της πολύ υψηλότερης ταχύτητας περιστροφής που συμβάλει στην αύξηση της πρώτης παραγώγου της πίεσης κυλίνδρου.

Οι ίδιες παρατηρήσεις ισχύουν και για την επιτάχυνση Νο. 5 (από 1200 rpm σε 1600 rpm - Σχήμα 6.2). Αντίθετα, η μεταβολή του θορύβου της καύσης κατά τη δοκιμή Νο. 6 (από 1200 rpm σε 2000 rpm - Σχήμα 6.2) φαίνεται να διαφοροποιείται σε σχέση με την έως τώρα περιγραφείσα γενική τάση. Στην τελευταία περίπτωση παρατηρείται αρχικά μία αύξηση του θορύβου ακολουθούμενη από μία πτωτική τάση μέχρι το τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας. Ακριβώς η ίδια τάση παρατηρείται και στις δοκιμές Νο. 8 (από 1600 rpm σε 2000 rpm) και 9 (από 1600 rpm σε 2200 rpm). Όπως διαπιστώνεται από το Σχήμα 6.15β (ενδεικτικά για τη δοκιμή Νο. 9, παρόμοια ισχύουν και για τις άλλες περιπτώσεις), η πτωτική αυτή τάση του θορύβου οφείλεται στο μειούμενο ρυθμό αύξησης της πίεσης κυλίνδρου καθώς εξελίσσονται οι μεταβολές. Όπως και στις δοκιμές Νο. 2, 4 και 5, η ερμηνεία των παρατηρήσεων βασίζεται κυρίως στη μεταβολή των χαρακτηριστικών της έγχυσης. Έτσι, κατά τις επιταχύνσεις Νο. 6, 8 και 9, η εμφάνιση υψηλών τιμών του φορτίου καθιστά σημαντική την επίδραση του στο χρονισμό έγχυσης. Γι' αυτόν το λόγο, οι δοκιμές Νο. 5 και 6 παρουσιάζουν παρόμοιες εκπομπές θορύβου περίπου ως τον 60ό κύκλο λειτουργίας. Στη συνέχεια, η σημαντική αύξηση του φορτίου στην περίπτωση Νο. 6 (λόγω του μεγαλύτερου εύρους επιτάχυνσης) οδηγεί σε μεταβολή του χρονισμού έγχυσης προς την κατεύθυνση μείωσης της προπορείας. Ως αποτέλεσμα, η καθυστέρηση ανάφλεξης μειώνεται (εφόσον η έγχυση πραγματοποιείται σε περιβάλλον υψηλότερης πίεσης και θερμοκρασίας), οπότε και η αντίστοιχη παραγωγή θορύβου ελαττώνεται.

Αυτές οι διαπιστώσεις φαίνονται ακόμα πιο χαρακτηριστικά κατά τις δοκιμές Νο. 8 και 9. Ο συνδυασμός του μικρού σχετικά εύρους επιτάχυνσης (ειδικά στην περίπτωση Νο. 8) σε συνδυασμό με την εμφάνιση υψηλών φορτίων (λόγω της εκκίνησης από μεσαίο φορτίο), προκαλούν περαιτέρω μείωση της προπορείας έγχυσης με ταυτόχρονη μείωση της καθυστέρησης ανάφλεξης. Η ανεξέλεγκτη καύση είναι λιγότερα έντονη, με αποτέλεσμα τη μείωση της παραγωγής θορύβου. Με βάση αυτό το μηχανισμό, τα υψηλότερα φορτία που εμφανίζονται στη δοκιμή Νο. 9 (σε σχέση με τη δοκιμή Νο. 8) αιτιολογούν και τις χαμηλότερες εκπομπές θορύβου της καύσης. Επιπλέον, στην περίπτωση που η έγχυση καθυστερήσει σε τέτοιο βαθμό ώστε η έναυση να πραγματοποιηθεί αρκετά μετά το ΑΝΣ (σε επίπεδο μοιρών γωνίας στροφάλου), τότε η φορά κίνησης του εμβόλου προς το ΚΝΣ δρα ως παράγοντας μείωσης του ρυθμού αύξησης της πίεσης (παρόλο που η μετατόπιση του εμβόλου γύρω από τα νεκρά σημεία είναι πολύ μικρή). Αυτό μπορεί να φανεί και από τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα του Σχήματος 6.15β, όπου παρατηρείται μικρότερη κλίση της καμπύλης μετά την έναυση στον 70ό κύκλο σε σχέση με τον 4ο κύκλο λειτουργίας.

Τέλος, ενδιαφέρον παρουσιάζει μία ποιοτική συσχέτιση που μπορεί να διαπιστωθεί ανάμεσα στις εκπομπές NO και θορύβου της καύσης. Η προαναφερθείσα ανάλυση φανέρωσε

παρόμοια στοιχεία στους μηχανισμούς παραγωγής των δύο αυτών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα [4]. Χαρακτηριστικό παράδειγμα αποτελεί ο χρονισμός της έγχυσης, η μεταβολή του οποίου βρέθηκε να έχει όμοιες επιπτώσεις στο σχηματισμό του NO και στην παραγωγή του θορύβου της καύσης, παρατήρηση η οποία επιβεβαιώνεται και από την έως τώρα έρευνα (σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας) [17]. Οι επιταχύνσεις που μελετήθηκαν σε αυτήν την υποπαράγραφο (ειδικά η σύγκριση ανάμεσα στις δοκιμές No. 2 και 4 και No. 8 και 9) παρέχουν μία επιπλέον επιβεβαίωση αυτής της διαπίστωσης. Ωστόσο, σημειώνεται ότι αυτή είναι μία αρχική παρατήρηση αποκλειστικά σε ποιοτικό επίπεδο. Για τη γενίκευση των συμπερασμάτων και την επέκταση σε ποσοτικά αποτελέσματα απαιτείται η μελέτη μεγάλου πλήθους κινητήρων σε ένα πολύ μεγάλο εύρος δοκιμών μόνιμης και μεταβατικής λειτουργίας, εφόσον η παραγωγή του θορύβου της καύσης, αλλά κυρίως ο σχηματισμός του NO εντός του κυλίνδρου κινητήρων diesel, αποτελούν ιδιαίτερα σύνθετα και πολύπλοκα φαινόμενα.

Εξετάζοντας συνολικά τους τρεις ρύπους που συμπεριλαμβάνονται στην παρούσα διερεύνηση, διαπιστώνεται η ισχυρή εξάρτησή τους από τα μεταβατικά φαινόμενα που παρατηρούνται κατά την επιτάχυνση του κινητήρα. Όπως έγινε φανερό από την έως τώρα ανάλυση, το αρχικό και τελικό σημείο λειτουργίας επιδρούν καθοριστικά στη μεταβολή των εκπομπών NO, αιθάλης και θορύβου της καύσης. Η μεταβολή των χαρακτηριστικών της έγχυσης κατά την επιτάχυνση, σε συνδυασμό με την υστέρηση του υπερπληρωτή κατά κύριο λόγο, αλλά και με τα υπόλοιπα μεταβατικά φαινόμενα (π.χ. χαμηλή θερμοκρασία τοιχωμάτων κυλίνδρου), οδηγούν σε αυξημένες τιμές εκπομπών. Παρατηρείται ταυτόχρονη αύξηση των εκπομπών NO και αιθάλης, παρά τη θεμελιωμένη αντίθετη τάση σχηματισμού τους (trade-off) [6,17] σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας. Αυτό αποτελεί μία αρχική ένδειξη ότι η μεταβατική λειτουργία του κινητήρα δεν μπορεί σε καμία περίπτωση να θεωρηθεί ως αλληλουχία σημείων μόνιμης λειτουργίας, όπως θα φανεί ξεκάθαρα και στην Παράγραφο 6.4.

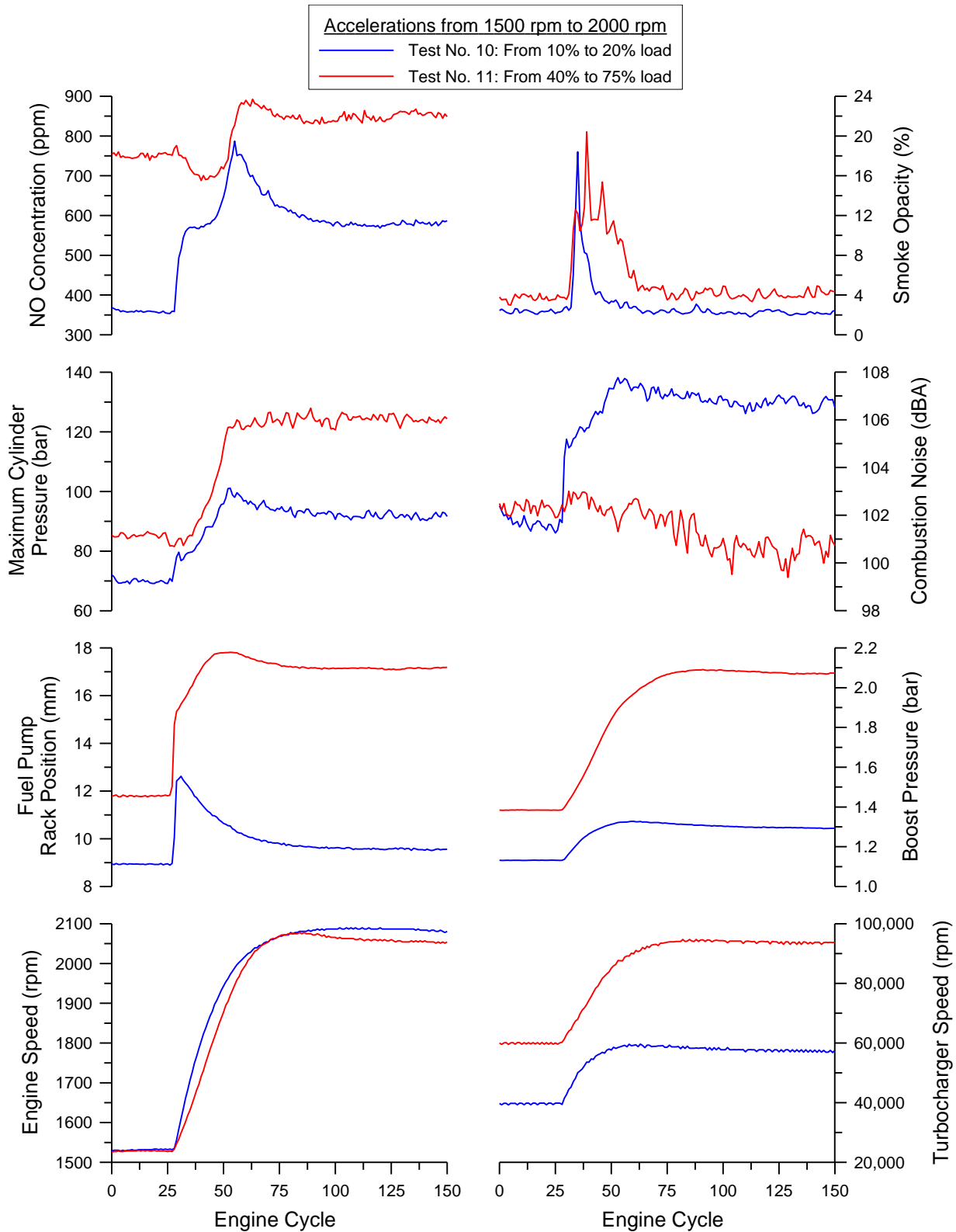
Στις επόμενες υποπαρράγραφους μελετάται η επίδραση διαφόρων παραμέτρων στη λειτουργική συμπεριφορά και τις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης κατά τη διάρκεια διαφόρων επιταχύνσεων. Συγκεκριμένα, σε κάθε περίπτωση εκτελείται η ίδια δοκιμή μεταβάλλοντας αποκλειστικά μία παράμετρο μόνο, έτσι ώστε να αναδεικνύεται η επίδρασή της. Οι δοκιμές της κάθε περίπτωσης εκτελούνται η μία μετά την άλλη, έτσι ώστε να εξασφαλίζονται στο μέγιστο βαθμό οι ίδιες συνθήκες περιβάλλοντος. Επίσης, η επαναληψιμότητα των επιταχύνσεων εξασφαλίζεται (στο μέγιστο δυνατό βαθμό) από το ρυθμιζόμενο τερματικό (“στοπ”) το οποίο έχει προσαρμοστεί στο πετάλι του γκαζιού (Κεφάλαιο 2). Η ανάλυση που ακολουθεί αφορά κυρίως στα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά κάθε περίπτωσης. Οι γενικότερες αρχές και μηχανισμοί σχηματισμού του NO, της αιθάλης και της εκπομπής θορύβου της καύσης κατά την επιτάχυνση του κινητήρα δεν επαναλαμβάνονται, εφόσον έχουν ήδη αναλυθεί σε βάθος.

6.2.1.2 Επίδραση του Αρχικού Φορτίου

Η πρώτη παράμετρος η οποία συμπεριλαμβάνεται στη μελέτη είναι το αρχικό φορτίο του κινητήρα. Το Σχήμα 6.16 παρουσιάζει τα αποτελέσματα δύο δοκιμών όμοιων από πλευράς εύρους επιτάχυνσης, εκ των οποίων η πρώτη ξεκινάει και καταλήγει σε χαμηλό φορτίο (επιτάχυνση No. 10) ενώ η δεύτερη ξεκινάει από μεσαίο φορτίο και καταλήγει σε υψηλό (επιτάχυνση No. 11). Στην προηγούμενη υποπαράγραφο αναλύθηκαν δοκιμές με διαφορετικό αρχικό φορτίο, οι οποίες όμως διέφεραν και στην ταχύτητα περιστροφής. Εδώ απομονώνεται η επίδραση του αρχικού φορτίου, εφόσον η μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής είναι η ίδια στις δύο δοκιμές. Πρακτικά, αυτές οι δοκιμές προσομοιώνουν την επιτάχυνση ενός οχήματος με διαφορετική αντίσταση (π.χ. κλίση οδοστρώματος ή αριθμός επιβαινόντων ειδικά για την περίπτωση λεωφορείου). Υπενθυμίζεται ότι η αύξηση του φορτίου κατά την επιτάχυνση του κινητήρα οφείλεται στα χαρακτηριστικά λειτουργίας της υδραυλικής πέδης, συμπεριφορά η οποία παρατηρείται και στην περίπτωση επιτάχυνσης ενός οχήματος (αύξηση τριβής με το οδόστρωμα και αεροδυναμικής αντίστασης).

Όπως παρατηρείται από το υποδιάγραμμα της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα στο Σχήμα 6.16, η επαναληψιμότητα της δοκιμής είναι ικανοποιητική. Η μικρή διαφοροποίηση στην τελική τιμή δεν είναι αξιόλογη και σίγουρα δε μεταβάλλει τα αποτελέσματα κατά τη διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας. Επιπλέον, ο ελαφρώς διαφορετικός ρυθμός επιτάχυνσης (ο οποίος φανερώνεται από τη διαφορετική κλίση των δύο καμπυλών στο τμήμα αύξησης της ταχύτητας περιστροφής) οφείλεται στην απόκριση του κινητήρα μετά την εντολή αύξησης της παροχής καυσίμου (δηλαδή στο πάτημα του γκαζιού). Έτσι, δεν αποτελεί επιπλέον παράμετρο μεταβαλλόμενη εξωτερικά, αλλά συμπεριλαμβάνεται στα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά που παρουσιάζει η συμπεριφορά του κινητήρα κατά τη συγκεκριμένη δοκιμή. Προφανώς ο κινητήρας δεν έχει τη δυνατότητα να επιταχυνθεί με τον ίδιο ακριβώς ρυθμό και στις δύο περιπτώσεις, λόγω της μεγάλης διαφοράς στο φορτίο.

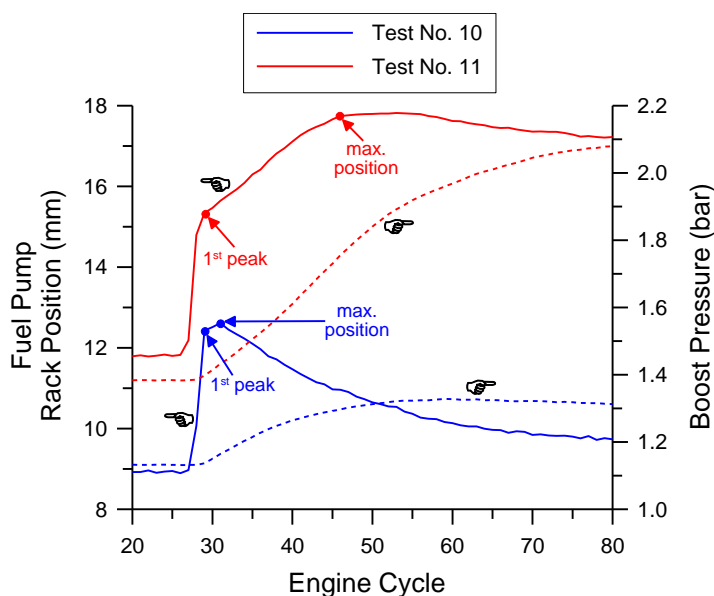
Η συμπεριφορά του κανόνα της αντλίας πετρελαίου παρουσιάζει ποιοτική ομοιότητα αλλά σημαντική ποσοτική διαφοροποίηση ανάμεσα στις δύο δοκιμές, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.16. Όπως ήταν αναμενόμενο, στο αρχικό σημείο μόνιμης λειτουργίας ο κανόνας βρίσκεται σε θέση μεγαλύτερης παροχής καυσίμου στη δοκιμή No. 11, γεγονός που οφείλεται στο υψηλότερο αρχικό φορτίο σε σχέση με τη δοκιμή No. 10. Με την έναρξη της επιτάχυνσης, ο κανόνας μετατοπίζεται σχεδόν ακαριαία (συγκεκριμένα σε 2 κύκλους λειτουργίας) στην πρώτη ακραία θέση του και στις δύο περιπτώσεις, όπως φαίνεται λεπτομερώς στο Σχήμα 6.17. Στη συνέχεια και κάτω από την επίδραση του συστήματος ελέγχου της παροχής καυσίμου, ακολουθείται μία πιο ομαλή πορεία έως τη μέγιστη θέση. Ωστόσο, η διάρκεια κατά την οποία το συγκεκριμένο σύστημα επεμβαίνει διαφέρει σημαντικά ανάμεσα στις δύο δοκιμές.



Σχήμα 6.16 Επιτάχυνση του κινητήρα μεταξύ ταχυτήτων περιστροφής 1500 και 2000 rpm με διαφορετικό αρχικό φορτίο.

Όπως έχει αναλυθεί, η παρέμβαση του συστήματος ελέγχου της παροχής καυσίμου οφείλεται στην υστέρηση του υπερπληρωτή, η οποία οδηγεί σε έλλειψη της κατάλληλης πίεσης εισαγωγής ώστε να επιτραπεί η μετατόπιση του κανόνα σε ακραίες θέσεις. Ωστόσο, το μέγεθος

της επίδρασης του συστήματος δεν εξαρτάται αποκλειστικά από την πίεση εισαγωγής, αλλά από το συνδυασμό της με τη στιγμιαία θέση του κανόνα. Έτσι, στην περίπτωση της δοκιμής No. 10 (επιτάχυνση από χαμηλό φορτίο), παρόλο που η πίεση εισαγωγής κυμαίνεται σε πολύ χαμηλά επίπεδα, η μετατόπιση του κανόνα περιορίζεται μόνο για 2 κύκλους λειτουργίας επειδή οι θέσεις από τις οποίες διέρχεται αντιστοιχούν σε χαμηλή παροχή καυσίμου (λόγω του χαμηλού φορτίου της δοκιμής). Αντίθετα, κατά τη δοκιμή No. 11 (επιτάχυνση από μεσαίο φορτίο), όπου ο υπερπληρωτής ξεκινάει να επιταχύνεται από μεγαλύτερη ταχύτητα περιστροφής (άρα και η πίεση εισαγωγής είναι υψηλότερη), η πολύ μεγάλη παροχή καυσίμου που απαιτείται για την επιτάχυνση του κινητήρα καθιστά απαραίτητο τον περιορισμό της θέσης του κανόνα για 18 κύκλους. Η σταδιακή αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης επιτρέπει τη μετατόπιση του κανόνα σε πιο ακραίες θέσεις.



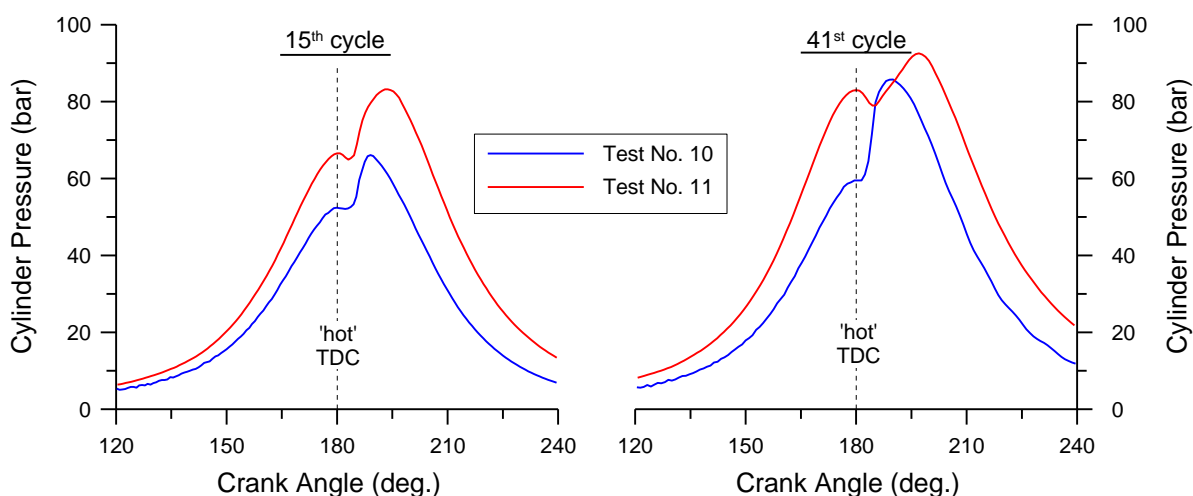
Σχήμα 6.17 Μεταβολή της θέσης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου και της πίεσης εισαγωγής για τις επιταχύνσεις No. 10 (χαμηλό φορτίο) και 11 (μεσαίο φορτίο) κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους.

Ένα ενδιαφέρον χαρακτηριστικό που παρουσιάζει η μετατόπιση του κανόνα σε συνδυασμό με τη μεταβολή της πίεσης εισαγωγής είναι η παρόμοια κλίση των αντίστοιχων καμπυλών στο τμήμα μεταξύ της αρχικής ακραίας και της μέγιστης θέσης του πρώτου. Η ίδια συμπεριφορά παρατηρείται και στις δοκιμές που ήδη έχουν αναλυθεί (Σχήματα 6.4 και 6.5). Έτσι, συμπεραίνεται ότι τα δύο αυτά μεγέθη μεταβάλλονται με τον ίδιο ρυθμό στο συγκεκριμένο διάστημα. Διαπιστώνεται, άρα, μία γραμμική συσχέτιση ανάμεσα στη μεταβολή της πίεσης εισαγωγής και της μετατόπισης του κανόνα στο τμήμα της μεταβολής κατά το οποίο επιδρά το σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου. Αυτή η συμπεριφορά αποτελεί ιδιαίτερο γνώρισμα της συγκεκριμένης μηχανής και δεν μπορεί να γενικευτεί για την επιτάχυνση οποιουδήποτε κινητήρα. Ο σχεδιασμός του εκάστοτε (μηχανικού ή ηλεκτρονικού στους σύγχρονους κινητήρες)

συστήματος ελέγχου της παροχής καυσίμου καθορίζει τη συσχέτιση ανάμεσα στην πίεση εισαγωγής και τη μετατόπιση του κανόνα κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα.

Το διαφορετικό φορτίο του κινητήρα επηρεάζει και τη συμπεριφορά του ζεύγους υπερπλήρωσης. Τόσο το αρχικό σημείο λειτουργίας του όσο και η μεταβολή των λειτουργικών παραμέτρων του διαφέρουν σημαντικά ανάμεσα στις δύο δοκιμές. Στην περίπτωση της επιτάχυνσης No. 11, ο υπερπληρωτής περιστρέφεται σε υψηλότερη ταχύτητα παρέχοντας μεγαλύτερη πίεση εισαγωγής λόγω του υψηλότερου φορτίου σε σχέση με τη δοκιμή No. 10 σε όλο το εύρος της μεταβολής. Στην τελευταία περίπτωση ωστόσο, η επιτάχυνση του ζεύγους υπερπλήρωσης είναι ελαφρώς γρηγορότερη, εφόσον η ταχύτητα περιστροφής μεταβάλλεται σε πολύ στενότερα όρια. Όμως, η αύξηση της πίεσης εισαγωγής στην περίπτωση της δοκιμής με το υψηλό φορτίο (No. 11) είναι αρκετά πιο άμεση (όπως φανερώνεται από τη μεγαλύτερη κλίση της αντίστοιχης καμπύλης στο Σχήμα 6.16). Έτσι, η επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή διαφέρει σημαντικά ανάμεσα στις δύο περιπτώσεις, επηρεάζοντας σε μεγάλο βαθμό και τις εκπομπές ρύπων όπως θα φανεί στη συνέχεια.

Το φορτίο του κινητήρα κατά τη διάρκεια της μεταβολής επηρεάζει επίσης σημαντικά τα χαρακτηριστικά της έγχυσης και τη διαδικασία της καύσης. Όπως αναμένεται, το υψηλότερο φορτίο, στην ίδια ταχύτητα περιστροφής, οδηγεί στην ανάπτυξη μεγαλύτερων πιέσεων εντός του κυλίνδρου σε όλο το εύρος της μεταβολής, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.16. Το Σχήμα 6.18 παρουσιάζει τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα δύο κύκλων κατά τις δοκιμές No. 10 και 11, όπου, εκτός από τη διαφορά στις απόλυτες τιμές, παρατηρείται σημαντική διαφορά και στους χρονισμούς (γωνίες) έναυσης και εμφάνισης της μέγιστης πίεσης καύσης. Η συμπεριφορά αυτή αναδεικνύει για ακόμα μία φορά την επίδραση του φορτίου στο χρονισμό της έγχυσης (μείωση της προπορείας αυξανόμενου του φορτίου). Καθώς οι επιταχύνσεις εξελίσσονται η διαφοροποίηση γίνεται πιο έντονη (15ος κύκλος λειτουργίας σε σχέση με τον 41ο), λόγω της αύξησης της διαφοράς του φορτίου ανάμεσα στις δύο δοκιμές.



Σχήμα 6.18 Δυναμοδεικτικά διαγράμματα δύο κύκλων λειτουργίας κατά τις επιταχύνσεις No. 10 (χαμηλό φορτίο) και 11 (μεσαίο φορτίο).

Διαφοροποιήσεις ανάμεσα στις δύο επιταχύνσεις εμφανίζονται επίσης και στις εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO), όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.16. Στο αρχικό σημείο λειτουργίας, η δοκιμή Νο. 11 εμφανίζει υψηλότερες τιμές συγκέντρωσης NO στα καυσαέρια, λόγω του υψηλότερου φορτίου, όπως άλλωστε αναμενόταν σύμφωνα με τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων σε μόνιμες συνθήκες (Κεφάλαιο 5). Κατά τη διάρκεια της μεταβολής οι εκπομπές NO ακολουθούν ποιοτικά τη μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης και στις δύο περιπτώσεις (Σχήμα 6.16), παρατήρηση η οποία αναλύθηκε σε βάθος στην προηγούμενη υποπαράγραφο. Ειδικά για τη δοκιμή Νο. 11, η αρχική πτώση που παρατηρείται στις εκπομπές NO από τον 30ό έως τον 50ό κύκλο λειτουργίας αποδίδεται στην αντίστοιχη πτώση της μέγιστης θερμοκρασίας καύσης. Η μείωση της τελευταίας οφείλεται αφενός στη χαμηλή θερμοκρασία των τοιχωμάτων του κυλίνδρου, εφόσον το θερμικό μεταβατικό φαινόμενο εξελίσσεται με πολύ πιο αργό ρυθμό [7], και αφετέρου στην ιδιαίτερα αυξημένη εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου. Η έγχυση του πετρελαίου σε ένα περιβάλλον πρακτικά αμετάβλητο σε σχέση με τις αρχικές μόνιμες συνθήκες προκαλεί ψύξη του περιβάλλοντος αέρα (εντός του κυλίνδρου), λόγω των αυξημένων απαιτήσεων σε θερμότητα για την ατμοποίηση των σταγονιδίων [3]. Κάτι τέτοιο δεν παρατηρείται στην επιτάχυνση Νο. 10, διότι η αύξηση της παροχής καυσίμου είναι πολύ μικρότερη εξαιτίας του χαμηλού φορτίου.

Αυτό που είναι αξιοσημείωτο ωστόσο, είναι οι συγκρίσιμες τιμές των μέγιστων εκπομπών NO των δύο μεταβολών (η διαφορά τους είναι της τάξης των 100 ppm), παρά τη σημαντική διαφοροποίηση του φορτίου. Η συνδυασμένη επίδραση δύο παραγόντων προκαλεί (κατά κύριο λόγο) αυτή τη συμπεριφορά. Ο πρώτος είναι ο χρονισμός έγχυσης, η μεταβολή του οποίου εντοπίστηκε ήδη (Σχήμα 6.18), ιδιαίτερα για τη μεταβολή Νο. 11 (η εξάρτηση του χρονισμού έγχυσης από την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο έχει περιγραφεί στο Κεφάλαιο 2). Η μεγάλη αύξηση του φορτίου σε αυτήν την περίπτωση οδηγεί σε σημαντική μείωση της προπορείας έγχυσης, με αποτέλεσμα τον περιορισμό των εκπομπών NO, μέσω του μηχανισμού που περιγράφηκε με λεπτομέρεια στην προηγούμενη υποπαράγραφο. Ο δεύτερος παράγοντας που επιδρά στο σχηματισμό του NO είναι η υστέρηση του υπερπληρωτή. Στην περίπτωση της δοκιμής Νο. 11, τόσο η αρχικά υψηλότερη πίεση εισαγωγής όσο και η αμεσότερη αύξησή της (Σχήμα 6.16) παρέχουν μεγαλύτερη ποσότητα αέρα, περιορίζοντας έτσι τις μέγιστες θερμοκρασίες καύσης που εμφανίζονται σε τοπικό επίπεδο εντός του κυλίνδρου, οι οποίες σε κάθε περίπτωση βέβαια είναι μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες της δοκιμής Νο. 10 [4]. Στο τελικό σημείο λειτουργίας η μεγάλη διαφορά του φορτίου ανάμεσα στις δύο δοκιμές είναι η αιτία των διαφορετικών εκπομπών NO (όπως άλλωστε αναμενόταν και πάλι σύμφωνα με τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων σε μόνιμες συνθήκες – Κεφάλαιο 5).

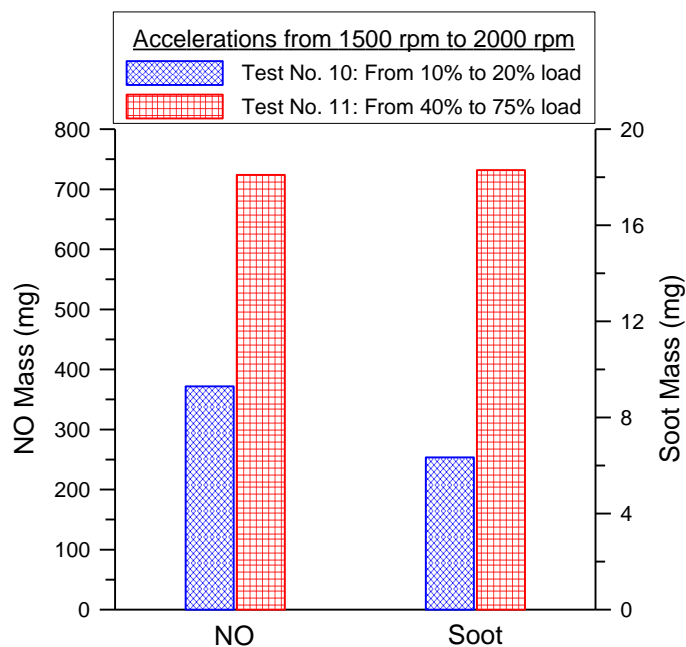
Για τις εκπομπές αιθάλης, οι οποίες παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.16, σημαντικό ρόλο παίζει το αρχικό φορτίο του κινητήρα. Το αξιοσημείωτο εδώ, όπως και στην περίπτωση των εκπομπών NO, είναι η παρόμοια μέγιστη τιμή της αδιαφάνειας καπνού παρόλο που το φορτίο

εμφανίζει σημαντική διαφοροποίηση μεταξύ των δύο επιταχύνσεων. Συγκεκριμένα, στη δοκιμή Νο. 10 (επιτάχυνση από χαμηλό φορτίο) η μέγιστη τιμή αδιαφάνειας είναι 18.4%, ενώ η αντίστοιχη κατά τη δοκιμή Νο. 11 (επιτάχυνση από μεσαίο φορτίο) είναι 20.4%. Αυτή η συμπεριφορά είναι το αποτέλεσμα της επίδρασης δύο παραγόντων, με τον πρώτο να αφορά στον υπερπληρωτή και το δεύτερο στο σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου. Στο αρχικό σημείο μόνιμης λειτουργίας της δοκιμής Νο. 11, ο υπερπληρωτής λειτουργεί σε υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής, παρέχοντας έτσι υψηλότερη πίεση εισαγωγής και μεγαλύτερη μάζα αέρα. Με την έναρξη της μεταβολής η επιτάχυνσή του είναι πιο άμεση, με την πίεση εισαγωγής να λαμβάνει αυξημένες τιμές. Έτσι, κατά την έγχυση του καυσίμου οι συνθήκες εντός του κυλίνδρου (ιδιαίτερα η αυξημένη πίεση) ευνοούν την ανάμιξή του με τον περιβάλλοντα αέρα, περιορίζοντας παράλληλα την πρόσκρουση των δεσμών του στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης. Με αυτόν τον τρόπο μειώνεται ο ρυθμός σχηματισμού της αιθάλης. Επιπλέον, η αυξημένη παροχή αέρα περιορίζει τις μέγιστες τιμές του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα (οι οποίες βέβαια είναι σαφώς μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες της δοκιμής Νο. 10), ενώ παρέχει και μεγαλύτερη ποσότητα οξυγόνου ευνοώντας την οξειδωση των σωματιδίων αιθάλης. Αντίθετα, κατά την επιτάχυνση Νο. 10, η χαμηλή πίεση εισαγωγής (άρα και χαμηλή παροχή αέρα) εντείνουν το μηχανισμό σχηματισμού της αιθάλης (όπως αυτός περιγράφηκε ήδη αναλυτικά), με αποτέλεσμα τις αυξημένες τιμές της αδιαφάνειας καπνού. Επιπλέον, η παρέμβαση του συστήματος ελέγχου της μετατόπισης του κανόνα κατά τη δοκιμή Νο. 11, σε πολύ μεγαλύτερο βαθμό από τη δοκιμή Νο. 10 όπως ήδη έχει περιγραφεί, περιορίζει την παροχή καυσίμου, έτσι ώστε ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα να μη λάβει υπερβολικά μεγάλες τιμές. Αποτέλεσμα αυτής της επίδρασης είναι ο αξιόλογος περιορισμός των μέγιστων εκπομπών αιθάλης.

Τη σημαντικότερη διαφοροποίηση της αδιαφάνειας καπνού ανάμεσα στις δύο μεταβολές αποτελεί η διάρκεια σταθεροποίησης στην τελική τιμή. Στην περίπτωση της δοκιμής Νο. 11 απαιτούνται 10 κύκλοι λειτουργίας περισσότεροι έως την τελική ισορροπία σε σχέση με τη δοκιμή Νο. 10, ενώ η περίοδος αυξημένων εκπομπών αιθάλης είναι αρκετά μεγαλύτερη. Χαρακτηριστικά αναφέρεται ότι τιμές αδιαφάνειας πάνω από 10% εμφανίζονται για 3 και 20 κύκλους λειτουργίας κατά τις επιταχύνσεις Νο. 10 και 11, αντίστοιχα (η τιμή αδιαφάνειας 5% ξεπερνιέται για 9 και 30 κύκλους λειτουργίας, αντίστοιχα). Η μεγαλύτερη διάρκεια της μεταβολής της παροχής καυσίμου κατά τη δοκιμή Νο. 11 είναι η αιτία αυτής της παρατήρησης. Τέλος, στην περίπτωση του υψηλού φορτίου, η τελική σταθερή τιμή της αδιαφάνειας καπνού είναι προφανώς υψηλότερη, όπως άλλωστε αναμενόταν σύμφωνα με τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων σε μόνιμες συνθήκες (Κεφάλαιο 5).

Στο Σχήμα 6.19 παρουσιάζονται οι αθροιστικές ποσότητες (σε μονάδες μάζας) NO και αιθάλης που εκπέμπονται κατά τη διάρκεια των μεταβολών Νο. 10 και 11. Παρατηρείται μεγάλη διαφοροποίηση ανάμεσα στις δύο δοκιμές. Συγκεκριμένα, στην περίπτωση του υψηλού φορτίου

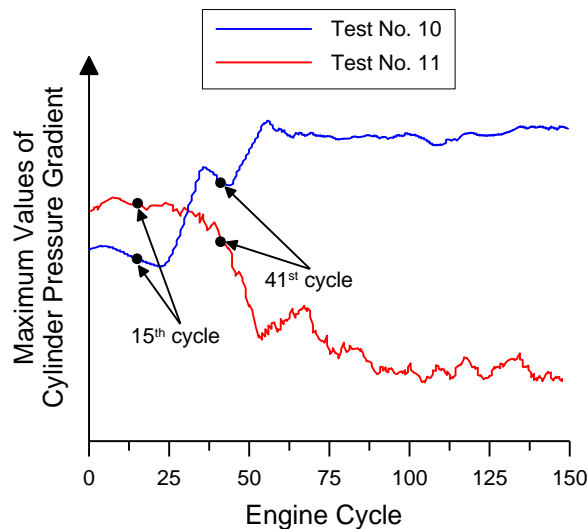
(No. 11) η συνολική μάζα NO που εκπέμπεται είναι κατά 95% μεγαλύτερη από την αντίστοιχη της δοκιμής No. 10, ενώ η διαφορά στη συνολική μάζα της αιθάλης είναι της τάξης του 190%. Η συμπεριφορά αυτή προκαλείται αφενός από τη μεγαλύτερη διάρκεια σταθεροποίησης των εκπομπών NO και αιθάλης (αδιαφάνειας καπνού) στην τελική τιμή τους, και αφετέρου από τις υψηλότερες στιγμιαίες (σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας) τιμές τους κατά την επιτάχυνση No. 11. Επιπλέον, σημαντικό ρόλο στη μετατροπή των τιμών συγκέντρωσης NO και των ποσοστιαίων τιμών αδιαφάνειας σε μονάδες μάζας παίζει και η μάζα του καυσαερίου (όπως μπορεί να φανεί άλλωστε από την αντίστοιχη μεθοδολογία του Κεφαλαίου 4). Η τελευταία είναι σαφώς μεγαλύτερη στην περίπτωση του υψηλού φορτίου (No. 11), τόσο λόγω της μεγαλύτερης παροχής αέρα (εξαιτίας της υψηλότερης πίεσης εισαγωγής), όσο και λόγω της μεγαλύτερης εγχυόμενης ποσότητας καυσίμου, η οποία βέβαια έχει μικρή συνεισφορά στην τελική μάζα του καυσαερίου.



Σχήμα 6.19 Συνολικά εκπεμπόμενη μάζα NO και αιθάλης κατά τις δοκιμές No. 10 και 11.

Η σημαντικότερη διαφοροποίηση συνολικά ανάμεσα στις δύο περιπτώσεις αφορά στις εκπομπές θορύβου της καύσης, οι οποίες παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.16. Παρατηρείται αντίθετη τάση μεταξύ των δοκιμών, αφού στην περίπτωση του χαμηλού φορτίου (No. 10) ο θόρυβος της καύσης αυξάνεται σε όλα το εύρος της επιτάχυνσης, ενώ στη δοκιμή με το υψηλό φορτίο (No. 11) παρουσιάζει πτωτική πορεία. Ωστόσο, στην τελευταία περίπτωση η διαφορά ανάμεσα στη μέγιστη και ελάχιστη τιμή του θορύβου της καύσης δεν ξεπερνάει τα 3.5 dBA. Όπως έχει ήδη αναφερθεί, η κύρια ένδειξη της στάθμης του θορύβου είναι το μέγεθος του ρυθμού αύξησης της πίεσης κυλίνδρου (δηλαδή η πρώτη παράγωγός της). Έτσι, η πτωτική τάση του θορύβου της καύσης κατά τη δοκιμή No. 11, υποδηλώνει μειωμένες τιμές της πρώτης

παραγώγου της πίεσης κυλίνδρου. Πράγματι, αυτή η ένδειξη επιβεβαιώνεται από το Σχήμα 6.20, το οποίο παρουσιάζει τη μεταβολή του μέγιστου ρυθμού αύξησης της πίεσης κυλίνδρου κατά τις επιταχύνσεις No. 10 και 11. Επίσης, από τα Σχήματα 6.16 και 6.20 διαπιστώνεται και η ποιοτική συμφωνία ανάμεσα στις εκπομπές θορύβου της καύσης και στη μέγιστη τιμή της πρώτης παραγώγου της πίεσης κυλίνδρου σε όλο το εύρος των δύο επιταχύνσεων. Μάλιστα, είναι χαρακτηριστικό το γεγονός ότι στο αρχικό σημείο μόνιμης λειτουργίας όπου η μεταβολή No. 11 εμφανίζει ελαφρώς υψηλότερες εκπομπές θορύβου (Σχήμα 6.16) σε σχέση με τη δοκιμή No. 10, οι αντίστοιχες μέγιστες τιμές του ρυθμού αύξησης της πίεσης κυλίνδρου είναι επίσης μεγαλύτερες.



Σχήμα 6.20 Μέγιστη τιμή της πρώτης παραγώγου της πίεσης κυλίνδρου κατά τις επιταχύνσεις No. 10 (χαμηλό φορτίο) και 11 (μεσαίο φορτίο).

Σύμφωνα με το μηχανισμό παραγωγής του θορύβου της καύσης, όπως περιγράφηκε αναλυτικά στην προηγούμενη υποπαράγραφο, βασικό ρόλο παίζει η ένταση της ανεξέλεγκτης καύσης. Η τελευταία επηρεάζεται ιδιαίτερα από το χρονισμό έγχυσης και την καθυστέρηση ανάφλεξης, ενώ επιδρά επίσης και ο ρυθμός έγχυσης. Έτσι, στην περίπτωση της επιτάχυνσης με υψηλό φορτίο (No. 11), ο χρονισμός έγχυσης μεταβάλλεται προς την κατεύθυνση μείωσης της προπορείας (όπως διαπιστώθηκε άλλωστε και από τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα του Σχήματος 6.18), με αποτέλεσμα η έγχυση να πραγματοποιείται σε περιβάλλον υψηλότερων πιέσεων και θερμοκρασιών. Επιπλέον, η υψηλότερη πίεση εισαγωγής σε αυτήν την περίπτωση προκαλεί περαιτέρω αύξηση της πίεσης κυλίνδρου κατά την έγχυση του καυσίμου. Η συνδυασμένη επίδραση αυτών των δύο παραμέτρων οδηγεί σε μείωση της διάρκειας της καθυστέρησης ανάφλεξης, γεγονός που δρα ως παράγοντας ελάττωσης της έντασης της ανεξέλεγκτης καύσης. Ωστόσο, στην περίπτωση της δοκιμής No. 11, ο μεγαλύτερος ρυθμός έγχυσης (λόγω του υψηλότερου φορτίου) σημαίνει ότι αυξημένη μάζα πετρελαίου έχει προλάβει να προετοιμαστεί για καύση κατά τη διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης. Αυτό το γεγονός

προκαλεί αύξηση της έντασης της ανεξέλεγκτης καύσης, αντισταθμίζοντας σε κάποιο βαθμό την προαναφερθείσα μείωση της τελευταίας. Επιπλέον, στην περίπτωση που η έναυση οδηγηθεί αρκετά μετά το ΑΝΣ (Σχήμα 6.18), η φορά κίνησης του εμβόλου προς το ΚΝΣ δρα ως παράγοντας μείωσης του ρυθμού αύξησης της πίεσης. Τελικά, η συνδυασμένη επίδραση αυτών των φαινομένων οδηγεί στις εκπομπές θορύβου της καύσης που παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.16.

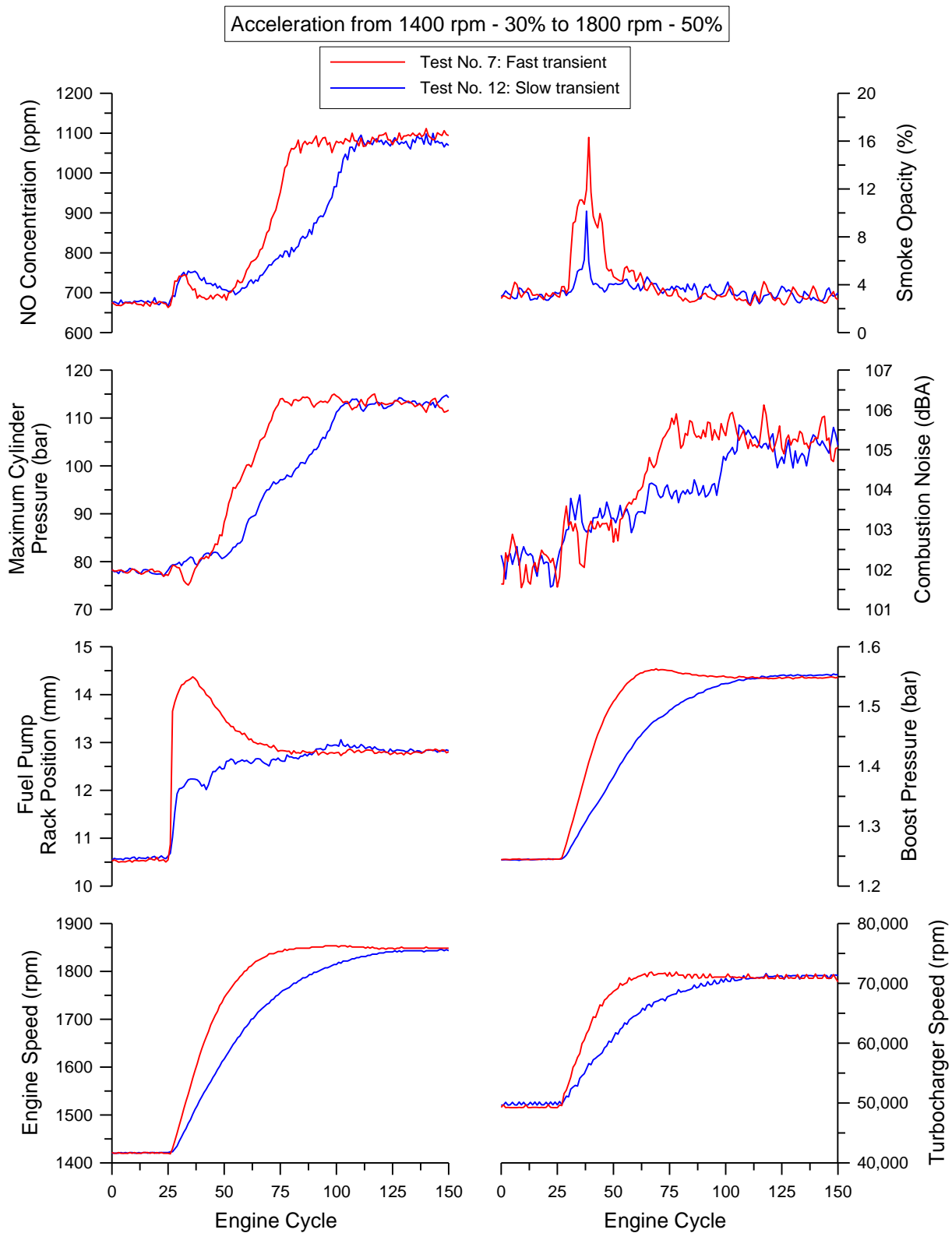
Από τη συνολική ανάλυση των δοκιμών Νο. 10 και 11 διαπιστώνεται η σημαντική επίδραση του φορτίου τόσο στα λειτουργικά χαρακτηριστικά του κινητήρα όσο και στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης, κατά τη διάρκεια της ίδιας επιτάχυνσης. Παρόλο που η μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής ήταν μικρή στις συγκεκριμένες δοκιμές, οι διαφορές έγιναν απόλυτα εμφανείς. Ωστόσο, εντονότερη διαφοροποίηση αναμένεται στην περίπτωση επιτάχυνσης μεγαλύτερου εύρους, όπου και η αντίστοιχη αύξηση του φορτίου θα είναι μεγαλύτερη.

6.2.1.3 Επίδραση του Ρυθμού Επιτάχυνσης

Η δεύτερη παράμετρος η οποία συμπεριλαμβάνεται στην παρούσα διερεύνηση είναι ο ρυθμός επιτάχυνσης του κινητήρα. Η επίδραση του στη λειτουργική συμπεριφορά καθώς και στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης κατά την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.21. Εδώ εκτελούνται δύο επιταχύνσεις μεταξύ των ίδιων ορίων, η πρώτη σε γρήγορο και η δεύτερη σε αργό ρυθμό. Πρακτικά, αυτού του είδους οι δοκιμές προσομοιώνουν την επιτάχυνση ενός οχήματος με απότομο ή ομαλότερο πάτημα του πεταλιού του γκαζιού (ουσιαστικά δηλαδή αντικατοπτρίζεται ο τρόπος χειρισμού του οχήματος από τον οδηγό).

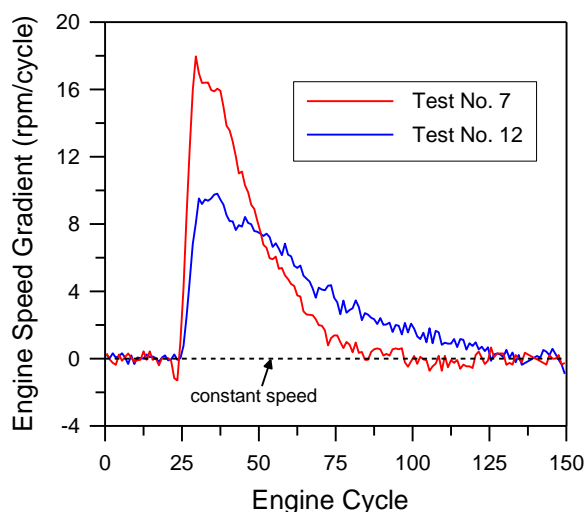
Όπως μπορεί να παρατηρηθεί από το Σχήμα 6.21, η διαφοροποίηση στο ρυθμό επιτάχυνσης μπορεί να καταστεί πολύ σημαντικός παράγοντας όσον αφορά τόσο στη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα και των υποσυστημάτων του, όσο και στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης. Ένα πρώτο γενικό συμπέρασμα που μπορεί να εξαχθεί από το Σχήμα 6.21 είναι ότι στην περίπτωση της αργής επιτάχυνσης όλα τα φαινόμενα εξελίσσονται ομαλότερα (δηλαδή με μικρότερο ρυθμό). Η ανάλυση που ακολουθεί μπορεί να επεκταθεί ποιοτικά στη γενικότερη περίπτωση, ενώ μεγαλύτερες διαφοροποιήσεις αναμένονται για επιταχύνσεις μεταξύ ευρύτερων ορίων της ταχύτητας περιστροφής. Η επαναληψιμότητα των συγκεκριμένων δοκιμών διασφαλίστηκε μέσω του ρυθμιζόμενου τερματικού (“στοπ”) το οποίο έχει τοποθετηθεί στο πετάλι του γκαζιού (Κεφάλαιο 2). Αυτή η διάταξη επιτρέπει μετακίνηση του πεταλιού αυστηρά εντός των ρυθμιζόμενων ορίων του (με τον κανόνα ελεύθερο να αποκριθεί στην εκάστοτε μεταβολή). Επιπλέον, οι ίδιες αρχικές και τελικές τιμές όλων των εξεταζόμενων μεγεθών μεταξύ των δύο δοκιμών, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.21, επιβεβαιώνουν την καλή επαναληψιμότητα της μεταβολής. Άρα, ο ρυθμός επιτάχυνσης του κινητήρα επηρεάζει μόνο την

πορεία μεταβολής του εκάστοτε μεγέθους και όχι την απόλυτη τιμή του στο αρχικό και τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας [2,18,19].



Σχήμα 6.21 Επιτάχυνση του κινητήρα σε αργό και γρήγορο ρυθμό.

Στις συγκεκριμένες δοκιμές η ταχύτητα περιστροφής μεταβάλλεται κατά 425 rpm (από 1420 σε 1845 rpm) σε διάρκεια 54 και 103 κύκλων λειτουργίας, ή 3.8 και 7.1 s για τις δοκιμές No. 7 και 12, αντίστοιχα. Έτσι, ο μέσος ρυθμός επιτάχυνσης του κινητήρα είναι 7.9 rpm ανά κύκλο λειτουργίας (ή 111.8 rpm/s) στη γρήγορη μεταβολή (No. 7) και 4.1 rpm ανά κύκλο λειτουργίας (ή 59.8 rpm/s) στην αργή μεταβολή (No. 12). Λαμβάνοντας την πρώτη παράγωγο της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (Σχήμα 6.21) προκύπτει ο στιγμιαίος (σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας) ρυθμός επιτάχυνσης, ο οποίος παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.22. Από το τελευταίο σχήμα είναι εμφανής η σημαντική διαφοροποίηση των δύο δοκιμών, με τη μέγιστη τιμή του ρυθμού επιτάχυνσης να είναι σχεδόν διπλάσια στην περίπτωση της γρήγορης μεταβολής και με τη σταθεροποίηση στην τελική τιμή (δηλαδή μηδενική τιμή του ρυθμού επιτάχυνσης άρα και σταθερή ταχύτητα περιστροφής) να επιτυγχάνεται πιο γρήγορα.

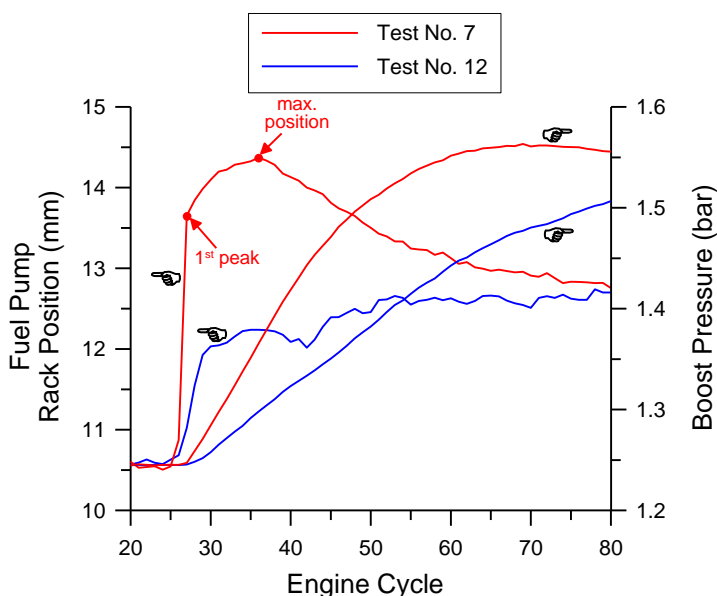


Σχήμα 6.22 Στιγμιαίος ρυθμός επιτάχυνσης κατά τις δοκιμές No. 7 (γρήγορη) και 12 (αργή).

Από το Σχήμα 6.21 διαπιστώνεται ότι η συμπεριφορά του κανόνα της αντλίας πετρελαίου παρουσιάζει σημαντική διαφοροποίηση ανάμεσα στις δύο δοκιμές. Στην περίπτωση της γρήγορης επιτάχυνσης (No. 7) ο κανόνας λαμβάνει μία μέγιστη θέση και στη συνέχεια επανέρχεται σε εκείνη που αντιστοιχεί στο τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας. Αντίθετα, κατά την αργή μεταβολή (No. 12) ο κανόνας μετατοπίζεται ομαλά από την αρχική έως την τελική (που αποτελεί και τη μέγιστη σε αυτή την περίπτωση) θέση του. Για την ποσοτικοποίηση της διαφοράς αναφέρεται ότι ο απαιτούμενος χρόνος ώστε ο κανόνας να φτάσει στη μέγιστη θέση του είναι 1 και 5 s για τις δοκιμές No. 7 και 12, αντίστοιχα, ως απόρροια του διαφορετικού ρυθμού πατήματος του γκαζιού.

Εξετάζοντας λεπτομερώς τη μετακίνηση του κανόνα, διαπιστώνεται ότι στην περίπτωση της γρήγορης επιτάχυνσης επεμβαίνει το σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου. Αυτό γίνεται εμφανές από την μετατόπιση του κανόνα σε δύο στάδια, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.23 για τη δοκιμή No. 7 (γρήγορη επιτάχυνση), όπου αρχικά μετατοπίζεται σχεδόν ακαριαία στην πρώτη

ακραία θέση του, ενώ στο δεύτερο στάδιο μετακινείται ομαλά έως τη μέγιστη. Αντίθετα, στην περίπτωση της δοκιμής No. 12 (αργή επιτάχυνση) δεν απαιτείται η παρέμβαση του συστήματος ελέγχου της παροχής καυσίμου. Η διαφορετική αυτή συμπεριφορά οφείλεται στην επίδραση που έχει η υστέρηση του υπερπληρωτή σε κάθε περίπτωση. Όταν ο κινητήρας επιταχύνεται γρήγορα, ο κανόνας οδηγείται άμεσα σε θέσεις υψηλής παροχής καυσίμου. Παράλληλα, η πίεση εισαγωγής είναι πρακτικά αμετάβλητη, όπως άλλωστε φαίνεται και στο Σχήμα 6.23, λόγω της υστέρησης του υπερπληρωτή. Έτσι, το σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου δεν επιτρέπει τη μετακίνηση του κανόνα πέραν μίας ακραίας θέσης, παρά μόνο όταν αναπτυχθεί κατάλληλη πίεση εισαγωγής. Στην αντίθετη περίπτωση, όπου ο κινητήρας επιταχύνεται ομαλότερα, η υστέρηση του υπερπληρωτή έχει μικρότερη επίδραση. Οι θέσεις από τις οποίες διέρχεται ο κανόνας δεν είναι ακραίες, με αποτέλεσμα να μην απαιτείται ο περιορισμός της μετακίνησής του, παρά την ουσιαστικά σταθερή πίεση εισαγωγής κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους λειτουργίας.



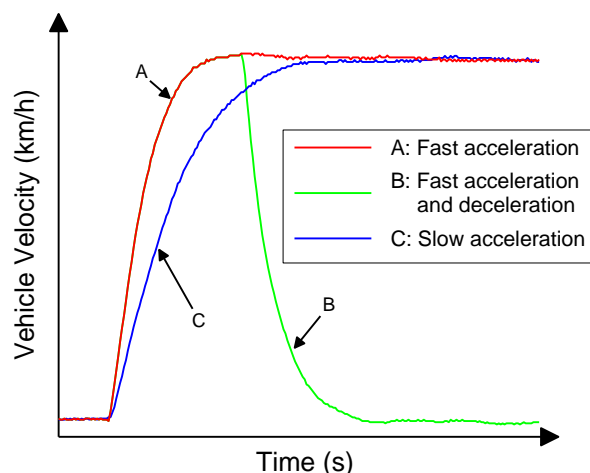
Σχήμα 6.23 Μεταβολή της θέσης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου και της πίεσης εισαγωγής για τις επιταχύνσεις No. 7 (γρήγορη) και 12 (αργή).

Όπως γίνεται φανερό από τα Σχήματα 6.21 και 6.23, ο ρυθμός επιτάχυνσης του κινητήρα επηρεάζει σε αξιόλογο βαθμό την απόκριση του ζεύγους υπερπλήρωσης. Ωστόσο, σημειώνεται ότι οι διαφορές παρατηρούνται μόνο στην πορεία μεταβολής των λειτουργικών παραμέτρων του υπερπληρωτή και όχι στις αρχικές και τελικές τιμές τους (όπως έχει ήδη επισημανθεί). Στην περίπτωση της αργής μεταβολής (No. 12) ο υπερπληρωτής χρειάζεται σχεδόν διπλάσιο χρόνο για να επιταχυνθεί (7.3 s στην αργή, έναντι 3.9 s στη γρήγορη μεταβολή). Προφανώς, η απότομη αύξηση τόσο της παροχής όσο και του ενεργειακού περιεχομένου των καυσαερίων κατά τη γρήγορη επιτάχυνση προκαλούν αμεσότερη αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του ζεύγους υπερπλήρωσης. Παρόμοια ποιοτική συμπεριφορά παρουσιάζει και η πίεση εισαγωγής

(Σχήμα 6.21), η οποία βέβαια παραμένει αμετάβλητη κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους λειτουργίας και στις δύο περιπτώσεις (συγκεκριμένα για 3 και 4 κύκλους λειτουργίας στη γρήγορη και αργή μεταβολή αντίστοιχα), λόγω της υστέρησης του υπερπληρωτή. Το τελευταίο φαινόμενο, σε συνδυασμό με τη μετακίνηση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου, επιδρά στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης σε διαφορετικό βαθμό στην κάθε περίπτωση, όπως θα αναλυθεί στη συνέχεια.

Η διαφοροποίηση στο ρυθμό επιτάχυνσης ανάμεσα στις δύο μεταβολές δημιουργεί αντίστοιχη διαφοροποίηση και στην κατανάλωση καυσίμου, η οποία πρακτικά μεταφράζεται σε εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO₂). Με βάση τη μεθοδολογία του Κεφαλαίου 4, προσδιορίζεται η εγχυόμενη μάζα πετρελαίου ανά κύκλο λειτουργίας σε κάθε περίπτωση και οι στιγμιαίες τιμές αθροίζονται ώστε να προκύψει η συνολικά καταναλωθείσα ποσότητα. Η αξιολόγηση των αποτελεσμάτων εξαρτάται από το κριτήριο σύγκρισης. Εάν υποτεθεί ότι κατά τη γρήγορη επιτάχυνση (No. 7) ο κινητήρας παραμένει στο τελικό σημείο λειτουργίας ακριβώς μέχρι τη σταθεροποίηση της αργής μεταβολής (No. 12), τότε η συνολική κατανάλωση καυσίμου είναι αυξημένη κατά 10% στην πρώτη σε σχέση με τη δεύτερη περίπτωση. Η διαφοροποίηση προφανώς οφείλεται στην παραμονή του κανόνα σε θέσεις μεγαλύτερης παροχής καυσίμου για περισσότερο χρόνο κατά τη γρήγορη μεταβολή. Ωστόσο, εάν συγκριθούν οι ποσότητες πετρελαίου που απαιτούνται αποκλειστικά για την επιτάχυνση του κινητήρα (δηλαδή μόνο για τη μετάβασή του από το αρχικό στο τελικό σημείο λειτουργίας), τότε η κατανάλωση της γρήγορης μεταβολής είναι κατά σχεδόν 40% μικρότερη από την αντίστοιχη της αργής επιτάχυνσης. Η σημαντική διαφορά που παρατηρείται οφείλεται στο μικρότερο αριθμό κύκλων λειτουργίας που χρειάζεται κάθε δοκιμή μέχρι να ισορροπήσει (54 στη γρήγορη έναντι 103 στην αργή). Ανάλογα με το επιλεγμένο κριτήριο, αντίστοιχες είναι και οι διαφοροποιήσεις στις εκπομπές CO₂ μεταξύ των δύο μεταβολών.

Αυτές οι παρατηρήσεις αποτελούν μία πρωταρχική (απλοϊκή) ένδειξη σχετικά με τον προτιμητέο τρόπο επιτάχυνσης ενός οχήματος από πλευράς κατανάλωσης καυσίμου, με την προϋπόθεση πάντα σταθερής σχέσης μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων. Στην περίπτωση κίνησης του οχήματος για μεγάλο χρονικό διάστημα με την τελική ταχύτητα (π.χ. σε έναν αυτοκινητόδρομο), τότε η ομαλή επιτάχυνση (καμπύλη C στο Σχήμα 6.24) αποδεικνύεται οικονομικότερη από την απότομη (καμπύλη A στο Σχήμα 6.24). Αντίθετα, εάν το όχημα κινηθεί στιγμιαία με την τελική ταχύτητα και στη συνέχεια επιβραδύνει (όπως συμβαίνει συχνά σε πραγματικές συνθήκες οδήγησης πόλης, καμπύλη B στο Σχήμα 6.24), τότε η απότομη επιτάχυνση υπερτερεί. Τονίζεται ότι αυτές οι διαπιστώσεις αποτελούν μία αρχική προσέγγιση σχετικά με την επιτάχυνση ενός οχήματος, αποκλειστικά από την πλευρά της κατανάλωσης καυσίμου. Η πλήρης αξιολόγηση των δύο μεθόδων επιτάχυνσης (γρήγορη και αργή) πρέπει να περιλαμβάνει και τις εκπομπές ρύπων, οι οποίες αναλύονται στη συνέχεια.



Σχήμα 6.24 Ταχύτητα ενός οχήματος για διάφορους τρόπους επιτάχυνσης.

Η εξέλιξη της μέγιστης πίεσης καύσης επηρεάζεται και αυτή από το ρυθμό επιτάχυνσης του κινητήρα, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.21. Βέβαια, όπως και για τις υπόλοιπες παραμέτρους που εξετάζονται, οι αρχικές και τελικές τιμές είναι οι ίδιες για τις δύο περιπτώσεις. Όπως ήδη έχει αναλυθεί, η μέγιστη πίεση καύσης εμπεριέχει την επίδραση της παροχής καυσίμου, της πίεσης εισαγωγής και του χρονισμού έγχυσης. Κατά την αργή επιτάχυνση (No. 12) η παροχή καυσίμου μεταβάλλεται ομαλά, εφόσον ο κανόνας δε λαμβάνει ακραίες θέσεις, ενώ η πίεση εισαγωγής αυξάνεται με μικρό ρυθμό λόγω της αργής επιτάχυνσης του υπερπληρωτή. Επιπλέον, ο χρονισμός έγχυσης μεταβάλλεται πιο σταδιακά λόγω της ηπιότερης μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής (και του φορτίου) του κινητήρα. Η συνδυασμένη επίδραση αυτών των παραμέτρων οδηγεί σε ομαλότερη αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης, γεγονός που οδηγεί και σε μικρότερη μηχανική (και θερμική) καταπόνηση του κινητήρα.

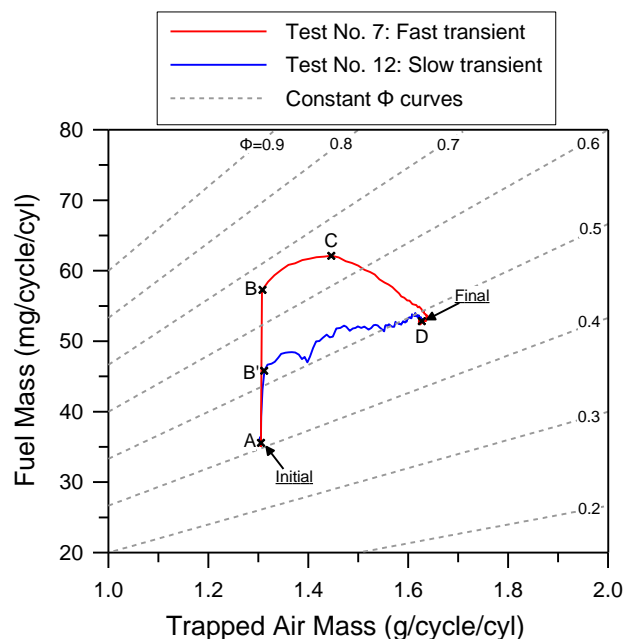
Σημαντικές διαφοροποιήσεις ανάμεσα στις δύο μεθόδους επιτάχυνσης παρουσιάζουν και οι εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης, όπως παρατηρείται στο Σχήμα 6.21, με πιο αξιοσημείωτη αυτή των εκπομπών αιθάλης. Πρέπει να σημειωθεί, ωστόσο, ότι μεγαλύτερες αποκλίσεις στις εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης αναμένονται για επιταχύνσεις του κινητήρα σε μεγαλύτερο εύρος [20].

Στην περίπτωση της γρήγορης μεταβολής, η αδιαφάνεια καπνού λαμβάνει υψηλότερη μέγιστη τιμή, ενώ παρουσιάζεται και μεγαλύτερη διάρκεια αυξημένων εκπομπών αιθάλης σε σχέση με την αργή επιτάχυνση. Συγκεκριμένα, στη μεταβολή No. 7 η μέγιστη αδιαφάνεια καπνού είναι κατά 60% μεγαλύτερη από την αντίστοιχη της δοκιμής No. 12, ενώ τιμές της πάνω από 5% (ή 10%) παρατηρούνται για 6 και 19 (ή 1 και 7) κύκλους λειτουργίας κατά την αργή και γρήγορη επιτάχυνση, αντίστοιχα. Αυτή η συμπεριφορά αποδίδεται στη μεγαλύτερη επίδραση που έχει η υστέρηση του υπερπληρωτή στην περίπτωση της γρήγορης μεταβολής, όπου η αύξηση της παροχής του πετρελαίου είναι πιο απότομη [18] (γι' αυτό άλλωστε επεμβαίνει και το σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου). Σε αυτήν την περίπτωση, περισσότερο καύσιμο εγχύεται σε ένα περιβάλλον πρακτικά αμετάβλητο σε σχέση με τις προηγούμενες μόνιμες

συνθήκες, λόγω της ουσιαδώς σταθερής πίεσης εισαγωγής κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους λειτουργίας του κινητήρα. Ως αποτέλεσμα, η διείδυση των δεσμών του καυσίμου αυξάνεται σημαντικά, η πρόσκρουσή τους στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης γίνεται εντονότερη και η ανομοιογένεια του μίγματος αυξάνεται, ενώ αναπτύσσονται και περισσότερες περιοχές εντός του κυλίνδρου πλούσιες σε καύσιμο. Τελικά, ο συνδυασμός όλων αυτών οδηγεί σε αυξημένες τιμές εκπομπών αιθάλης. Αντίθετα, στην περίπτωση της αργής μεταβολής το όλο φαινόμενο εξελίσσεται ομαλότερα. Η αργότερη αύξηση της πίεσης εισαγωγής σε σχέση με τη γρήγορη επιτάχυνση δεν επιβαρύνει ιδιαίτερα τις εκπομπές αιθάλης, εφόσον και η αντίστοιχη αύξηση της παροχής καυσίμου είναι ηπιότερη (γι' αυτό άλλωστε δεν απαιτείται η παρέμβαση του συστήματος ελέγχου της παροχής καυσίμου), όπως συμπεραίνεται από τη μετατόπιση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου στο Σχήμα 6.21. Έτσι, η μέγιστη τιμή της αδιαφάνειας καπνού κατά τη δοκιμή No. 12 είναι αρκετά μικρότερη από την αντίστοιχη της μεταβολής No. 7.

Μία επιπλέον ένδειξη που αιτιολογεί τις παρατηρούμενες εκπομπές αιθάλης στις δύο μεταβολές είναι η μεταβολή του συνολικού λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα Φ , η οποία παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.25. Σημειώνεται ότι εδώ χρησιμοποιούνται οι απόλυτες μάζες αέρα (που παγιδεύεται εντός του κυλίνδρου και χρησιμοποιείται για καύση) και καυσίμου (οι οποίες υπολογίζονται σύμφωνα με τη μεθοδολογία του Κεφαλαίου 4) και όχι οι αντίστοιχες παροχές, ώστε να μην υπάρχει επίδραση της ταχύτητας περιστροφής που είναι διαφορετική σε κάθε ενδιάμεσο κύκλο λειτουργίας στις δύο περιπτώσεις (λόγω του διαφορετικού ρυθμού επιτάχυνσης). Αν και ο σχηματισμός της αιθάλης, όπως και των υπόλοιπων ρύπων, στους κινητήρες diesel είναι ένα έντονα τοπικό φαινόμενο, ο συνολικός λόγος ισοδυναμίας Φ αποτελεί μία σημαντική παράμετρο για την ερμηνεία τους. Όπως παρατηρείται από το Σχήμα 6.25, ο λόγος ισοδυναμίας Φ λαμβάνει σημαντικά μεγαλύτερες τιμές στην περίπτωση της γρήγορης επιτάχυνσης (No. 7), καταδεικνύοντας για ακόμα μία φορά τη μεγαλύτερη επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή σε αυτήν την περίπτωση. Η απότομη αύξηση της παροχής καυσίμου σε συνδυασμό με την καθυστερημένη μεταβολή της πίεσης εισαγωγής κατά τη δοκιμή No. 7 έχουν ως αποτέλεσμα τη ραγδαία αύξηση του λόγου ισοδυναμίας Φ (τμήμα AB), όπου και αποδίδονται οι ακραίες τιμές της αδιαφάνειας καπνού. Η επέμβαση του συστήματος ελέγχου της παροχής καυσίμου στη συνέχεια οδηγεί στη διατήρηση περίπου σταθερής τιμής του λόγου ισοδυναμίας Φ (τμήμα BC), ενώ η σταδιακή επαναφορά του κανόνα της αντλίας σε θέσεις μικρότερης παροχής καυσίμου και η ανάπτυξη επαρκούς πίεσης εισαγωγής προκαλούν την πτώση του λόγου ισοδυναμίας Φ μέχρι την τελική τιμή του (τμήμα CD). Στην περίπτωση της αργής επιτάχυνσης (No. 12), η αρχική απότομη αύξηση της παροχής καυσίμου είναι μικρότερη, με αποτέλεσμα και η αντίστοιχη μεταβολή του λόγου ισοδυναμίας Φ να είναι μικρότερη (τμήμα AB') (και ως εκ τούτου και οι εκπομπές αιθάλης). Τέλος, οι σταθερές τιμές στην αρχή και στο τέλος των δύο επιταχύνσεων (σημεία A και D) φανερώσουν τόσο την καλή επαναληψιμότητα

της δοκιμής, όσο και το γεγονός ότι ο ρυθμός της επιτάχυνσης επηρεάζει αποκλειστικά την πορεία της μεταβολής και όχι την τελική μόνιμη κατάσταση λειτουργίας.



Σχήμα 6.25 Μεταβολή του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα για τις επιταχύνσεις No. 7 και 12.

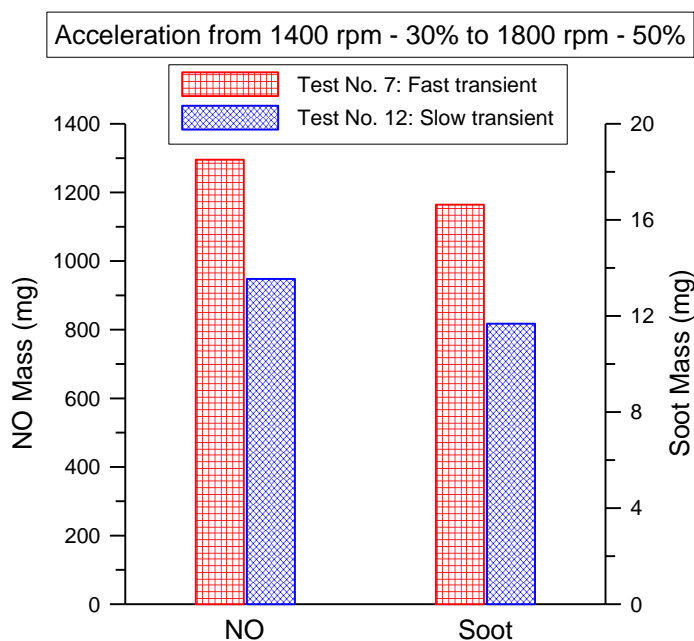
Αναφορικά με τον άλλο ελεγχόμενο ρύπο των κινητήρων diesel που συμπεριλαμβάνεται στην παρούσα διερεύνηση (δηλαδή το μονοξείδιο του αζώτου – NO), η μεταβολή της συγκέντρωσής του στα καυσαέρια παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.21 για τις περιπτώσεις της γρήγορης (No. 7) και της αργής (No. 12) επιτάχυνσης. Οι εκπομπές NO δε φαίνεται να επηρεάζονται εξίσου σημαντικά από το ρυθμό επιτάχυνσης του κινητήρα όσο η αδιαφάνεια καπνού, πιθανώς λόγω του μικρού εύρους μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής στις συγκεκριμένες δοκιμές. Ωστόσο, για μεγαλύτερο εύρος επιτάχυνσης αναμένεται διαφοροποίηση στη μέγιστη τιμή των εκπομπών NO, ειδικά μεταξύ της αργής και μίας βηματικής (ακαριαίας) μεταβολής (step change) [21]. Το κοινό στοιχείο ανάμεσα στις δύο περιπτώσεις είναι η ποιοτική συμφωνία των εκπομπών NO με τη μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης, όπως έχει αναλυθεί σε προηγούμενη υποπαράγραφο. Η βασικότερη διαφοροποίηση των δύο δοκιμών είναι η καθυστερημένη αύξηση της συγκέντρωσης NO στα καυσαέρια στην περίπτωση της αργής μεταβολής, η οποία αποδίδεται στην ομαλότερη εξέλιξη όλων των μεταβατικών φαινομένων σε αυτήν την περίπτωση (που έχει ως αποτέλεσμα και την ομαλότερη ανάπτυξη της μέγιστης πίεσης καύσης). Η επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή είναι ασθενέστερη και, σε συνδυασμό με την ηπιότερη αύξηση της παροχής καυσίμου, καθιστούν λιγότερο έντονα όλα εκείνα τα φαινόμενα που καθορίζουν το σχηματισμό του NO εντός του θαλάμου καύσης (όπως αυτά έχουν περιγραφεί σε προηγούμενη υποπαράγραφο). Όπως και στην περίπτωση της αδιαφάνειας καπνού, οι ίδιες τιμές της συγκέντρωσης NO στα καυσαέρια στην αρχή και στο

τέλος των δύο επιταχύνσεων φανερώνει την επίδραση του ρυθμού επιτάχυνσης αποκλειστικά στην πορεία μεταβολής των εκπομπών.

Στο Σχήμα 6.26 παρουσιάζονται οι αθροιστικές ποσότητες μάζας NO και αιθάλης που εκπέμπονται κατά τη διάρκεια των δοκιμών No. 7 και 12. Η εκτίμηση των μαζών ανά κύκλο λειτουργίας έχει πραγματοποιηθεί σύμφωνα με τη μεθοδολογία του Κεφαλαίου 4. Τα αποτελέσματα του Σχήματος 6.26 αντιστοιχούν σε άθροιση των επιμέρους μαζών μέχρι την εξισορρόπηση της αργής μεταβολής, δηλαδή γίνεται η παραδοχή ότι κατά τη γρήγορη επιτάχυνση ο κινητήρας παραμένει στο τελικό σημείο λειτουργίας. Όπως παρατηρείται, οι συνολικές μάζες NO και αιθάλης είναι μεγαλύτερες στην περίπτωση της γρήγορης μεταβολής (No. 7). Συγκεκριμένα, στη δοκιμή No. 7 εκπέμπεται συνολικά 37% περισσότερο NO και 42% περισσότερη αιθάλη (σε μονάδες μάζας) σε σύγκριση με τη δοκιμή No. 12. Για την περίπτωση του NO, η αυξημένη ποσότητα οφείλεται στο γεγονός ότι οι αντίστοιχες εκπομπές λαμβάνουν τη μέγιστη τιμή τους γρηγορότερα κατά την απότομη επιτάχυνση (Σχήμα 6.21), με αποτέλεσμα να υφίσταται υψηλότερη συγκέντρωση NO στα καυσαέρια για μεγαλύτερο χρονικό διάστημα. Από την άλλη, οι υψηλότερες τιμές της αδιαφάνειας καπνού κατά τη διάρκεια της γρήγορης μεταβολής προκαλούν την αυξημένη μάζα αιθάλης σε σύγκριση με την ομαλή επιτάχυνση. Επιπλέον, στην περίπτωση της γρήγορης μεταβολής (No. 7) η μάζα του καυσαερίου (η οποία επιδρά στη μετατροπή των τιμών συγκέντρωσης NO και των ποσοστιαίων τιμών αδιαφάνειας σε μονάδες μάζας – Κεφάλαιο 4) είναι σαφώς μεγαλύτερη από την αντίστοιχη της αργής επιτάχυνσης, κυρίως λόγω της ταχύτερης ανάπτυξης της πίεσης εισαγωγής (Σχήμα 6.21), η οποία συνεπάγεται αύξηση της παροχής αέρα.

Ωστόσο, εάν συγκριθούν οι ποσότητες NO και αιθάλης που εκπέμπονται αποκλειστικά κατά τη διάρκεια της μεταβολής (δηλαδή από την έναρξη έως τη λήξη κάθε επιτάχυνσης ξεχωριστά), τότε παρατηρείται αντίθετη συμπεριφορά. Συγκεκριμένα, η συνολική μάζα NO και αιθάλης είναι κατά 44% και 9% αντίστοιχα μικρότερη κατά τη γρήγορη επιτάχυνση, γεγονός που οφείλεται στην ταχύτερη εξισορρόπηση της δοκιμής No. 7. Άρα, ισχύουν οι ίδιες διαπιστώσεις σχετικά με τον προτιμητέο τρόπο εκτέλεσης της παρούσας επιτάχυνσης όπως με την κατανάλωση καυσίμου, οι οποίες αναλύθηκαν προηγουμένως. Έτσι, εάν ο κινητήρας παραμείνει στο τελικό σημείο λειτουργίας για μεγάλο χρονικό διάστημα (π.χ. αυτοκινητόδρομος), τότε η ομαλή επιτάχυνσή του παράγει λιγότερους αθροιστικούς ρύπους (NO και αιθάλη). Αντίθετα, στην περίπτωση άμεσης επιβράδυνσης μετά την επιτάχυνση του κινητήρα (π.χ. οδήγηση σε συνθήκες πόλης), τότε το απότομο πάτημα του πεταλιού του γκαζιού οδηγεί σε χαμηλότερες τιμές της συνολικά εκπεμπόμενης μάζας NO και αιθάλης. Βέβαια, στην τελευταία περίπτωση ο εντονότερος μαύρος καπνός που εξαγεται από την εξάτμιση του οχήματος δημιουργεί οπτικά την αίσθηση αυξημένων επιπέδων ρύπανσης, γεγονός που ανταποκρίνεται στην πραγματικότητα για τις στιγμιαίες τιμές των εκπομπών ρύπων (Σχήμα 6.21). Για την εξέταση των συνολικών μαζών NO και αιθάλης που εκπέμπονται

στην ατμόσφαιρα θα πρέπει να λαμβάνεται υπόψη και η λειτουργία του κινητήρα αμέσως μετά την επιτάχυνσή του (παραμονή στο τελικό σημείο λειτουργίας ή άμεση επιβράδυνση).



Σχήμα 6.26 Συνολικά εκπεμπόμενη μάζα NO και αιθάλης κατά τις δοκιμές No. 7 και 12.

Αναφορικά με τις εκπομπές του θορύβου της καύσης, διαφοροποίηση παρατηρείται μόνο κατά τη μετάβαση από το αρχικό στο τελικό σημείο λειτουργίας του κινητήρα, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.21. Η διαφοροποίηση αυτή έγκειται στην καθυστερημένη ανάπτυξη που παρουσιάζει ο θόρυβος της καύσης κατά την αργή επιτάχυνση (No. 12), η οποία οφείλεται στην ομαλότερη εξέλιξη όλων των φαινομένων σε αυτήν την περίπτωση. Όπως ήδη έχει αναλυθεί, η παραγωγή του θορύβου της καύσης σε έναν κινητήρα diesel σχετίζεται σε μεγάλο βαθμό με το στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης. Στην περίπτωση της απότομης επιτάχυνσης (No. 7), η μεγαλύτερη επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή σε συνδυασμό με τη ραγδαία αύξηση της παροχής καυσίμου εντείνουν το στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης [16], με αποτέλεσμα την παραγωγή υψηλότερων επιπέδων θορύβου. Η αύξηση της έντασης της ανεξέλεγκτης καύσης οφείλεται τόσο στην επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης (όπως έχει αναλυθεί σε προηγούμενη υποπαράγραφο), όσο και στη μεγαλύτερη ποσότητα καυσίμου που έχει εισέλθει στον κύλινδρο κατά τη διάρκειά της (λόγω και του υψηλότερου ρυθμού έγχυσης). Έτσι, από πλευράς ακουστικής όχλησης (αν και η καύση δεν αποτελεί τη μοναδική πηγή θορύβου σε έναν κινητήρα diesel αλλά μία σημαντική συνιστώσα του, ειδικά σε συνθήκες μεταβατικής λειτουργίας [3]) η ομαλή επιτάχυνση του κινητήρα υπερτερεί έναντι της απότομης.

Από τη συνολική ανάλυση των μεταβολών No. 7 και 12 καθίσταται εμφανής η σημαντική επίδραση του ρυθμού επιτάχυνσης του κινητήρα τόσο στη λειτουργική του συμπεριφορά όσο και στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης. Οι συγκεκριμένες δοκιμές αποτελούν

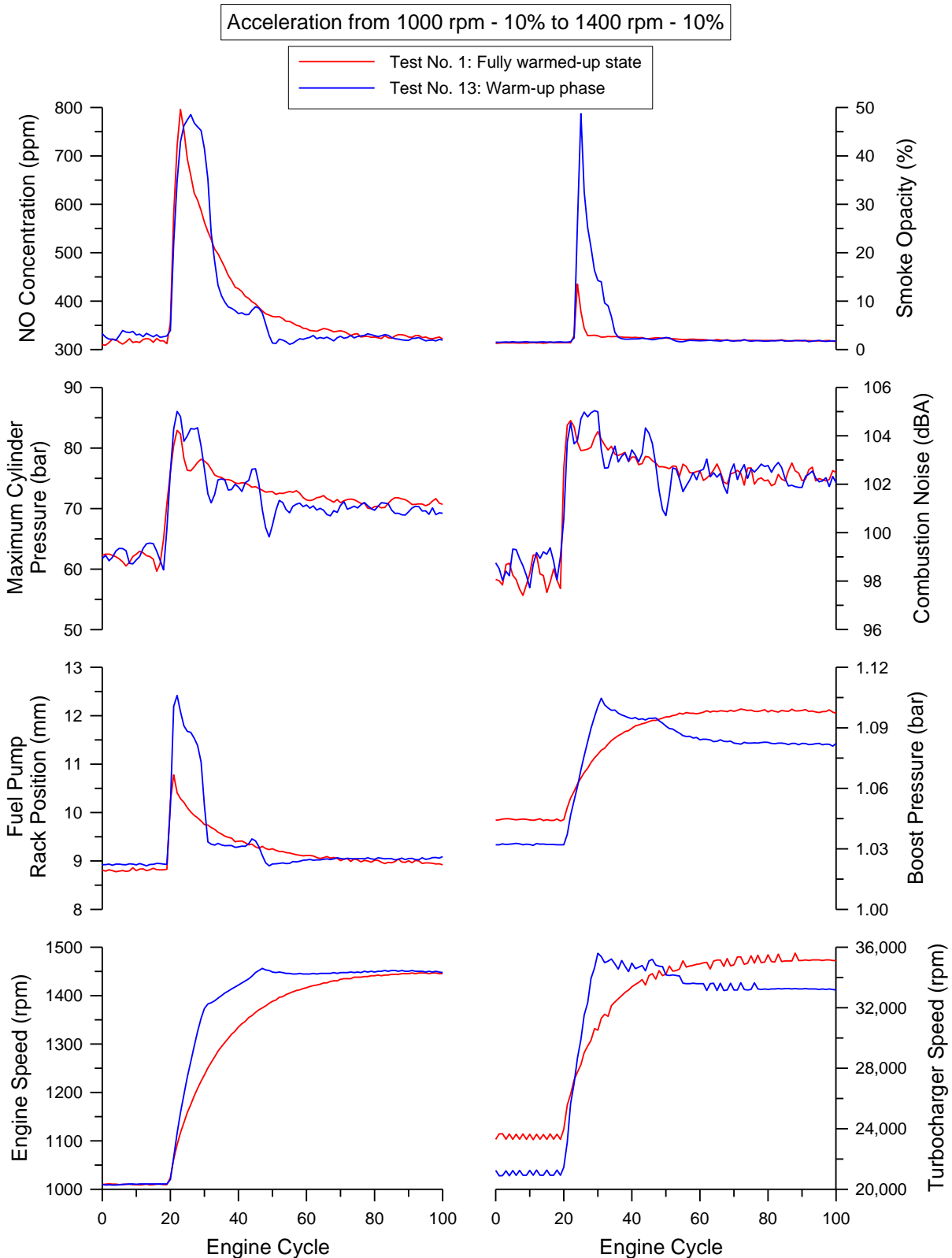
απλοϊκές ενδείξεις σχετικά με τον προτιμητέο τρόπο επιτάχυνσης ενός οχήματος ανάλογα με τις συνθήκες οδήγησης, όπως περιγράφηκε. Παρόλο που η μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής ήταν εντός στενών ορίων, οι διαφορές ανάμεσα στις δύο δοκιμές έγιναν απόλυτα εμφανείς, ενώ μεγαλύτερη διαφοροποίηση αναμένεται για επιταχύνσεις σε ευρύτερα όρια.

6.2.1.4 Επίδραση της Θερμικής Κατάστασης του Κινητήρα

Η τρίτη παράμετρος η οποία συμπεριλαμβάνεται στην παρούσα διερεύνηση είναι η θερμική κατάσταση του κινητήρα, όπως αυτή ορίζεται από τη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου κατά την έναρξη της δοκιμής. Η επίδρασή της στη λειτουργική συμπεριφορά και στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης κατά την επιτάχυνση του κινητήρα παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.27. Εδώ εκτελούνται δύο δοκιμές μεταξύ των ίδιων ορίων της ταχύτητας περιστροφής, η μία με τον κινητήρα πλήρως ζεστό (“θερμή”) και η δεύτερη κατά τη διάρκεια της προθέρμανσής του (“ψυχρή”). Οι θερμοκρασίες του ψυκτικού είναι 80 °C και 60 °C αντίστοιχα. Επισημαίνεται ότι επιλέχθηκε να πραγματοποιηθεί επιτάχυνση εντός στενών ορίων της ταχύτητας περιστροφής, ώστε να αποφευχθεί η ανάπτυξη πολύ υψηλών πιέσεων (και θερμοκρασιών) καύσης που θα οδηγούσαν σε ιδιαίτερη θερμική καταπόνηση του (μη κατάλληλα θερμικά προετοιμασμένου) κινητήρα. Η επαναληψιμότητα των δοκιμών εξασφαλίστηκε και σε αυτήν την περίπτωση μέσω του ρυθμιζόμενου τερματικού (“στοπ”) που έχει τοποθετηθεί στο πετάλι του γκαζιού, γεγονός που επιβεβαιώνεται από την ίδια αρχική και τελική ταχύτητα περιστροφής στις δύο δοκιμές. Όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.27, η θερμική κατάσταση του κινητήρα έχει σημαντική επίδραση τόσο στη λειτουργική του συμπεριφορά, όσο και στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης.

Αξιοσημείωτη διαφοροποίηση ανάμεσα στις δύο δοκιμές παρουσιάζει η συμπεριφορά του κανόνα της αντλίας πετρελαίου τόσο κατά τη διάρκεια της μεταβολής όσο και στην αρχική και τελική μόνιμη κατάσταση λειτουργίας, όπως παρατηρείται από το Σχήμα 6.27. Πρέπει να σημειωθεί, ωστόσο, ότι στην περίπτωση της δοκιμής No. 13 (“ψυχρή” επιτάχυνση) δεν υφίσταται απόλυτα μόνιμη λειτουργία ούτε στην αρχή ούτε στο τέλος της μεταβολής, διότι ο κινητήρας βρίσκεται σε μεταβατική κατάσταση από θερμικής άποψης (προθέρμανση, η οποία διαρκεί μερικά λεπτά). Ενώ η αρχική (σταθερή) ταχύτητα περιστροφής είναι η ίδια στις δοκιμές No. 1 και 16, στην περίπτωση της “ψυχρής” μεταβολής ο κανόνας της αντλίας πετρελαίου βρίσκεται σε θέσεις μεγαλύτερης παροχής καυσίμου, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 6.28. Αυτό οφείλεται αφενός στις αυξημένες απώλειες θερμότητας λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου (άρα και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου) και αφετέρου στις αυξημένες απώλειες τριβών στην περίπτωση της δοκιμής No. 13. Οι τελευταίες, οι οποίες αποτελούν και την κυριότερη πηγή απωλειών, οφείλονται στη χαμηλότερη θερμοκρασία του λιπαντικού ελαίου (αφού ο κινητήρας βρίσκεται στη φάση της προθέρμανσης) η οποία συνεπάγεται μεγαλύτερη συνεκτικότητα (ιξώδες) [22,23]. Εφόσον η θερμοκρασία του λιπαντικού (ελαίου) δε μετριέται

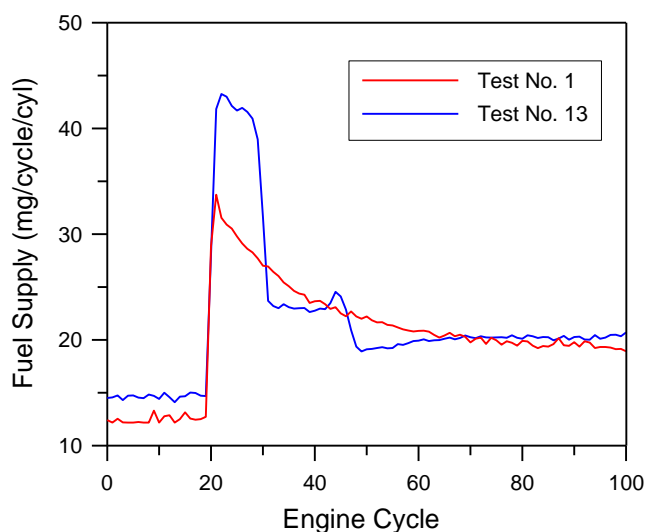
στην παρούσα εργασία, η χαμηλότερη τιμή της στην περίπτωση της “ψυχρής” μεταβολής μπορεί να φανερωθεί από την υψηλότερη πίεσή του στην ίδια ταχύτητα περιστροφής, όπως φαίνεται στον Πίνακα 6.1.



Σχήμα 6.27 Επιτάχυνση του κινητήρα υπό διαφορετική θερμική κατάσταση.

Έτσι, λόγω των αυξημένων συνολικών απωλειών κατά τη δοκιμή Νο. 13 (“ψυχρή” επιτάχυνση) απαιτείται μεγαλύτερη παροχή καυσίμου για τη διατήρηση της ίδιας αρχικής ταχύτητας περιστροφής. Τα ίδια σχόλια ισχύουν και για το τελικό σημείο λειτουργίας της “ψυχρής” επιτάχυνσης. Αυτές οι διαπιστώσεις επιβεβαιώνονται και από το γεγονός ότι καθώς ο κινητήρας προθερμαινόταν (και ειδικά όσο πλησίαζε στην πλήρως θερμή κατάσταση) παρατηρήθηκε ελαφρά επαναφορά του κανόνα σε θέσεις μικρότερης παροχής καυσίμου, για τη διατήρηση σταθερής ταχύτητας περιστροφής.

Κατά τη διάρκεια και των δύο μεταβολών ο κανόνας μετατοπίζεται αρχικά σε μία ακραία θέση και στη συνέχεια επανέρχεται στην τελική. Ωστόσο, στην περίπτωση της “ψυχρής” επιτάχυνσης (No. 13) η επαναφορά του κανόνα δεν είναι τόσο ομαλή όσο στην περίπτωση της “θερμής” δοκιμής (No. 1). Επίσης, κατά την εκτέλεση της “ψυχρής” μεταβολής ο κανόνας αποκρίνεται πιο απότομα διερχόμενος από πιο ακραίες θέσεις, γεγονός που καθιστά οριακά απαραίτητη την παρέμβαση του συστήματος ελέγχου της παροχής καυσίμου. Ωστόσο, πιστεύεται ότι αυτή η συμπεριφορά του κανόνα δεν οφείλεται αποκλειστικά στη θερμική κατάσταση του κινητήρα, αλλά εν μέρει και στον τρόπο πίεσης του πεταλιού του γκαζιού (δηλαδή πρακτικά στο ρυθμό επιτάχυνσης, ο οποίος εξετάστηκε στην προηγούμενη υποπαράγραφο, αν και έγινε προσπάθεια να κρατηθεί κατά το δυνατόν ίδιος ανάμεσα στις δύο δοκιμές). Η διαφορετική μετατόπιση του κανόνα έχει ως αποτέλεσμα τη σημαντική διαφοροποίηση της παροχής καυσίμου ανάμεσα στις δύο δοκιμές, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.28. Επιπλέον, επιφέρει διαφορές στη μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα και στα λειτουργικά χαρακτηριστικά του ζεύγους υπερπλήρωσης, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.27.



Σχήμα 6.28 Παροχή καυσίμου κατά τις επιταχύνσεις Νο. 1 (“θερμή”) και 13 (“ψυχρή”).

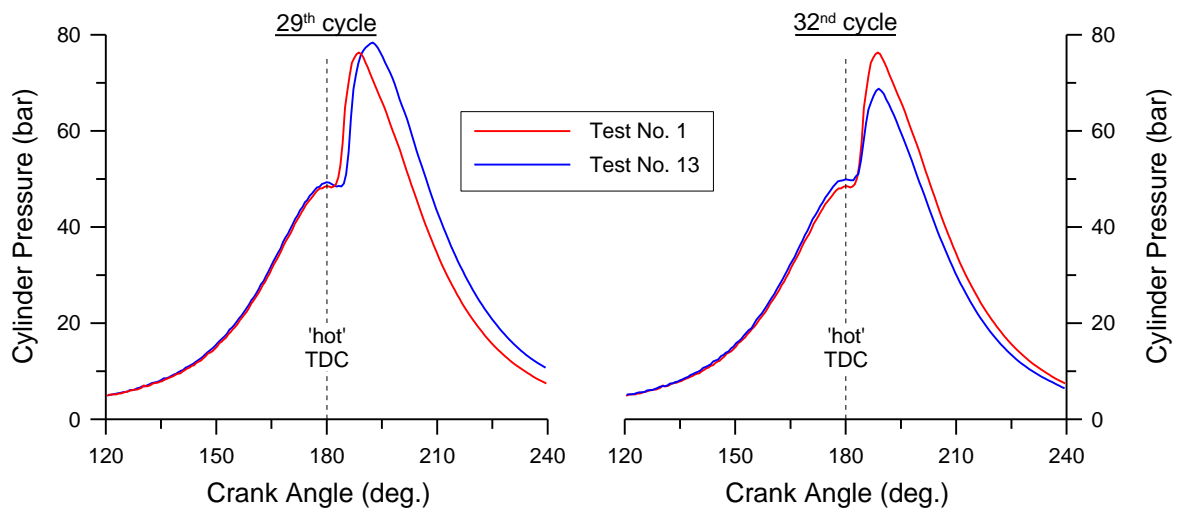
Στο αρχικό και τελικό σημείο λειτουργίας των δύο δοκιμών η ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή είναι χαμηλότερη για την περίπτωση της “ψυχρής” μεταβολής (No. 13), με τη

διαφορά να είναι της τάξης του 10%. Την ίδια ποιοτική συμπεριφορά ακολουθεί και η πίεση εισαγωγής. Η αιτία αυτής της διαφοροποίησης είναι το χαμηλότερο ενεργειακό περιεχόμενο των καυσαερίων στην περίπτωση της δοκιμής No. 13. Τα καυσαέρια χάνουν ενέργεια λόγω των αυξημένων απωλειών θερμότητας τόσο προς τα (κρύα) τοιχώματα του θαλάμου καύσης, όσο και προς την (κρύα) πολλαπλή εξαγωγή. Έτσι, η ενθαλπική πτώση στο στρόβιλο είναι μικρότερη, οπότε και το ζεύγος υπερπλήρωσης περιστρέφεται σε χαμηλότερη ταχύτητα. Εάν η θερμοκρασία του ψυκτικού ήταν ακόμα χαμηλότερη κατά την “ψυχρή” επιτάχυνση, τότε αυτό το φαινόμενο θα ήταν εντονότερο, με αποτέλεσμα την περαιτέρω μείωση της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή και της πίεσης εισαγωγής. Κατά τη διάρκεια της μεταβολής, ωστόσο, η απότομη επιτάχυνση του κινητήρα στην περίπτωση της δοκιμής No. 13 επιφέρει στιγμιαία μεγαλύτερη ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή και πίεση εισαγωγής σε σύγκριση με τη δοκιμή No. 1, όπως παρατηρείται στο Σχήμα 6.27.

Αξιόλογη διαφοροποίηση παρουσιάζει επίσης η ανάπτυξη των μέγιστων πιέσεων καύσης ανάμεσα στις δύο δοκιμές, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.27. Αρχικά, πρέπει να σημειωθεί ότι παρόλο που η παροχή καυσίμου κατά τους πρώτους (από τον 20ό έως τον 30ό) μεταβατικούς κύκλους της “ψυχρής” επιτάχυνσης (No. 13) είναι σημαντικά μεγαλύτερη από την αντίστοιχη της “θερμής” μεταβολής (No. 1, Σχήμα 6.28) λόγω της απότομης μετατόπισης του κανόνα, οι μέγιστες πιέσεις καύσης εμφανίζουν μικρότερη διαφοροποίηση (στο συγκεκριμένο διάστημα). Συγκεκριμένα, ενώ η παροχή καυσίμου στον 27ο κύκλο λειτουργίας είναι κατά 32% υψηλότερη στη δοκιμή No. 13, η μέγιστη πίεση καύσης ξεπερνάει την αντίστοιχη της δοκιμής No. 1 κατά λιγότερο από 6 bar, παρόλο που και η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα αλλά και η πίεση εισαγωγής είναι μεγαλύτερες. Συγκρίνοντας τη μέγιστη πίεση καύσης του 27ου κύκλου της δοκιμής No. 1 με τη μέγιστη πίεση καύσης που εμφανίζεται σε ενδιάμεσο κύκλο λειτουργίας αντίστοιχης επιτάχυνσης (συγκεκριμένα της No. 2), με παρόμοιες τιμές της ταχύτητας περιστροφής και της πίεσης εισαγωγής με αυτές του 27ου κύκλου της δοκιμής No. 13, παρατηρείται διαφορά της τάξης των 6 bar με μόλις 18% μεγαλύτερη παροχή καυσίμου. Άρα, η μέγιστη πίεση καύσης του 27ου κύκλου λειτουργίας κατά τη μεταβολή No. 13 θα έπρεπε να ξεπερνάει την αντίστοιχη της δοκιμής No. 1 αρκετά περισσότερο από 6 bar. Ωστόσο, αυτό δε συμβαίνει λόγω των αυξημένων απωλειών θερμότητας προς τα κρύα τοιχώματα του κυλίνδρου στην περίπτωση της “ψυχρής” επιτάχυνσης (No. 13), γεγονός που επιφέρει μείωση στη μέγιστη πίεση (και θερμοκρασία) καύσης.

Ιδιαίτερο χαρακτηριστικό της επιτάχυνσης κατά τη φάση προθέρμανσης του κινητήρα (No. 13) αποτελεί η αστάθεια της καύσης (combustion instability) [24], η οποία φανερώνεται από την έντονη διακύμανση της μέγιστης πίεσης καύσης, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.27. Αντίθετα στην περίπτωση της “θερμής” μεταβολής (No. 1) η καύση δεν εμφανίζει χαρακτηριστικά αστάθειας. Αυτό μπορεί να γίνει εμφανές και από τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα του 29ου και του 32ου κύκλου λειτουργίας (ως παράδειγμα χρησιμοποιούνται οι

συγκεκριμένοι κύκλοι) των δύο μεταβολών, τα οποία παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.29. Όπως παρατηρείται, οι “ψυχροί” κύκλοι (μπλε καμπύλη) παρουσιάζουν αρκετά πιο έντονη διακύμανση σε σχέση με τους “θερμούς” (κόκκινη καμπύλη). Η ελαφρώς υψηλότερη καμπύλη συμπίεσης που παρατηρείται στα διαγράμματα κατά τη δοκιμή No. 13 οφείλεται στη μεγαλύτερη τιμή της πίεσης εισαγωγής στους συγκεκριμένους κύκλους (Σχήμα 6.27). Γι’ αυτό και στους κύκλους της “ψυχρής” επιτάχυνσης (No. 13) στους οποίους η πίεση εισαγωγής μειώνεται, η μέγιστη πίεση καύσης είναι χαμηλότερη. Το φαινόμενο της αστάθειας της καύσης είναι ιδιαίτερα έντονο στην περίπτωση της ψυχρής εκκίνησης του κινητήρα (όπου ακόμα και αστοχία έναυσης μπορεί να παρατηρηθεί) και θα αναλυθεί λεπτομερώς στο Κεφάλαιο 7. Τέλος, το Σχήμα 6.29 φανερώνει την επίδραση της θερμικής κατάστασης του κινητήρα στην καθυστέρηση ανάφλεξης. Η χαμηλότερη θερμοκρασία του ψυκτικού έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση των απωλειών θερμότητας προς τα τοιχώματα του κυλίνδρου, δηλαδή τη μείωση της θερμοκρασίας του αερίου εντός του κυλίνδρου. Επιπλέον, το κατάλοιπο καυσαέριο έχει χαμηλότερη θερμοκρασία σε σχέση με την πλήρως θερμή κατάσταση (πάλι λόγω των αυξημένων απωλειών θερμότητας), ενώ η σημαντικά μεγαλύτερη εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου (Σχήμα 6.28) προκαλεί εντονότερη ψύξη της γόμωσης του κυλίνδρου [3]. Έτσι, η θερμοκρασία του αερίου εντός του κυλίνδρου κατά την έγχυση του καυσίμου είναι χαμηλότερη στην περίπτωση της “ψυχρής” μεταβολής (No. 13), γεγονός που οδηγεί σε επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης [24]. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η έναυση να πραγματοποιηθεί αργότερα στον (“ψυχρότερο”) κύκλο λειτουργίας, παρατήρηση η οποία επιβεβαιώνεται και από το Σχήμα 6.29.



Σχήμα 6.29 Δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε δύο ενδιάμεσους κύκλους λειτουργίας των επιταχύνσεων No. 1 (“θερμή”) και 13 (“ψυχρή”).

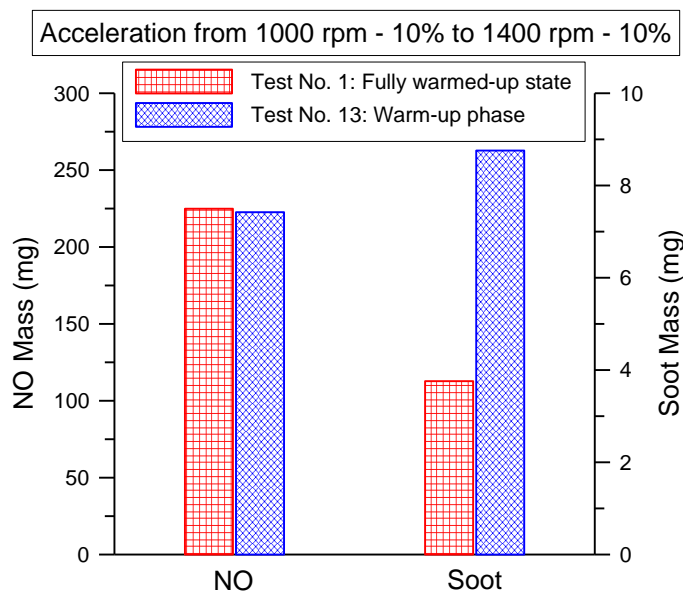
Αναφορικά με τις εκπομπές ρύπων, η αδιαφάνεια καπνού παρουσιάζει και πάλι τη σημαντικότερη διαφοροποίηση ανάμεσα στις δύο επιταχύνσεις, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.27. Συγκεκριμένα, η μέγιστη τιμή αδιαφάνειας κατά την “ψυχρή” δοκιμή (No. 13) είναι 48.7% τη

στιγμή που η αντίστοιχη της “θερμής” μεταβολής (No. 1) είναι 13.5%. Επιπλέον, πέραν της απόκλισης στη μέγιστη τιμή, σημαντική διαφοροποίηση παρουσιάζει και η διάρκεια σταθεροποίησης στην τελική τιμή. Ο αριθμός των (πλήρων) κύκλων λειτουργίας που απαιτούνται για την εξισορρόπηση των εκπομπών αιθάλης είναι 8 για τη δοκιμή No. 1 και 16 για τη δοκιμή No. 13, ενώ τιμές της αδιαφάνειας πάνω από 5% παρατηρούνται για 3 και 11 κύκλους λειτουργίας αντίστοιχα. Η διαφορετική απόκριση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου είναι η αιτία γι’ αυτήν τη συμπεριφορά. Η ραγδαία αρχική αύξηση της παροχής καυσίμου κατά την “ψυχρή” επιτάχυνση (η οποία ξεπερνάει την αντίστοιχη της “θερμής” μεταβολής έως και 32%, Σχήμα 6.28), σε συνδυασμό με την πρακτικά αμετάβλητη πίεση εισαγωγής κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους λειτουργίας (λόγω της υστέρησης του υπερπληρωτή), δημιουργούν ευνοϊκές συνθήκες (πρόσκρουση υγρού καυσίμου στα κρύα τοιχώματα του κυλίνδρου, περιοχές πλούσιες σε καύσιμο με υψηλή θερμοκρασία, έντονη ανομοιογένεια μίγματος) για το σχηματισμό αιθάλης. Επιπλέον, η επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης (Σχήμα 6.29) μετατοπίζει το σημείο έναυσης αργότερα στον (“ψυχρότερο”) κύκλο και, σε συνδυασμό με τη σχετική έλλειψη οξυγόνου (λόγω της χαμηλότερης πίεσης εισαγωγής), δυσχεραίνεται η οξειδωση των σωματιδίων αιθάλης. Αντίθετα, κατά τη θερμή μεταβολή η αύξηση της παροχής καυσίμου είναι μικρότερη και η έναυση είναι ταχύτερη, με αποτέλεσμα οι εκπομπές αιθάλης να παραμένουν σε σημαντικά χαμηλότερα επίπεδα.

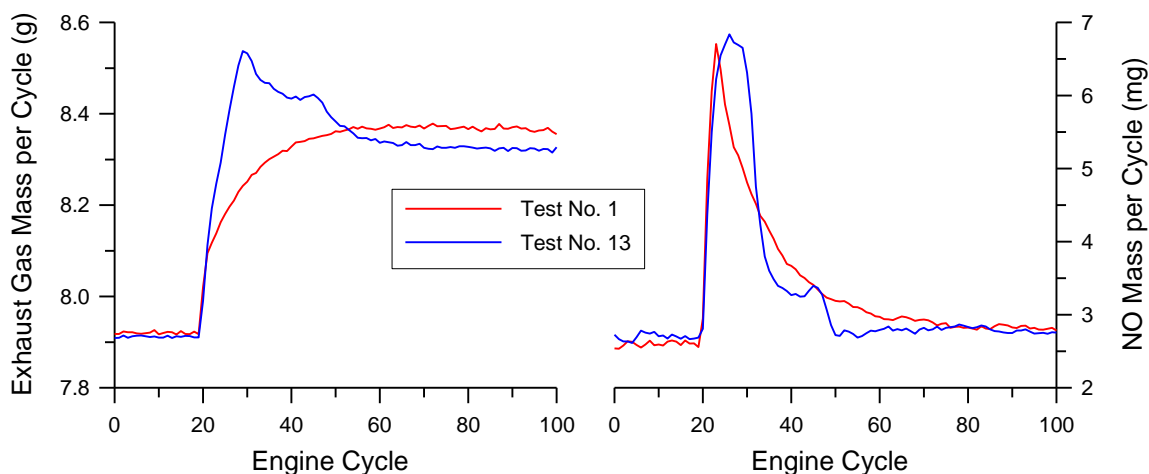
Οι εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO), οι οποίες παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.27, εμφανίζουν ένα αρχικό μέγιστο και στη συνέχεια σταθεροποιούνται σταδιακά στην τελική τιμή τους, τόσο στη “θερμή” όσο και στην “ψυχρή” επιτάχυνση. Όπως και στις περιπτώσεις που εξετάστηκαν στις προηγούμενες υποπαραγράφους, η μεταβολή των εκπομπών NO ακολουθεί ποιοτικά την εξέλιξη της μέγιστης πίεσης καύσης (η οποία αντιστοιχεί σε μία μέγιστη μέση θερμοκρασία του αερίου εντός του κυλίνδρου). Γι’ αυτόν το λόγο, στην περίπτωση της “ψυχρής” μεταβολής εμφανίζεται εντονότερη διακύμανση των εκπομπών NO, ενώ η απότομη επαναφορά του κανόνα μετά την αρχική μετατόπισή του σε ακραίες θέσεις οδηγεί σε δραματική πτώση τους. Αξίζει να σημειωθεί ότι σε αυτήν την περίπτωση η τελική τιμή της συγκέντρωσης NO στα καυσαέρια δεν παραμένει απόλυτα σταθερή, διότι ο κινητήρας συνεχίζει να βρίσκεται σε μεταβατική κατάσταση από θερμικής πλευράς. Η σταδιακή προθέρμανσή του οδηγεί σε αύξηση των θερμοκρασιών του ψυκτικού (μέσου), των τοιχωμάτων του κυλίνδρου και της πολλαπλής εξαγωγής, με αποτέλεσμα τη μεταβολή τόσο των απωλειών θερμότητας όσο και του σημείου λειτουργίας του υπερπληρωτή (δηλαδή μεταβολή της πίεσης εισαγωγής). Έτσι, καθώς ο κινητήρας πλησιάζει στην πλήρως θερμή κατάσταση αναμένεται ελαφρά μεταβολή των εκπομπών NO. Αντίθετα, κατά τη “θερμή” επιτάχυνση η σταδιακή επαναφορά των εκπομπών NO στην τελική τιμή τους είναι πιο ομαλή (όπως άλλωστε είναι και η μετατόπιση του κανόνα καθώς και η εξέλιξη της μέγιστης πίεσης καύσης, Σχήμα 6.27).

Εξετάζοντας λεπτομερώς τις απόλυτες τιμές των εκπομπών NO παρατηρείται ότι είναι παρόμοιες για τις δύο μεταβολές. Στην περίπτωση της “ψυχρής” επιτάχυνσης η χαμηλότερη θερμοκρασία του ψυκτικού, άρα και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου, έχει διπλή επίδραση στο σχηματισμό του NO. Όπως περιγράφηκε, η διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης αυξάνεται οδηγώντας έτσι σε εντονότερη καύση προανάμιξης, η οποία ευνοεί την ανάπτυξη υψηλών πιέσεων και θερμοκρασιών καύσης. Επιπλέον, η απότομη αύξηση της παροχής καυσίμου (Σχήμα 6.28) ευνοεί την εμφάνιση περιοχών εντός του θαλάμου καύσης με σύνθεση μίγματος αέρα-καυσίμου κοντά στη στοιχειομετρική τιμή, άρα και στην ανάπτυξη υψηλών τοπικών θερμοκρασιών ευνοώντας έτσι το σχηματισμό του NO. Από την άλλη, οι αυξημένες απώλειες θερμότητας προς τα κρύα τοιχώματα του θαλάμου καύσης οδηγούν σε μείωση των τοπικών θερμοκρασιών. Επιπλέον, η έντονη διακύμανση της μέγιστης πίεσης καύσης οδηγεί σε αντίστοιχη διακύμανση της πίεσης εξαγωγής, με αποτέλεσμα να επηρεάζεται το ποσοστό του κατάλοιπου καυσαερίου (δηλαδή της ποσότητας των καυσαερίων που παραμένει εντός του κυλίνδρου μετά τη φάση της εξαγωγής). Το τελευταίο έχει σημαντική επίδραση στο σχηματισμό του NO, καθώς η μεγαλύτερη θερμοχωρητικότητα των καυσαερίων οδηγεί σε περαιτέρω μείωση των θερμοκρασιών καύσης, δυσχεραίνοντας έτσι το σχηματισμό του NO. Ωστόσο, η ανάπτυξη μεγαλύτερης πίεσης εισαγωγής σε κάποιους κύκλους λειτουργίας κατά την “ψυχρή” επιτάχυνση (Σχήμα 6.27) παρέχει μεγαλύτερη διαθεσιμότητα οξυγόνου, παράγοντας που προάγει το σχηματισμό του NO. Ο συνδυασμός όλων αυτών των παραγόντων οδηγεί στις εκπομπές NO όπως αυτές παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.27.

Στο Σχήμα 6.30 δίνονται οι συνολικά εκπεμπόμενες μάζες NO και αιθάλης κατά τη διάρκεια των δοκιμών No. 1 και 13. Παρατηρείται ότι η αθροιστική ποσότητα NO δεν παρουσιάζει κάποια ουσιώδη διαφοροποίηση ανάμεσα στις δύο μεταβολές (αυτό ισχύει για τη συγκεκριμένη επιτάχυνση - δεν αποτελεί γενικό συμπέρασμα), παρόλο που οι εκπομπές σε μονάδες συγκέντρωσης (ppm) είναι (ελαφρώς) διαφορετικές (Σχήμα 6.27). Ωστόσο, η μετατροπή τους σε μονάδες μάζας σύμφωνα με τη μεθοδολογία του Κεφαλαίου 4 συμπεριλαμβάνει και τη μάζα των καυσαερίων, η οποία επηρεάζεται κυρίως από την ποσότητα του αέρα, δηλαδή ακολουθεί ποιοτικά τη μεταβολή της πίεσης εισαγωγής. Πράγματι, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.31, σε κάθε σημείο όπου η πίεση εισαγωγής της “ψυχρής” μεταβολής είναι υψηλότερη, η μάζα των καυσαερίων είναι μεγαλύτερη. Έτσι, σε συνδυασμό με τις τιμές συγκέντρωσης NO (Σχήμα 6.27) προκύπτει η μάζα NO που εκπέμπεται σε κάθε κύκλο λειτουργίας και παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.31. Η συνολικά εκπεμπόμενη μάζα αιθάλης ωστόσο εμφανίζει σημαντική απόκλιση μεταξύ των δύο δοκιμών, με τη διαφορά να είναι σχεδόν 133%. Προφανώς, οι υψηλές τιμές της αδιαφάνειας καπνού που παρατηρούνται κατά την “ψυχρή” μεταβολή, καθώς και η μεγάλη διάρκεια έως τη σταθεροποίηση στην τελική τιμή (Σχήμα 6.27) είναι οι παράγοντες που προκαλούν την τόσο μεγάλη διαφορά. Σε αυτήν την περίπτωση η μάζα των καυσαερίων παίζει δευτερεύοντα, αλλά όχι αμελητέο, ρόλο.



Σχήμα 6.30 Συνολικά εκπεμπόμενη μάζα NO και αιθάλης κατά τις επιταχύνσεις No. 1 και 13.



Σχήμα 6.31 Μάζα καυσαερίων και NO ανά κύκλο λειτουργίας για τις επιταχύνσεις No. 1 και 13.

Οι εκπομπές θορύβου της καύσης, οι οποίες παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.27, παρουσιάζουν ελαφρά διαφοροποίηση ιδιαίτερα στο τμήμα μετά την αρχική ραγδαία αύξηση τους έως τη σταθεροποίηση στην τελική τιμή, η οποία είναι πρακτικά η ίδια στις δύο δοκιμές. Ουσιαστικά εξελίσσονται με τον ίδιο τρόπο, με τη σημαντικότερη διαφορά μεταξύ των δύο δοκιμών να είναι η έντονη διακύμανση που παρουσιάζουν στην περίπτωση της “ψυχρής” επιτάχυνσης. Παρατηρείται μία ποιοτική συμφωνία με την ανάπτυξη της μέγιστης πίεσης καύσης στη συγκεκριμένη περίπτωση, οπότε διαπιστώνεται ότι η αστάθεια της καύσης είναι μία παράμετρος που προκαλεί τη διακύμανση των εκπομπών θορύβου. Όπως έχει ήδη αναλυθεί, καθοριστικός παράγοντας για τις εκπομπές θορύβου είναι η ένταση της ανεξέλεγκτης καύσης. Η τελευταία επηρεάζεται σημαντικά από το χρονισμό έγχυσης και την καθυστέρηση ανάφλεξης. Θεωρώντας ότι ο χρονισμός έγχυσης είναι παρόμοιος στις δύο επιταχύνσεις (παρόλη τη διαφοροποίηση στην ταχύτητα περιστροφής κατά τους ενδιάμεσους κύκλους λειτουργίας), η

διαφοροποίηση στην καθυστέρηση ανάφλεξης (Σχήμα 6.29) καθιστά περισσότερο ή λιγότερο έντονο το στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης. Ωστόσο, οι αυξημένες απώλειες θερμότητας όσο και η εμφάνιση της έναυσης αρκετά μετά το άνω νεκρό σημείο στην περίπτωση της “ψυχρής” μεταβολής (όπως φαίνεται από τα αντίστοιχα δυναμοδεικτικά διαγράμματα του Σχήματος 6.29), δρουν ως παράγοντες μείωσης του ρυθμού αύξησης της πίεσης που αποτελεί την πρωταρχική πηγή θορύβου της καύσης. Συνολικά φαίνεται ότι στις συγκεκριμένες δοκιμές οι εκπομπές θορύβου της καύσης επηρεάζονται σε μικρό βαθμό. Εντονότερη απόκλιση αναμένεται για περιπτώσεις όπου η θερμική κατάσταση του κινητήρα διαφέρει σε μεγαλύτερο βαθμό, δηλαδή για αρκετά χαμηλότερη θερμοκρασία του ψυκτικού (μέσου), καθώς και για επιταχύνσεις σε μεγαλύτερο εύρος της ταχύτητας περιστροφής. Η τελευταία, σε συνδυασμό με τον καθορισμό διαφόρων άλλων λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα με βάση αυτή (π.χ. χρονισμός έγχυσης), φαίνεται να έχει τη σημαντικότερη επίδραση στις εκπομπές θορύβου της καύσης στις συγκεκριμένες μεταβολές.

Από τη συνολική ανάλυση των δοκιμών Νο. 1 και 13 φανερώνεται η επίδραση που έχει η θερμική κατάσταση του κινητήρα τόσο στη λειτουργική του συμπεριφορά όσο και στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης. Βέβαια, πρέπει να σημειωθεί ότι η φάση προθέρμανσης των κινητήρων οχημάτων αποτελεί ένα πολύ μικρό κομμάτι της συνολικής τους λειτουργίας (τα πρώτα λεπτά). Ειδικά για τον κινητήρα που χρησιμοποιείται στην παρούσα εργασία, οι εφαρμογές του σε αστικά λεωφορεία και φορτηγά συνεπάγονται λειτουργία του σε πλήρως θερμές συνθήκες και συνήθως η προθέρμανσή του πραγματοποιείται με το όχημα σε στάση. Ωστόσο, αυτές οι παρατηρήσεις δεν υποβαθμίζουν τη χρησιμότητα της σχετικής διερεύνησης.

6.2.2 Αύξηση Φορτίου

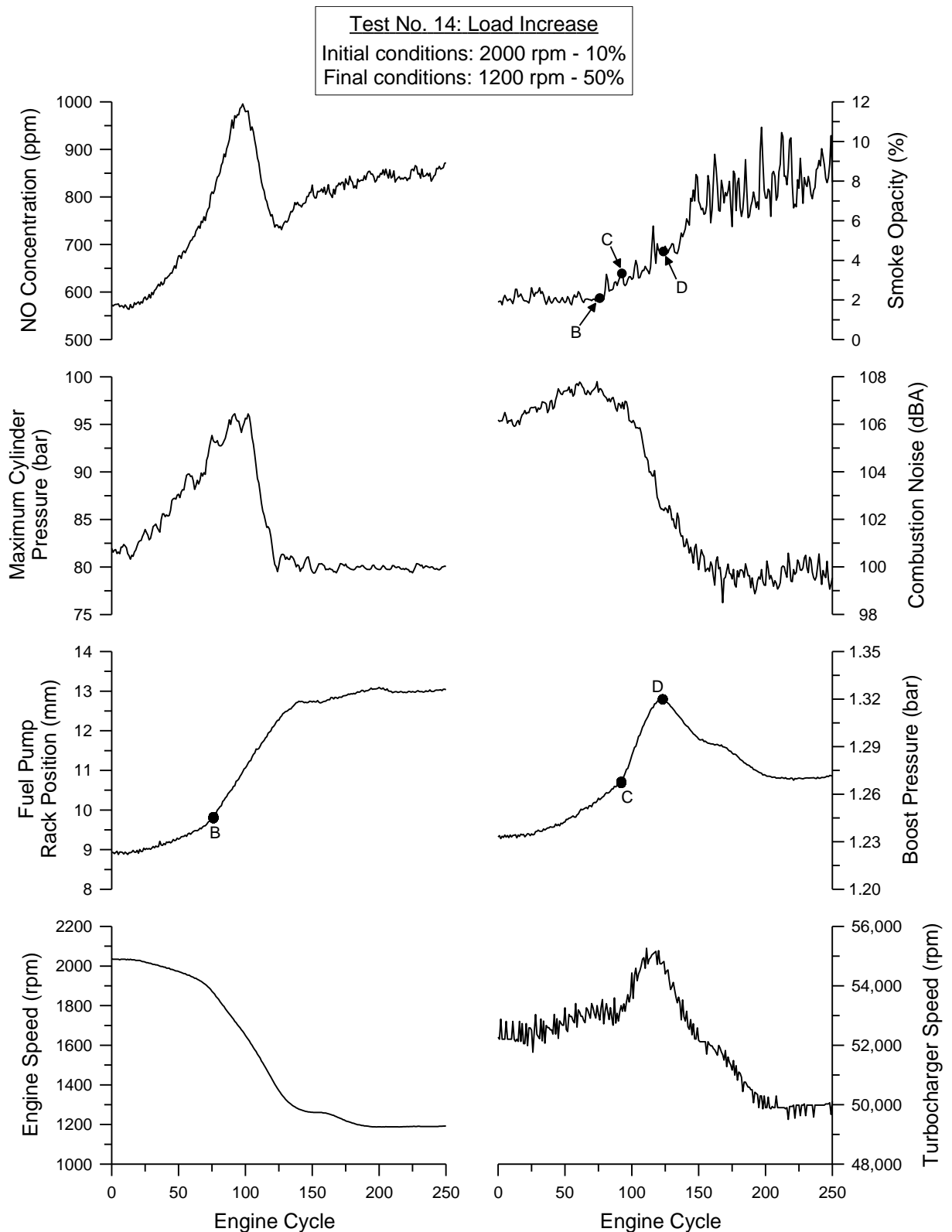
Η δεύτερη κατηγορία μεμονωμένων μεταβολών που εκτελέστηκαν στον κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA στα πλαίσια της παρούσας εργασίας είναι η αύξηση του φορτίου. Πρακτικά, δηλαδή, μεταβάλλεται η αντίσταση που καλείται να υπερνικήσει ο κινητήρας. Η υλοποίηση της μεταβολής αυτής πραγματοποιείται μέσω μετακίνησης του ρυθμιστικού μοχλού της πέδης προς την κατεύθυνση αύξησης του φορτίου (αντίστασης), ενώ το πετάλι του γκαζιού παραμένει σε σταθερή θέση. Έτσι, ο κινητήρας αφήνεται ελεύθερος να αποκριθεί στην επιβολή του νέου φορτίου. Στην περίπτωση κίνησης ενός οχήματος, που αποτελεί την κυριότερη εφαρμογή του κινητήρα που μελετάται, αυτού του είδους η μεταβολή πραγματοποιείται όταν ξαφνικά αλλάξει η κλίση (π.χ. κίνηση λεωφορείου στην πόλη) ή ακόμα και η ποιότητα του οδοστρώματος (π.χ. κίνηση φορτηγού σε χωματόδρομο), σε πολύ μικρότερο βαθμό ωστόσο στη δεύτερη περίπτωση. Αξίζει να σημειωθεί ότι οι κινητήρες οχημάτων αν και βιώνουν μεταβολές φορτίου, αυτές δεν είναι τόσο έντονες όπως οι αντίστοιχες σε ναυτικούς ή κινητήρες

ηλεκτροπαραγωγής [4]. Άλλωστε, η κοινή πρακτική οδήγησης ενός οχήματος συνεπάγεται άμεση επενέργεια του οδηγού (πατώντας το πετάλι του γκαζιού ή αλλάζοντας τη σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων) μόλις μεταβληθεί η αντίσταση του οχήματος, με αποτέλεσμα τη συνδυασμένη μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου του κινητήρα. Έτσι, η μεμονωμένη μεταβολή της αντίστασης του κινητήρα επί της πειραματικής κλίνης, χωρίς καμία επενέργεια στη θέση του πεταλιού του γκαζιού, δεν ανταποκρίνεται απόλυτα στην πραγματική λειτουργία του κινητήρα επί του οχήματος. Γι' αυτόν το λόγο, στη συνέχεια παρουσιάζεται ενδεικτικά μόνο μία περίπτωση αύξησης φορτίου και αναλύονται τα φαινόμενα που παρατηρούνται, τόσο από την πλευρά της λειτουργικής κατάστασης του κινητήρα και των υποσυστημάτων του, όσο και από την πλευρά των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης.

Στο Σχήμα 6.32 παρουσιάζεται η μεταβολή των λειτουργικών χαρακτηριστικών του κινητήρα και των υποσυστημάτων του καθώς και οι εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης κατά την αύξηση του φορτίου (αντίστασης) του κινητήρα. Στην περίπτωση εφαρμογής σε όχημα, ο σημαντικότερος παράγοντας που καθορίζει την απόκριση του κινητήρα είναι τα λειτουργικά χαρακτηριστικά του ρυθμιστή στροφών [3]. Γενικά, ο έλεγχος της ταχύτητας περιστροφής σε κινητήρες diesel οχημάτων πραγματοποιείται σε ευρύτερα όρια σε σχέση με κινητήρες ηλεκτροπαραγωγής, εξαιτίας των λειτουργικών τους συνθηκών (για παράδειγμα, στους τελευταίους απαιτείται διατήρηση της ταχύτητας περιστροφής εντός αυστηρών και στενών ορίων για την παράγωγή εναλλασσόμενου ηλεκτρικού ρεύματος συγκεκριμένης συχνότητας).

Ακριβώς για τον προαναφερθέντα λόγο, έντονες μεταβολές της αντίστασης της πέδης στην πειραματική κλίση ενός κινητήρα diesel οχήματος, χωρίς καμία επενέργεια στο πετάλι του γκαζιού, μπορούν να οδηγήσουν ακόμα και σε σβήσιμο του κινητήρα, στην περίπτωση όπου αυτός δεν μπορεί να ανταποκριθεί στις νέες απαιτήσεις του (πολύ) αυξημένου φορτίου [18].

Στη συγκεκριμένη δοκιμή του Σχήματος 6.32, ο κινητήρας αρχικά λειτουργεί σε υψηλή ταχύτητα περιστροφής και χαμηλό φορτίο. Η αύξηση της αντίστασης οδηγεί σε σημαντική πτώση της ταχύτητας περιστροφής (της τάξης των 800 rpm, γι' αυτόν το λόγο επιλέχθηκε στο αρχικό σημείο ο κινητήρας να λειτουργεί σε υψηλή ταχύτητα περιστροφής) έως το τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας με μεσαίο φορτίο. Ο ρυθμός επιβολής (η μεταβολή διήρκεσε περίπου 6 s) του νέου φορτίου καθώς και το μέγεθος της μεταβολής του (10% → 50%) καθορίστηκαν σύμφωνα με τις δυνατότητες του κινητήρα και της πειραματικής κλίνης, ύστερα από ένα μεγάλο πλήθος δοκιμών. Πιο απότομη ή μεγαλύτερη αύξηση της αντίστασης από αυτή της μεταβολής Νο. 14 έχει ως αποτέλεσμα την υπερβολική μείωση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (έως και το σβήσιμό του) η οποία, σε συνδυασμό με το υψηλό φορτίο, οδηγεί σε λειτουργία με απaráδεκτες εκπομπές αιθάλης. Στη συγκεκριμένη δοκιμή η μεγάλη πτώση της ταχύτητας περιστροφής (που οφείλεται στα χαρακτηριστικά του ρυθμιστή στροφών του κινητήρα) καθορίζει και την απόκριση όλου του συστήματος.



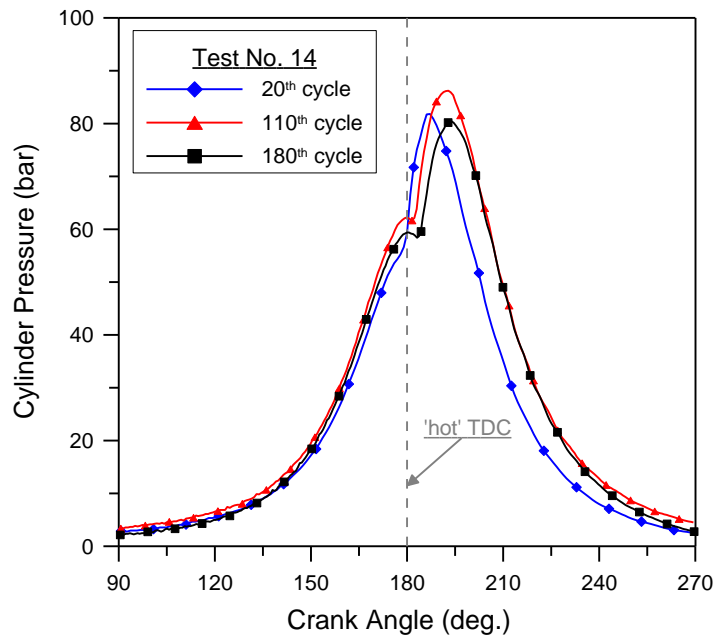
Σχήμα 6.32 Αύξηση φορτίου (αντίστασης) του κινητήρα.

Κατά τη διάρκεια επιβολής του νέου φορτίου, ο ρυθμιστής στροφών αντιδρά στην πτώση της ταχύτητας περιστροφής, μετακινώντας τον κανόνα της αντλίας πετρελαίου σε θέσεις μεγαλύτερης παροχής καυσίμου. Αρχικά, η ταχύτητα περιστροφής μειώνεται ελαφρά (έως τον 70ό κύκλο λειτουργίας), ενώ στη συνέχεια παρατηρείται απότομη πτώση της μέχρι ο κινητήρας

να φτάσει στο τελικό σημείο λειτουργίας ύστερα από 170 κύκλους (περίπου 12.9 s από την έναρξη της μεταβολής). Ανάλογη με τη μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής είναι και η μετακίνηση του κανόνα προς θέσεις υψηλότερης παροχής καυσίμου, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.32.

Έτσι, στο πρώτο στάδιο (έως τον 70ό κύκλο λειτουργίας) ο υπερπληρωτής επιταχύνεται σε πολύ μικρό βαθμό, λόγω της μικρής αύξησης του ενεργειακού περιεχομένου των καυσαερίων (η οποία πηγάζει από την ελαφρώς υψηλότερη παροχή καυσίμου). Όταν ο κανόνας μετακινηθεί ταχύτερα και αυξηθεί σημαντικά η παροχή καυσίμου, η ενθαλπία των καυσαερίων αυξάνεται επιταχύνοντας τον υπερπληρωτή, ο οποίος παρέχει έτσι και υψηλότερη πίεση εισαγωγής (Σχήμα 6.32). Ωστόσο, καθόλη αυτή τη διάρκεια η πραγματική (παραγόμενη) ισχύς του κινητήρα έχει αυξηθεί σε πολύ μικρότερο βαθμό από την αντίσταση που καλείται να υπερνικήσει. Προφανώς ο ρυθμιστής στροφών του κινητήρα δεν είναι σχεδιασμένος για τέτοιου είδους αυξήσεις της αντίστασης, εφόσον και αυτές δεν παρατηρούνται στις εφαρμογές του (οχήματα). Έτσι, από τον 70ό κύκλο λειτουργίας και μετά η πτώση της ταχύτητας περιστροφής καθίσταται κυρίαρχη, προκαλώντας σημαντική μείωση της παροχής των καυσαερίων προς το στρόβιλο του ζεύγους υπερπλήρωσης. Ως αποτέλεσμα, η ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή πέφτει, οδηγώντας και σε αντίστοιχη μείωση της πίεσης εισαγωγής, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.32.

Η μεγάλη πτώση της ταχύτητας περιστροφής είναι καθοριστικής σημασίας και για την ανάπτυξη των μέγιστων πιέσεων καύσης, όπως μπορεί να φανεί από το Σχήμα 6.32. Η αρχική αύξηση που παρατηρείται οφείλεται στη μεγαλύτερη παροχή καυσίμου λόγω της μετατόπισης του κανόνα, ενώ η ταχύτητα περιστροφής έχει αρχίσει να ελαττώνεται. Η ραγδαία πτώση της τελευταίας στη συνέχεια οδηγεί σε σημαντική μείωση της μέγιστης πίεσης καύσης. Η πίεση εισαγωγής πέφτει οδηγώντας σε ελάττωση της πίεσης συμπίεσης, ενώ βασικό ρόλο παίζει και ο χρονισμός έγχυσης. Εξετάζοντας τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα τριών ενδιάμεσων κύκλων κατά τη δοκιμή No. 14, τα οποία παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.33, διαπιστώνεται η μεταβολή του χρονισμού έγχυσης προς την κατεύθυνση μείωσης της προπορείας. Η γωνία έναυσης (πριν το ANΣ στον 20ό κύκλο, μετά το ANΣ για τον 110ο και 180ό και μάλιστα αργότερα για τον τελευταίο) καθώς και η αντίστοιχη της εμφάνισης της μέγιστης πίεσης καύσης, είναι οι αποδείξεις αυτής της μεταβολής. Η αιτία για τη μείωση της προπορείας έγχυσης είναι τόσο η αύξηση του φορτίου, όσο και η μεγάλη πτώση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, σύμφωνα με τα αντίστοιχα συστήματα που έχουν περιγραφεί στο Κεφάλαιο 2.



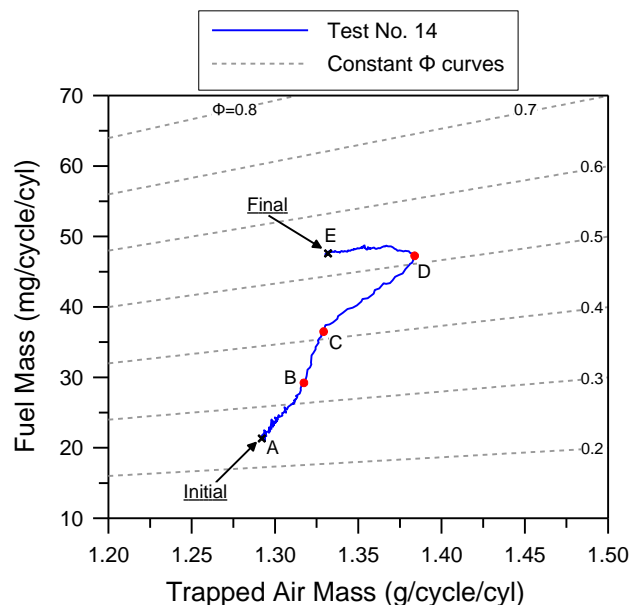
Σχήμα 6.33 Δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε τρεις ενδιάμεσους κύκλους λειτουργίας της αύξησης φορτίου No. 14.

Αναφορικά με τις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης, η μεταβολή τους κατά την αύξηση φορτίου παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.32. Όπως παρατηρείται, η συγκέντρωση του μονοξειδίου του αζώτου (NO) στα καυσαέρια εμφανίζει αρχικά μία αύξηση έως τη μέγιστη τιμή και στη συνέχεια ελαττώνεται μέχρι την τελική τιμή της, ύστερα από μία μικρή διακύμανση γύρω από αυτήν. Η ομοιότητα ανάμεσα στη μεταβολή των εκπομπών NO και της μέγιστης πίεσης καύσης, η οποία μεταφράζεται σε μία αντίστοιχη μέγιστη (μέση) θερμοκρασία, επιβεβαιώνει την ισχυρή εξάρτηση του σχηματισμού του NO από τη θερμοκρασία. Επιπλέον, η αύξηση της πίεσης εισαγωγής (αν και μικρή) παρέχει μεγαλύτερη διαθεσιμότητα οξυγόνου, επηρεάζοντας ευνοϊκά το μηχανισμό σχηματισμού του NO, όπως έχει αναλυθεί στις προηγούμενες υποπαραγράφους.

Ωστόσο, αξίζει να σημειωθεί ότι κατά την αύξηση φορτίου η επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή (φαινόμενο το οποίο προκαλεί αυξημένες εκπομπές NO), ενώ υφίσταται, δεν είναι τόσο έντονη όσο κατά τις επιταχύνσεις. Αυτό συμβαίνει διότι στην πρώτη περίπτωση ο κανόνας μετακινείται πιο αργά και ομαλά προς θέσεις μεγαλύτερης παροχής καυσίμου (αυτό βέβαια ισχύει για το συγκεκριμένο κινητήρα λόγω του ρυθμιστή στροφών, αλλαγή του τελευταίου θα είχε ως αποτέλεσμα τελείως διαφορετική μετακίνηση του κανόνα και γενικότερη απόκριση του κινητήρα, επίσης παίζει ρόλο και ο ρυθμός αύξησης του φορτίου) όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.32, εφόσον δεν υπάρχει καμία εξωτερική επένεργεια στο πετάλι του γκαζιού. Έτσι, η καθυστερημένη επιτάχυνση του υπερπληρωτή (που συνεπάγεται έλλειψη της κατάλληλης παροχής αέρα λόγω της χαμηλής πίεσης εισαγωγής) δε γίνεται ιδιαίτερα εμφανής. Αντίθετα, κατά την επιτάχυνση η εξαναγκασμένη μετακίνηση του κανόνα (λόγω του απότομου πατήματος του πεταλιού του γκαζιού) οδηγεί σε ραγδαία (σχεδόν ακαριαία) αύξηση της παροχής καυσίμου

(όπως φαίνεται χαρακτηριστικά στα Σχήματα 6.1 έως 6.3), ενώ παράλληλα η λειτουργική κατάσταση του ζεύγους υπερπλήρωσης έχει παραμείνει ουσιαστικά αμετάβλητη (Σχήμα 6.5).

Αυτό γίνεται ακόμα πιο εμφανές συγκρίνοντας τα διαγράμματα μεταβολής του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα Φ ανάμεσα στις δύο περιπτώσεις. Στην περίπτωση της επιτάχυνσης, Σχήμα 6.12, παρατηρείται μία κατακόρυφη μετατόπιση (τμήμα AB) επάνω στις καμπύλες σταθερού λόγου ισοδυναμίας Φ , υποδηλώνοντας τη ραγδαία αρχική αύξηση της παροχής καυσίμου με σταθερή την παροχή αέρα. Αντίθετα, κατά την αύξηση φορτίου η μεταβολή του λόγου ισοδυναμίας Φ είναι πιο ομαλή, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.34 (όπου έχουν χρησιμοποιηθεί οι απόλυτες μάζες του καυσίμου και του αέρα που παγιδεύεται στον κύλινδρο, έτσι ώστε να μην υπάρχει επίδραση της σημαντικά μεταβαλλόμενης ταχύτητας περιστροφής). Στο πρώτο στάδιο (τμήμα AB) αυξάνονται ελαφρά οι παροχές καυσίμου και αέρα. Η ταχύτερη μετακίνηση του κανόνα στη συνέχεια αυξάνει το ρυθμό μεταβολής της παροχής καυσίμου (τμήμα BC). Ως αποτέλεσμα, ο υπερπληρωτής επιταχύνεται προκαλώντας σημαντική αύξηση στην παροχή αέρα (τμήμα CD), με παράλληλη αύξηση και της παροχής καυσίμου. Στο τελικό στάδιο, η επιβράδυνση του ζεύγους υπερπλήρωσης οδηγεί στη μείωση της παροχής αέρα (τμήμα DE), ενώ η παροχή καυσίμου παραμένει περίπου σταθερή. Σημειώνεται ότι αυτά ισχύουν για την παρούσα μεταβολή του φορτίου από χαμηλό σε μεσαίο. Στην περίπτωση μεγαλύτερης αύξησης της αντίστασης, η αύξηση της παροχής καυσίμου αναμένεται πιο απότομη (δηλαδή το τμήμα BC θα πλησιάζει περισσότερο προς την κατακόρυφο), παραμένοντας όμως ομαλότερη από την αντίστοιχη κατά την επιτάχυνση.



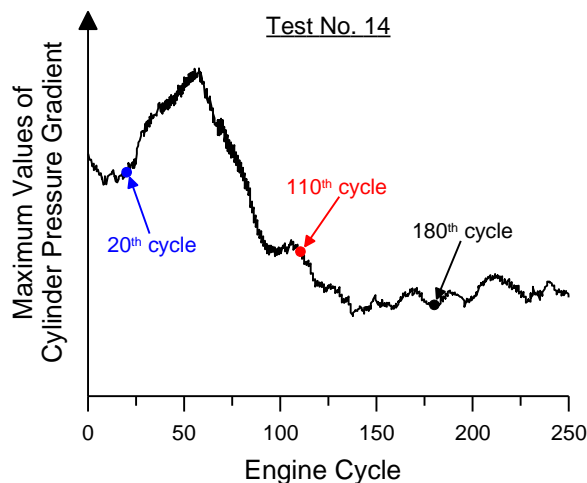
Σχήμα 6.34 Μεταβολή του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα κατά την αύξηση φορτίου No. 14.

Η απόκριση του κινητήρα και των υποσυστημάτων του κατά τη μεταβολή No. 14 που αναλύθηκε επιδρά στις εκπομπές αιθάλης, όπως αυτές παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.32. Η

βασικότερη διαφοροποίηση που παρατηρείται εδώ, σε σχέση με την επιτάχυνση του κινητήρα (π.χ. Σχήματα 6.1 έως 6.3), είναι ότι η αδιαφάνεια καπνού δεν εμφανίζει κάποια μέγιστη τιμή πριν σταθεροποιηθεί στην τελική, αλλά μεταβάλλεται ομαλά έως το τελικό σημείο λειτουργίας. Αυτή η συμπεριφορά οφείλεται στη μικρότερη επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή στη συγκεκριμένη δοκιμή, λόγω της πιο αργής μετακίνησης του κανόνα (και του σχετικά χαμηλού ρυθμού υλοποίησης της μεταβολής). Ωστόσο, από τη στιγμή κατά την οποία η παροχή καυσίμου αρχίζει να αυξάνεται σημαντικά (σημείο Β στο Σχήμα 6.32) οι εκπομπές αιθάλης παρουσιάζουν απότομη αύξηση. Μάλιστα, κατά την επιβράδυνση του υπερπληρωτή που οδηγεί σε πτώση της πίεσης εισαγωγής (σημείο D στο Σχήμα 6.32) ο ρυθμός αύξησης της αδιαφάνειας καπνού αυξάνει ακόμα περισσότερο, λόγω της σχετικής έλλειψης οξυγόνου, γεγονός που δυσχεραίνει την οξειδωση των σωματιδίων αιθάλης. Η σταθεροποίηση της αδιαφάνειας καπνού σε υψηλή τιμή στο τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας (Σχήμα 6.32) οφείλεται στο συνδυασμό χαμηλής ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα και υψηλού φορτίου, για τους λόγους που αναλύθηκαν στο Κεφάλαιο 5. Στην Παράγραφο 6.4 διερευνάται κατά πόσο η κύρια αιτία για τις αυξημένες εκπομπές αιθάλης είναι τα μεταβατικά φαινόμενα ή η μετάβαση σε ένα σημείο λειτουργίας με χαμηλή ταχύτητα περιστροφής και υψηλό φορτίο.

Αναφορικά με τις εκπομπές θορύβου της καύσης, οι οποίες παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.32, το σημαντικότερο ρόλο παίζει η ένταση του σταδίου της καύσης προανάμιξης (ανεξέλεγκτη καύση), η οποία επηρεάζει καθοριστικά το ρυθμό αύξησης της πίεσης (δηλαδή την πρώτη παράγωγο) του αερίου εντός του κυλίνδρου. Σημαντικό ρόλο στην ένταση της ανεξέλεγκτης καύσης παίζουν ο χρονισμός έγχυσης και η καθυστέρηση ανάφλεξης. Κατά το πρώτο στάδιο της δοκιμής No. 14 ο θόρυβος της καύσης εμφανίζει μία ελαφρώς αυξητική τάση (Σχήμα 6.32), η οποία οφείλεται στην αντίστοιχη αύξηση του μέγιστου ρυθμού μεταβολής της πίεσης κυλίνδρου, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.35. Αυτή η παρατήρηση υποδηλώνει εντονότερη ανεξέλεγκτη καύση, η οποία προκαλείται λόγω της μεγαλύτερης καθυστέρησης ανάφλεξης στους πρώτους μεταβατικούς κύκλους λειτουργίας κατά την αύξηση φορτίου [9], σύμφωνα με το μηχανισμό που αναλύθηκε στις προηγούμενες υποπαραγράφους. Παράλληλα, η ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο του κινητήρα σε αυτό το στάδιο έχουν μεταβληθεί σε μικρό βαθμό, με αποτέλεσμα ο χρονισμός έγχυσης να είναι περίπου σταθερός. Στη συνέχεια, η δραματική πτώση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα καθώς και η σημαντική αύξηση του φορτίου του οδηγούν σε μείωση της προπορείας έγχυσης, όπως ήδη έχει αναλυθεί αναφορικά με το Σχήμα 6.33. Η έγχυση του καυσίμου σε ένα περιβάλλον υψηλότερης πίεσης και θερμοκρασίας οδηγεί σε μείωση της καθυστέρησης ανάφλεξης, οπότε η ένταση της ανεξέλεγκτης καύσης πέφτει, οδηγώντας έτσι σε μικρότερο ρυθμό αύξησης της πίεσης (Σχήμα 6.35) και τελικά σε μειωμένες εκπομπές θορύβου της καύσης (Σχήμα 6.32). Άλλωστε, πέραν των επιδράσεων τους στο χρονισμό έγχυσης, η χαμηλότερη ταχύτητα περιστροφής και το υψηλό φορτίο συμβάλουν στον περιορισμό των εκπομπών θορύβου της καύσης, η πρώτη

μειώνοντας το συνολικό ρυθμό αύξησης της πίεσης κυλίνδρου και το δεύτερο ευνοώντας την ταχύτερη ανάφλεξη του καυσίμου (λόγω των υψηλότερων πιέσεων και θερμοκρασιών). Αξίζει εδώ να σημειωθεί ότι ο υψηλός συνολικός θόρυβος που μπορεί να εκπέμπει ένας κινητήρας diesel σε υψηλά φορτία (ή/και υψηλή ταχύτητα περιστροφής) είναι κυρίως μηχανικός [3].



Σχήμα 6.35 Μέγιστη τιμή της πρώτης παραγώγου της πίεσης κυλίνδρου κατά την αύξηση φορτίου No. 14.

Η συνολική ανάλυση της δοκιμής No. 14 ανέδειξε τις σημαντικές διαφοροποιήσεις της μεταβολής του φορτίου σε σχέση με την επιτάχυνση του συγκεκριμένου κινητήρα. Όπως έχει τονιστεί, μεμονωμένη αύξηση φορτίου σε έναν κινητήρα diesel οχήματος σπανίως υφίσταται σε ρεαλιστικές συνθήκες οδήγησης, εφόσον σχεδόν πάντα συνοδεύεται από άμεση αντίδραση του οδηγού. Ωστόσο, η μελέτη και η ανάλυση των σχετικών φαινομένων βοηθούν στην εμβάθυνση σχετικά με τους μηχανισμούς που προκαλούν τις αυξημένες εκπομπές ρύπων, εργασία απαραίτητη προς την κατεύθυνση μείωσης των τελευταίων κατά τη μεταβατική λειτουργία των κινητήρων diesel.

6.3 Συνδυασμένες και Σύνθετες Μεταβολές

Στην παράγραφο αυτή παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των συνδυασμένων και σύνθετων μεταβολών που πραγματοποιήθηκαν στον κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA, στα πλαίσια της παρούσας εργασίας. Ως συνδυασμένες εννοούνται οι δοκιμές εκείνες στις οποίες πραγματοποιείται είτε μία μεταβολή επαναλαμβανόμενα (π.χ. πολλές επιταχύνσεις) είτε ένα ζεύγος μεταβολών διαφορετικού είδους (π.χ. επιτάχυνση και αύξηση φορτίου). Έτσι, στη συνέχεια αναλύεται μία περίπτωση επιτάχυνσης σε πολλαπλά στάδια, καθώς και μία περίπτωση επιτάχυνσης μετά από αύξηση φορτίου. Ως σύνθετες μεταβολές εννοούνται οι δοκιμές εκείνες στις οποίες πραγματοποιείται ένα μεγάλο πλήθος μεταβολών όλων των ειδών, δηλαδή αύξηση ή μείωση είτε της ταχύτητας περιστροφής είτε του φορτίου του κινητήρα. Υπενθυμίζεται ότι η ύπαρξη της υδραυλικής πέδης συνεπάγεται μεταβολή του φορτίου σε κάθε μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής και αντίστροφα, γεγονός που αντικατοπτρίζει την πραγματική λειτουργία ενός κινητήρα οχήματος. Για παράδειγμα, η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα σε περίπτωση μείωσης του φορτίου (αντίστασης) με σταθερή θέση του πεταλιού του γκαζιού, αντικατοπτρίζει την κίνηση ενός οχήματος σε οδόστρωμα με μικρότερη κλίση (κατηφόρα).

Στον Πίνακα 6.3 δίνονται τα πρωτόκολλα που αντιστοιχούν στην αρχική και τελική μόνιμη κατάσταση λειτουργίας κατά τη διάρκεια των μεταβολών που αναλύονται σε αυτήν την παράγραφο. Περιλαμβάνονται τόσο οι πρωτογενείς μετρήσεις όσο και τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την επεξεργασία τους. Αναφορικά με τους υπολογισμούς που πραγματοποιούνται καθώς και με ενδεχόμενες διαφοροποιήσεις σε σχέση με τις αντίστοιχες μετρήσεις σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας, ισχύουν όσα αναφέρθηκαν στην Παράγραφο 6.2. Επίσης, όπως και στην περίπτωση των μεμονωμένων μεταβολών, σε καμία περίπτωση η πίεση εισαγωγής δεν έφτασε στην τιμή στην οποία ανοίγει η βαλβίδα παράκαμψης του στροβίλου (waste-gate) (δηλαδή 2.55-2.60 bar). Έτσι, σε όλες τις δοκιμές η συνολική ποσότητα των καυσαερίων του κινητήρα διερχόταν από το στρόβιλο, χωρίς καμία ουσιαστική επίδραση της βαλβίδας παράκαμψης του στροβίλου τόσο στη λειτουργία όσο και στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης του κινητήρα κατά τη διάρκεια των μεταβολών.

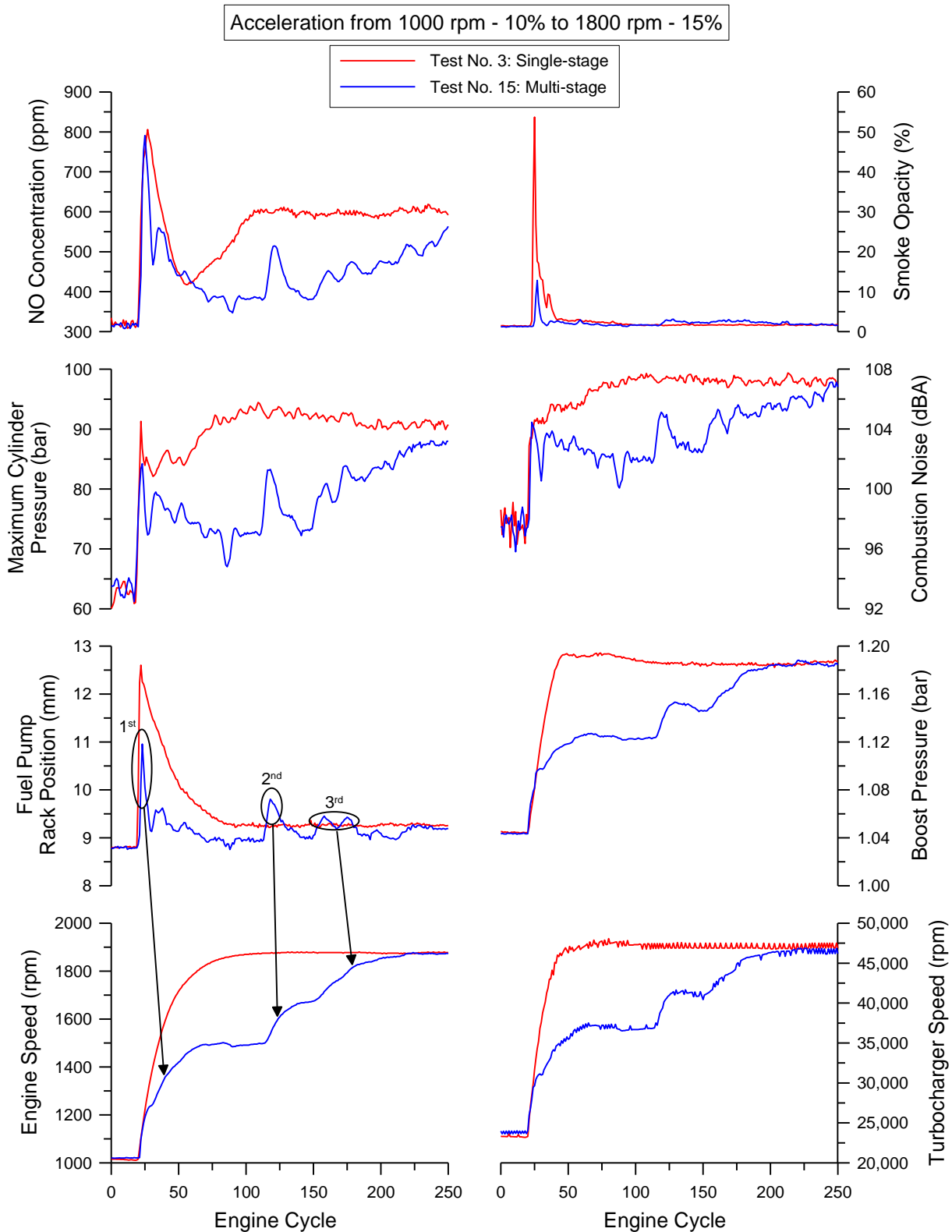
Κεφάλαιο 6: Διερεύνηση της Μεταβατικής Λειτουργίας του Κινητήρα – Μεταβολές της Ταχύτητας Περιστροφής και του Φορτίου

Πίνακας 6.3 Πρωτόκολλο μετρήσεων και αποτελεσμάτων στην αρχική και τελική μόνιμη κατάσταση των συνδυασμένων και σύνθετων δοκιμών μεταβατικής λειτουργίας.																			
Κινητήρας: Mercedes-Benz OM 366 LA														Θερμοκρασία περιβάλλοντος: 23 °C					
Πέδη: Carl Schenck U1-40														Πυκνότητα πετρελαίου: 0.837 kg/lit					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
A/A	Κατάσταση	Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)	Ένδειξη πέδης (kg)	Ακριβής ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Ακριβές φορτίο (%)	Ισχύς (kW)	Θέση κανόνα αντλίας πετρελαίου (mm)	Χρόνος για κατανάλωση 260 ml καυσίμου (s)	Παροχή καυσίμου (kg/h)	Ευχύομενη ποσότητα (mg/cycle/cyl)	Ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή (rpm)	Πίεση εισαγωγής μετά το ψυγείο του αέρα (bar)	Συγκέντρωση NO (ppm)	Αδιαφάνεια καπνού (%)	Συγκέντρωση αιθάλης (mg/m ³)	Θόρυβος καύσης (dBA)	Πίεση λιπαντικού (bar)	Θερμοκρασία ψυκτικού (°C)
Επιτάχυνση σε πολλαπλά στάδια																			
15	Αρχική	1000	10	5	1010	10.2	3.7	8.80	340.5	2.30	12.66	23280	1.04	303	1.33	3.6	97.4	2.0	80
	Τελική	1800	15	15	1873	13.8	20.7	9.21	103.0	7.61	22.56	46189	1.18	545	1.57	4.3	106.8	4.0	81
Επιτάχυνση μετά από αύξηση φορτίου																			
16	Αρχική	1800	30	33	1825	30.2	44.4	10.39	67.8	11.56	35.18	57186	1.31	1104	2.11	5.74	106.6	4.0	81
	Τελική	2000	70	76	2025	72.4	113.5	16.82	31.0	25.27	69.33	91011	2.01	911	4.76	13.13	100.9	3.4	85
Πολλαπλές μεταβολές της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου																			
17	Αρχική	1000	10	5	1031	10.2	3.8	8.80	-	-	-	23364	1.04	328	1.37	3.71	97.4	2.1	79
	Τελική	1500	50	55	1538	46.8	62.4	13.06	-	-	-	62564	1.43	716	3.83	10.51	102.1	2.6	81

6.3.1 Επιτάχυνση σε Πολλαπλά Στάδια

Η πρώτη συνδυασμένη μεταβολή που μελετάται είναι η επιτάχυνση σε πολλαπλά στάδια (η οποία θα αναφέρεται στη συνέχεια ως “σταδιακή”). Στην περίπτωση κίνησης ενός οχήματος αυτή η μεταβολή προσομοιώνει το σταδιακό πάτημα του πεταλιού του γκαζιού από τον οδηγό (προϋποθέτοντας προφανώς ότι υπάρχει ο διαθέσιμος χρόνος για τη σταδιακή επιτάχυνση του οχήματος, π.χ. κίνηση σε αυτοκινητόδρομο). Στο Σχήμα 6.36 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων κατά την άμεση (δοκιμή No. 3) και τη “σταδιακή” (δοκιμή No. 15) επιτάχυνση του κινητήρα. Επιλέχθηκε να πραγματοποιηθεί μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής σε ένα σχετικά μεγάλο εύρος (της τάξης των 800 rpm), έτσι ώστε να μπορούν να συμπεριληφθούν αρκετά στάδια και να αναδειχθούν οι διαφοροποιήσεις ανάμεσα στις δύο εκδοχές της ίδιας μεταβολής. Η επαναληψιμότητα της δοκιμής επιβεβαιώνεται από τη σταθερή τιμή της ταχύτητας περιστροφής στο αρχικό και τελικό σημείο λειτουργίας. Άλλωστε, έχει εξασφαλιστεί και μέσω του ρυθμιζόμενου τερματικού (“στοπ”) που έχει τοποθετηθεί στο πετάλι του γκαζιού (Κεφάλαιο 2).

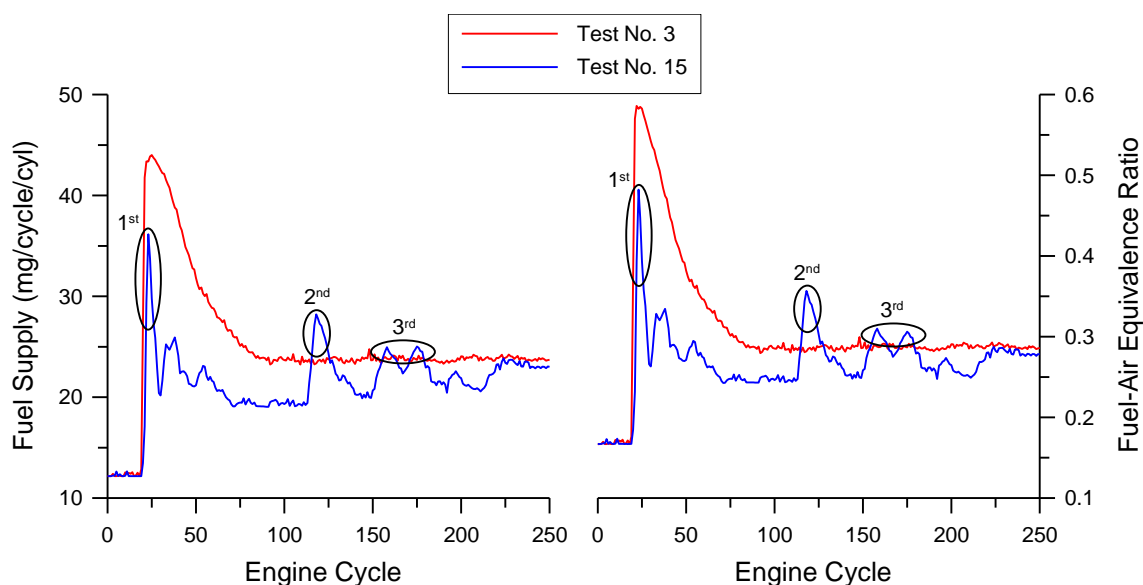
Η μεταβολή η οποία μελετάται εδώ είναι μία επιτάχυνση από αρχική ταχύτητα περιστροφής 1000 rpm σε τελική περίπου 1800 rpm. Στην πρώτη εκδοχή η επιτάχυνση πραγματοποιείται σε ένα βήμα (δοκιμή No. 3) και διαρκεί 5.6 δευτερόλεπτα, ενώ στη δεύτερη ο κινητήρας αφήνεται να ισορροπήσει σε δύο ενδιάμεσες ταχύτητες περιστροφής (συγκεκριμένα στις 1490 και 1670 rpm) πριν καταλήξει στην τελική τιμή της (δοκιμή No. 15) μετά από συνολικά 15.6 δευτερόλεπτα. Έτσι στη δεύτερη περίπτωση η επιτάχυνση πραγματοποιείται σε τρία στάδια, τα οποία μπορούν να διακριθούν ξεκάθαρα στην καμπύλη μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής του Σχήματος 6.36. Το πρώτο στάδιο (με κριτήριο την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα) διαρκεί 4.5 δευτερόλεπτα (από τον 21ο έως τον 70ό κύκλο), το δεύτερο διαρκεί 2 δευτερόλεπτα (από τον 114ο έως τον 140ό κύκλο) και το τρίτο διαρκεί 4.9 δευτερόλεπτα (από τον 148ο έως τον 219ο κύκλο). Πρέπει να σημειωθεί ότι η σταθεροποίηση στις ενδιάμεσες καταστάσεις είναι από δυναμικής άποψης (ταχύτητα περιστροφής), ενώ ο κινητήρας δεν έχει ισορροπήσει θερμοδυναμικά, κυρίως από την πλευρά της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων του κυλίνδρου που απαιτεί αρκετά μεγαλύτερο χρονικό διάστημα για τη σταθεροποίησή της [7]. Όπως μπορεί να παρατηρηθεί συνολικά από το Σχήμα 6.36, οι δύο εκδοχές της συγκεκριμένης επιτάχυνσης εμφανίζουν ουσιαστικές διαφορές τόσο στη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα όσο και στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης. Ωστόσο, οι αρχικές και τελικές τιμές όλων των μεγεθών είναι πρακτικά οι ίδιες στις δύο περιπτώσεις, όπως άλλωστε αναμενόταν [18].



Σχήμα 6.36 Επιτάχυνση του κινητήρα σε ένα και πολλά στάδια.

Η εμφανής διαφοροποίηση στη μετακίνηση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου (Σχήμα 6.36) οφείλεται στον τρόπο πατήματος του πεταλιού του γκαζιού. Ενώ στην άμεση επιτάχυνση (No. 3) το πετάλι πιέζεται απευθείας μέχρι το ρυθμιζόμενο τερματικό (“στοπ”), στη σταδιακή μεταβολή (No. 15) πιέζεται σε τρία διακριτά βήματα. Έτσι, στην πρώτη περίπτωση ο κανόνας

μετατοπίζεται άμεσα στην ακραία θέση του (με το σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου να παρεμβαίνει οριακά) και στη συνέχεια επανέρχεται στην τελική. Αντίθετα, στη δεύτερη περίπτωση αυτή η συμπεριφορά παρατηρείται για κάθε ενδιάμεσο στάδιο με τον κανόνα να λαμβάνει τρεις ακραίες θέσεις (όπως αυτές σημειώνονται στο Σχήμα 6.36), οι οποίες βέβαια αντιστοιχούν σε σαφώς μικρότερη παροχή καυσίμου από την αντίστοιχη της άμεσης επιτάχυνσης. Αυτό φαίνεται και στο Σχήμα 6.37, όπου παρουσιάζεται η εγχυόμενη ποσότητα πετρελαίου ανά κύκλο λειτουργίας και κύλινδρο κατά τις δύο μεταβολές (αριστερό υποδιάγραμμα) με τη διαφορά των μέγιστων τιμών να κυμαίνεται στο 22%. Επιπλέον, η συνολικά καταναλωθείσα ποσότητα καυσίμου στην άμεση επιτάχυνση είναι κατά 21% μεγαλύτερη σε σχέση με την αντίστοιχη της σταδιακής μεταβολής (η άθροιση πραγματοποιείται μέχρι την εξισορρόπηση της σταδιακής επιτάχυνσης). Η αυξημένη κατανάλωση καυσίμου οφείλεται στις πιο ακραίες θέσεις που λαμβάνει ο κανόνας κατά τη μεταβολή No. 3. Έτσι, εφόσον διατίθεται ο απαιτούμενος χρόνος (π.χ. κίνηση σε αυτοκινητόδρομο, εφαρμογή κυρίως για φορτηγά μεταφορών και όχι για αστικά λεωφορεία), η σταδιακή επιτάχυνση (διάρκειας 15.6 δευτερολέπτων) είναι πιο οικονομική από την άμεση (που διαρκεί 5.6 δευτερόλεπτα).



Σχήμα 6.37 Παροχή καυσίμου και λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα κατά τις επιταχύνσεις No. 3 (άμεση) και 15 (σταδιακή).

Αναφορικά με τη λειτουργική συμπεριφορά του υπερπληρωτή, αυτή ακολουθεί τα ενδιάμεσα στάδια επιτάχυνσης του κινητήρα, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.36. Η σταδιακή αύξηση της παροχής και του ενεργειακού περιεχομένου των καυσαερίων οδηγεί σε σταδιακή επιτάχυνση του ζεύγους υπερπλήρωσης. Επίσης, η μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα σε στενότερα όρια σε κάθε βήμα της σταδιακής επιτάχυνσης No. 15 οδηγεί σε μικρότερη επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή. Η σταθεροποίηση του κινητήρα σε ενδιάμεσα σημεία λειτουργίας παρέχει τον απαραίτητο χρόνο στο συμπιεστή του ζεύγους

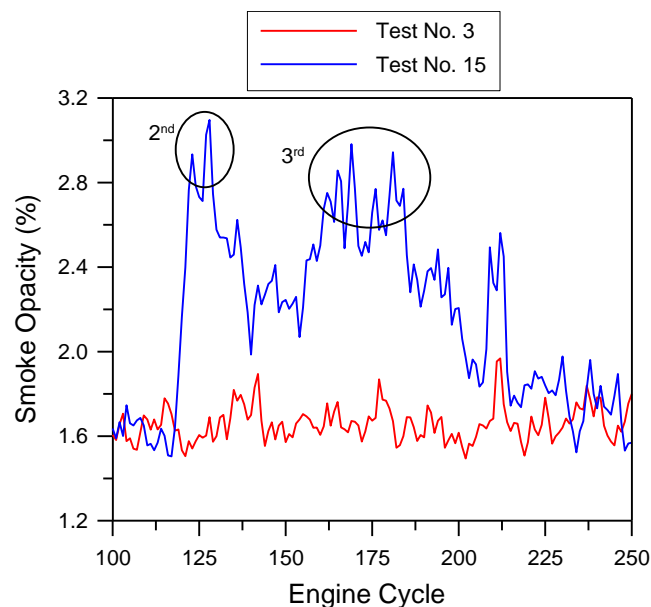
υπερπλήρωσης για να αναπτύξει κατάλληλη πίεση εισαγωγής. Η μεταβολή της τελευταίας σε συνδυασμό με την παροχή καυσίμου αντικατοπτρίζεται στο λόγο ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα Φ , ο οποίος παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.37 (δεξιό υποδιάγραμμα). Σημειώνεται ότι για τον υπολογισμό του λόγου ισοδυναμίας Φ (Κεφάλαιο 4) έχει χρησιμοποιηθεί ο αέρας που παγιδεύεται στον κύλινδρο και άρα χρησιμοποιείται για καύση. Παρατηρείται ότι η μεταβολή του λόγου ισοδυναμίας Φ ακολουθεί τη μεταβολή της παροχής καυσίμου, συμπεριλαμβάνοντας ωστόσο και την επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή. Έτσι, η κατά 21% υψηλότερη μέγιστη τιμή του κατά την άμεση επιτάχυνση (No. 3) δεν οφείλεται αποκλειστικά στη μεγαλύτερη παροχή καυσίμου, αλλά και στη σχετική έλλειψη αέρα κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους λειτουργίας. Αντίθετα, στην περίπτωση της σταδιακής επιτάχυνσης (No. 15) η υστέρηση του υπερπληρωτή έχει ουσιώδη επίδραση (αλλά σαφώς μικρότερη σε σχέση με τη δοκιμή No. 3), κυρίως στο πρώτο βήμα όπου πραγματοποιείται η μεγαλύτερη μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής. Στα επόμενα δύο στάδια η επιτάχυνση του κινητήρα είναι σε πιο στενά όρια, ενώ η πίεση εισαγωγής έχει ήδη αναπτυχθεί σε κάποιο βαθμό, περιορίζοντας με αυτόν τον τρόπο την επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή. Έτσι, η δεύτερη και τρίτη (τοπικά) μέγιστη τιμή του λόγου ισοδυναμίας Φ (Σχήμα 6.37) οφείλονται κατά κύριο λόγο στην αντίστοιχη παροχή καυσίμου.

Η ανάπτυξη των μέγιστων πιέσεων καύσης συμφωνεί ποιοτικά με τη μετατόπιση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.36, εμπεριέχοντας παράλληλα και τις επιδράσεις της πίεσης εισαγωγής και του χρονισμού έγχυσης. Ο τελευταίος μεταβάλλεται προς την κατεύθυνση αύξησης της προπορείας (δηλαδή η έγχυση γίνεται νωρίτερα στη φάση της συμπίεσης), εφόσον πρόκειται για δοκιμή επιτάχυνσης όπου το φορτίο παραμένει σε πολύ χαμηλά επίπεδα. Συγκεκριμένα, κατά τη διάρκεια της άμεσης μεταβολής (No. 3) η μέγιστη πίεση καύσης λαμβάνει (σχεδόν ακαριαία) μία ακρότατη τιμή (Σχήμα 6.36), ακολουθώντας την αρχική ραγδαία αύξηση της παροχής καυσίμου (Σχήμα 6.37). Στη συνέχεια μειώνεται ελαφρώς λόγω της επαναφοράς του κανόνα σε θέσεις μικρότερης παροχής καυσίμου. Η επακόλουθη αύξησή της έως την τελική τιμή αποδίδεται στην ανάπτυξη της πίεσης εισαγωγής (Σχήμα 6.36). Ακριβώς η ίδια συμπεριφορά παρατηρείται για κάθε βήμα της σταδιακής επιτάχυνσης (No. 15), όπου η συμφωνία μεταξύ της μέγιστης πίεσης καύσης και της μετατόπισης του κανόνα (δηλαδή πρακτικά της παροχής καυσίμου) είναι εμφανής στο Σχήμα 6.36.

Εμφανείς είναι οι διαφορές των δύο επιταχύνσεων όσον αφορά στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης, οι οποίες φαίνονται στο Σχήμα 6.36. Τη σημαντικότερη απόκλιση ανάμεσα στις δύο μεταβολές παρουσιάζουν οι εκπομπές αιθάλης. Στην περίπτωση της άμεσης επιτάχυνσης η μέγιστη τιμή της αδιαφάνειας καπνού είναι 53.7%, ενώ η αντίστοιχη τιμή κατά τη σταδιακή μεταβολή είναι 12.8%. Η αιτία πίσω από την τόσο μεγάλη απόκλιση είναι η διαφορετική επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή σε κάθε περίπτωση. Κατά τη δοκιμή No. 3 (άμεση επιτάχυνση) η απότομη αύξηση της παροχής καυσίμου (Σχήμα 6.37), σε

συνδυασμό με την πρακτικά αμετάβλητη παροχή αέρα, έχουν ως αποτέλεσμα την εμφάνιση υψηλών τιμών του λόγου ισοδυναμίας Φ (Σχήμα 6.37). Επιπλέον, η χαμηλή ακόμα πίεση εισαγωγής οδηγεί σε χαμηλή πίεση κυλίνδρου κατά την έγχυση του πετρελαίου, με αποτέλεσμα την αύξηση της διείσδυσης της δέσμης του (υγρού) καυσίμου και του ρυθμού πρόσκρουσης στο τοίχωμα και τελικά τις υψηλές εκπομπές αιθάλης. Η αδιαφάνεια καπνού σταθεροποιείται στην τελική τιμή μετά την επαναφορά του κανόνα σε θέσεις μικρότερης παροχής καυσίμου και την ανάπτυξη κατάλληλης πίεσης εισαγωγής.

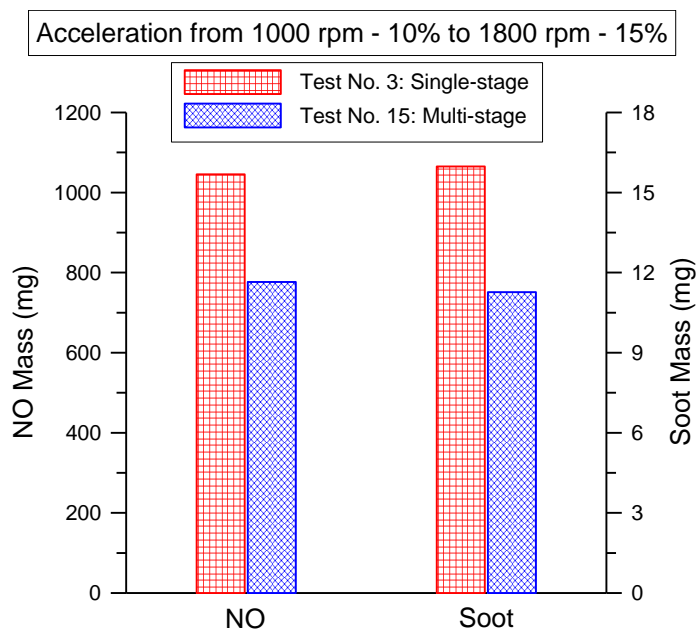
Η ένταση των προαναφερθέντων φαινομένων είναι μικρότερη στην περίπτωση της σταδιακής επιτάχυνσης (No. 15), εφόσον οι επιταχύνσεις που περιλαμβάνονται είναι εντός στενότερων ορίων. Έτσι, οι (τοπικά) μέγιστες τιμές της παροχής καυσίμου (Σχήμα 6.37) είναι μικρότερες, ενώ διατίθεται αρκετός χρόνος για την ανάπτυξη της πίεσης εισαγωγής, μειώνοντας με αυτόν τον τρόπο την επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή. Τελικά, οι μέγιστες τιμές της αδιαφάνειας καπνού είναι έως και τέσσερις φορές χαμηλότερες σε σχέση με τις αντίστοιχες της άμεσης μεταβολής. Άλλωστε, το πρώτο στάδιο της μεταβολής No. 15 είναι εκείνο που προκαλεί τη μέγιστη τιμή των εκπομπών αιθάλης, διότι αποτελεί το τμήμα με τη μεγαλύτερη μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής και ξεκινάει από πολύ χαμηλή πίεση εισαγωγής (είναι, δηλαδή, το “δυσκολότερο” τμήμα αυτής της επιτάχυνσης). Επιπλέον, είναι ενδιαφέρον να παρατηρηθεί ότι τα άλλα δύο στάδια παράγουν τοπικά μέγιστες τιμές αδιαφάνειας με σαφώς μικρότερο μέγεθος, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.38. Αυτές οι ακραίες τιμές οφείλονται στην αύξηση της παροχής καυσίμου στους αντίστοιχους κύκλους λειτουργίας, ενώ η ποιοτική συμφωνία τους με τις τιμές του λόγου ισοδυναμίας Φ του Σχήματος 6.37 είναι εμφανής.



Σχήμα 6.38 Αδιαφάνεια καπνού μεταξύ του 100ού και του 250ού κύκλου λειτουργίας κατά τις επιταχύνσεις No. 3 (άμεση) και 15 (σταδιακή).

Οι εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO) επηρεάζονται σε αξιόλογο βαθμό από τον τρόπο εκτέλεσης της δοκιμής (άμεση ή σταδιακή επιτάχυνση), όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.36. Η διαφορετική επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή στις δύο περιπτώσεις δρα ως καθοριστικός παράγοντας στο σχηματισμό του NO. Εφόσον η κύρια παράμετρος που ελέγχει το σχηματισμό του NO εντός του κυλίνδρου είναι η θερμοκρασία καύσης, τοπικά (εντός του θαλάμου καύσης) υψηλές θερμοκρασίες που αναπτύσσονται από μίγματα με λόγο ισοδυναμίας Φ κοντά στο 1 (στοιχειομετρία) αναμένεται να προκαλούν αύξηση των εκπομπών NO κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους λειτουργίας (όπου λόγω υστέρησης του υπερπληρωτή υπάρχει σχετική έλλειψη αέρα). Η ισχυρή εξάρτηση του σχηματισμού του NO από τη θερμοκρασία μπορεί να διαπιστωθεί από τη συμφωνία ανάμεσα στις μεταβολές των εκπομπών NO και της μέγιστης πίεσης καύσης και για τις δύο περιπτώσεις, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.36. Ειδικότερα για τη σταδιακή επιτάχυνση (No. 15), εμφανίζονται πολλές τοπικές μέγιστες τιμές των εκπομπών NO μέχρι τη σταθεροποίηση στην τελική τιμή. Αυτές αποδίδονται στις αντίστοιχες τοπικές ακραίες τιμές της μέγιστης πίεσης καύσης, οι οποίες πρακτικά μεταφράζονται σε αντίστοιχες θερμοκρασίες.

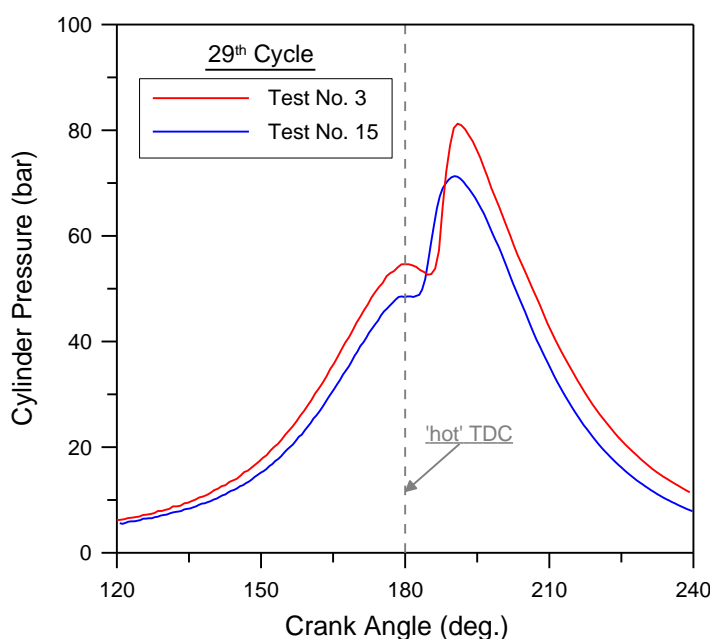
Στο Σχήμα 6.39 παρουσιάζονται οι συνολικά εκπεμπόμενες μάζες NO και αιθάλης κατά τη διάρκεια των μεταβολών No. 3 και 15. Σημειώνεται ότι οι υπολογισμοί έχουν γίνει σύμφωνα με τη μεθοδολογία του Κεφαλαίου 4 και η άθροιση των στιγμιαίων τιμών πραγματοποιείται μέχρι την εξισορρόπηση της σταδιακής επιτάχυνσης (δηλαδή στην άμεση επιτάχυνση θεωρείται ότι ο κινητήρας παραμένει στο τελικό σημείο λειτουργίας). Παρατηρείται ότι οι αθροιστικές εκπεμπόμενες ποσότητες και των δύο ρύπων είναι μεγαλύτερες στην περίπτωση της άμεσης μεταβολής (No. 3). Συγκεκριμένα, η διαφορά στη μάζα του NO είναι της τάξης του 35% και η αντίστοιχη στη μάζα της αιθάλης είναι περίπου 42%. Η ταχύτερη σταθεροποίηση στην τελική υψηλή τιμή συγκέντρωσης NO στα καυσαέρια στην περίπτωση της άμεσης μεταβολής (σε αντίθεση με τη σταδιακή προσέγγιση της τελικής τιμής κατά την πολλαπλή επιτάχυνση No. 15), είναι η αιτία της διαφοροποίησης στη μάζα του NO. Στην περίπτωση της αιθάλης, οι σημαντικά υψηλότερες μέγιστες τιμές της αδιαφάνειας καπνού που παρατηρούνται κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους λειτουργίας του κινητήρα στην άμεση επιτάχυνση δημιουργούν την απόκλιση στη συνολικά εκπεμπόμενη μάζα της. Ειδικά για τη σταδιακή μεταβολή (No. 15), το ποσοστό συμμετοχής κάθε ενδιάμεσου σταδίου στη συνολική μάζα της αιθάλης είναι 37% για το πρώτο, 15% για το δεύτερο και 28% για το τρίτο. Το υπόλοιπο 20% αντιστοιχεί στις ενδιάμεσες καταστάσεις όπου η ταχύτητα περιστροφής παραμένει ουσιαδώς σταθερή. Το υψηλό ποσοστό του πρώτου σταδίου φανερώνει ότι είναι το σημαντικότερο και “δυσκολότερο” (όπως αναλύθηκε πριν) τμήμα αυτής της επιτάχυνσης. Επιπλέον, το αυξημένο ποσοστό του τρίτου σταδίου οφείλεται στη σχετικά μεγάλη διάρκειά του (σχεδόν 5 δευτερόλεπτα), διότι σε αυτό το τμήμα η ταχύτητα περιστροφής μεταβάλλεται με πολύ μικρό ρυθμό.



Σχήμα 6.39 Συνολικά εκπεμπόμενη μάζα NO και αιθάλης κατά τις δοκιμές No. 3 και 15.

Τέλος, η παραγωγή θορύβου εξαρτάται από την ένταση της ανεξέλεγκτης καύσης, όπως έχει ήδη αναλυθεί στην προηγούμενη παράγραφο. Στο Σχήμα 6.36 παρατηρείται μία συμφωνία ανάμεσα στις εκπομπές θορύβου της καύσης και την ανάπτυξη της μέγιστης πίεσης καύσης. Ειδικά κατά τη σταδιακή επιτάχυνση (No. 15), ο θόρυβος φαίνεται να ακολουθεί κάθε ενδιάμεσο στάδιο μεταβολής της μέγιστης πίεσης. Ωστόσο, ο θόρυβος της καύσης καθορίζεται κυρίως από το ρυθμό αύξησης της πίεσης (δηλαδή την πρώτη παράγωγο της) [25], που αποτελεί μία σημαντική ένδειξη για την ένταση της ανεξέλεγκτης καύσης. Η τελευταία επηρεάζεται ουσιαστικά από το χρονισμό έγχυσης και την καθυστέρηση ανάφλεξης, παράμετροι οι οποίες κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα λαμβάνουν διαφορετικές τιμές σε σχέση με τις αντίστοιχες μόνιμες συνθήκες [18]. Στην περίπτωση της άμεσης επιτάχυνσης (No. 3) η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής οδηγεί σε αύξηση της προπορείας (έγχυση νωρίτερα στη φάση της συμπίεσης). Το φορτίο σε κάθε περίπτωση μεταβάλλεται ελάχιστα και παραμένει σε πολύ χαμηλά επίπεδα, οπότε η επίδρασή του στο χρονισμό έγχυσης μπορεί να θεωρηθεί αμελητέα. Παράλληλα, η καθυστέρηση ανάφλεξης επιμηκύνεται, όπως μπορεί να φανεί από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα του 29ου κύκλου λειτουργίας στο Σχήμα 6.40. Επιλέγεται να μελετηθεί κάποιος από τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους όπου η υστέρηση του υπερπληρωτή είναι πιο έντονη. Λόγω του τελευταίου φαινομένου, η πίεση του αερίου εντός του κυλίνδρου κατά την έγχυση είναι χαμηλή. Παράλληλα, η αργή ανάπτυξη του θερμικού μεταβατικού φαινομένου [7], σε συνδυασμό με την έγχυση μεγάλης ποσότητας καυσίμου, οδηγεί σε περαιτέρω μείωση της θερμοκρασίας της γόμωσης του κυλίνδρου με αποτέλεσμα την επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης. Συγκεκριμένα, κατά τον 29ο κύκλο λειτουργίας η εγχυόμενη ποσότητα πετρελαίου στην επιτάχυνση No. 3 είναι κατά 70% υψηλότερη από την αντίστοιχη της μεταβολής No. 15. Έτσι, το στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης εντείνεται κατά την

άμεση επιτάχυνση, οδηγώντας σε αυξημένες εκπομπές θορύβου της καύσης (Σχήμα 6.36). Αντίθετα, στην περίπτωση της σταδιακής μεταβολής η επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή είναι μικρότερη, εφόσον διατίθεται χρόνος στα ενδιάμεσα στάδια για την ανάπτυξη επαρκούς πίεσης εισαγωγής. Η τελευταία παρατήρηση ευνοεί την ταχύτερη ανάφλεξη του καυσίμου (μείωση καθυστέρησης ανάφλεξης, Σχήμα 6.40) και σε συνδυασμό με τη μικρότερη εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου οδηγούν σε λιγότερα έντονη ανεξέλεγκτη καύση, άρα και χαμηλότερες εκπομπές θορύβου της καύσης. Άλλωστε, η βαθμιαία αύξηση της ταχύτητας περιστροφής κατά τη σταδιακή επιτάχυνση No. 15 συμβάλει στον περιορισμό του μέγιστου ρυθμού αύξησης της πίεσης κυλίνδρου, σε σχέση με τα αντίστοιχα σημεία της άμεσης επιτάχυνσης No. 3.



Σχήμα 6.40 Δυναμοδεικτικό διάγραμμα του 29ου κύκλου λειτουργίας του κινητήρα κατά τις επιταχύνσεις No. 3 (άμεση) και 15 (σταδιακή).

6.3.2 Επιτάχυνση μετά από Αύξηση Φορτίου

Η δεύτερη συνδυασμένη μεταβολή που μελετάται είναι η επιτάχυνση του κινητήρα μετά από αύξηση του φορτίου (αντίστασης). Υπενθυμίζεται ότι η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής συνεπάγεται και αύξηση του φορτίου (λόγω της υδραυλικής πέδης), με σταθερή όμως τη θέση του ρυθμιστικού μοχλού της πέδης (το ίδιο ισχύει και στην περίπτωση κίνησης ενός οχήματος). Η δοκιμή αυτή προσομοιώνει την κατάσταση στην οποία ένα όχημα κινείται σε οδόστρωμα μεγαλύτερης κλίσης (ανεμόφορα), και ο οδηγός αλλάζει τη σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων και πιέζει το πετάλι του γκαζιού. Ως αποτέλεσμα, ο κινητήρας επιταχύνεται και παρέχει μεγαλύτερη ροπή (και ισχύ) στους κινητήριους τροχούς για την υπερνίκηση της αυξημένης αντίστασης. Στον Πίνακα 6.4 παρουσιάζονται το αρχικό, ενδιάμεσο και τελικό σημείο

λειτουργίας του κινητήρα. Σημειώνεται ότι η τιμή του φορτίου στο ενδιάμεσο σημείο είναι προσεγγιστική, διότι δεν υπήρχε συνεχής καταγραφή της ένδειξης της πέδης.

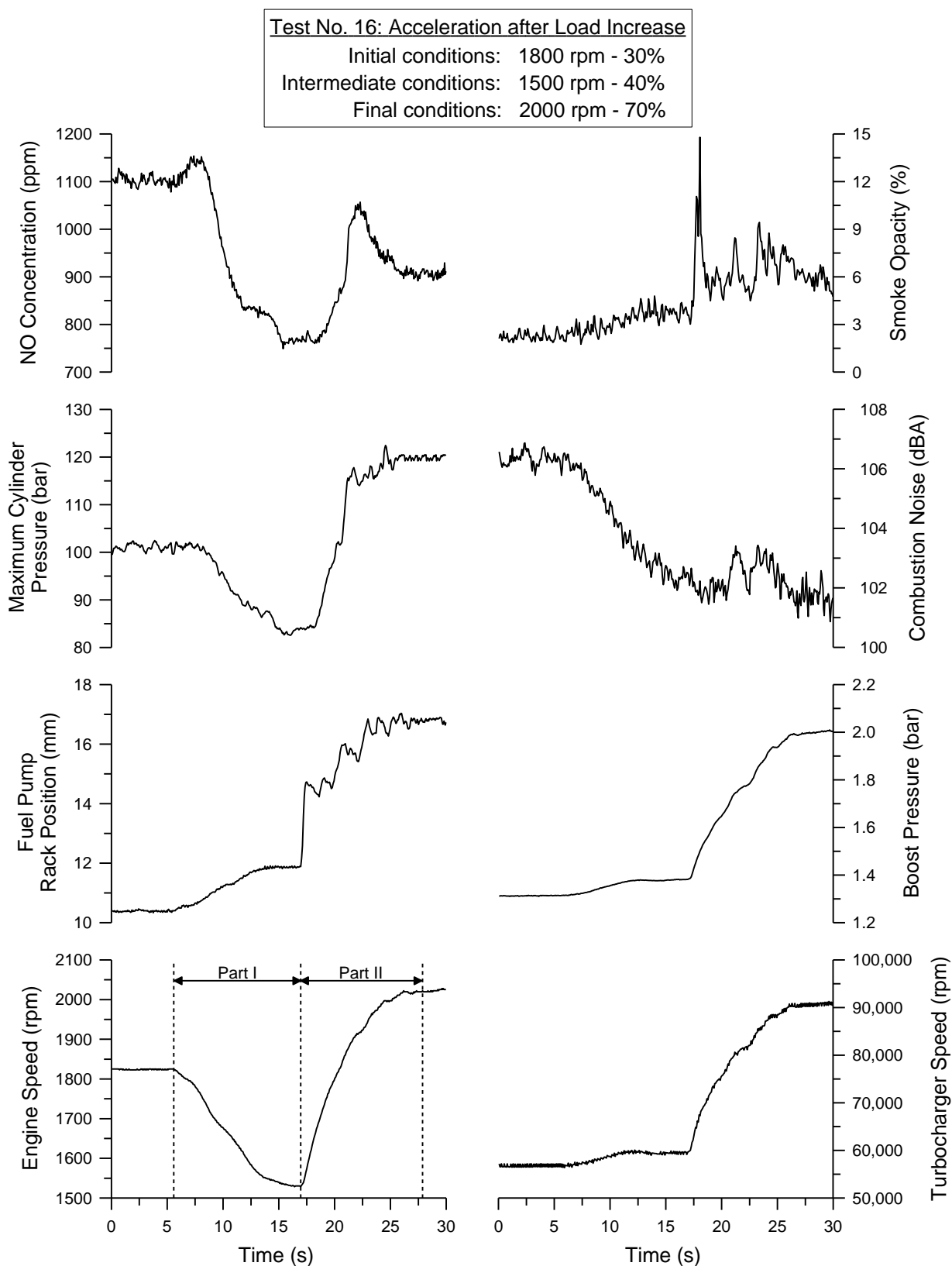
Πίνακας 6.4 Συνθήκες στο αρχικό, ενδιάμεσο και τελικό σημείο λειτουργίας της σύνθετης μεταβολής No. 16.

	Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)
Αρχικές συνθήκες	1825	30.2
Μέρος I: Αύξηση φορτίου		
Ενδιάμεσες συνθήκες	1530	~ 40.0
Μέρος II: Επιτάχυνση		
Τελικές συνθήκες	2025	72.4

Το Σχήμα 6.41 παρουσιάζει τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων κατά τη συνδυασμένη μεταβολή No. 16. Στο πρώτο μέρος, διάρκειας 11.4 δευτερολέπτων, πραγματοποιείται η αύξηση της αντίστασης του κινητήρα μετακινώντας το ρυθμιστικό μοχλό της πέδης, ενώ το πετάλι του γκαζιού παραμένει σε σταθερή θέση. Στο δεύτερο μέρος, διάρκειας 10.9 δευτερολέπτων, ο κινητήρας επιταχύνεται πιέζοντας το πετάλι του γκαζιού μέχρι το ρυθμιζόμενο τερματικό (“στοπ”) (με σταθερή θέση του ρυθμιστικού μοχλού της πέδης), γεγονός που προκαλεί ταυτόχρονη αύξηση και του φορτίου. Οι μεταβολές ήταν σχετικά αργές, ενώ στην περίπτωση κίνησης ενός οχήματος υπάρχει ενδεχόμενο να υλοποιούνται πιο γρήγορα (ή και πιο αργά αναλόγως των συνθηκών οδήγησης). Επίσης, η μεταβολή της αντίστασης στο πρώτο μέρος ήταν μικρού εύρους, διότι σε αντίθετη περίπτωση η επακόλουθη επιτάχυνση θα προκαλούσε υπερβολική αύξηση του φορτίου του κινητήρα.

Όπως και στην περίπτωση της μεμονωμένης μεταβολής φορτίου (Παράγραφος 6.2.2), η αύξηση της αντίστασης (Μέρος I) προκαλεί σημαντική πτώση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, η οποία έχει ουσιώδη επίδραση στην απόκριση όλου του συστήματος. Ο ρυθμιστής στροφών αντιλαμβανόμενος αυτήν την πτώση ωθεί τον κανόνα της αντλίας πετρελαίου σε θέσεις υψηλότερης παροχής καυσίμου. Ωστόσο, σημειώνεται τελική πτώση της ταχύτητας περιστροφής περίπου 300 rpm όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.41, η οποία καθορίζεται από τις χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας του ρυθμιστή (ο συγκεκριμένος επιτρέπει πτώση της ταχύτητας περιστροφής σε μεγάλο εύρος). Η επακόλουθη επιτάχυνση (Μέρος II) προκαλείται από το απότομο πάτημα του πεταλιού του γκαζιού, γεγονός που προκαλεί ραγδαία μετατόπιση του κανόνα σε θέσεις αυξημένης παροχής καυσίμου (Σχήμα 6.41), ενώ το σύστημα ελέγχου της τελευταίας δεν παρεμβαίνει σε κανένα στάδιο της μεταβολής (προφανώς λόγω της επαρκούς πίεσης εισαγωγής σε όλο το εύρος της μεταβολής). Οι διακυμάνσεις στη θέση του κανόνα σε

αυτό το μέρος της μεταβολής προκλήθηκαν από τον εξωτερικό έλεγχο του πεταλιού του γκαζιού, και όχι από την απόκριση του κινητήρα.



Σχήμα 6.41 Επιτάχυνση του κινητήρα μετά από αύξηση του φορτίου (αντίστασης).

Η απόκριση του ζεύγους υπερπλήρωσης κατά το πρώτο στάδιο της μεταβολής No. 16 περιλαμβάνει την επίδραση τόσο της μειούμενης ταχύτητας περιστροφής όσο και της αυξανόμενης παροχής καυσίμου. Η πρώτη οδηγεί σε μικρότερη παροχή καυσαερίων, ενώ η δεύτερη αυξάνει το ενεργειακό περιεχόμενό τους (άρα η ενθαλπική πτώση στο στρόβιλο είναι μεγαλύτερη). Ο συνδυασμός αυτών των δύο φαινομένων οδηγεί τελικά σε ελαφρά επιτάχυνση του υπερπληρωτή και αντίστοιχη αύξηση της πίεσης εισαγωγής (Σχήμα 6.41). Ωστόσο, αυτή η συμπεριφορά δεν ακολουθείται σε κάθε αύξηση φορτίου, αλλά εξαρτάται από την υπερίσχυση της μίας ή της άλλης επίδρασης. Για παράδειγμα, κατά τη μεμονωμένη αύξηση φορτίου (Παράγραφος 6.2.2) παρατηρήθηκε σε πρώτη φάση μικρή επιτάχυνση του υπερπληρωτή παρά την πτώση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, ενώ όταν η τελευταία μειώθηκε σε μεγάλο βαθμό ο υπερπληρωτής επιβραδύνθηκε (Σχήμα 6.32). Γι' αυτόν το λόγο, κάθε περίπτωση πρέπει να εξετάζεται ξεχωριστά. Κατά την επιτάχυνση του κινητήρα στο δεύτερο στάδιο της μεταβολής No. 16, η αύξηση τόσο της παροχής όσο και του ενεργειακού περιεχομένου των καυσαερίων (λόγω αύξησης της παροχής καυσίμου) επιταχύνει σε μεγάλο βαθμό το ζεύγος υπερπλήρωσης, με αποτέλεσμα την ανάπτυξη υψηλής πίεσης εισαγωγής, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.41.

Οι εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO) ακολουθούν κατά κανόνα τη μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης (σε ποιοτικό επίπεδο), η οποία πρακτικά μεταφράζεται σε μία μέγιστη μέση θερμοκρασία. Όπως έχει αναλυθεί στις προηγούμενες παραγράφους, η μέγιστη πίεση καύσης καθορίζεται από την παροχή καυσίμου (θέση κανόνα), την πίεση εισαγωγής και το χρονισμό έγχυσης. Όμως, στην περίπτωση μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, η μεταβολή της πίεσης συμπίεσης επιδρά σημαντικά στη μέγιστη πίεση καύσης. Έτσι, κατά το πρώτο μέρος της μεταβολής No. 16 η πτώση της ταχύτητας περιστροφής προκαλεί μείωση της μέγιστης πίεσης. Ο χρονισμός έγχυσης υφίσταται την επίδραση τόσο του αυξανόμενου φορτίου όσο και της μειούμενης ταχύτητας περιστροφής, φαινόμενα που οδηγούν σε μείωση της προπορείας έγχυσης. Ωστόσο, η μεταβολή και των δύο αυτών παραμέτρων είναι σχετικά μικρή (αύξηση του φορτίου περίπου 10%, μείωση της ταχύτητας περιστροφής περίπου 300 rpm). Τελικά, οι εκπομπές NO παρουσιάζουν αρχικά μία ελαφρά αύξηση (της τάξης των 50 ppm), ενώ στη συνέχεια μειώνονται δραστικά ακολουθώντας τη μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης. Στο δεύτερο μέρος της μεταβολής (επιτάχυνση) η ραγδαία αύξηση της παροχής καυσίμου σε συνδυασμό με την υστέρηση του υπερπληρωτή οδηγούν σε αύξηση των εκπομπών NO, σύμφωνα με το μηχανισμό που αναλύθηκε στις προηγούμενες υποπαραγράφους. Η συμφωνία με τη μέγιστη πίεση καύσης είναι εμφανής στο Σχήμα 6.41. Η μείωση που παρουσιάζουν οι εκπομπές NO στο τελικό στάδιο (συγκεκριμένα από τα 22.3 s και μετά) μέχρι τη σταθεροποίησή τους στην τελική τιμή οφείλεται στη μεταβολή του χρονισμού έγχυσης. Ο τελευταίος υφίσταται μεταβολή τόσο από την αυξανόμενη ταχύτητα περιστροφής (αύξηση της προπορείας) όσο και από το αυξανόμενο φορτίο (μείωση της προπορείας). Σε

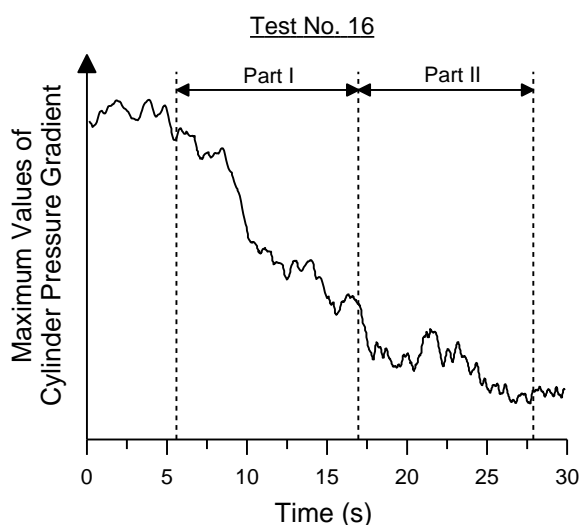
αυτήν την περίπτωση η σημαντική αύξηση του φορτίου υπερισχύει, οδηγώντας τελικά σε μείωση της προπορείας έγχυσης. Άλλωστε, ο χρονισμός έγχυσης στο συγκεκριμένο κινητήρα έχει ρυθμιστεί από τον κατασκευαστή με τέτοιο τρόπο (δηλαδή με μικρή προπορεία), ώστε να επιτυγχάνεται μείωση του εκπεμπόμενου ΝΟ στα υψηλά φορτία.

Οι εκπομπές αιθάλης παρουσιάζουν διαφορετική συμπεριφορά στα δύο μέρη της συνδυασμένης μεταβολής Νο. 16, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.41. Κατά τη μεταβολή του φορτίου (Μέρος I) η αδιαφάνεια καπνού αυξάνεται ελαφρώς λόγω της μεγαλύτερης παροχής καυσίμου. Παράλληλα, τόσο τα μεταβατικά φαινόμενα (υστέρηση του υπερπληρωτή) όσο και η πορεία προς ένα σημείο λειτουργίας χαμηλότερης ταχύτητας περιστροφής και υψηλότερου φορτίου (μείωση της προπορείας έγχυσης) επιδρούν στην αύξηση των εκπομπών αιθάλης. Λεπτομερής διερεύνηση για την εύρεση της ισχυρότερης επίδρασης πραγματοποιείται στην παράγραφο 6.4. Αντίθετα, κατά την επιτάχυνση (Μέρος II) η αδιαφάνεια καπνού λαμβάνει μία ακραία τιμή και στη συνέχεια μειώνεται μέχρι την τελική. Οι ενδιάμεσες διακυμάνσεις που παρατηρούνται στο Σχήμα 6.41 οφείλονται στην αντίστοιχη συμπεριφορά του κανόνα της αντλίας πετρελαίου, που οδηγεί σε διακύμανση της παροχής καυσίμου. Οι μέγιστες τιμές των εκπομπών αιθάλης οφείλονται ξεκάθαρα στην υστέρηση του υπερπληρωτή και προκαλούνται σύμφωνα με το μηχανισμό που έχει αναλυθεί στις προηγούμενες υποπαραγράφους.

Έτσι, μέσα από αυτή τη δοκιμή αναδεικνύεται η διαφορετική επίδραση που έχει η υστέρηση του υπερπληρωτή στην αύξηση φορτίου και στην επιτάχυνση του κινητήρα. Στη δεύτερη περίπτωση η επίδραση αυτή είναι πολύ πιο ισχυρή. Η διαφοροποίηση οφείλεται κατά κύριο λόγο στις χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας του συγκεκριμένου ρυθμιστή στροφών. Ο τελευταίος επιτρέπει μεγάλη πτώση της ταχύτητας περιστροφής κατά την αύξηση φορτίου (με το πετάλι του γκαζιού σε σταθερή θέση) και δε μετατοπίζει τον κανόνα σε θέσεις υψηλής παροχής καυσίμου, με αποτέλεσμα η υστέρηση του υπερπληρωτή να μη γίνεται ιδιαίτερα εμφανής. Αντίθετα, κατά την επιτάχυνση η παροχή καυσίμου αυξάνει ακαριαία, αναδεικνύοντας με αυτόν τον τρόπο την υστέρηση του ζεύγους υπερπλήρωσης και οδηγώντας σε μέγιστες τιμές των εκπομπών αιθάλης (παρά την εφαρμογή συστημάτων περιορισμού, όπως το σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου, Κεφάλαιο 2). Ωστόσο, πρέπει να σημειωθεί ότι αυτή η συμπεριφορά αποτελεί ιδιαίτερο χαρακτηριστικό του συγκεκριμένου κινητήρα, ενώ αναμένεται διαφορετική συμπεριφορά σε άλλες εφαρμογές. Για παράδειγμα, στην περίπτωση ενός κινητήρα ηλεκτροπαραγωγής η απαίτηση διατήρησης αυστηρά σταθερής ταχύτητας περιστροφής κατά την παραλαβή φορτίου θα οδηγούσε άμεσα τον κανόνα (μέσω του ρυθμιστή στροφών, ο οποίος σε αυτήν την περίπτωση δεν επιτρέπει μεγάλη πτώση της ταχύτητας περιστροφής) σε θέσεις μέγιστης παροχής καυσίμου, κάνοντας έτσι εμφανές το φαινόμενο της υστέρησης του υπερπληρωτή [26,27].

Οι εκπομπές θορύβου της καύσης παρουσιάζουν μία γενική πτωτική τάση με τοπικά μέγιστες τιμές κατά την επιτάχυνση (Μέρος II), όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.41. Αυτή η

συμπεριφορά σχετίζεται σε ποιοτικό επίπεδο με το μέγιστο ρυθμό αύξησης της πίεσης κυλίνδρου, η μεταβολή του οποίου παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.42. Στο πρώτο μέρος της μεταβολής, ο συνδυασμός του αυξανόμενου φορτίου και της μειούμενης ταχύτητας περιστροφής οδηγούν σε μείωση της προπορείας έγχυσης, γεγονός που οδηγεί σε μικρότερη καθυστέρηση ανάφλεξης και τελικά λιγότερα έντονη ανεξέλεγκτη καύση. Κατά την έναρξη της επιτάχυνσης παρατηρείται επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης, όπως ήδη έχει αναλυθεί στις προηγούμενες υποπαραγράφους, με αποτέλεσμα εντονότερη ανεξέλεγκτη καύση, άρα και υψηλότερες εκπομπές θορύβου. Ωστόσο, η παράλληλη ανάπτυξη υψηλού φορτίου οδηγεί τελικά σε σημαντική μείωση της προπορείας, γεγονός που οδηγεί τελικά σε πτώση των εκπομπών θορύβου της καύσης. Επίσης, ευνοϊκή επίδραση έχει και η σταδιακή αποκατάσταση θερμικής ισορροπίας στον κινητήρα (σταθεροποίηση της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων του κυλίνδρου). Τέλος, ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η ποιοτική συμφωνία μεταξύ των εκπομπών NO και θορύβου της καύσης. Και οι δύο εμφανίζουν πτωτική τάση στο πρώτο μέρος της μεταβολής No. 16, ενώ αυξάνονται στην έναρξη της επιτάχυνσης και τελικά μειώνονται μέχρι την τελική τιμή τους, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.41.



Σχήμα 6.42 Μέγιστη τιμή της πρώτης παραγώγου της πίεσης κυλίνδρου κατά τη δοκιμή No. 16.

6.3.3 Πολλαπλές Μεταβολές της Ταχύτητας Περιστροφής και του Φορτίου

Η τελευταία δοκιμή που μελετάται σε αυτήν την παράγραφο είναι μία σύνθετη δοκιμή, η οποία περιλαμβάνει πολλαπλές μεταβολές της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου του κινητήρα. Στην περίπτωση εφαρμογής σε όχημα αυτού του είδους, η δοκιμή προσομοιώνει την κίνησή του σε πραγματικές συνθήκες οδήγησης πόλης. Έτσι, μπορεί να θεωρηθεί ως τμήμα ενός θεσμοθετημένου Μεταβατικού Κύκλου (Transient Cycle). Για παράδειγμα, ο Ευρωπαϊκός

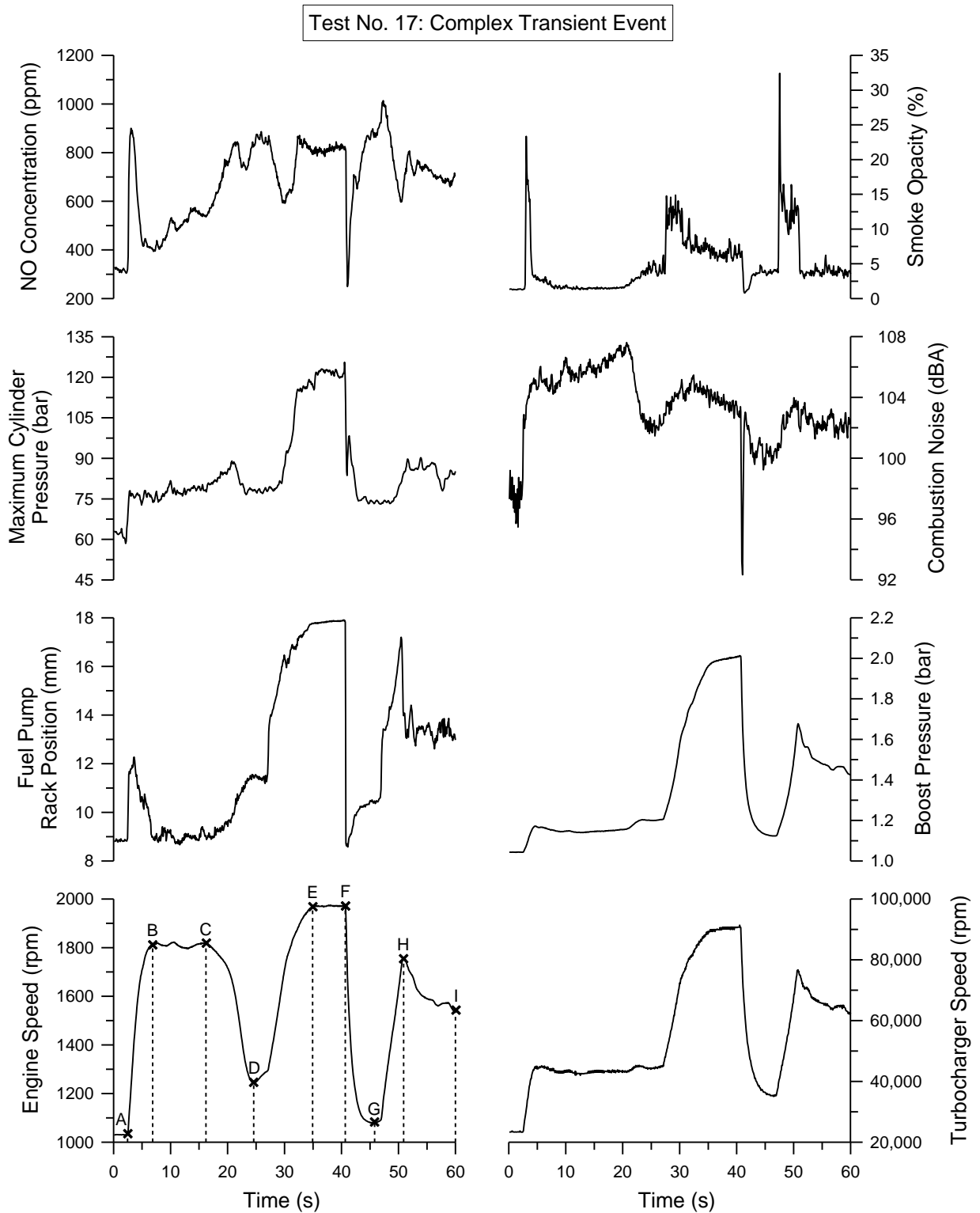
Μεταβατικός Κύκλος (European Transient Cycle ή ETC), συνολικής διάρκειας 30 λεπτών, περιλαμβάνει αλληλουχίες πολλών τέτοιων μεταβολών [3]. Η συγκεκριμένη δοκιμή που μελετάται εδώ διαρκεί συνολικά 60 δευτερόλεπτα. Στον Πίνακα 6.5 δίνονται τα σημεία λειτουργίας από τα οποία διέρχεται ο κινητήρας κατά τη σύνθετη δοκιμή No. 17, ενώ ο Πίνακας 6.6 παρουσιάζει τα ενδιάμεσα στάδια μεταβολών. Υπενθυμίζεται ότι οι τιμές του φορτίου στον Πίνακα 6.5 είναι προσεγγιστικές (με εξαίρεση το αρχικό και τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας), διότι δεν υπήρχε συνεχής καταγραφή της ένδειξης της πέδης (γι' αυτό σε κάποια σημεία δεν υπάρχει τιμή). Στο Σχήμα 6.43 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων κατά την εκτέλεση της σύνθετης μεταβολής No. 17. Η ανάλυση που ακολουθεί επικεντρώνεται κυρίως στην περιγραφή των μεταβολών και των παρατηρήσεων, εφόσον οι αντίστοιχες ερμηνείες έχουν αναπτυχθεί με λεπτομέρεια στις προηγούμενες υποπαραγράφους.

Πίνακας 6.5 Σημεία λειτουργίας της σύνθετης μεταβολής No. 17.

Σημείο λειτουργίας	Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)
A	1030	10
B	1814	14
C	1814	14
D	1244	32
E	1970	74
F	1970	74
G	1082	—
H	1758	—
I	1538	47

Πίνακας 6.6 Διάρκεια και είδος μεταβολής σε κάθε τμήμα της σύνθετης μεταβολής No. 17.

Στάδιο	Διάρκεια (s)	Κατάσταση	Είδος μεταβολής
AB	4.4	Μεταβατική	Επιτάχυνση
BC	9.3	Μόνιμη	—
CD	8.4	Μεταβατική	Αύξηση φορτίου
DE	10.3	Μεταβατική	Επιτάχυνση
EF	5.7	Μόνιμη	—
FG	5.2	Μεταβατική	Επιβράδυνση
GH	5.1	Μεταβατική	Επιτάχυνση
HI	9.1	Μεταβατική	Επιβράδυνση



Σχήμα 6.43 Πολλαπλές μεταβολές της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου του κινητήρα.

Αρχικά (σημείο A) ο κινητήρας λειτουργεί σε χαμηλή ταχύτητα περιστροφής και πολύ χαμηλό φορτίο. Στην περίπτωση εφαρμογής σε αστικό λεωφορείο, αυτή η κατάσταση

αντιστοιχεί σε στάση² του οχήματος (π.χ. κατά την επιβίβαση ή στο φανάρι). Το απότομο πάτημα του πεταλιού του γκαζιού στη συνέχεια οδηγεί τον κανόνα σε θέσεις υψηλότερης παροχής καυσίμου (το αντίστοιχο σύστημα ελέγχου παρεμβαίνει σε πολύ μικρό βαθμό) επιταχύνοντας τον κινητήρα (στάδιο AB). Στη συνέχεια, ο κανόνας επανέρχεται σταδιακά στη θέση που αντιστοιχεί στο τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας, ενώ το φορτίο έχει αυξηθεί ελαφρώς (σημείο B) όπως θα συνέβαινε και στην περίπτωση κίνησης ενός οχήματος (αύξηση τριβής και αεροδυναμικής αντίστασης). Ο υπερπληρωτής επιταχύνεται αυξάνοντας την πίεση εισαγωγής και, σε συνδυασμό με τη μεγαλύτερη παροχή καυσίμου, αναπτύσσονται υψηλότερες πιέσεις καύσης (Σχήμα 6.43). Όπως και στην περίπτωση των μεμονωμένων επιταχύνσεων (Παράγραφος 6.2), οι εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO), αιθάλης και θορύβου της καύσης αυξάνονται. Μάλιστα, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.43, οι πρώτες δύο λαμβάνουν μία μέγιστη τιμή πριν σταθεροποιηθούν στην τελική που αντιστοιχεί στο σημείο λειτουργίας B. Για τα επόμενα 9.3 δευτερόλεπτα ο κινητήρα λειτουργεί σε μόνιμη κατάσταση (στάδιο BC).

Η επακόλουθη αύξηση φορτίου (π.χ. κατά την κίνηση του οχήματος σε ανηφορικό δρόμο, στάδιο CD) προκαλεί μετατόπιση του κανόνα σε θέσεις μεγαλύτερης παροχής καυσίμου, αλλά και σημαντική πτώση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (εφόσον η τελευταία επιτρέπεται από το συγκεκριμένο ρυθμιστή στροφών). Οι επιδράσεις της μεταβαλλόμενης ταχύτητας περιστροφής και παροχής καυσίμου στην παροχή και το ενεργειακό περιεχόμενο των καυσαερίων αλληλοαναιρούνται, με αποτέλεσμα το σημείο λειτουργίας του υπερπληρωτή να παραμένει πρακτικά αμετάβλητο και η πίεση εισαγωγής σταθερή (παρατηρείται πολύ μικρή επιτάχυνση του υπερπληρωτή στο τέλος του σταδίου CD, Σχήμα 6.43). Η μέγιστη πίεση καύσης αρχικά αυξάνει (μεγαλύτερη παροχή καυσίμου) και στη συνέχεια μειώνεται (πτώση ταχύτητας περιστροφής), ενώ την ίδια ακριβώς μεταβολή παρουσιάζουν τόσο οι εκπομπές NO όσο και οι εκπομπές θορύβου της καύσης (οι οποίες επηρεάζονται σημαντικά και από τη μείωση της προπορείας). Η αδιαφάνεια καπνού αυξάνεται ομαλά μέχρι το σημείο λειτουργίας D, χωρίς να εμφανίζει κάποια ακρότατη τιμή.

Η επιτάχυνση που ακολουθεί (στάδιο DE) προκαλείται από την απότομη αύξηση της παροχής καυσίμου (υπό την επίδραση του αντίστοιχου συστήματος ελέγχου μετά το πρώτο τέταρτο του σταδίου DE) και συνοδεύεται από σημαντική αύξηση του φορτίου του κινητήρα. Το ζεύγος υπερπλήρωσης επιταχύνεται σε μεγάλο βαθμό παρέχοντας υψηλή πίεση εισαγωγής (Σχήμα 6.43). Επίσης παρατηρείται σημαντική αύξηση των μέγιστων πιέσεων καύσης, ενώ οι εκπομπές NO ύστερα από μία αρχική πτώση αυξάνονται. Ωστόσο η αύξησή τους είναι περιορισμένη, γεγονός στο οποίο επιδρά καθοριστικά η μεταβολή του χρονισμού έγχυσης

² Στα οχήματα με αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων (όπως τα σύγχρονα αστικά λεωφορεία), ο κινητήρας παραμένει σε σύμπλεξη με αυτό και με τους κινητήριους τροχούς ακόμα και όταν το όχημα είναι σε στάση. Έτσι, υφίσταται στον κινητήρα μία αντίσταση (φορτίο) η οποία έχει ως τελικό αποτέλεσμα την ανάδευση και θέρμανση του υγρού μετάδοσης κίνησης. Για την αποφυγή υπερθέρμανσης αυτού του υγρού σε περίπτωση στάσης του οχήματος για μεγάλο χρονικό διάστημα με τον κινητήρα εν λειτουργία, γίνεται αποσύμπλεξη του τελευταίου από τους κινητήριους τροχούς μετακινώντας τον επιλογέα του κιβωτίου ταχυτήτων στην κατάλληλη θέση (η οποία συνήθως λέγεται θέση 'Neutral (N)').

(μείωση της προπορείας) λόγω του υψηλού φορτίου. Ειδικά προς το τέλος αυτού του σταδίου οι εκπομπές NO μειώνονται ελαφρώς. Παρόμοια ποιοτική συμπεριφορά παρουσιάζει και ο θόρυβος της καύσης, ο οποίος αρχικά πέφτει ελαφρώς, στη συνέχεια αυξάνεται, και προς το τέλος του σταδίου DE εμφανίζει πτωτική τάση. Οι εκπομπές αιθάλης λαμβάνουν μία μέγιστη τιμή πριν σταθεροποιηθούν στην τελική τιμή τους στο σημείο E. Αξίζει να παρατηρηθεί ότι η μέγιστη τιμή της αδιαφάνειας καπνού σε αυτό το στάδιο είναι μικρότερη από την αντίστοιχη του σταδίου AB, παρόλο που εδώ περιλαμβάνονται υψηλότερες ταχύτητες περιστροφής και αρκετά υψηλότερα φορτία. Αυτός ο περιορισμός των εκπομπών αιθάλης οφείλεται στην υψηλότερη πίεση εισαγωγής στην αρχή του σταδίου DE, αλλά και στη μεγαλύτερη διάρκεια της μεταβολής (Πίνακας 6.6), γεγονός που σημαίνει μικρότερο ρυθμό επιτάχυνσης, άρα και μειωμένη επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή.

Για τα επόμενα 5.7 δευτερόλεπτα (στάδιο EF) ο κινητήρας λειτουργεί σε μόνιμες συνθήκες. Έτσι, οι τιμές τόσο των λειτουργικών του παραμέτρων όσο και των εκπομπών ρύπων παραμένουν ουσιαστικά σταθερές. Μοναδική εξαίρεση αποτελεί ο θόρυβος της καύσης, ο οποίος παρουσιάζει μία ελαφρώς πτωτική τάση σε αυτό το στάδιο, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.43. Αυτή η παρατήρηση αποδίδεται στην εξέλιξη του θερμικού μεταβατικού φαινομένου, το οποίο χρειάζεται περισσότερο χρόνο για να ολοκληρωθεί σε σχέση με το δυναμικό φαινόμενο (δηλαδή τη μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής) [7]. Η σταδιακή αύξηση της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων του κυλίνδρου ευνοεί τη μείωση της καθυστέρησης ανάφλεξης, με αποτέλεσμα η ένταση της ανεξέλεγκτης καύσης να μειώνεται. Έτσι, ο ρυθμός αύξησης της πίεσης κυλίνδρου είναι μικρότερος, οδηγώντας τελικά σε σταδιακή μείωση των εκπομπών θορύβου της καύσης. Αυτή η συμπεριφορά γίνεται αισθητή στο συγκεκριμένο σημείο (μόνιμης από άποψη δυναμικής, αλλά μεταβατικής από θερμικής σκοπιάς) λειτουργίας, διότι το φαινόμενο της θέρμανσης των τοιχωμάτων είναι έντονο λόγω της υψηλής ταχύτητας περιστροφής και του υψηλού φορτίου του κινητήρα.

Στο επόμενο στάδιο (FG) της σύνθετης μεταβολής Νο. 17 ο κινητήρας επιβραδύνεται, αφήνοντας τελείως το πετάλι του γκαζιού (απότομα). Ο κανόνας επιστρέφει ακαριαία στην τερματική του (ελάχιστη) θέση, πριν σταθεροποιηθεί στη θέση που αντιστοιχεί στο τελικό σημείο λειτουργίας της μεταβολής. Η ταχύτητα περιστροφής μειώνεται, με ταυτόχρονη μείωση και του φορτίου του κινητήρα. Αντίστοιχα, ο υπερπληρωτής επιβραδύνεται παρέχοντας σαφώς χαμηλότερη πίεση εισαγωγής. Η απότομη μείωση της παροχής καυσίμου και της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα οδηγεί άμεσα σε πτώση της μέγιστης πίεσης καύσης. Την ίδια συμπεριφορά ακολουθούν και οι εκπομπές NO, οι οποίες ωστόσο στη συνέχεια αυξάνονται λόγω της αύξησης της παροχής καυσίμου (η οποία προέρχεται από τη 'διόρθωση' της θέσης του κανόνα, Σχήμα 6.43). Ο θόρυβος της καύσης λαμβάνει μία ελάχιστη τιμή και επανέρχεται (ύστερα από ελαφρά διακύμανση) στην τελική του τιμή. Τέλος, οι εκπομπές αιθάλης μετά από την αρχική τους πτώση σταθεροποιούνται στην τελική τιμή, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.43.

Το πάτημα του πεταλιού του γκαζιού στη συνέχεια (στάδιο GH) μετατοπίζει τον κανόνα σε θέσεις υψηλής παροχής καυσίμου (υπό την επίδραση του αντίστοιχου συστήματος ελέγχου στο δεύτερο μισό περίπου της μεταβολής), προτού αυτός επανέλθει στην τελική του θέση. Ο κινητήρας επιταχύνεται με παράλληλη αύξηση του φορτίου του. Έτσι, η ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους υπερπλήρωσης αυξάνεται, οδηγώντας σε υψηλότερη πίεση εισαγωγής. Ταυτόχρονα, αναπτύσσονται υψηλότερες πιέσεις καύσης που έχουν ως αποτέλεσμα την αύξηση των εκπομπών NO. Ωστόσο, οι τελευταίες παρουσιάζουν μία πτώση στο δεύτερο μισό της μεταβολής, η οποία πιθανώς οφείλεται στη μείωση της προπορείας λόγω της ανάπτυξης υψηλού φορτίου. Παρόμοια είναι η μεταβολή του θορύβου της καύσης, οι τιμές του οποίου εμφανίζουν ελαφρά πτώση προς το τέλος της μεταβολής μετά την αρχική τους αύξηση. Οι εκπομπές αιθάλης λαμβάνουν μία ακρότατη τιμή και σταδιακά μειώνονται μέχρι την τελική τους τιμή. Είναι ενδιαφέρον να παρατηρηθεί ότι η μέγιστη τιμή της αδιαφάνειας καπνού είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη τόσο του σταδίου AB όσο και του σταδίου DE (ενώ το φορτίο είναι σε χαμηλότερα επίπεδα σε σχέση με το στάδιο DE), όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.43. Η συμπεριφορά αυτή οφείλεται κυρίως στη διάρκεια της μεταβολής, εφόσον η επιτάχυνση FG υλοποιείται στη μισή χρονική διάρκεια από την επιτάχυνση DE (ενώ είναι του ίδιου εύρους ταχυτήτων περιστροφής), καθώς και στην ελαφρώς χαμηλότερη πίεση εισαγωγής κατά την έναρξη της μεταβολής. Επιπρόσθετα, η μέγιστη τιμή αδιαφάνειας στο στάδιο GH ξεπερνά την αντίστοιχη του σταδίου AB λόγω του σημαντικά υψηλότερου φορτίου.

Το τελευταίο στάδιο (HI) της σύνθετης δοκιμής No. 17 περιλαμβάνει επιβράδυνση του κινητήρα. Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι η συγκεκριμένη μεταβολή υλοποιείται αφήνοντας βαθμιαία το πετάλι του γκαζιού (όπως φαίνεται άλλωστε και από τη διάρκεια της μεταβολής, Πίνακας 6.6), σε αντίθεση με το στάδιο FG, και γι' αυτόν το λόγο δεν παρατηρούνται τα ίδια (έντονα) φαινόμενα. Ο κανόνας μετατοπίζεται ομαλά σε θέσεις μικρότερης παροχής καυσίμου, ενώ η ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή και η πίεση εισαγωγής μειώνονται σταδιακά. Αντίστοιχη μείωση παρατηρείται στη μέγιστη πίεση καύσης, ακολουθούμενη και από τις εκπομπές NO, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.43. Τέλος, ο θόρυβος της καύσης παρουσιάζει ελαφρώς πτωτική τάση, ενώ η αδιαφάνεια καπνού εμφανίζει μία ελαφρά διακύμανση γύρω από την τελική τιμή της.

Η σύνθετη δοκιμή που μελετήθηκε σε αυτήν την υποπαράγραφο δίνει μία ενδεικτική εικόνα σχετικά με τις μεταβατικές καταστάσεις που βιώνει ένας κινητήρας οχήματος σε πραγματικές συνθήκες οδήγησης πόλης. Τονίζεται ότι άλλος κινητήρας πιθανώς να έχει διαφορετική συμπεριφορά σε αυτές τις μεταβολές (κυρίως λόγω του ρυθμιστή στροφών), αν και ο συγκεκριμένος που χρησιμοποιείται στην παρούσα εργασία θεωρείται αντιπροσωπευτικός για εφαρμογές σε οχήματα. Τέλος, ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η ποιοτική συμφωνία ανάμεσα στη μεταβολή των εκπομπών NO και θορύβου της καύσης σε κάθε στάδιο της σύνθετης μεταβολής No. 17.

6.4 Ημι-Μόνιμη (Quasi-steady) Προσέγγιση

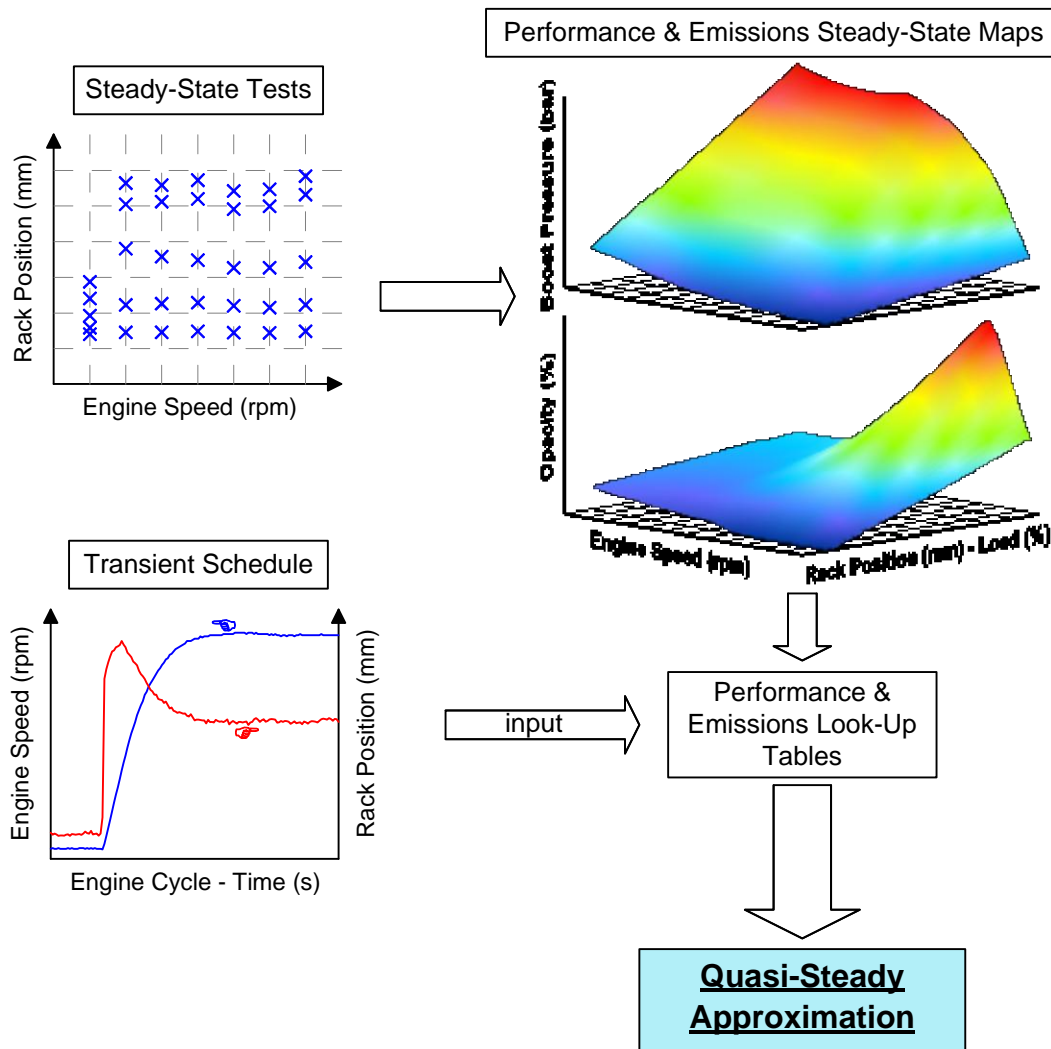
6.4.1 Γενική Περιγραφή της Μεθόδου

Η μέτρηση των λειτουργικών παραμέτρων και των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία ενός κινητήρα αποτελεί μία πολύ δύσκολη εργασία. Αυτό αφορά τόσο στην οργάνωση και τον εξοπλισμό της κατάλληλης πειραματικής κλίνης (απαιτείται η καταγραφή σε Η/Υ πολύ περισσότερων μεγεθών σε σχέση με τη μόνιμη λειτουργία), όσο και στις απαιτήσεις προδιαγραφών των μετρητικών οργάνων (τάχιστη απόκριση των αναλυτών καυσαερίων). Όταν γίνεται εφικτό να ξεπεραστεί ο πρώτος παράγοντας δυσκολίας, τότε εκτελούνται μεταβατικές δοκιμές με χρήση συμβατικών αναλυτών καυσαερίων και εφαρμόζονται εναλλακτικές μέθοδοι προσδιορισμού των πραγματικών εκπομπών ρύπων. Οι συγκεκριμένες πειραματικές μέθοδοι αναλύθηκαν στο Κεφάλαιο 3, όπου εφαρμόστηκε και αξιολογήθηκε μία από αυτές.

Όταν δεν είναι εφικτή η χρήση ούτε συμβατικών αναλυτών καυσαερίων σε μεταβατικές συνθήκες, τότε χρησιμοποιούνται εναλλακτικές (θεωρητικές) μέθοδοι, οι οποίες έχουν ελάχιστες (ή και καθόλου) απαιτήσεις πειραματικών μετρήσεων και χρησιμοποιούν τους χάρτες των λειτουργικών παραμέτρων και των εκπομπών ρύπων σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας. Σε αυτήν την περίπτωση χρειάζεται μόνο το ιστορικό μεταβολής του σημείου λειτουργίας του κινητήρα για την εκάστοτε δοκιμή. Το σημείο λειτουργίας προσδιορίζεται από την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο του κινητήρα σε κάθε κύκλο λειτουργίας, με το τελευταίο να ποσοτικοποιείται είτε με την πραγματική (brake) είτε με την ενδεικνύμενη (indicated) ισχύ (ή πίεση) του κινητήρα. Ωστόσο, επειδή η μέτρηση της ισχύος απαιτεί ειδικό εξοπλισμό (π.χ. ροπόμετρο ή ηλεκτρονικά ελεγχόμενη πέδη), στην πλειονότητα των περιπτώσεων χρησιμοποιείται η θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου [18], ή (ισοδύναμα) η παροχή καυσίμου [2]. Άλλωστε, για σταθερή ταχύτητα περιστροφής, υφίσταται μονοσήμαντη αντιστοιχία ανάμεσα στο φορτίο και την παροχή καυσίμου. Τα ιστορικά μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής και της θέσης του κανόνα μπορούν είτε να έχουν προσδιοριστεί πειραματικά [18] είτε να έχουν προβλεφθεί από ένα (πειραματικά επιβεβαιωμένο) μοντέλο προσομοίωσης της μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα [28]. Τέλος, οι χάρτες της μόνιμης λειτουργίας κατασκευάζονται με ανεξάρτητες παραμέτρους την ταχύτητα περιστροφής και τη θέση του κανόνα (ή ισοδύναμα την παροχή καυσίμου), και μπορούν να έχουν προσδιοριστεί είτε πειραματικά (εκτέλεση μετρήσεων σε μόνιμες συνθήκες σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα) είτε θεωρητικά μέσω κατάλληλου μοντέλου προσομοίωσης. Τονίζεται ότι στη δεύτερη περίπτωση απαιτείται τουλάχιστον διζωνικό [π.χ. 29] (ιδανικά πολυζωνικό [π.χ. 30]) μοντέλο καύσης για τον προσδιορισμό των χαρτών των εκπομπών ρύπων, ενώ για τους χάρτες των λειτουργικών παραμέτρων είναι επαρκές και το μονοζωνικό μοντέλο καύσης.

Το Σχήμα 6.44 παρουσιάζει το τυπικό διάγραμμα ροής της μεθοδολογίας ημι-μόνιμης προσέγγισης των λειτουργικών παραμέτρων και των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική

λειτουργία του κινητήρα. Χαρακτηρίζεται ως τυπικό διότι μπορούν να υπάρξουν διαφοροποιήσεις στην εφαρμογή της μεθοδολογίας, με τη γενικότερη λογική ωστόσο να παραμένει η ίδια. Η ροή του συγκεκριμένου διαγράμματος ακολουθήθηκε στην παρούσα εργασία και περιγράφεται στη συνέχεια [18].



Σχήμα 6.44 Τυπικό διάγραμμα ροής για την εφαρμογή της μεθοδολογίας ημι-μόνιμης προσέγγισης των λειτουργικών παραμέτρων και των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα.

Αρχικά εκτελούνται πειραματικές μετρήσεις σε μόνιμες συνθήκες και κατασκευάζονται οι χάρτες των λειτουργικών παραμέτρων, καθώς και των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης του κινητήρα. Οι χάρτες αυτοί για τον κινητήρα που χρησιμοποιείται στην παρούσα εργασία έχουν δοθεί στο Κεφάλαιο 5 (στο Σχήμα 6.44 δίνονται, ενδεικτικά, σε τρισδιάστατη μορφή οι χάρτες της πίεσης εισαγωγής και της αδιαφάνειας καπνού). Στη συνέχεια διαμορφώνεται ένας τρισδιάστατος πίνακας για κάθε παράμετρο με ανεξάρτητες μεταβλητές την ταχύτητα περιστροφής και τη θέση του κανόνα. Ακολούθως, με βάση τα ιστορικά μεταβολής των δύο αυτών μεταβλητών για την εκάστοτε μεταβατική δοκιμή, προσδιορίζονται

(μέσω διδιάστατης γραμμικής παρεμβολής) από τους πίνακες αυτούς οι τιμές των λειτουργικών παραμέτρων και των εκπομπών ρύπων. Το τελικό αποτέλεσμα πρακτικά δείχνει πώς θα συμπεριφερόταν ο κινητήρας και ποιές θα ήταν οι εκπομπές ρύπων εάν επιτρεπόταν η αποκατάσταση μόνιμων συνθηκών σε κάθε ενδιάμεσο σημείο λειτουργίας της μεταβατικής δοκιμής. Δηλαδή, αυτή η προσέγγιση αντιμετωπίζει την εκάστοτε μεταβολή ως αλληλουχία σημείων μόνιμης λειτουργίας.

Ιδιαίτερη προσοχή στην εφαρμογή της μεθόδου απαιτείται ως προς τα ζεύγη της ταχύτητας περιστροφής και της θέσης του κανόνα σε κάθε κύκλο λειτουργίας. Σε περιπτώσεις επιτάχυνσης όπου ο κανόνας φτάνει άμεσα στην ακραία θέση του ενώ η ταχύτητα περιστροφής έχει αυξηθεί ελάχιστα κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους λειτουργίας, είναι δυνατόν να προκύψουν συνδυασμοί αυτών των δύο μεταβλητών οι οποίοι δεν υφίστανται σε μόνιμες συνθήκες (στην περίπτωση αύξησης φορτίου κάτι τέτοιο δε συμβαίνει στον κινητήρα που χρησιμοποιείται στην παρούσα διερεύνηση, λόγω της αργής απόκρισής του, η οποία οφείλεται στα χαρακτηριστικά του συγκεκριμένου ρυθμιστή στροφών). Πρακτικά, ο κανόνας ξεπερνάει τη μέγιστη θέση που λαμβάνει στη μόνιμη λειτουργία για τη συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής, οπότε το συγκεκριμένο σημείο δεν έχει νόημα σε μόνιμες συνθήκες. Έτσι, απαιτείται παρεκβολή των χαρτών σε θεωρητικό επίπεδο σε μία περιοχή όπου δεν υπάρχουν δεδομένα, τόσο για τη λειτουργική συμπεριφορά όσο και για τις εκπομπές ρύπων του κινητήρα (με αποτέλεσμα μεγάλες ανακρίβειες και ουδεμία αντιστοιχία μεταξύ μόνιμων και μεταβατικών συνθηκών, ειδικά ως προς τις εκπομπές ρύπων). Η συγκεκριμένη παρατήρηση αποτελεί έναν ουσιαστικό περιορισμό στην εφαρμογή της μεθόδου και κύρια αιτία της ελλιπούς περιγραφής της μεταβατικής λειτουργίας από μοντέλα βασισμένα στη μόνιμη [31]. Επιπλέον, αναδεικνύεται η σπουδαιότητα της ενδελεχούς διερεύνησης της λειτουργικής συμπεριφοράς και των εκπομπών ρύπων του κινητήρα σε μεταβατικές συνθήκες, ειδικά από την πειραματική σκοπιά η οποία παρέχει την πραγματική εικόνα.

Παρόλα αυτά, τέτοιου είδους μέθοδοι έχουν χρησιμοποιηθεί σε αρκετές περιπτώσεις για τον προσδιορισμό των εκπομπών ρύπων σε μεταβατικές συνθήκες, λόγω των ελαχίστων απαιτήσεών τους σε πειραματικές μετρήσεις καθώς και της ταχύτητας των σχετικών αλγορίθμων. Μάλιστα έχουν προταθεί διορθωτικοί συντελεστές των τελικών αποτελεσμάτων, οι οποίοι λαμβάνουν υπόψη τις ιδιαιτερότητες της μεταβατικής λειτουργίας σε σχέση με την αντίστοιχη μόνιμη. Συγκεκριμένα, έχουν χρησιμοποιηθεί διορθώσεις για την υστέρηση του υπερπληρωτή μέσω του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου [32], και διορθώσεις ανάλογα με τη σχετική μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής ή/και του φορτίου του κινητήρα μεταξύ δύο διαδοχικών σημείων λειτουργίας [33,34]. Για την περίπτωση εφαρμογής σε όχημα, έχουν χρησιμοποιηθεί διορθωτικοί συντελεστές που λαμβάνουν υπόψη τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά του θεσμοθετημένου Μεταβατικού Κύκλου (Transient Cycle) στον οποίο δοκιμάζεται το όχημα [35]. Επίσης, έχει προταθεί μία μεθοδολογία χωρίς τη χρήση διορθωτικών συντελεστών για την

έμμεση εκτίμηση των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου (NO) και αιθάλης κατά τη διάρκεια μίας συγκεκριμένης μεταβατικής δοκιμής [20]. Τέλος, μία άλλη εναλλακτική μέθοδος προσδιορισμού των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία αποτελούν τα νευρωνικά δίκτυα (neural networks ή NN), τα οποία ωστόσο “εκπαιδεύονται” (βαθμονομούνται) σε μόνιμες συνθήκες [36].

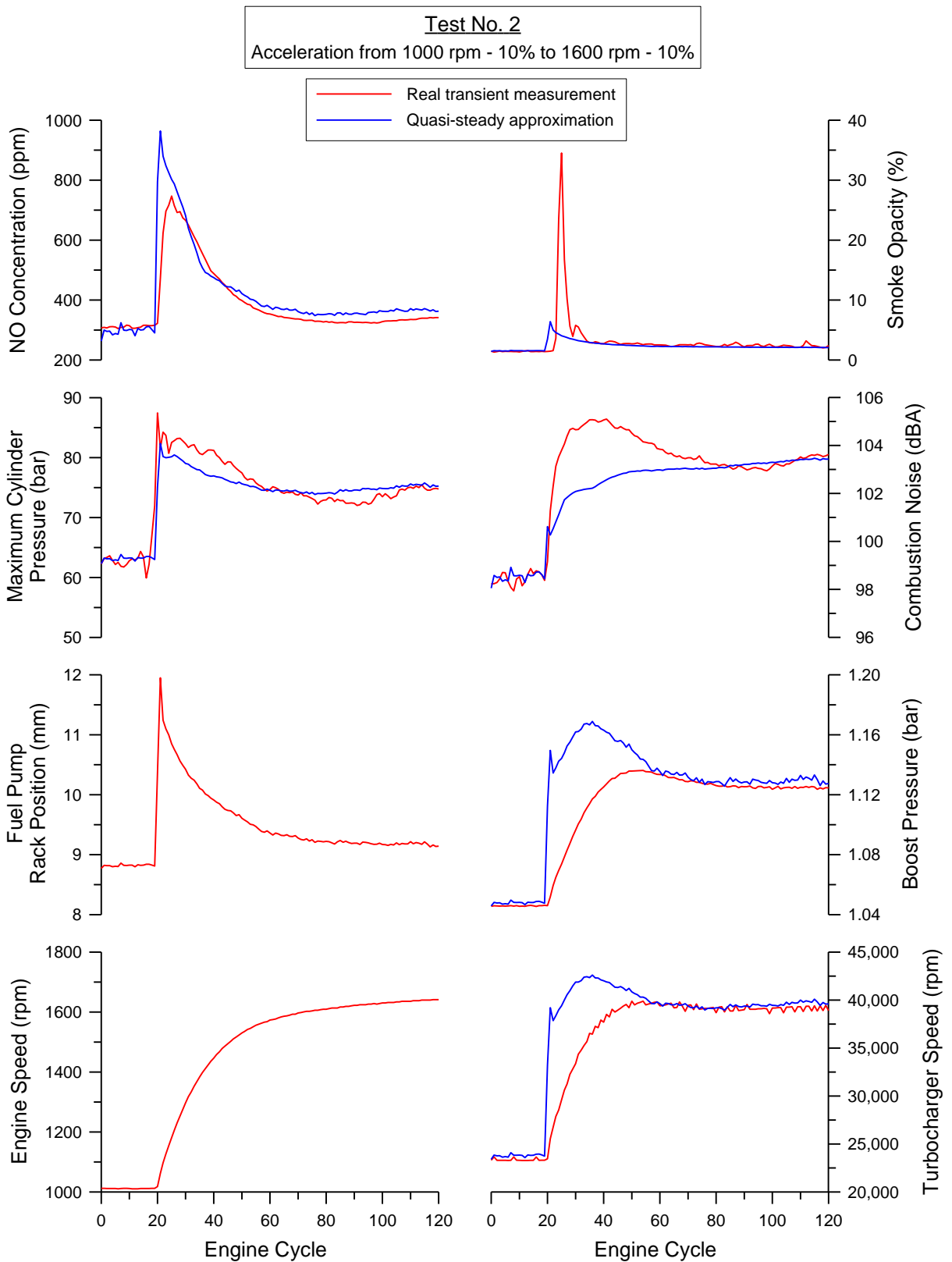
Στην υποπαράγραφο που ακολουθεί εφαρμόζεται η μέθοδος ημι-μόνιμης προσέγγισης των λειτουργικών παραμέτρων και των εκπομπών NO, αιθάλης και θορύβου της καύσης κατά τη διάρκεια μίας επιτάχυνσης του κινητήρα, όπως αυτή περιγράφηκε με βάση το Σχήμα 6.44. Τονίζεται ότι σκοπός της εφαρμογής στα πλαίσια της παρούσας εργασίας είναι η ανάδειξη των ιδιοτήτων της μεταβατικής λειτουργίας και των διαφοροποιήσεων της από την αντίστοιχη μόνιμη, και όχι η αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας της μεθόδου. Γι’ αυτόν το λόγο δε χρησιμοποιούνται διορθωτικοί συντελεστές στα αποτελέσματα.

6.4.2 Εφαρμογή της Μεθόδου

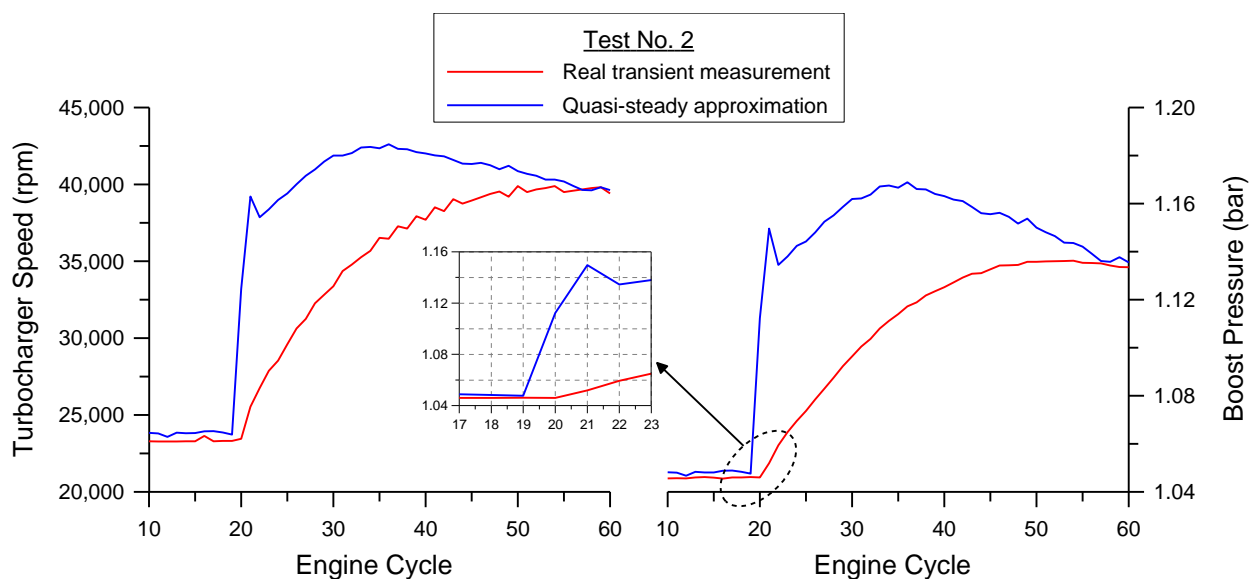
Στο Σχήμα 6.45 παρουσιάζονται τα (πραγματικά) αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων κατά την επιτάχυνση No. 2 (Πίνακας 6.1) και η σύγκρισή τους με τα (θεωρητικά) αποτελέσματα της μεθόδου ημι-μόνιμης προσέγγισης. Για την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και τη θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου υφίστανται μόνο οι πραγματικές μετρημένες τιμές, εφόσον αυτές είναι οι δύο ανεξάρτητες μεταβλητές στις οποίες βασίζεται η εφαρμογή της μεθόδου. Σημαντικές διαφοροποιήσεις παρατηρούνται ανάμεσα στα πραγματικά και τα θεωρητικά αποτελέσματα που αφορούν τόσο στη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα, όσο και στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης.

Την πιο αξιοσημείωτη απόκλιση από τις λειτουργικές παραμέτρους παρουσιάζουν η ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους υπερπλήρωσης και η πίεση εισαγωγής (η οποία άλλωστε εξαρτάται άμεσα από την πρώτη), όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.45. Αυτή η διαφοροποίηση αναδεικνύει με τον πιο χαρακτηριστικό τρόπο το φαινόμενο της υστέρησης του υπερπληρωτή, το οποίο οφείλεται στη μηχανική, ροής και θερμική αδράνεια του όλου συστήματος, όπως έχει αναλυθεί στις προηγούμενες υποπαραγράφους. Ειδικότερα, το Σχήμα 6.46 εστιάζει στους πρώτους μεταβατικούς κύκλους, όπου το φαινόμενο είναι ιδιαίτερα έντονο. Όπως παρατηρείται, για τη δεδομένη επιτάχυνση η υστέρηση του υπερπληρωτή διαρκεί σχεδόν 40 πλήρεις κύκλους λειτουργίας (με κριτήριο τη σύγκλιση πραγματικών και θεωρητικών τιμών). Μάλιστα, κατά τον πρώτο μεταβατικό κύκλο οι λειτουργικές παράμετροι του ζεύγους υπερπλήρωσης έχουν παραμείνει πλήρως αμετάβλητες (Σχήμα 6.46), αναδεικνύοντας έτσι τη συνιστώσα της αδράνειας ροής (τα καυσαέρια δεν έχουν προλάβει να φτάσουν στο στρόβιλο). Σε περίπτωση επιτάχυνσης μεγαλύτερου εύρους με το ίδιο αρχικό σημείο λειτουργίας (όπου ο υπερπληρωτής βρίσκεται σε πολύ χαμηλή ταχύτητα περιστροφής), η έκταση του φαινομένου είναι μεγαλύτερη.

Στη συγκεκριμένη δοκιμή η μέγιστη απόκλιση στην ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή είναι της τάξης του 67%, ενώ στην πίεση εισαγωγής πλησιάζει το 14%.



Σχήμα 6.45 Σύγκριση πραγματικής μέτρησης και ημι-μόνιμης προσέγγισης για τη δοκιμή No. 2.



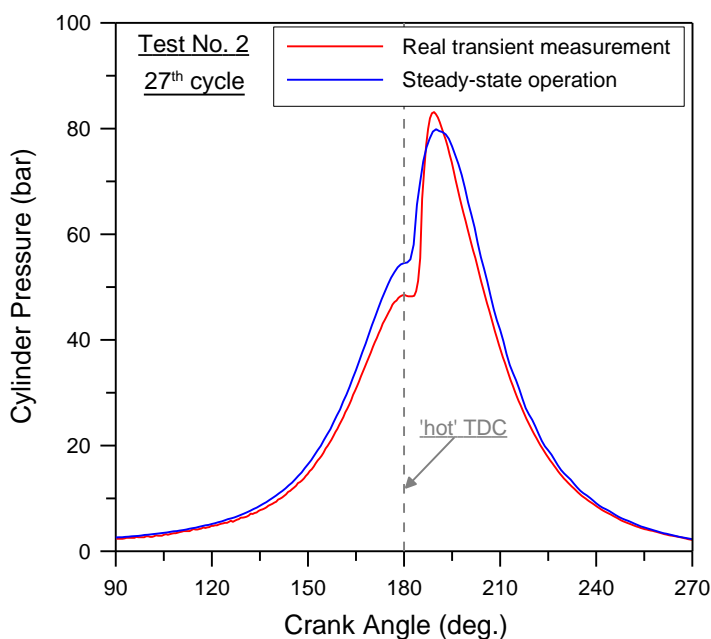
Σχήμα 6.46 Πραγματική μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή και της πίεσης εισαγωγής και ημι-μόνιμη προσέγγισή της κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας της επιτάχυνσης No. 2.

Αναφορικά με την άλλη λειτουργική παράμετρο που εξετάζεται, τη μέγιστη πίεση καύσης, παρατηρούνται διαφοροποιήσεις, ειδικά κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους. Συγκεκριμένα, με την έναρξη της επιτάχυνσης η πραγματική μέγιστη πίεση καύσης δείχνει να ξεπερνάει την αντίστοιχη τιμή της στις ισοδύναμες μόνιμες συνθήκες (ίδια ταχύτητα περιστροφής και θέση κανόνα). Αυτή η παρατήρηση παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον εφόσον αναμενόταν η αντίθετη συμπεριφορά, οφειλόμενη κυρίως στην αρκετά χαμηλότερη πίεση εισαγωγής κατά την πραγματική μέτρηση (Σχήμα 6.46), λόγω της υστέρησης του υπερπληρωτή. Φαίνεται ότι άλλοι μηχανισμοί υπερισχύουν στις συγκεκριμένες μεταβατικές συνθήκες, ευνοώντας την ανάπτυξη υψηλότερων μεγίστων πιέσεων καύσης σε σχέση με την αντίστοιχη μόνιμη λειτουργία. Με την εξέλιξη της μεταβολής η πραγματική και η θεωρητικά προσεγγισμένη τιμή συγκλίνουν στην πίεση καύσης του τελικού σημείου μόνιμης λειτουργίας.

Η διερεύνηση των αιτιών που οδηγούν στην ανάπτυξη υψηλότερων μεγίστων πιέσεων καύσης στις συγκεκριμένες μεταβατικές συνθήκες βασίζεται στην εξέταση των διεργασιών έγχυσης και καύσης. Η σύγκριση των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων στις “ισοδύναμες” (ίδια ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου) μόνιμες και μεταβατικές συνθήκες παρέχει σημαντικές πληροφορίες. Ωστόσο, αυτή η σύγκριση είναι εξαιρετικά δύσκολη, διότι δεν είναι διαθέσιμα τα (μετρημένα) δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε μόνιμες συνθήκες για όλους τους συνδυασμούς της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα και της θέσης του κανόνα που παρατηρούνται κατά τη διάρκεια της μεταβολής³. Άλλωστε, είναι

³ Τα συγκεκριμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για οποιονδήποτε συνδυασμό της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα και της θέσης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου θα μπορούσαν να υπολογιστούν μέσω κατάλληλου μοντέλου προσομοίωσης, με τις σχετικές του ανακρίβειες. Κάτι τέτοιο αποκλίνει από τους σκοπούς και τα πλαίσια της παρούσας εργασίας.

πιθανό κάποιοι από αυτούς τους συνδυασμούς να μην υφίστανται καν στη μόνιμη λειτουργία. Μετρημένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε μόνιμες συνθήκες είναι διαθέσιμα μόνο για τα σημεία λειτουργίας (συνδυασμοί ταχύτητας περιστροφής και θέσης κανόνα) που εξετάστηκαν κατά τη διερεύνηση της μόνιμης λειτουργίας του κινητήρα (Κεφάλαιο 5). Έτσι, για την επιτάχυνση No. 2 ο μόνος συνδυασμός για τον οποίο είναι διαθέσιμο το μετρημένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα, τόσο σε μόνιμες όσο και σε μεταβατικές συνθήκες, είναι αυτός του 27ου κύκλου λειτουργίας. Ο συγκεκριμένος συνδυασμός σε μόνιμες συνθήκες αντιστοιχεί σε ταχύτητα περιστροφής 1200 rpm και φορτίο 30%. Η σύγκριση των δύο δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων παρουσιάζεται στο Σχήμα 6.47.



Σχήμα 6.47 Δυναμοδεικτικό διάγραμμα του 27ου κύκλου λειτουργίας του κινητήρα κατά την επιτάχυνση No. 2, σε μόνιμες και μεταβατικές συνθήκες.

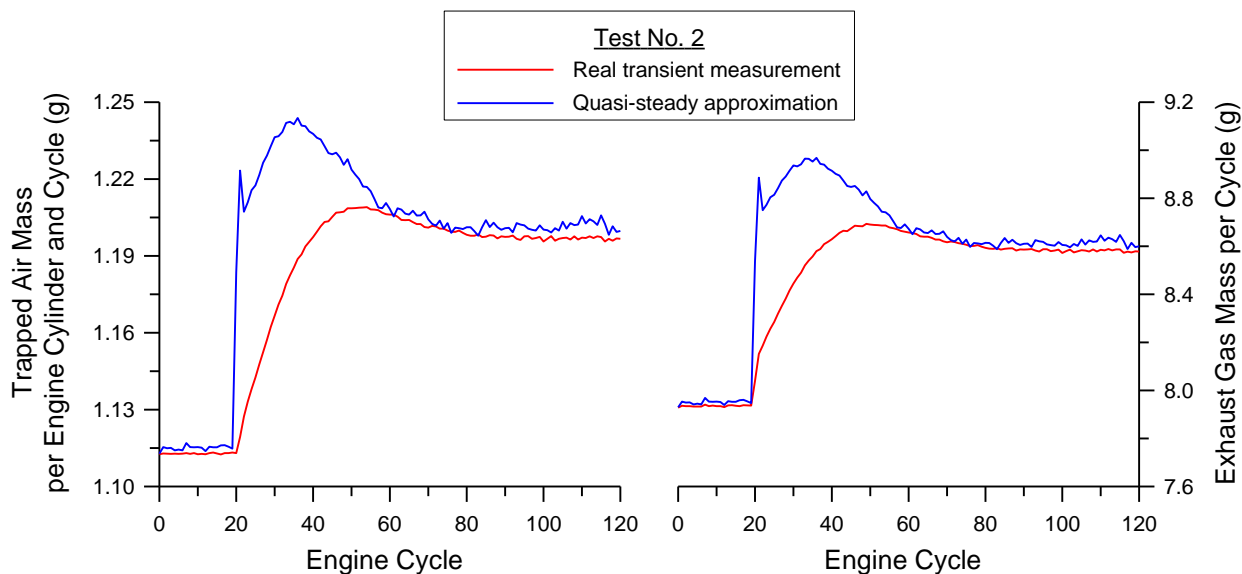
Η πρώτη παρατήρηση αφορά στην καμπύλη συμπίεσης, η οποία στην περίπτωση των μεταβατικών συνθηκών υπολείπεται σημαντικά της αντίστοιχης της μόνιμης λειτουργίας. Ως αποτέλεσμα, η μέγιστη πίεση συμπίεσης εμφανίζει απόκλιση της τάξης των 5 bar ανάμεσα στις δύο περιπτώσεις. Η κύρια αιτία για αυτήν την παρατήρηση είναι η χαμηλότερη πίεση εισαγωγής κατά τη μεταβατική λειτουργία (1.08 και 1.15 σε μεταβατικές και μόνιμες συνθήκες αντίστοιχα, Σχήμα 6.46) λόγω της υστέρησης του υπερπληρωτή και, δευτερευόντως, οι αυξημένες απώλειες θερμότητας (η θερμοκρασία των τοιχωμάτων είναι χαμηλότερη στις μεταβατικές συνθήκες σε σχέση με τις αντίστοιχες μόνιμες, λόγω του αργού ρυθμού εξέλιξης του θερμικού μεταβατικού φαινομένου). Η ίδια συμπεριφορά παρατηρείται και στη φάση της εκτόνωσης όπου πάλι οι πιέσεις είναι χαμηλότερες στην περίπτωση των μεταβατικών συνθηκών, γεγονός που αποτελεί ένδειξη παραγωγής μικρότερου ενδεικνύμενου (indicated) έργου από τον κινητήρα. Εξάλλου, το πραγματικό (brake) παραγόμενο έργο είναι σίγουρα μικρότερο στις μεταβατικές

συνθήκες λόγω των αυξημένων μηχανικών απωλειών, με σημαντικότερες τις απώλειες τριβών λόγω της χαμηλότερης θερμοκρασίας του λιπαντικού ελαίου [37]. Αυτό μπορεί επίσης να φανεί από το γεγονός ότι σε μόνιμες συνθήκες το συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας αντιστοιχεί σε φορτίο 30%, ενώ στις αντίστοιχες μεταβατικές το φορτίο παραμένει σε πολύ χαμηλότερα επίπεδα (~10%) καθόλη τη διάρκεια της μεταβολής. Η τελευταία παρατήρηση αναδεικνύει με πολύ χαρακτηριστικό τρόπο την τελείως διαφορετική συμπεριφορά του κινητήρα σε μόνιμες και μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας, καθώς και τη μειωμένη εκμετάλλευση της ενέργειας του καυσίμου στη δεύτερη περίπτωση.

Από τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα του Σχήματος 6.47 διαπιστώνεται επίσης μία σαφής διαφοροποίηση στην καθυστέρηση ανάφλεξης, η διάρκεια της οποίας είναι μεγαλύτερη στην περίπτωση των μεταβατικών συνθηκών. Ωστόσο, πρέπει να σημειωθεί ότι, ενώ η στατική προπορεία έγχυσης είναι η ίδια στις δύο περιπτώσεις (εφόσον η ταχύτητα περιστροφής είναι η ίδια και το φορτίο είναι πολύ χαμηλό άρα έχει αμελητέα επίδραση), η δυναμική προπορεία έγχυσης είναι διαφορετική. Η διαφοροποίηση οφείλεται στη μεταβατική λειτουργία της αντλίας πετρελαίου και ιδιαίτερα στις στιγμιαίες παραμορφώσεις του συστήματος έγχυσης λόγω της απότομης αύξησης της παροχής καυσίμου [38]. Η επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης οφείλεται στη συνδυασμένη επίδραση μίας πληθώρας παραμέτρων, οι οποίες παρουσιάζουν διαφορετική συμπεριφορά μεταξύ των δύο περιπτώσεων. Συγκεκριμένα:

- Η χαμηλότερη πίεση εισαγωγής στις μεταβατικές συνθήκες οδηγεί σε μικρότερη παροχή αέρα καθώς και σε χαμηλότερη πίεση και θερμοκρασία κατά την έγχυση του καυσίμου. Η μικρότερη παροχή αέρα μεταφράζεται σε μειωμένη παροχή καυσαερίων (Σχήμα 6.48), που αποτελεί ακόμα μία αιτία για την υστέρηση του υπερπληρωτή.
- Οι αυξημένες απώλειες θερμότητας στις μεταβατικές συνθήκες προκαλούν περαιτέρω μείωση της θερμοκρασίας της γόμωσης του κυλίνδρου.
- Η απότομη αύξηση της παροχής καυσίμου, σε συνδυασμό με την πρακτικά αμετάβλητη πίεση εισαγωγής κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους, συμβάλει επίσης στη μείωση της θερμοκρασίας της γόμωσης του κυλίνδρου [3] (ιδιαίτερα στην περίπτωση όπου το καύσιμο παραμένει άκαυστο).
- Η μεταβατική λειτουργία της αντλίας (ανάπτυξη παραμένουσας πίεσης) οδηγεί σε χαμηλότερη πίεση έγχυσης [38], γεγονός που δυσχεραίνει το διασκορπισμό του καυσίμου και την ανάμιξή του με τον αέρα.
- Η απότομη αύξηση της πίεσης εξαγωγής (πίεση αντίθλιψης) λόγω της αύξησης των πιέσεων του αερίου εντός του κυλίνδρου, σε συνδυασμό με την αργή αύξηση της πίεσης εισαγωγής λόγω υστέρησης του υπερπληρωτή (δηλαδή η αύξηση του λόγου πιέσεων εξαγωγής/εισαγωγής), οδηγεί σε εντονότερη οπισθοροή των καυσαερίων προς την πολλαπλή εισαγωγής κατά την περίοδο της απόπλυσης. Ως αποτέλεσμα, αυξάνεται το ποσοστό του παραμένουστος καυσαερίου εντός του κυλίνδρου [39].

Όλοι οι προαναφερθέντες παράγοντες έχουν αρνητική επίδραση στην καθυστέρηση ανάφλεξης (επιμήκυνση), με μοναδική εξαίρεση τον τελευταίο που έχει διπλή επίδραση. Η αύξηση του ποσοστού του παραμένουτος καυσαερίου αυξάνει την αρχική θερμοκρασία της γόμωσης (θερμική επίδραση) ευνοώντας την ταχύτερη έναυση του καυσίμου, ενώ παράλληλα ελαττώνει την περιεκτικότητα της γόμωσης σε οξυγόνο (επίδραση αραίωσης του μίγματος), δυσχεραίνοντας έτσι την ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα και εμποδίζοντας την ταχεία ανάφλεξή του [40].



Σχήμα 6.48 Πραγματική μεταβολή της μάζας του αέρα που παγιδεύεται στον κύλινδρο και των καυσαερίων και ημι-μόνιμη προσέγγισή της κατά την επιτάχυνση No. 2.

Ο συνδυασμός όλων αυτών των παραμέτρων οδηγεί στην επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης, με τελικό αποτέλεσμα την ανάπτυξη υψηλότερης μέγιστης πίεσης καύσης στις μεταβατικές συνθήκες (Σχήμα 6.47). Σε αυτήν την περίπτωση, το μεγαλύτερο μέρος του εγχυόμενου καυσίμου καίγεται στο στάδιο της καύσης προανάμιξης, ενώ το στάδιο της καύσης διάχυσης περιορίζεται, γεγονός που δικαιολογεί την ταχύτερη πτώση της πίεσης στις μεταβατικές συνθήκες που παρατηρείται στο Σχήμα 6.47 [16]. Πρακτικά δηλαδή, στους πρώτους μεταβατικούς κύκλους λειτουργίας μειώνεται η διάρκεια της καύσης, διαπίστωση η οποία έχει επιβεβαιωθεί και από ανάλυση διαγραμμάτων έκλυσης θερμότητας [41]. Μάλιστα έχει βρεθεί ότι στην περίπτωση πολύ ακραίων μεταβολών και κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας, είναι δυνατό όλη η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου να καεί στο στάδιο της καύσης προανάμιξης λόγω της υπερβολικής επιμήκυνσης της καθυστέρησης ανάφλεξης [16]. Αυτό το φαινόμενο είναι εντονότερο στις επιταχύνσεις όπου το φορτίο παραμένει σε πολύ χαμηλά επίπεδα καθόλη τη διάρκεια της μεταβολής (όπως σε αυτήν που εξετάζεται εδώ). Σε αυτήν την περίπτωση είναι δυνατό η διάρκεια της έγχυσης να είναι μικρότερη από την καθυστέρηση ανάφλεξης (λόγω της μικρής παροχής καυσίμου εφόσον το φορτίο είναι πολύ

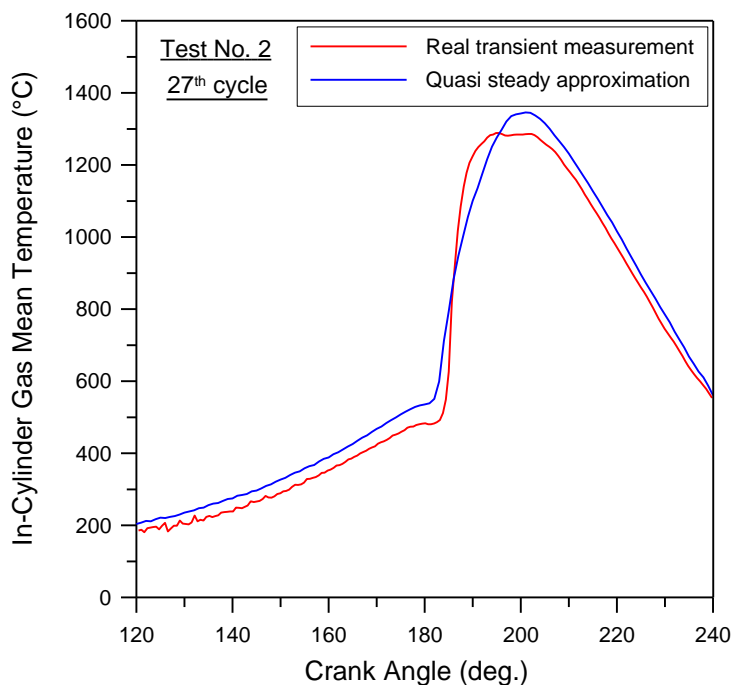
χαμηλό), με αποτέλεσμα όλη η ποσότητα καυσίμου να προλάβει να εγχυθεί και να προετοιμαστεί (φυσικά και χημικά) πριν την έναρξη της καύσης. Ωστόσο, καθώς η μεταβολή εξελίσσεται και η έναυση λαμβάνει χώρα νωρίτερα (λόγω μείωσης της καθυστέρησης ανάφλεξης), το τμήμα της καύσης προανάμιξης περιορίζεται ενώ η καύση διάχυσης επεκτείνεται [42], αυξάνοντας έτσι και τη συνολική διάρκεια της καύσης [41].

Σημαντικές διαφοροποιήσεις ανάμεσα στις πραγματικές μεταβατικές μετρήσεις και την ημι-μόνιμη προσέγγιση παρουσιάζουν και οι εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.45. Στην περίπτωση της αδιαφάνειας καπνού και του θορύβου της καύσης οι τιμές τους είναι μεγαλύτερες στις μεταβατικές συνθήκες. Αντίθετα, οι εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO) εμφανίζουν διαφορετική τάση, με τις τιμές της ημι-μόνιμης προσέγγισης να ξεπερνούν τις αντίστοιχες των πραγματικών μεταβατικών μετρήσεων (μέγιστη απόκλιση σχεδόν 30%), γεγονός που έχει παρατηρηθεί και σε κινητήρες φυσικής αναπνοής [43]. Ωστόσο, σε αυτό το σημείο πρέπει να τονιστεί ότι η συγκεκριμένη συμπεριφορά αποτελεί ιδιαίτερο χαρακτηριστικό του συγκεκριμένου κινητήρα, εφόσον σε άλλες περιπτώσεις έχει παρατηρηθεί η αντίθετη τάση [2]. Έτσι, οι παρατηρήσεις δεν μπορούν να οδηγήσουν σε γενικευμένα συμπεράσματα, όμως αναδεικνύουν τις διαφοροποιήσεις ανάμεσα σε μόνιμες και μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας, γεγονός που αποτελεί και το στόχο της συγκεκριμένης εφαρμογής στα πλαίσια της παρούσας εργασίας.

Η σύγκριση των εκπομπών NO γίνεται με τιμές συγκέντρωσης (σε ppm), έτσι ώστε να μπορεί να πραγματοποιηθεί μία πιο θεμελιώδης σύγκριση των διεργασιών έγχυσης και καύσης [2]. Ωστόσο, ακόμα και στην περίπτωση που οι εκπομπές NO εκφραστούν σε μονάδες μάζας (π.χ. mg ή g ανά κύκλο λειτουργίας), η σχετική τάση ανάμεσα στις μεταβατικές μετρήσεις και την ημι-μόνιμη προσέγγιση δεν αλλάζει. Αυτό άλλωστε μπορεί να γίνει άμεσα φανερό από την εξίσωση (4.16) του Κεφαλαίου 4, όπου τόσο η συγκέντρωση NO (C_{NO}) όσο και η μάζα των καυσαερίων (m_{eg}) λαμβάνουν μεγαλύτερες τιμές στις μόνιμες συνθήκες λειτουργίας, όπως φαίνεται από τα Σχήματα 6.45 και 6.48 αντίστοιχα. Για την ερμηνεία αυτής της συμπεριφοράς πρέπει να εξεταστούν οι δύο βασικές παράμετροι που ελέγχουν το σχηματισμό του NO, δηλαδή η θερμοκρασία και η διαθεσιμότητα οξυγόνου, καθώς και κάθε άλλος παράγοντας που τις επηρεάζει.

Στο Σχήμα 6.49 παρουσιάζεται η μέση θερμοκρασία του αερίου εντός του κυλίνδρου στον 27ο κύκλο λειτουργίας του κινητήρα κατά την επιτάχυνση No. 2, τόσο σε μόνιμες όσο και σε μεταβατικές συνθήκες. Οι τιμές της θερμοκρασίας έχουν υπολογιστεί με εφαρμογή της καταστατικής εξίσωσης, χρησιμοποιώντας τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα του Σχήματος 6.47. Αν και ο σχηματισμός του NO εντός του κυλίνδρου είναι ισχυρά τοπικό φαινόμενο [6], η μέση θερμοκρασία μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως μία καλή ένδειξη. Έτσι, παρατηρείται από το Σχήμα 6.49 ότι στην περίπτωση των μόνιμων συνθηκών η μέγιστη θερμοκρασία καύσης είναι υψηλότερη σε σχέση με τη μεταβατική λειτουργία, αποτελώντας μία ισχυρή αιτία για τις

υψηλότερες τιμές NO. Αναφορικά με τον άλλο καθοριστικό παράγοντα σχηματισμού του NO, τη διαθεσιμότητα οξυγόνου, αυτή είναι σαφώς χαμηλότερη στις μεταβατικές συνθήκες λόγω τόσο της χαμηλότερης πίεσης εισαγωγής (Σχήμα 6.45) όσο και του υψηλότερου ποσοστού παραμένου καυσαερίου.



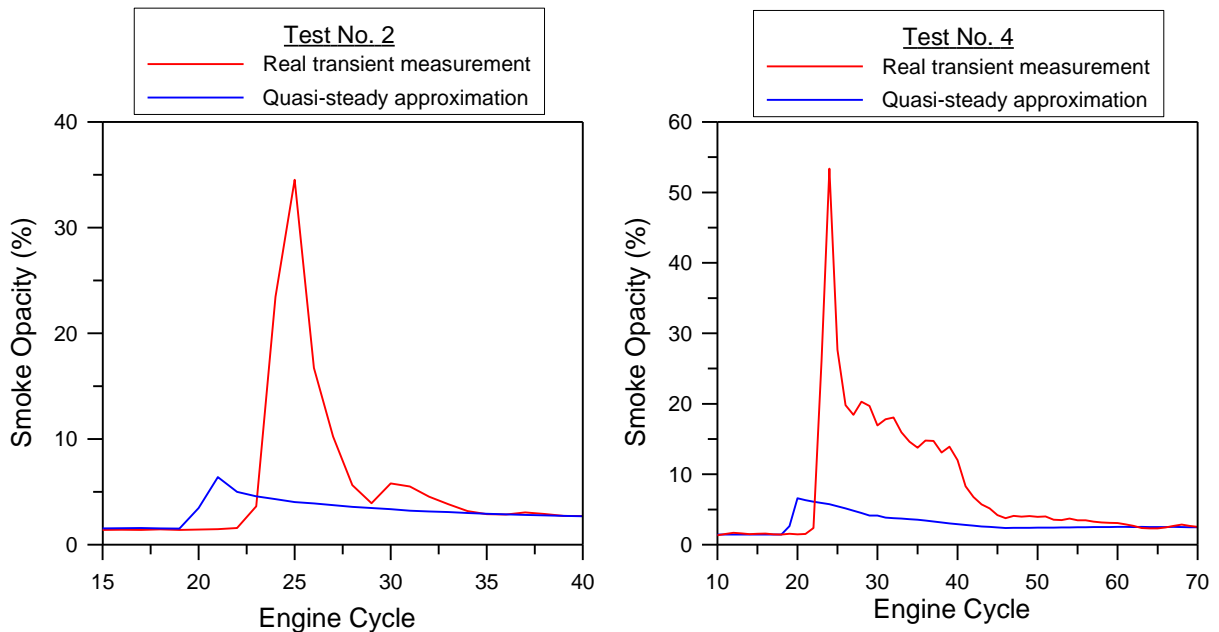
Σχήμα 6.49 Μέση θερμοκρασία του αερίου εντός του κυλίνδρου στον 27ο κύκλο λειτουργίας του κινητήρα κατά την επιτάχυνση No. 2, σε μόνιμες και μεταβατικές συνθήκες.

Είναι σημαντικό να διερευνηθούν περαιτέρω οι αιτίες οι οποίες οδηγούν στη διαφοροποίηση της μέσης θερμοκρασίας και των εκπομπών NO. Παρόλο που η μέγιστη πίεση καύσης είναι υψηλότερη στις μεταβατικές συνθήκες (Σχήμα 6.47) για τους λόγους που αναλύθηκαν πριν, η αντίστοιχη θερμοκρασία είναι μικρότερη. Αυτό οφείλεται στη διαφορετική γωνία στροφάλου στην οποία εμφανίζεται η μέγιστη πίεση σε κάθε περίπτωση. Αυτή είναι και η μοναδική επίδραση που λαμβάνει υπόψη η καταστατική εξίσωση μέσω του όγκου του κυλίνδρου. Στις μόνιμες συνθήκες η μέγιστη πίεση αναπτύσσεται αργότερα στον κύκλο λειτουργίας, δηλαδή σε γωνία στροφάλου που αντιστοιχεί σε μεγαλύτερο όγκο κυλίνδρου. Αυτό συμβαίνει διότι η διάρκεια της καύσης είναι μεγαλύτερη στις μόνιμες συνθήκες, σε αντίθεση με τις μεταβατικές όπου το μεγαλύτερο ποσοστό του εγχυόμενου καυσίμου καίγεται στο πρώτο στάδιο της καύσης (προανάμιξης). Επιπλέον, η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του κυλίνδρου είναι χαμηλότερη στις μεταβατικές συνθήκες (λόγω της αργής εξέλιξης του θερμικού μεταβατικού φαινομένου [7]), με αποτέλεσμα την αύξηση των απωλειών θερμότητας, γεγονός που μειώνει περαιτέρω τη θερμοκρασία του αερίου, παρά την επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης η οποία ευνοεί την ανάπτυξη υψηλών θερμοκρασιών.

Επίσης, η διαδικασία της έγχυσης και του σχηματισμού του μίγματος επηρεάζει την ανάπτυξη των θερμοκρασιών σε τοπικό επίπεδο εντός του κυλίνδρου. Σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας, όπου είναι πλήρως ανεπτυγμένη η πίεση εισαγωγής, ευνοείται η καλή ανάμιξη του καυσίμου με τον περιβάλλοντα αέρα, άρα και η πλήρης καύση του. Αντίθετα, κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους δυσχεραίνεται η διαδικασία προετοιμασίας του μίγματος (όπως έχει αναλυθεί στις προηγούμενες υποπαραγράφους) με αποτέλεσμα το καύσιμο να καίγεται ατελώς, δηλαδή να μην αποδίδει όλο το ενεργειακό του περιεχόμενο (γεγονός που θα αύξανε τη θερμοκρασία). Άλλωστε, η ατελής καύση κατά το πρώτο στάδιο μίας μεταβολής μπορεί να διαπιστωθεί και από τις υψηλές τιμές των εκπομπών ακαύστων υδρογονανθράκων (HC) και μονοξειδίου του άνθρακα (CO) [32,44] σε αυτό το στάδιο. Τέλος, ιδιαίτερα σημαντική είναι η επίδραση του υψηλότερου ποσοστού του παραμένουστος εντός του κυλίνδρου καυσαερίου στην περίπτωση των μεταβατικών συνθηκών. Η υψηλή θερμοκρασία των καυσαερίων αυξάνει την αρχική θερμοκρασία της γόμωσης, όμως η μεγαλύτερη θερμοχωρητικότητά τους (σε σχέση με τον αέρα) μειώνει τις μέγιστες θερμοκρασίες καύσης, εμποδίζοντας έτσι το σχηματισμό του NO.

Από την προηγούμενη ανάλυση αναδεικνύεται η σημαντική επίδραση των μεταβατικών συνθηκών στο σχηματισμό του NO. Εδώ περιγράφηκε ο 27ος κύκλος λειτουργίας, όμως παρόμοια συμπεριφορά παρατηρήθηκε για όλους τους μεταβατικούς κύκλους κατά το πρώτο μισό της μεταβολής, όπου τα προαναφερθέντα φαινόμενα είναι ιδιαίτερα έντονα.

Από όλα τα εξεταζόμενα μεγέθη τη μεγαλύτερη απόκλιση μεταξύ μόνιμων και μεταβατικών συνθηκών εμφανίζουν οι εκπομπές αιθάλης. Στο Σχήμα 6.50 παρουσιάζεται η μεταβολή της αδιαφάνειας καπνού κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας των επιταχύνσεων Νο. 2 και 4. Στην πρώτη δοκιμή η μέγιστη τιμή της αδιαφάνειας είναι σχεδόν 4.5 φορές μεγαλύτερη στις μεταβατικές σε σχέση με τις μόνιμες συνθήκες. Στη δεύτερη δοκιμή, όπου η μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής είναι μεγαλύτερη, η αντίστοιχη διαφορά είναι της τάξης του 700%. Παρατηρείται, δηλαδή, ότι οι αποκλίσεις κυμαίνονται σε επίπεδο τάξης μεγέθους. Επίσης, από το Σχήμα 6.50 διαπιστώνεται μία καθυστέρηση στην εμφάνιση της μέγιστης τιμής αδιαφάνειας στην περίπτωση των μεταβατικών συνθηκών. Η καθυστέρηση αυτή κυμαίνεται στους 3 με 4 κύκλους λειτουργίας και οφείλεται στην απόσταση που πρέπει να διανύσουν τα καυσαέρια έως το σημείο δειγματοληψίας του αναλυτή αδιαφάνειας (Κεφάλαιο 3) [18]. Παρόμοια καθυστέρηση παρατηρείται και στις εκπομπές NO (Σχήμα 6.45), η οποία ωστόσο είναι μικρότερη λόγω της μικρότερης απόστασης της δεύτερης κεφαλής δειγματοληψίας του αναλυτή NO από την εξαγωγή των καυσαερίων (Κεφάλαιο 3). Όπως και στην περίπτωση των μετρήσεων σε μόνιμη λειτουργία (Κεφάλαιο 5), η διόρθωση αυτής της καθυστέρησης απαιτεί ακριβή γεωμετρικά στοιχεία του συστήματος εξαγωγής των καυσαερίων (τα οποία δεν είναι διαθέσιμα) καθώς και λεπτομερείς μετρήσεις της (μεταβαλλόμενης) ροής, θέματα που δεν εμπίπτουν στους σκοπούς της παρούσας εργασίας.

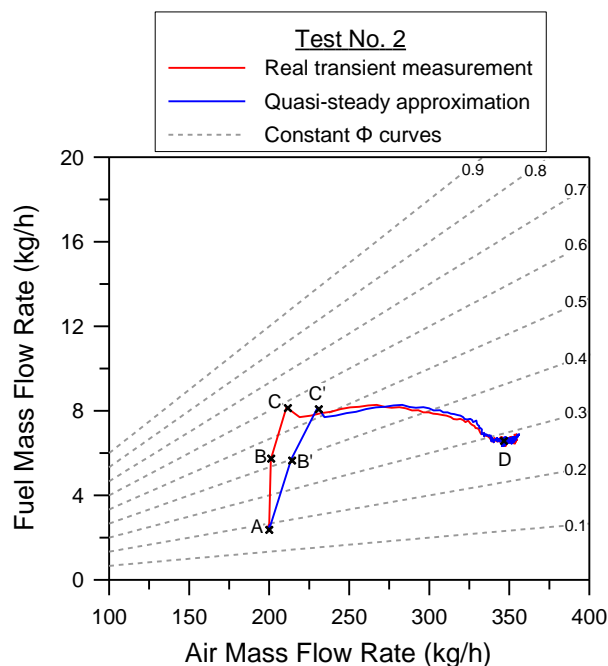


Σχήμα 6.50 Πραγματική μεταβολή της αδιαφάνειας καπνού και ημι-μόνιμη προσέγγισή της κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους λειτουργίας των επιταχύνσεων No. 2 και 4.

Το φαινόμενο της υστέρησης του υπερπληρωτή είναι η κύρια αιτία για τις τόσο μεγάλες αποκλίσεις της αδιαφάνειας καπνού μεταξύ μόνιμων και μεταβατικών συνθηκών. Κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας μίας μεταβολής ο ρυθμός πρόσκρουσης της δέσμης του καυσίμου στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης αυξάνει σημαντικά, σύμφωνα με το μηχανισμό που περιγράφηκε αναλυτικά στις προηγούμενες υποπαραγράφους. Ο ρυθμός προετοιμασίας του μίγματος μειώνεται με παράλληλη αύξηση της ετερογένειάς του. Επιπρόσθετα, η χαμηλότερη πίεση εισαγωγής (σε σχέση με τις αντίστοιχες μόνιμες συνθήκες) έχει ως αποτέλεσμα τη μικρή διαθεσιμότητα οξυγόνου εντός του κυλίνδρου, δυσχεραίνοντας έτσι την οξείδωση των σωματιδίων αιθάλης. Το αυξημένο ποσοστό του κατάλοιπου καυσαερίου έχει παρόμοια επίδραση καθώς ουσιαστικά αντικαθιστά μέρος του εισερχόμενου αέρα, με αποτέλεσμα την αύξηση των τοπικών τιμών του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου αέρα Φ και τελικά τον εντονότερο σχηματισμό αιθάλης [45].

Στο Σχήμα 6.51 παρουσιάζεται η μεταβολή του συνολικού λόγου ισοδυναμίας Φ κατά την πραγματική μεταβατική λειτουργία και την ημι-μόνιμη προσέγγισή της, παρέχοντας μία σημαντική ένδειξη σχετικά με το μηχανισμό σχηματισμού της αιθάλης (οι υπολογισμοί έχουν γίνει με τη μάζα του αέρα που παγιδεύεται εντός του κυλίνδρου, Κεφάλαιο 4). Τονίζεται ότι στην πραγματικότητα η διαφοροποίηση στις τιμές του λόγου ισοδυναμίας Φ αναμένεται μεγαλύτερη, εφόσον στους υπολογισμούς δεν έχει συμπεριληφθεί το ποσοστό του κατάλοιπου καυσαερίου. Στην περίπτωση των μεταβατικών συνθηκών, η μεταβολή του λόγου ισοδυναμίας Φ είναι πιο απότομη και οι μέγιστες τιμές του υψηλότερες. Ειδικά κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας, η κατακόρυφη μετακίνηση επάνω στις καμπύλες σταθερού λόγου ισοδυναμίας Φ φανερώνει τη

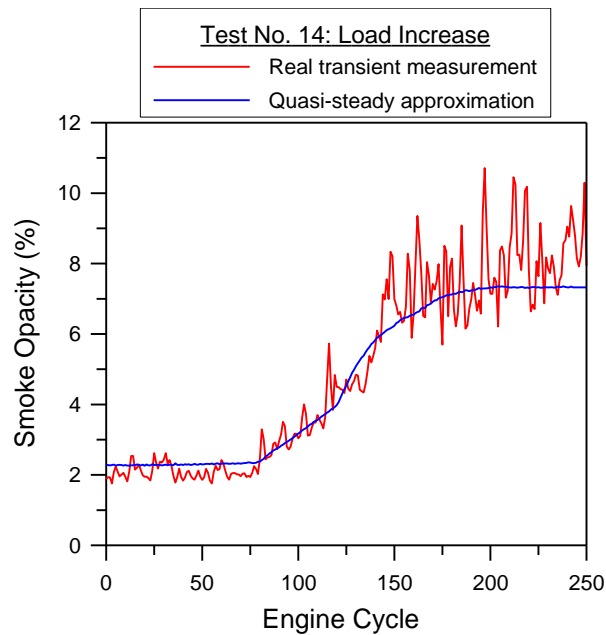
ραγδαία αύξηση της παροχής καυσίμου με αμετάβλητη την παροχή αέρα. Αναδεικνύεται έτσι η σημαντική επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή στο σχηματισμό της αιθάλης.



Σχήμα 6.51 Πραγματική μεταβολή του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα και ημι-μόνιμη προσέγγισή της κατά την επιτάχυνση No. 2.

Περαιτέρω διερεύνηση σχετικά με το σχηματισμό της αιθάλης σε μόνιμες και μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας φανερώνει έναν τελείως διαφορετικό μηχανισμό. Όπως έχει αναλυθεί ήδη, κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους μίας επιτάχυνσης είναι δυνατόν το σύνολο της καύσης να είναι τύπου προανάμιξης. Έτσι, το τμήμα της καύσης διάχυσης, το οποίο είναι κυρίως υπεύθυνο για το σχηματισμό της αιθάλης σε μόνιμες συνθήκες [17], περιορίζεται σε πολύ μεγάλο βαθμό (ή εξαφανίζεται και πλήρως) [16]. Παρόλα αυτά, οι τιμές της αδιαφάνειας καπνού στους πρώτους μεταβατικούς κύκλους της μεταβολής είναι μέγιστες, σύμφωνα με το μηχανισμό που έχει περιγραφεί και ο οποίος διαφέρει πλήρως από τον αντίστοιχο της μόνιμης λειτουργίας.

Σε αυτό το σημείο μελετώνται περαιτέρω οι εκπομπές αιθάλης κατά τη δοκιμή αύξησης φορτίου (No. 14), με σκοπό να εξεταστεί κατά πόσο η αύξηση της αδιαφάνειας οφείλεται στην επίδραση των μεταβατικών φαινομένων ή στη μετάβαση προς ένα σημείο λειτουργίας με χαμηλή ταχύτητα περιστροφής και υψηλό φορτίο. Ο λόγος για τον οποίο γίνεται ιδιαίτερη διερεύνηση για τη συγκεκριμένη δοκιμή είναι η συμπεριφορά του ρυθμιστή στροφών που διαπιστώθηκε στην υποπαράγραφο 6.2.2. Στο Σχήμα 6.52 δίνεται η πραγματική μεταβολή της αδιαφάνειας καπνού και η ημι-μόνιμη προσέγγισή της κατά την αύξηση φορτίου No. 14, όπου η συμφωνία μεταξύ μόνιμων και μεταβατικών συνθηκών τόσο σε ποιοτικό όσο και σε ποσοτικό επίπεδο είναι εμφανής.

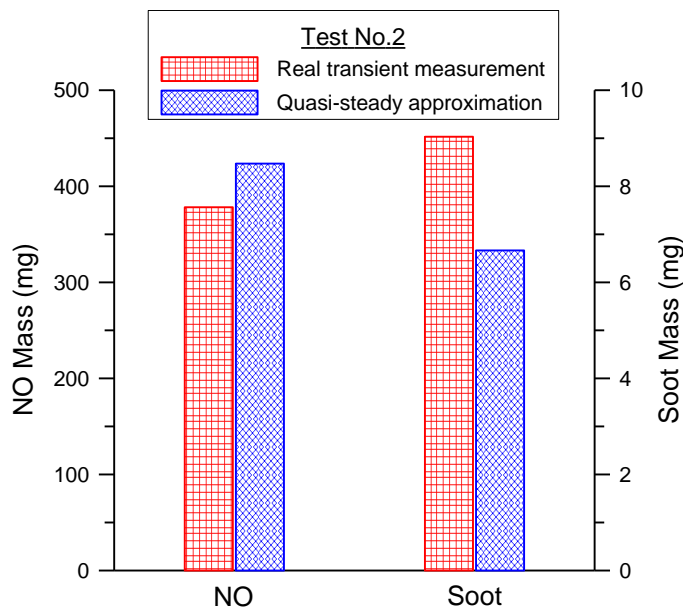


Σχήμα 6.52 Πραγματική μεταβολή της αδιαφάνειας καπνού και ημι-μόνιμη προσέγγισή της κατά την αύξηση φορτίου No. 14.

Έτσι, διαπιστώνεται ότι σε αυτήν την περίπτωση η μεταβολή των εκπομπών αιθάλης ακολουθεί πρακτικά τη μόνιμη λειτουργία. Αυτή η συμπεριφορά οφείλεται στις χαρακτηριστικές καμπύλες του ρυθμιστή στροφών του κινητήρα, οι οποίες οδηγούν σε αργή απόκριση του συστήματος, δηλαδή αργή αύξηση της παροχής καυσίμου. Έτσι, η υστέρηση του υπερπληρωτή έχει μειωμένη επίδραση, γεγονός το οποίο ενισχύεται βέβαια και από το σχετικά χαμηλό ρυθμό επιβολής του φορτίου. Ωστόσο, ακόμα και σε πιο απότομες μεταβολές φορτίου η διαφοροποίηση ήταν πολύ μικρή. Τελικά, φαίνεται ότι η αύξηση των εκπομπών αιθάλης οφείλεται κυρίως στη μετάβαση προς ένα σημείο λειτουργίας με χαμηλή ταχύτητα περιστροφής και υψηλό φορτίο, συνθήκες οι οποίες χαρακτηρίζονται από υψηλές τιμές αδιαφάνειας καπνού (Κεφάλαιο 5) και όχι στην επίδραση των μεταβατικών φαινομένων. Πρέπει να τονιστεί, ωστόσο, ότι αυτό το συμπέρασμα αποτελεί ιδιαίτερο χαρακτηριστικό του δεδομένου κινητήρα, λόγω του συγκεκριμένου ρυθμιστή στροφών και δεν ανταποκρίνεται στη γενική περίπτωση [2].

Στο Σχήμα 6.53 παρουσιάζεται η σύγκριση των αθροιστικών τιμών της εκπεμπόμενης μάζας NO και αιθάλης κατά την επιτάχυνση No. 2 ανάμεσα στην πραγματική μεταβατική μέτρηση και την ημι-μόνιμη προσέγγισή της. Παρατηρείται αντίθετη τάση για τους δύο ρύπους αφού η συνολική μάζα του NO είναι μεγαλύτερη στις μόνιμες συνθήκες, ενώ η συνολική μάζα της αιθάλης είναι μεγαλύτερη στις μεταβατικές συνθήκες. Στην περίπτωση του NO η απόκλιση είναι σχεδόν 12%, ενώ για την αιθάλη κυμαίνεται στο 36%. Δύο είναι οι αιτίες για τη μεγαλύτερη μάζα NO σε μόνιμες συνθήκες, οι υψηλότερες τιμές συγκέντρωσης (Σχήμα 6.45) καθώς και η μεγαλύτερη μάζα των καυσαερίων (Σχήμα 6.48). Η τελευταία επηρεάζει τις τιμές σε μονάδες μάζας σύμφωνα με τη σχέση μετατροπής (4.16) του Κεφαλαίου 4. Αντίθετα, οι πολύ αυξημένες τιμές της αδιαφάνειας καπνού κατά τη μεταβατική λειτουργία υπερισχύουν της μεγαλύτερης

μάζας των καυσαερίων (σχέσεις (4.17) έως (4.21) του Κεφαλαίου 4) των μόνιμων συνθηκών. Έτσι, η συνολική μάζα της εκπεμπόμενης αιθάλης είναι σαφώς υψηλότερη σε μεταβατικές συνθήκες, ενώ μεγαλύτερες διαφοροποιήσεις αναμένονται για ευρύτερες επιταχύνσεις.



Σχήμα 6.53 Πραγματική τιμή της συνολικά εκπεμπόμενης μάζας NO και αιθάλης και ημί-μόνιμη προσέγγισή της κατά την επιτάχυνση No. 2.

Αναφορικά με τις εκπομπές θορύβου της καύσης, από το Σχήμα 6.45 διαπιστώνεται σημαντική διαφοροποίηση μεταξύ των δύο περιπτώσεων λειτουργίας, ιδιαίτερα κατά τους πρώτους κύκλους όπου τα μεταβατικά φαινόμενα είναι ιδιαίτερα έντονα. Ο θόρυβος της καύσης λαμβάνει υψηλότερες τιμές (έως και 2.9 dBA) κατά τη μεταβατική λειτουργία, παρατήρηση η οποία επιβεβαιώνεται και από την έως τώρα έρευνα [46]. Η αιτία αυτής της συμπεριφοράς είναι ξεκάθαρα η επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης σε μεταβατικές συνθήκες, λόγω των φαινομένων που ήδη έχουν αναλυθεί λεπτομερώς. Ως αποτέλεσμα, η ανεξέλεγκτη καύση (προανάμιξης) είναι ιδιαίτερα έντονη και, όπως φάνηκε στα προηγούμενα, μπορεί να αποτελεί το μοναδικό στάδιο καύσης κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας μίας μεταβολής (ιδιαίτερα στην περίπτωση επιτάχυνσης, για το συγκεκριμένο κινητήρα). Έτσι, ο ρυθμός αύξησης της πίεσης κυλίνδρου είναι μεγαλύτερος, οδηγώντας σε ευρύτερη ταλάντωση του κορμού του κινητήρα [46] και τελικά σε υψηλότερες εκπομπές θορύβου της καύσης. Παρόμοια συμπεράσματα ισχύουν και για κινητήρες φυσικής αναπνοής κατά τις μεταβολές τόσο τις ταχύτητας περιστροφής όσο και του φορτίου τους [47]. Παρατηρείται λοιπόν ότι οι αυξημένες εκπομπές θορύβου της καύσης κατά τη μεταβατική λειτουργία οφείλονται στην υψηλότερη ένταση του αντίστοιχου μηχανισμού και όχι στη διαφοροποίησή του σε σχέση με τις μόνιμες συνθήκες.

Με βάση όσα εκτέθηκαν σε αυτήν την υποπαράγραφο αναδεικνύεται η σπουδαιότητα της μελέτης της μεταβατικής λειτουργίας. Επίσης, φανερώνεται η πολυπλοκότητα των σχετικών φαινομένων και η διαφοροποίηση των μηχανισμών σχηματισμού των ρύπων μεταξύ μόνιμων και μεταβατικών συνθηκών. Σύμφωνα με την προηγούμενη ανάλυση, γίνεται ξεκάθαρο ότι η μεταβατική λειτουργία ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel δεν μπορεί να θεωρηθεί ως αλληλουχία σημείων μόνιμης λειτουργίας, ούτε μπορεί να θεωρηθεί ότι ο κινητήρας συμπεριφέρεται με τον ίδιο τρόπο σε μόνιμες και μεταβατικές συνθήκες [18].

6.5 Σύνοψη – Συμπεράσματα

Στο παρόν κεφάλαιο πραγματοποιήθηκε μία λεπτομερής διερεύνηση της λειτουργικής συμπεριφοράς καθώς και των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel κατά τη μεταβατική του λειτουργία. Η διερεύνηση επικεντρώθηκε σε επιταχύνσεις εφόσον ο κινητήρας προορίζεται για χρήση σε οχήματα. Η υδραυλική πέδη οδήγησε σε παράλληλη αύξηση του φορτίου, όπως ακριβώς συμβαίνει και στην κίνηση ενός οχήματος. Εξετάστηκε η επίδραση διαφόρων παραμέτρων, όπως ο συνδυασμός αρχικού-τελικού σημείου λειτουργίας, το αρχικό φορτίο, ο ρυθμός επιτάχυνσης του κινητήρα και η θερμική του κατάσταση. Στη συνέχεια, μελετήθηκε ενδεικτικά μία μεταβολή αύξησης φορτίου (αντίστασης), ενώ ακολούθησε η διερεύνηση συνδυασμένων και σύνθετων μεταβολών, όπως η επιτάχυνση σε πολλαπλά στάδια, η επιτάχυνση μετά από αύξηση φορτίου και οι πολλαπλές μεταβολές της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου του κινητήρα. Η εφαρμογή μίας μεθόδου ημι-μόνιμης προσέγγισης της λειτουργικής συμπεριφοράς, καθώς και των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης του κινητήρα σε μεταβατικές συνθήκες ανέδειξε τις ουσιώδεις διαφοροποιήσεις ανάμεσα σε μόνιμη και μεταβατική λειτουργία. Επιγραμματικά, τα κυριότερα συμπεράσματα που προέκυψαν από τη διερεύνηση της μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα στο παρόν κεφάλαιο είναι τα εξής:

- Η μεταβατική λειτουργία ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel δεν μπορεί να θεωρηθεί ως αλληλουχία σημείων μόνιμης λειτουργίας.
- Η υστέρηση του υπερπληρωτή αποτελεί το πιο σημαντικό φαινόμενο κατά τη μεταβατική λειτουργία ενός στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα diesel.
- Η επίδραση του συστήματος ελέγχου της παροχής καυσίμου, του ρυθμιστή στροφών, των χαρακτηριστικών του υπερπληρωτή, της ρύθμισης του χρονισμού έγχυσης και οι ιδιαιτερότητες κάθε μεταβολής επηρεάζουν σημαντικά την απόκριση του κινητήρα και τις εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO), αιθάλης και θορύβου της καύσης.
- Διαπιστώθηκε μία ποιοτική συσχέτιση των στιγμιαίων εκπομπών NO και θορύβου της καύσης και σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας, η οποία πιθανώς να αποτελεί ιδιαίτερο χαρακτηριστικό του συγκεκριμένου κινητήρα. Για τη γενίκευση αυτού του συμπεράσματος απαιτείται περαιτέρω διερεύνηση.
- Μεγαλύτερο εύρος επιτάχυνσης εντείνει την επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή, οδηγώντας σε υψηλότερες (στιγμιαίες) μέγιστες τιμές της αδιαφάνειας καπνού. Το φαινόμενο είναι ιδιαίτερα εμφανές σε επιταχύνσεις που ξεκινούν από χαμηλή ταχύτητα περιστροφής και χαμηλό φορτίο.
- Σε επιταχύνσεις όπου εμφανίζονται υψηλά φορτία οι εκπομπές NO και θορύβου της καύσης εμφανίζουν πτωτική τάση, λόγω της ρύθμισης του χρονισμού έγχυσης στο συγκεκριμένο κινητήρα.

- Η διαφοροποίηση του αρχικού φορτίου σε δεδομένη επιτάχυνση επηρεάζει σημαντικά τις εκπομπές του θορύβου της καύσης, λόγω της ρύθμισης του χρονισμού έγχυσης στο συγκεκριμένο κινητήρα.
- Μεγαλύτερος ρυθμός επιτάχυνσης του κινητήρα εντείνει την επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή, ενώ αυξάνει τις εκπομπές NO και αιθάλης (στιγμαίαιες και αθροιστικές) και θορύβου της καύσης. Ωστόσο στην περίπτωση εφαρμογής σε όχημα, ανάλογα με τις συνθήκες οδήγησης, η απότομη επιτάχυνση μπορεί να αποδειχθεί πιο συμφέρουσα.
- Η θερμική κατάσταση του κινητήρα (χαρακτηριζόμενη από τη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου) έχει σημαντική επίδραση στα λειτουργικά χαρακτηριστικά του υπερπληρωτή και στις εκπομπές αιθάλης (στιγμαίαιες και αθροιστικές).
- Η αύξηση της αντίστασης του κινητήρα οδηγεί σε σημαντική πτώση της ταχύτητας περιστροφής. Αυτή είναι η συνήθης περίπτωση για κινητήρες οχημάτων, λόγω των χαρακτηριστικών των ρυθμιστών στροφών σε αυτές τις εφαρμογές. Η πτώση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα καθορίζει την απόκριση όλου του συστήματος.
- Η σταδιακή επιτάχυνση εμφανίζει χαμηλότερες στιγμαίαιες και αθροιστικές εκπομπές NO και αιθάλης,
- Ο μηχανισμός σχηματισμού της αιθάλης διαφέρει πλήρως ανάμεσα στη μόνιμη και τη μεταβατική λειτουργία κατά τη διάρκεια μίας επιτάχυνσης. Η ομοιότητα στην περίπτωση αύξησης του φορτίου αποτελεί ιδιαίτερο χαρακτηριστικό του συγκεκριμένου κινητήρα λόγω του ρυθμιστή στροφών και της αργής εκτέλεσης της μεταβολής.
- Οι αυξημένες τιμές του θορύβου της καύσης σε μεταβατικές συνθήκες οφείλεται στην υψηλότερη ένταση του αντίστοιχου μηχανισμού, σε σχέση με τη μόνιμη λειτουργία.

Συνοψίζοντας, σημειώνεται ότι τα προαναφερθέντα συμπεράσματα προέκυψαν από την πειραματική διερεύνηση της μεταβατικής λειτουργίας ενός συγκεκριμένου κινητήρα, τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά του οποίου καθορίζουν τα αποτελέσματα. Διαφορετική συμπεριφορά είναι πιθανό να παρατηρηθεί σε άλλους κινητήρες εξοπλισμένους με διαφορετικά υποσυστήματα, όπως για παράδειγμα στρόβιλο με πτερύγια μεταβλητής γεωμετρίας, διάταξη ανακυκλοφορίας καυσαερίων και σύστημα έγχυσης κοινού οχετού (common rail). Ωστόσο, οι θεμελιώδεις αρχές και μηχανισμοί που αναλύθηκαν στο παρόν κεφάλαιο δεν αλλάζουν.

6.6 Ορολογία και Συμβολισμοί

Λατινικά

p πίεση (N/m²)

Ελληνικά

φ γωνία στροφάλου (°, deg)

Φ λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα

Συντομογραφίες

ANΣ Άνω Νεκρό Σημείο

KNΣ Κάτω Νεκρό Σημείο

CO μονοξείδιο του άνθρακα

CO₂ διοξείδιο του άνθρακα

dBA decibel μετά από στάθμιση A (φίλτρο τύπου A)

EGR Exhaust Gas Recirculation – ανακυκλοφορία καυσαερίων

HC υδρογονάνθρακες

NO μονοξείδιο του αζώτου

NO_x οξειδία του αζώτου

ppm parts per million – μέρη στο εκατομμύριο

rpm revolutions per minute – στροφές ανά λεπτό

SCR Selective Catalytic Reduction – επιλεκτική καταλυτική αναγωγή

TDC Top Dead Center – άνω νεκρό σημείο

VGT Variable Geometry Turbine – στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας

6.7 Βιβλιογραφία

1. DieselNet, Ecopoint Inc., Standards, Emission Test Cycles, 2010, <http://www.dieselnet.com/standards/cycles/>.
2. Hagen J.R., Filipi Z.S., Assanis D.N., 'Transient Diesel Emissions: Analysis of Engine Operation during a Tip-In', SAE Paper 2006-01-1151, 2006.
3. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Diesel Engine Transient Operation, Springer, London, 2009.
4. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., Peckham M.S., 'Experimental Assessment of Turbocharged Diesel Engine Transient Emissions during Acceleration, Load Change and Starting', SAE Paper No. 2010-01-1287, 2010.
5. Ρακόπουλος Κ.Δ., Γιακουμής Ε.Γ., Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2006.
6. Heywood J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988.
7. Benajes J., Luján J.M., Bermúdez V., Serrano J.R., 'Modelling of Turbocharged Diesel Engines in Transient Operation. Part 1: Insight into the Relevant Physical Phenomena', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 216, pp. 431-441, 2002.
8. Black J., Eastwood P.G., Tufail K., Winstanley T., Hardalupas Y., Taylor A.M.K.P., 'Inter-correlations between Smoke Opacity, Legal Particulate Sampling (LPS) and TEOM, during Transient Operation of a Diesel Engine', SAE Paper No. 2007-01-2060, 2007.
9. Harndorf H., Kuhnt H.W., 'Improvement of Transient Behavior of Turbocharged Diesel Engines through Additional Air Injection in the Turbocharger', MTZ, Vol. 56, pp. 20-28, 1995 (in German).
10. Ρακόπουλος Κ.Δ., Χουντάλας Δ.Θ., Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1998.
11. Watson N., 'Transient Performance Simulation and Analysis of Turbocharged Diesel Engines', SAE Paper No. 810338, 1981.
12. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., 'Sensitivity Analysis of Transient Diesel Engine Simulation', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 220, pp. 89-101, 2006.
13. Zhao H., Ladommatos N., Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics, Society of Automotive Engineers (SAE), 2001.
14. Hsu B.D., Practical Diesel-Engine Combustion Analysis, Society of Automotive Engineers (SAE) 2002.
15. Russell M.F., Young C.D., Nicol S.W., 'Modulation of Injection Rate to Improve Direct Injection Diesel Engine Noise', SAE Paper No. 900349, 1990.

16. Hagena J.R., An Experimental Technique for Determining Cycle-Resolved Pre-Combustion In-Cylinder Composition and its Application Towards the Understanding of Diesel Engine Emissions during Transient Operation, PhD Thesis, University of Michigan, USA, 2008.
17. Stone R., Introduction to Internal Combustion Engines, 3rd Edition, Macmillan Press, London, 1999.
18. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., 'Experimental Study of Transient Nitric Oxide, Smoke and Combustion Noise Emissions during Acceleration of an Automotive Turbocharged Diesel Engine', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 225, pp. 260-279, 2011.
19. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., Rakopoulos D.C., 'Evaluation of the Effect of Engine, Load and Turbocharger Parameters on Transient Emissions of Diesel Engine', Energy Conversion and Management, Vol. 50, pp. 2381-2393, 2009.
20. Eastwood P.G., Tufail K., Winstanley T., Darlington A., Karagiorgis S., Hardalupas Y., Taylor A.M.K.P., 'Estimation of Deviations in NO and Soot Emissions between Steady-State and EUDC Transient Operation of a Common-Rail Diesel Engine', SAE Paper No. 2009-24-0147, 2009.
21. Kang H., Farrell P.V., 'Experimental Investigation of Transient Emissions (HC and NO_x) in a High Speed Direct Injection (HSDI) Diesel Engine', SAE Paper No. 2005-01-3883, 2005.
22. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Dimaratos A.M., 'Evaluation of Various Dynamic Issues during Transient Operation of Turbocharged Diesel Engine with Special Reference to Friction Development', SAE Paper No. 2007-01-0136, 2007.
23. Giakoumis E.G., 'Lubricating Oil Effects on the Transient Performance of a Turbocharged Diesel Engine', Energy, Vol. 35, pp. 864-873, 2010.
24. Tsunemoto H., Yamada T., Ishitani H., 'The Transient Performance during Acceleration in a Passenger Car Diesel Engine at the Lower Temperature Operation', SAE Paper No. 850113, 1985.
25. Osawa H., Nakada T., 'Pseudo Cylinder Pressure Excitation for Analysing the Noise Characteristics of the Engine Structure', JSAE Review, Vol. 20, pp. 67-72, 1999.
26. Kutrašnik T., Medica V., Trenc F., 'Analysis of the Dynamic Response Improvement of a Turbocharged Diesel Engine Driven Alternating Current Generating Set', Energy Conversion and Management, Vol. 46, pp. 2838-2855, 2005.
27. Medica V., Simulation of Turbocharged Diesel Engine Driving Electrical Generator under Dynamic Working Conditions, PhD Thesis, University of Rijeka, Croatia, 1988.
28. Γιακουμής Ε.Γ., Μεταβατική Κατάσταση Λειτουργίας Κινητήρων Diesel, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1997.

29. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., Rakopoulos D.C., 'Exhaust Emissions Estimation during Transient Turbocharged Diesel Engine Operation Using a Two-Zone Combustion Model', *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 49, pp. 125-149, 2009.
30. Bazari Z., 'Diesel Exhaust Emissions Prediction under Transient Operating Conditions', SAE Paper No. 940666, 1994.
31. Brahma I., Sharp M.C., Frazier T.R., 'Empirical Modeling of Transient Emissions and Transient Response for Transient Optimization', SAE Paper No. 2009-01-1508.
32. Ericson C., Westerberg B., Egnell R., 'Transient Emission Predictions with Quasi Stationary Models', SAE Paper No. 2005-01-3852, 2005.
33. Giakoumis E.G., Alafouzou A.I., 'Study of Diesel Engine Performance and Emissions during a Transient Cycle Applying an Engine Mapping-Based Methodology', *Applied Energy*, Vol. 87, pp. 1358-1365, 2010.
34. Giakoumis E.G., Lioutas S.C., 'Diesel-Engined Vehicle Nitric Oxide and Soot Emissions during the European Light-Duty Driving Cycle Using a Transient Mapping Approach', *Transportation Research, Part D: Transport and Environment*, Vol. 15, pp. 134-143, 2010.
35. Hausberger S., Ivanisin M., Riemersma I.J., 'Modelling of Transient Influences on HDV Emissions', SAE Paper No. 2001-24-0076, 2001.
36. Traver M.L., Atkinson R.J., Atkinson C.M., 'Neural Network-Based Diesel Engine Emissions Prediction using In-Cylinder Combustion Pressure', SAE Paper No. 1999-01-1532, 1999.
37. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., 'Review of Thermodynamic Diesel Engine Simulations under Transient Operating Conditions', SAE Paper No. 2006-01-0884, 2006.
38. Murayama T., Miyamoto N., Tsuda T., Suzuki M., Hasegawa S., 'Combustion Behaviours under Accelerating Operation of an IDI Diesel Engine', SAE Paper No. 800966, 1980.
39. Filipi Z., Hagen J., Fathy H., 'Investigating the Impact of In-Vehicle Transients on Diesel Soot Emissions', *Thermal Science*, Vol. 12, pp. 53-72, 2008.
40. Cong S., Garner C.P., McTaggart-Cowan G.P., 'The Effects of Exhaust Back Pressure on Conventional and Low-Temperature Diesel Combustion', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 225, pp. 222-235, 2011.
41. Galindo J., Bermúdez V., Serrano J.R., López J.J., 'Cycle to Cycle Diesel Combustion Characterisation during Engine Transient Operation', SAE Paper No. 2001-01-3262, 2001.

42. Assanis D.N., Filipi Z.S., Fiveland S.B., Syrimis M., 'A Methodology for Cycle-by-Cycle Transient Heat Release Analysis in a Turbocharged Direct Injection Diesel Engine', SAE Paper No. 2000-01-1185, 2000.
43. Meggyes A., 'Contribution to the Emission Characteristics of Diesel Engines at Transient Operation', MTZ, Vol. 36, pp. 111-115, 1975 (in German).
44. Campbell B., Peckham M., Symonds J., Parkinson J., Finch A., 'Transient Gaseous and Particulate Emissions Measurements on a Diesel Passenger Car Including a DPF Regeneration Event', SAE Paper No. 2006-01-1079, 2006.
45. Yokomura H., Kouketsu S., Kotooka S., 'Transient EGR Control for a Turbocharged Heavy Duty Diesel Engine', SAE Paper No. 2004-01-0120, 2004.
46. Dhaenens M., Van der Linden G., Nehl J., Thiele R., 'Analysis of Transient Noise Behavior of a Truck Diesel Engine', SAE Paper 2001-01-1566, 2001.
47. Rust A., Thien G.E., 'Effect of Transient Conditions on Combustion Noise of NA-DI Diesel Engines', SAE Paper No. 870989, 1987.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7

Πειραματική Διερεύνηση της Εκκίνησης του Κινητήρα

7.1 Εισαγωγή

Στο παρόν κεφάλαιο μελετάται μία ειδική μεταβατική κατάσταση των κινητήρων diesel, η εκκίνηση, η οποία τα τελευταία χρόνια καθίσταται όλο και πιο σπουδαία λόγω της σημαντικής συνεισφοράς της στις συνολικές εκπομπές ρύπων από οχήματα εφοδιασμένα με κινητήρες diesel [1]. Για παράδειγμα, έχει βρεθεί ότι οι εκπομπές σωματιδίων ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel μπορεί να είναι έως και επτά φορές υψηλότερες κατά την κρύα εκκίνησή του σε σχέση με τη λειτουργία του σε πλήρως θερμές συνθήκες [2,3], συνδυασμένες και με παρατεταμένη εκπομπή μαύρου καπνού [4]. Γι' αυτόν το λόγο, πολλοί από τους σύγχρονους θερμοθετημένους Μεταβατικούς Κύκλους (οχημάτων) συμπεριλαμβάνουν την εκκίνηση του κινητήρα, όπως ο Ευρωπαϊκός Κύκλος NEDC ή ο Αμερικάνικος US FTP-75 [5].

Πρέπει να σημειωθεί, ωστόσο, ότι η εκκίνηση αποτελεί σημαντική μεταβατική κατάσταση κυρίως για τους κινητήρες οχημάτων, και όχι τόσο για τους ναυτικούς ή τους βιομηχανικούς (οι οποίοι είναι στην πλειονότητά τους δίχρονοι και βραδύστροφοι). Η διαδικασία εκκίνησης των τελευταίων διαφέρει σημαντικά (π.χ. εκκίνηση με χρήση αέρα υψηλής πίεσης) από την αντίστοιχη των κινητήρων οχημάτων (χρήση ηλεκτροκινητήρα (εκκινητής ή μίζα)), ενώ συνήθως λειτουργούν για πολύ μεγάλο χρονικό διάστημα αδιάκοπα. Άλλωστε, η κύρια εφαρμογή του κινητήρα που χρησιμοποιείται στην παρούσα εργασία είναι σε οχήματα, και για αυτό μόνο αυτή η περίπτωση εξετάζεται στη συνέχεια.

Εξάλλου, η εφαρμογή των καταλυτικών μετατροπών στα σύγχρονα οχήματα για τη δραστική μείωση των εκπομπών ρύπων καθιστά ακόμα σημαντικότερη τη μελέτη της εκκίνησης. Η αποδοτική λειτουργία αυτών των διατάξεων επεξεργασίας των καυσαερίων απαιτεί την πλήρη προθέρμανσή τους, με αποτέλεσμα την πρακτικά μηδενική συνεισφορά τους στη μείωση των εκπομπών ρύπων κατά την εκκίνηση (κατά κύριο λόγο την ψυχρή) του κινητήρα. Με αυτόν τον τρόπο αυξάνεται η συμβολή της τελευταίας στη συνολική ποσότητα των εκπεμπόμενων ρύπων. Για παράδειγμα, έχει βρεθεί ότι κατά το Μεταβατικό Κύκλο US FTP-75 (συνολικής διάρκειας 1874 δευτερολέπτων), σχεδόν το 80% της συνολικής ποσότητας των ρύπων εκπέμπεται κατά τα πρώτα δύο λεπτά λειτουργίας του κινητήρα [6].

Η εκκίνηση χαρακτηρίζεται με βάση τη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου (για πληρέστερη αντιμετώπιση συμπεριλαμβάνεται και η θερμοκρασία του λιπαντικού ελαίου) και διακρίνεται σε ψυχρή και θερμή. Στην πρώτη περίπτωση η θερμοκρασία του ψυκτικού (μέσου) είναι ίδια με τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος, ενώ στη δεύτερη η θερμοκρασία του ψυκτικού (μέσου) είναι στα επίπεδα που αντιστοιχούν στη λειτουργία του κινητήρα σε πλήρως θερμές συνθήκες. Βέβαια, εκκίνηση του κινητήρα μπορεί να πραγματοποιηθεί και σε οποιαδήποτε άλλη ενδιάμεση θερμοκρασία, ή ακόμα και σε πιο ακραίες τιμές της ύστερα από κατάλληλη προθέρμανση του ψυκτικού. Το μεγαλύτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η ψυχρή εκκίνηση, λόγω των σημαντικών ιδιαιτεροτήτων που παρουσιάζει [7] και γι' αυτό το μεγαλύτερο ποσοστό της ερευνητικής δραστηριότητας επικεντρώνεται σε αυτήν την περίπτωση [π.χ. 8-12]. Ωστόσο, στην περίπτωση εφαρμογής σε αστικά λεωφορεία (όπως ο κινητήρας που χρησιμοποιείται στην παρούσα διερεύνηση), η εκκίνηση σε ενδιάμεσες θερμοκρασίες του ψυκτικού είναι εξίσου συχνή με την ψυχρή, όπως για παράδειγμα ύστερα από σύντομη στάση του λεωφορείου (αναμονή για το επόμενο δρομολόγιο). Έτσι, η διερεύνηση και της θερμής εκκίνησης καθίσταται σημαντική, καταλαμβάνοντας αξιόλογο ποσοστό της έρευνας [π.χ. 3,7,13].

Στη συνέχεια του κεφαλαίου δίνεται μία σύντομη γενική περιγραφή της διαδικασίας εκκίνησης (υπερπληρωμένου) κινητήρα diesel οχήματος σε ποιοτικό επίπεδο και αναφέρονται τα ιδιαίτερα φαινόμενα που παρατηρούνται. Ακολούθως, δίνονται τα πρωτόκολλα των δοκιμών εκκίνησης που πραγματοποιήθηκαν στα πλαίσια της παρούσας εργασίας (Πίνακας 4.2γ, Κεφάλαιο 4), με τον ανάλογο σχολιασμό των σχετικών υπολογισμών. Συγκεκριμένα, πραγματοποιήθηκαν πέντε εκκινήσεις σε διάφορες θερμοκρασίες του ψυκτικού μέσου (θερμική κατάσταση κινητήρα) και ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα. Στη συνέχεια αναλύονται όλες οι δοκιμές εκκίνησης τόσο από την άποψη της λειτουργικής συμπεριφοράς του κινητήρα, όσο και από της πολύ σημαντικής πλευράς των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης.

7.2 Περιγραφή της Εκκίνησης Κινητήρα Diesel Οχήματος

Όπως αναφέρθηκε στην προηγούμενη παράγραφο, η μελέτη της εκκίνησης ενός κινητήρα diesel στα πλαίσια της παρούσας εργασίας αναφέρεται αποκλειστικά στους κινητήρες οχημάτων. Σε αυτήν την περίπτωση η εκκίνηση πραγματοποιείται με τη χρήση ενός ηλεκτροκινητήρα (μίζα) ο οποίος θέτει σε περιστροφή τον κινητήρα. Πρακτικά πραγματοποιείται ετεροκίνηση του κινητήρα ('motoring' ή κατά την εκκίνηση 'cranking') μέχρι του σημείου όπου αυτός μπορεί να επιταχύνει ελεύθερα, έως την ταχύτητα περιστροφής της άφορτης λειτουργίας του ("ρελαντί"). Αυτή η ταχύτητα καθορίζεται από τη θέση του πεταλιού του γκαζιού, η οποία μεταφράζεται σε αντίστοιχη θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου.

Σε αντίθεση με τους κινητήρες Otto, όπου η έναυση ελέγχεται με τη χρήση του σπινθηριστή (μπουζί), η αυτανάφλεξη του καυσίμου στους κινητήρες diesel κατά την (ψυχρή) εκκίνηση είναι ασταθής [14]. Μία από τις σημαντικότερες παραμέτρους που επηρεάζουν το φαινόμενο είναι ο βαθμός συμπίεσης. Η μείωση του τελευταίου αποτελεί ένα από τα δραστικότερα μέτρα για την επίτευξη των σύγχρονων ορίων που τίθενται σχετικά με τις εκπομπές ρύπων [15], καθώς και για τη μείωση της μηχανικής καταπόνησης του κινητήρα λόγω του συνεχώς αυξανόμενου βαθμού υπερπλήρωσης τα τελευταία χρόνια [16]. Ωστόσο, με αυτόν τον τρόπο δυσχεραίνεται σημαντικά η εκκίνηση του κινητήρα, η οποία τελικά θέτει το κατώτατο όριο του βαθμού συμπίεσης [15].

Στους πρώτους κύκλους λειτουργίας κατά την εκκίνηση ο κινητήρας επιταχύνει γρήγορα με τη βοήθεια του εκκινήτη. Μετά την αποσύμπλεξη του τελευταίου, η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα αυξάνει με μικρότερο ρυθμό χωρίς την ανάγκη εξωτερικής υποστήριξης μέχρι την τελική δυναμική ισορροπία ("ρελαντί"). Αυξημένες εκπομπές αιθάλης (για υπερπληρωμένους κινητήρες μόνο), ακαύστων υδρογονανθράκων (HC) και μονοξειδίου του άνθρακα (CO) αναμένονται στο πρώτο στάδιο της εκκίνησης, ιδιαίτερα στην περίπτωση αστοχίας έναυσης (misfire). Οι πιθανότητες εμφάνισης της τελευταίας αυξάνονται με τη μείωση της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου κατά την εκκίνηση. Η αστοχία έναυσης (misfire) είναι το σημαντικότερο φαινόμενο που παρατηρείται κατά την ψυχρή εκκίνηση και τη διαφοροποιεί πλήρως από τις άλλες δύο βασικές μεταβατικές καταστάσεις του κινητήρα (επιτάχυνση και αύξηση φορτίου). Κάτω από αυτές τις συνθήκες, ο κινητήρας δεν μπορεί να παράγει την απαιτούμενη ισχύ για να υπερνικήσει τις αυξημένες απώλειες τριβών, οι οποίες οφείλονται στην υψηλή συνεκτικότητα του λιπαντικού (ελαίου) στις χαμηλές θερμοκρασίες.

Το ενδιαφέρον στοιχείο εδώ είναι ότι, σε αντίθεση με την επιτάχυνση ή την αύξηση φορτίου, οι κινητήρες diesel φυσικής αναπνοής αντιμετωπίζουν παρόμοιες δυσκολίες ψυχρής εκκίνησης με τους υπερπληρωμένους, στους οποίους ο βαθμός συμπίεσης είναι μειωμένος σε σχέση με τους πρώτους, για την αποφυγή υπερβολικής μηχανικής καταπόνησης [16].

7.3 Πρωτόκολλο Δοκιμών

Ο Πίνακας 7.1 παρουσιάζει το πρωτόκολλο των δοκιμών εκκίνησης που πραγματοποιήθηκαν στα πλαίσια της παρούσας εργασίας. Περιλαμβάνονται τόσο οι πρωτογενείς μετρήσεις όσο και τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την επεξεργασία τους. Οι τιμές των διαφόρων μεγεθών που δίνονται στον Πίνακα 7.1 αντιστοιχούν στην κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα αμέσως μετά την εκκίνηση, δηλαδή αμέσως μετά τη στιγμή αποκατάστασης της δυναμικής ισορροπίας (σταθεροποίηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα). Τονίζεται ότι στην περίπτωση των δοκιμών No. 18, 19 και 20 ο κινητήρας συνεχίζει να βρίσκεται σε μεταβατική κατάσταση και μετά την αποκατάσταση της δυναμικής ισορροπίας, από θερμικής πλευράς, εφόσον το θερμικό μεταβατικό φαινόμενο εξελίσσεται με πολύ πιο αργό ρυθμό [17]. Έτσι, η σταδιακή αύξηση της θερμοκρασίας του ψυκτικού και του λιπαντικού μπορεί να προκαλεί μεταβολή κάποιων μεγεθών του Πίνακα 7.1, όπως θα φανεί στη συνέχεια. Όλοι οι υπολογισμοί πραγματοποιήθηκαν με βάση όσα εκτέθηκαν στα Κεφάλαια 2, 3 και 4, ενώ ισχύουν και οι επιμέρους παρατηρήσεις της Παραγράφου 5.2 (Κεφάλαιο 5). Ιδιαίτερες παρατηρήσεις για τις δοκιμές εκκίνησης του Πίνακα 7.1 είναι οι εξής:

- Η θερμική κατάσταση του κινητήρα κατά την εκκίνηση (στήλη 2) προσδιορίζεται από τη θερμοκρασία του ψυκτικού (στήλη 15). Συμπληρωματικά χρησιμοποιείται και η πίεση του λιπαντικού (στήλη 14) ως ένδειξη της θερμοκρασίας του (όσο χαμηλότερη η θερμοκρασία του τόσο υψηλότερη η πίεσή του για σταθερή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα).
- Η όποια (πολύ χαμηλή) ένδειξη της πέδης (στήλη 4) οφείλεται στο γεγονός ότι αυτή είναι υδραυλική, οπότε σε οποιαδήποτε ταχύτητα περιστροφής της αναπτύσσεται κάποιο φορτίο, παρόλο που ο ρυθμιστικός μοχλός της βρίσκεται στη θέση μηδενικού φορτίου. Ωστόσο, οι τιμές του φορτίου είναι πάρα πολύ χαμηλές με πρακτικά αμελητέα επίδραση στα αποτελέσματα. Άλλωστε, είναι προφανές ότι στην πραγματικότητα κανένας κινητήρας οχήματος δεν εκκινείται με φορτίο (αποσυμπλεγμένος από τους κινητήριους τροχούς).

Επίσης, είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι σε καμία δοκιμή εκκίνησης δε λήφθηκε μέτρηση της κατανάλωσης καυσίμου. Αυτό γίνεται ιδιαίτερα για τις εκκινήσεις No. 18, 19 και 20 στις οποίες ο κινητήρας βρίσκεται σε φάση προθέρμανσης. Η πολύ μεγάλη διάρκεια της συγκεκριμένης μέτρησης (λόγω της πολύ χαμηλής ταχύτητας περιστροφής και της πρακτικά άφορτης λειτουργίας) θα οδηγούσε σε περαιτέρω θέρμανση του κινητήρα, πάνω από την επιθυμητή θερμοκρασία της δοκιμής. Άλλωστε, δε θα ήταν και απόλυτα σωστή ως μέτρηση μόνιμης λειτουργίας, μιας και ο κινητήρας θα βρισκόταν σε μεταβατική κατάσταση από θερμικής άποψης.

Ιδιαίτερο και σημαντικό χαρακτηριστικό των δοκιμών εκκίνησης αποτελεί η κατάλληλη προετοιμασία του κινητήρα για την απομάκρυνση των σωματιδιακών επικαθίσεων από την εξάτμιση, οι οποίες πιθανώς να εκλυθούν κατά την επόμενη εκκίνηση [18] οδηγώντας έτσι σε

λανθασμένα συμπεράσματα. Η διαδικασία καθαρισμού της εξάτμισης περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 4 και συνίσταται στη λειτουργία του κινητήρα σε υψηλή ταχύτητα περιστροφής και μεγάλο φορτίο για επαρκές χρονικό διάστημα [19]. Η διαδικασία αυτή ακολουθείται την προηγούμενη ημέρα για την ψυχρή εκκίνηση και αμέσως πριν από κάθε θερμή εκκίνηση. Για τις εκκινήσεις του κινητήρα σε ενδιάμεσες θερμοκρασίες (No. 19 και 20) η συγκεκριμένη διαδικασία δεν μπορεί να εφαρμοστεί διότι θα προκαλούσε πλήρη θέρμανση του κινητήρα. Τέλος, για την ψυχρή εκκίνηση No. 18 το πετάλι του γκαζιού τίθεται από την προηγούμενη ημέρα σε θέση που αντιστοιχεί σε ελαφρώς υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα από την επιθυμητή, όπως εξηγήθηκε στο Κεφάλαιο 4.

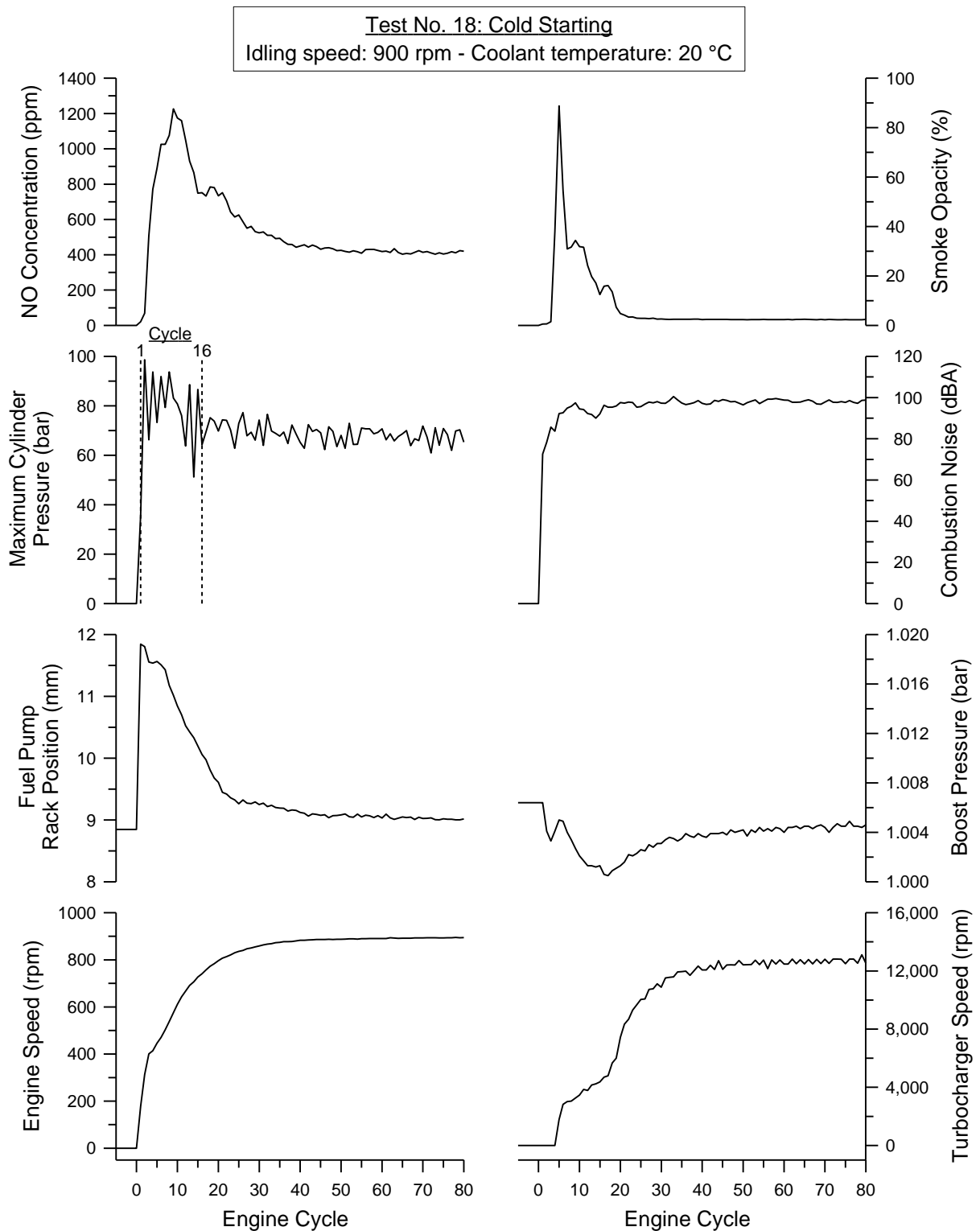
Πίνακας 7.1 Πρωτόκολλο μετρήσεων και αποτελεσμάτων των δοκιμών εκκίνησης.														
Κινητήρας: Mercedes-Benz OM 366 LA						Θερμοκρασία περιβάλλοντος: 20 °C								
Πέδη: Carl Schenck U1-40						Πυκνότητα πετρελαίου: 0.837 kg/lit								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
A/A	Θερμική κατάσταση κινητήρα κατά την εκκίνηση	Ακριβής ταχύτητα περιστροφής (rpm) – “ρελαντί”	Ένδειξη πέδης (kg)	Ακριβές φορτίο (%)	Ισχύς (kW)	Θέση κανόνα αντλίας πετρελαίου (mm)	Ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή (rpm)	Πίεση εισαγωγής μετά το ψυγείο του αέρα (bar)	Συγκέντρωση NO (ppm)	Αδιαφάνεια καπνού (%)	Συγκέντρωση αιθάλης (mg/m ³)	Θόρυβος καύσης (dBA)	Πίεση λιπαντικού (bar)	Θερμοκρασία ψυκτικού (°C)
18	Ψυχρή	900	2.5	5.2	1.7	9.02	12522	1.005	420	2.44	6.65	98.8	5.9	20
19	Ενδιάμεσης θερμοκρασίας	1010	3.5	7.2	2.6	8.68	17418	1.016	343	1.65	4.48	99.4	5.2	35
20	Ενδιάμεσης θερμοκρασίας	1010	3.5	7.2	2.6	8.70	20325	1.029	311	1.43	3.88	98.8	4.0	60
21	Θερμή	1215	5.0	4.3	4.5	8.85	29495	1.071	297	1.78	4.83	100.8	2.5	80
22	Θερμή	950	3.0	6.2	2.1	8.67	21140	1.036	285	1.32	3.58	97.2	1.8	80

7.4 Ψυχρή Εκκίνηση

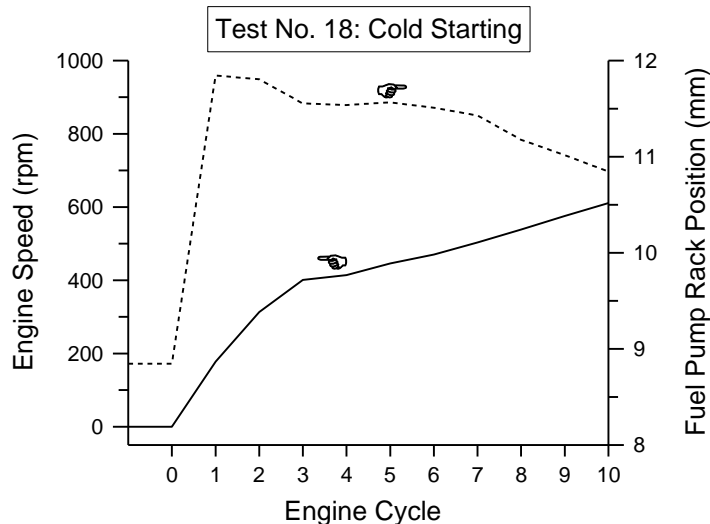
Η πρώτη δοκιμή εκκίνησης (No. 18) που πραγματοποιήθηκε στον κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA στα πλαίσια της παρούσας εργασίας ήταν σε ψυχρές συνθήκες, δηλαδή η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου και του λιπαντικού ελαίου ήταν ίση με την ατμοσφαιρική (20 °C στη συγκεκριμένη δοκιμή) και σε ταχύτητα περιστροφής 900 rpm. Αυτή η δοκιμή αντιπροσωπεύει την τυπική περίπτωση ψυχρής εκκίνησης κινητήρα diesel οχήματος. Το Σχήμα 7.1 παρουσιάζει τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων κατά την ψυχρή εκκίνηση No. 18. Συγκεκριμένα, δίνεται η μεταβολή των πέντε λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα και των υποσυστημάτων του που συμπεριλαμβάνονται στη διερεύνηση (όπως στο Κεφάλαιο 6), καθώς και η ανάπτυξη των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου (NO), αιθάλης (όπως αυτή ποσοτικοποιείται από την αδιαφάνεια καπνού) και θορύβου της καύσης. Με τον ίδιο τρόπο θα δοθούν και τα υπόλοιπα αποτελέσματα στο παρόν κεφάλαιο. Στη συνέχεια αναλύονται η λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα και των υποσυστημάτων του και, ακολούθως, οι εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης κατά την ψυχρή εκκίνηση.

7.4.1 Λειτουργική Συμπεριφορά – Αστάθεια της Καύσης

Ιδιαίτερα φαινόμενα παρατηρούνται κατά την ψυχρή εκκίνηση ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel οχήματος, κάποια εκ των οποίων διαφοροποιούνται (ποιοτικά ή/και ποσοτικά) στις περιπτώσεις εκκίνησης σε υψηλότερη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου, όπως θα φανεί στη συνέχεια του παρόντος κεφαλαίου. Πριν την εκκίνηση του κινητήρα ο κανόνας της αντλίας πετρελαίου βρίσκεται στην ακραία θέση του, που αντιστοιχεί στην ελάχιστη παροχή καυσίμου, όπως φαίνεται στο Σχήμα 7.1. Υπενθυμίζεται ότι η τελευταία λειτουργία του κινητήρα πριν από τη συγκεκριμένη εκκίνηση ήταν την προηγούμενη ημέρα της δοκιμής (δηλαδή παρέμεινε ανενεργός για περισσότερες από 12 ώρες), οπότε και πραγματοποιήθηκε η απομάκρυνση των σωματιδιακών επικαθίσεων από την εξάτμισή του, σύμφωνα με τη διαδικασία που περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 4. Το διάστημα κατά το οποίο ο κινητήρας παραμένει ανενεργός πριν από την εκκίνησή του παίζει σημαντικό ρόλο στην αρχική θέση του κανόνα, όπως θα φανεί στην ανάλυση των επόμενων δοκιμών. Μόλις πιέζεται ο διακόπτης του εκκινητή (με το πετάλι του γκαζιού σε σταθερή θέση) και ο κινητήρας τίθεται σε περιστροφή, ο ρυθμιστής στροφών αντιλαμβάνεται την πολύ χαμηλή ταχύτητα περιστροφής (πολύ χαμηλότερη από την επιθυμητή) ωθώντας άμεσα τον κανόνα σε θέσεις υψηλότερης παροχής καυσίμου, όπως μπορεί να φανεί χαρακτηριστικά στο Σχήμα 7.2.



Σχήμα 7.1 Απόκριση του κινητήρα και των υποσυστημάτων του και ανάπτυξη των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης κατά την ψυχρή εκκίνηση No. 18.



Σχήμα 7.2 Μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα και της θέσης του κανόνα κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας στην ψυχρή εκκίνηση No. 18.

Η συμπεριφορά του κανόνα της αντλίας πετρελαίου και οι θέσεις από τις οποίες διέρχεται κατά την ψυχρή εκκίνηση No. 18 εξαρτώνται από τη συνδυασμένη επίδραση δύο παραγόντων:

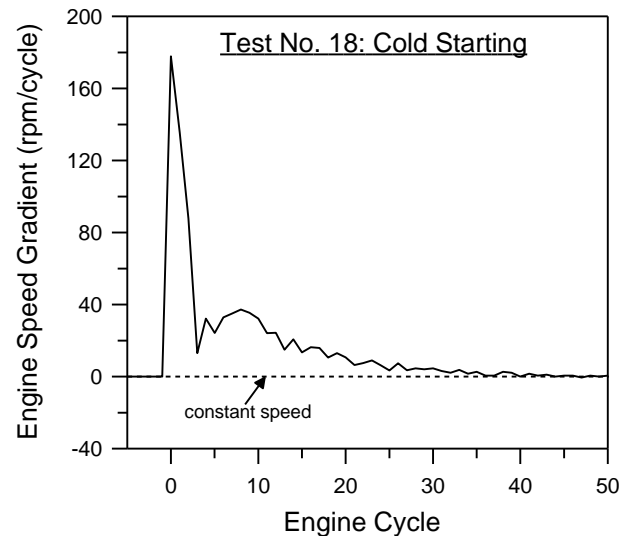
- Τη στιγμιαία θέση του πεταλιού του γκαζιού.
- Το σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου.

Αναφορικά με τον πρώτο παράγοντα, σε όλες τις δοκιμές εκκίνησης που πραγματοποιήθηκαν στα πλαίσια της παρούσας εργασίας το πετάλι του γκαζιού παρέμενε σε σταθερή προκαθορισμένη θέση. Αντίθετα, σε άλλες εφαρμογές το πετάλι του γκαζιού πιέζεται έως το τέρμα προς διευκόλυνση της εκκίνησης του κινητήρα [20]. Αυτή ακριβώς είναι η περίπτωση που παρουσιάστηκε στην Εικόνα 2.10(α) και στο Σχήμα 2.3 (Κεφάλαιο 2) [21], όπου ο κανόνας έχει μετατοπιστεί στην πιο ακραία δυνατή θέση του. Ωστόσο, αυτή η συμπεριφορά δεν ανταποκρίνεται στις εκκινήσεις της παρούσας διερεύνησης λόγω του τρόπου με τον οποίο αυτές πραγματοποιήθηκαν και για αυτό δεν αναλύεται περαιτέρω. Στις συγκεκριμένες δοκιμές εκκίνησης το πετάλι του γκαζιού προσδιορίζει την τελική θέση του κανόνα, πρακτικά δηλαδή την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα στην άφορτη λειτουργία του (“ρελαντί”). Έτσι, ο βασικός παράγοντας που καθορίζει τη μέγιστη ακραία θέση του κανόνα κατά τη συγκεκριμένη δοκιμή είναι το σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου, το οποίο ρυθμίζει τη μέγιστη μετατόπιση του κανόνα ανάλογα με τη στιγμιαία τιμή της πίεσης εισαγωγής (Κεφάλαιο 2). Έτσι, στην περίπτωση της ψυχρής εκκίνησης No. 18 επιτρέπεται μετατόπιση του κανόνα έως ένα σημείο, εφόσον η πίεση εισαγωγής παραμένει σε πολύ χαμηλά επίπεδα καθόλη τη διάρκεια της δοκιμής, όπως φαίνεται στο Σχήμα 7.1.

Σημειώνεται ότι υπάρχουν διατάξεις με τις οποίες το συγκεκριμένο σύστημα απενεργοποιείται κατά την εκκίνηση του κινητήρα, έτσι ώστε ο κανόνας να είναι ελεύθερος να μετατοπιστεί σε θέσεις υψηλότερης παροχής καυσίμου (και πιθανώς να φτάσει έως την πιο ακραία δυνατή θέση του). Συνηθέστερες τέτοιες διατάξεις είναι είτε μηχανικές (με τη χρήση

συρματόσχοινου/ντίζας) είτε ηλεκτρονικές μέσω μίας σωληνοειδούς βαλβίδας, η οποία ενεργοποιείται από έναν αισθητήρα μέτρησης της θερμοκρασίας του ψυκτικού [21]. Σκοπός τους είναι η απομάκρυνση του μοχλικού από το στέλεχος του κανόνα, μετατοπίζοντας τον άξονα του πρώτου (Εικόνα 2.12, Κεφάλαιο 2). Με αυτόν τον τρόπο, η ανεμπόδιστη αύξηση της παροχής καυσίμου διευκολύνει την ψυχρή εκκίνηση του κινητήρα, οδηγώντας όμως παράλληλα σε υπερβολικά υψηλές εκπομπές ακαύστων υδρογονανθράκων (uHC) καθώς και σε μεγάλη διάρκεια πολύ υψηλών εκπομπών αιθάλης [16]. Για παράδειγμα, έχει βρεθεί ότι περιορίζοντας κατά 20% τη μέγιστη παροχή καυσίμου κατά την ψυχρή εκκίνηση, οι εκπομπές uHC μειώνονται κατά 50% [4]. Στον κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA δεν υφίσταται τέτοια διάταξη, με αποτέλεσμα το σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου να λειτουργεί κανονικά και κατά την εκκίνηση. Έτσι, κατά την ψυχρή εκκίνηση No. 18 ο κανόνας μπορεί να μετατοπιστεί έως ορισμένη μέγιστη θέση, όπως μπορεί να φανεί χαρακτηριστικά στο Σχήμα 7.2, περιορίζοντας τη μέγιστη παροχή καυσίμου.

Η αρχικά απότομη αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα που παρατηρείται στο Σχήμα 7.2 οφείλεται στην επίδραση του εκκινητή. Αυτός ετεροκινεί τον κινητήρα κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας (όπου δεν αποκλείεται να υφίσταται και καύση) με αποτέλεσμα τον πολύ υψηλό ρυθμό επιτάχυνσης του τελευταίου, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 7.3. Μετά την αποσύμπλεξη του εκκινητή (η οποία συμβαίνει μετά από 3 κύκλους λειτουργίας ή 1.4 δευτερόλεπτα από την έναρξη της δοκιμής), ο κινητήρας επιταχύνει με πολύ μικρότερο ρυθμό (Σχήμα 7.3) μέχρι τη σταθεροποίηση στην τελική ταχύτητα περιστροφής. Οι πολύ χαμηλές τιμές της τελευταίας τόσο για τον κινητήρα όσο και για τον υπερπληρωτή οδηγούν σε έλλειψη επαρκούς παροχής αέρα σε αυτό το στάδιο, με αποτέλεσμα να δυσχεραίνεται σημαντικά ο μηχανισμός της καύσης [7]. Η τελευταία παρατήρηση αποτελεί σημαντικό παράγοντα αστάθειας της καύσης από τον έναν κύκλο λειτουργίας στον επόμενο [8]. Με τη σταδιακή επιτάχυνση του κινητήρα ο κανόνας επανέρχεται σε θέσεις χαμηλότερης παροχής καυσίμου. Σημειώνεται ότι ακόμα και μετά τη σταθεροποίηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, το μεταβατικό φαινόμενο συνεχίζει να εξελίσσεται από θερμικής πλευράς, εφόσον απαιτείται πολύ μεγαλύτερο διάστημα για τη σταθεροποίηση των θερμοκρασιών των καυσαερίων, του ψυκτικού μέσου και του λιπαντικού (ελαίου), καθώς και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου και της πολλαπλής εξαγωγής, λόγω της υψηλής θερμικής αδράνειάς τους [16]. Έτσι, για παράδειγμα, παρατηρήθηκε ότι με τη σταδιακή θέρμανση του κινητήρα ο κανόνας μετατοπίστηκε ελαφρά σε μικρότερη παροχή καυσίμου για τη διατήρηση σταθερής ταχύτητας περιστροφής (αφού μειώθηκαν σημαντικά οι τριβές λόγω της θέρμανσης του λιπαντικού [22]).

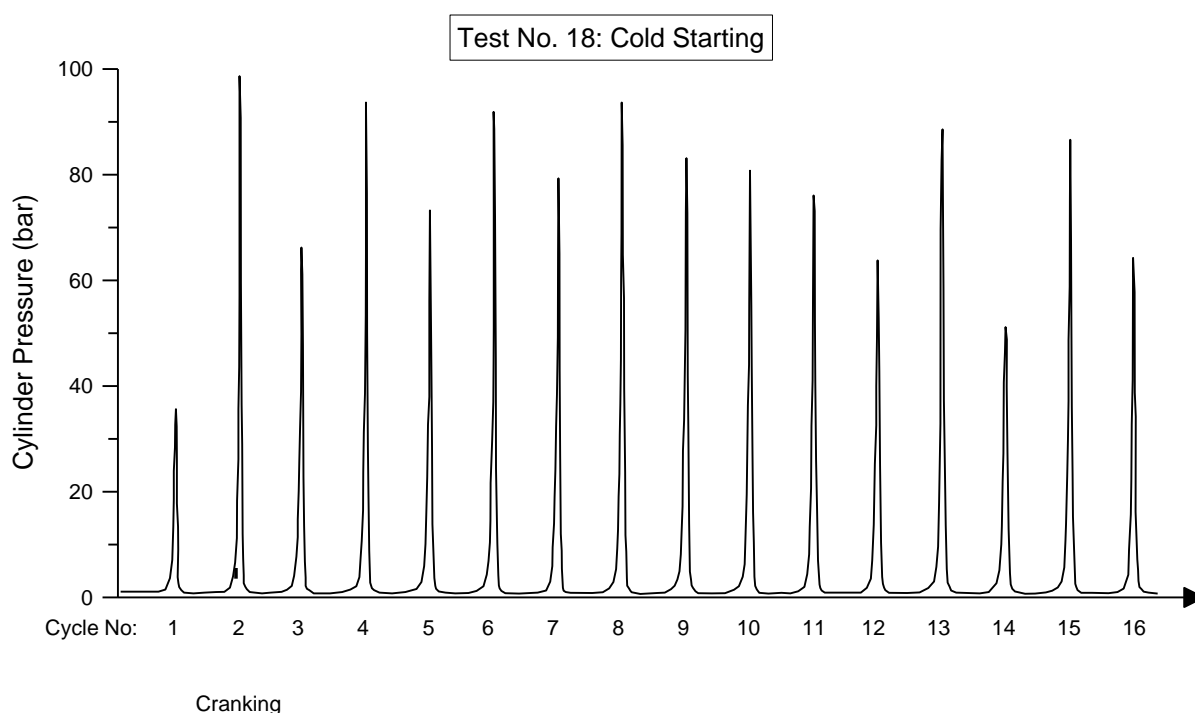


Σχήμα 7.3 Ρυθμός επιτάχυνσης του κινητήρα κατά την ψυχρή εκκίνηση No. 18

Δύο είναι τα πιο αξιοσημείωτα φαινόμενα που παρατηρούνται σχετικά με τη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα και του υπερπληρωτή κατά την ψυχρή εκκίνηση No. 18. Το πρώτο είναι η αστάθεια της καύσης η οποία διαπιστώνεται από τη διακύμανση της μέγιστης πίεσης κυλίνδρου στο πρώτο στάδιο της εκκίνησης, όπως φαίνεται στο Σχήμα 7.1. Στο Σχήμα 7.4 παρουσιάζονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα των 16 πρώτων κύκλων λειτουργίας, όπου παρατηρείται απόκλιση της μέγιστης πίεσης καύσης έως και 40 bar από κύκλο σε κύκλο (εξαιρώντας τον πρώτο). Πιο συγκεκριμένα, σε αυτό το διάστημα η μέση τιμή της μέγιστης πίεσης καύσης είναι περίπου 79 bar, παρουσιάζοντας τυπική απόκλιση της τάξης των 13.6 bar. Αυτή η διακύμανση είναι το αποτέλεσμα της ατελούς καύσης ή ακόμα και της πλήρους αστοχίας έναυσης [7], με την τελευταία ωστόσο να μην εμφανίζεται στη συγκεκριμένη δοκιμή. Η πιθανότητα εμφάνισης της αστοχίας έναυσης είναι μεγαλύτερη σε μονοκύλινδρους κινητήρες [8], ενώ αυξάνει με την ελάττωση της θερμοκρασίας εκκίνησης [16]. Εξαιτίας των χαμηλών θερμοκρασιών κατά την ψυχρή εκκίνηση, είναι πιθανό η γόμωση του κυλίνδρου να μην καταφέρει να φτάσει σε θερμοκρασία κατάλληλη για την ατμοποίηση του εγχυόμενου καυσίμου. Έτσι, δυσχεραίνεται η ανάμιξη του πετρελαίου με τον αέρα, οδηγώντας τελικά στην παρατηρούμενη αστάθεια της καύσης (ή ακόμα και στην αστοχία έναυσης, αλλά για αρκετά χαμηλότερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος από αυτές της παρούσας εργασίας), με το βαθμό συμπίεσης και τις διατάξεις υποβοήθησης της εκκίνησης να παίζουν πολύ σημαντικό ρόλο στο φαινόμενο [7]. Επίσης, μία βασική παράμετρος που επηρεάζει τη διαδικασία της καύσης είναι η πίεση έγχυσης, οι χαμηλές τιμές της οποίας (λόγω της χαμηλής ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα) επηρεάζουν αρνητικά τη διάσπαση του υγρού καυσίμου σε σταγονίδια και την ανάμιξή του με τον αέρα. Επιπλέον, η συνδυασμένη επίδραση των παρακάτω παραγόντων:

- i. της χαμηλής θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου, η οποία έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση των απωλειών θερμότητας προς τα τοιχώματα του κυλίνδρου,

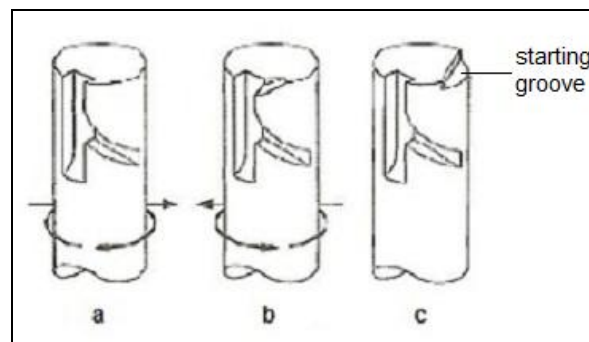
- ii. της χαμηλής θερμοκρασίας του λιπαντικού, η οποία οδηγεί σε υψηλές απώλειες τριβών,
 - iii. της χαμηλής ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, η οποία παρέχει περισσότερο χρόνο στις προηγούμενες δύο απώλειες να αναπτυχθούν, ενώ παράλληλα αυξάνει τις διαρροές αερίου από τον κύλινδρο προς το στροφαλοθάλαμο (μέσω των διακένων των ελατηρίων του εμβόλου, τα οποία στις χαμηλές θερμοκρασίες είναι μεγαλύτερα) και
 - iv. της χαμηλής πίεσης εισαγωγής λόγω της υστέρησης του υπερπληρωτή, Σχήμα 7.1, με πρακτικό αποτέλεσμα ο κινητήρας να λειτουργεί σαν φυσικής αναπνοής,
- έχει ως τελικό αποτέλεσμα την ανάπτυξη χαμηλών πιέσεων συμπίεσης [23], οι οποίες οδηγούν σε επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης και επηρεάζουν καθοριστικά την αστάθεια της καύσης που παρατηρείται στο Σχήμα 7.4.



Σχήμα 7.4 Αστάθεια της καύσης κατά την ψυχρή εκκίνηση No. 18: δυναμοδεικτικά διαγράμματα των πρώτων 16 κύκλων λειτουργίας του κινητήρα.

Μία άλλη κρίσιμη παράμετρος η οποία επηρεάζει καθοριστικά τη διαδικασία της καύσης και την παρατηρούμενη αστάθειά της είναι η καθυστέρηση ανάφλεξης, η οποία μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως κριτήριο έναυσης σε συνθήκες ψυχρής εκκίνησης [24]. Εάν η καθυστέρηση ανάφλεξης ολοκληρωθεί πριν το ANΣ, τότε η έναυση θα είναι επιτυχημένη και θα είναι κοντά στο ANΣ. Αντίθετα, εάν η καθυστέρηση ανάφλεξης ολοκληρωθεί αρκετά μετά το ANΣ (όπου ο ρυθμός εκτόνωσης του αερίου είναι υψηλός λόγω της κίνησης του εμβόλου προς το ΚΝΣ), είναι πιθανό να παρατηρηθεί αστοχία έναυσης [25]. Σε κάθε περίπτωση, η διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης (σε ms) σε συνθήκες ψυχρής εκκίνησης είναι αυξημένη, χωρίς όμως αυτό να σημαίνει απαραίτητα ότι απαιτείται και μεγαλύτερο διάστημα σε μοίρες γωνίας

στροφάλου, λόγω της πολύ χαμηλής ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα [16]. Γι' αυτόν το λόγο, υπάρχουν εφαρμογές στις οποίες η προπορεία έγχυσης ελαττώνεται κατά την ψυχρή εκκίνηση, με σκοπό την πραγματοποίηση της έγχυσης σε περιβάλλον που ευνοεί την προετοιμασία του καυσίμου. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί μέσω κατάλληλης διαμόρφωσης στο έμβολο της αντλίας (ιδιαίτερα σε αντλίες τύπου PE, όπως αυτή του κινητήρα που χρησιμοποιείται στην παρούσα διερεύνηση, ωστόσο στο συγκεκριμένο δεν υπάρχει), όπως παρουσιάζεται στην Εικόνα 7.1 [21]. Η διάταξη αυτή είναι ενεργή μόνο όταν ο κανόνας βρίσκεται στην πιο ακραία δυνατή θέση του (π.χ. με το πετάλι του γκαζιού πλήρως πατημένο, Εικόνα 2.10(α)) και για ταχύτητες περιστροφής μικρότερες από 300 rpm.

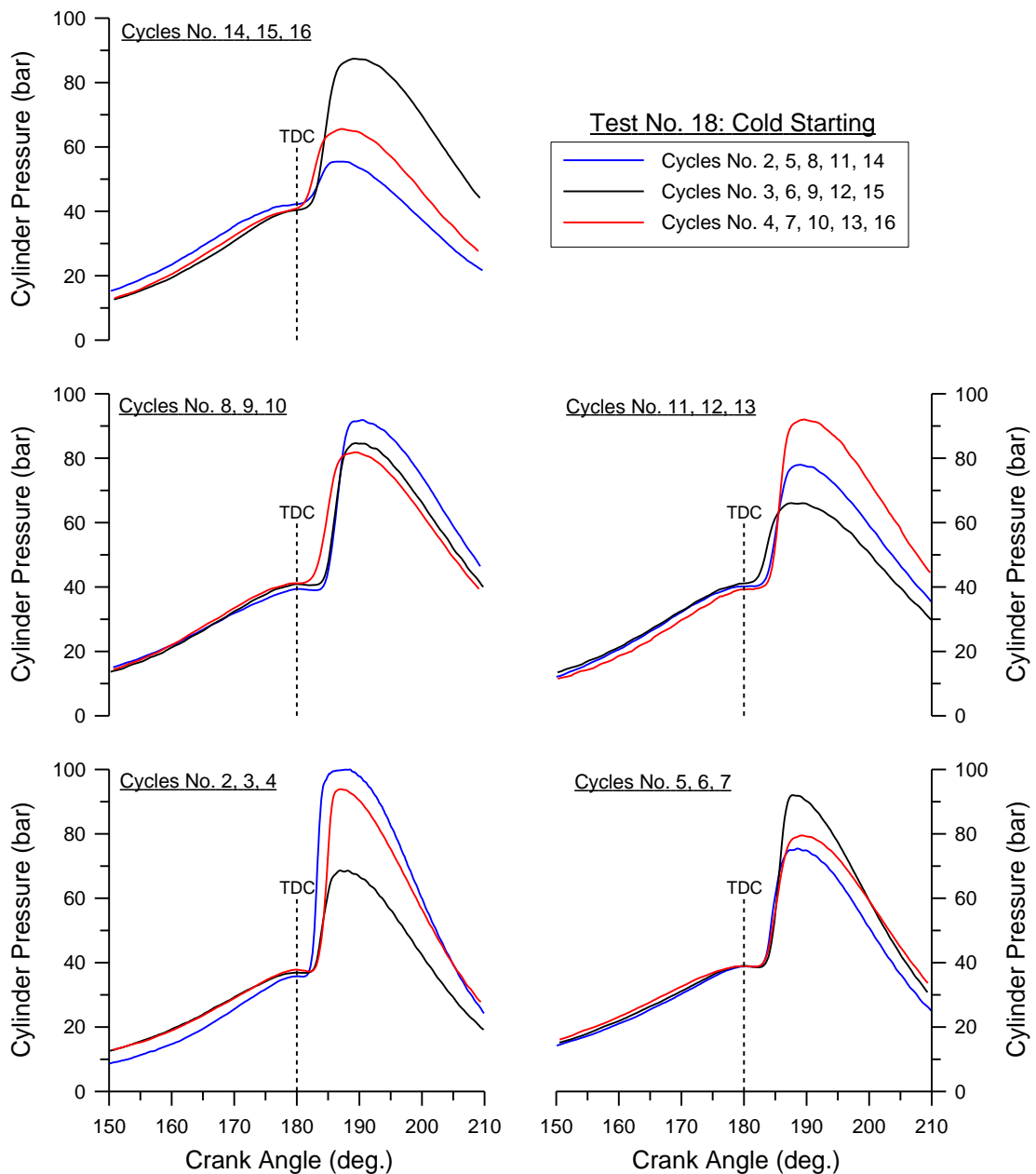


Εικόνα 7.1 Διαμόρφωση του εμβόλου της αντλίας πετρελαίου: (a) τυπική μονής έλικας, (b) διπλής έλικας για τη ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης ανάλογα με το φορτίο του κινητήρα και (c) με εγκοπή εκκίνησης (starting groove).

Εκτός από τη διακύμανση στη μέγιστη πίεση κυλίνδρου από κύκλο σε κύκλο (Σχήμα 7.4), η αστάθεια της καύσης χαρακτηρίζεται και από διακύμανση στις γωνίες (στροφάλου) έναυσης και εμφάνισης της μέγιστης πίεσης. Για μία πιο λεπτομερή εξέταση όλων αυτών των διακυμάνσεων, στο Σχήμα 7.5. παρουσιάζονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα στο τμήμα της καύσης για τους κύκλους 2 έως και 16 κατά την ψυχρή εκκίνηση No. 18, από όπου επιβεβαιώνεται ότι στη συγκεκριμένη δοκιμή δεν υπήρξε αστοχία έναυσης (τουλάχιστον στο συγκεκριμένο κύλινδρο όπου μετράται το δυναμοδεικτικό διάγραμμα).

Βασικές αιτίες για όλες τις διακυμάνσεις που παρατηρούνται είναι ο διαφορετικός χρονισμός έγχυσης από κύκλο σε κύκλο (λόγω της σταδιακής επιτάχυνσης του κινητήρα η προπορεία αυξάνεται, ενώ δεν υπάρχει ουσιαστική επίδραση από το φορτίο), η μεταβαλλόμενη πίεση έγχυσης (αυξάνεται με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής και επηρεάζεται από την παραμένουσα πίεση) και η διαφορετική καθυστέρηση ανάφλεξης. Η τελευταία παρουσιάζει επίσης διακύμανση από κύκλο σε κύκλο. Δύο επιπλέον παράγοντες που επηρεάζουν το όλο φαινόμενο είναι η ποσότητα καυσίμου καθώς και η θερμοκρασία και σύσταση των προϊόντων της καύσης (του προηγούμενου κύκλου λειτουργίας) που παραμένουν εντός του κυλίνδρου σε κάθε κύκλο. Ο πρώτος παράγοντας, ο οποίος προέρχεται από την ατελή καύση του πετρελαίου στον προηγούμενο κύκλο και μπορεί να φτάσει έως και το 30-40% της εγχυόμενης ποσότητας

[16], αυξάνει τον ενεργό βαθμό συμπίεσης του κινητήρα [26], αυξάνει το λόγο ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα και ευνοεί την έναυση [27]. Η ατμοποίηση του παραμένου καυσίμου κατά την καθυστέρηση ανάφλεξης οδηγεί σε εντονότερη καύση προανάμιξης και υψηλότερες πιέσεις καύσης. Έτσι, η πληρέστερη καύση μειώνει το ποσοστό του παραμένου καυσίμου στον επόμενο κύκλο, όπου η πιθανή ατελής καύση οδηγεί σε αύξησή του στο μεθεπόμενο κύκλο και ούτω καθεξής. Με αυτόν τον τρόπο η ποσότητα του καυσίμου που παραμένει εντός του κυλίνδρου συμβάλει στην αστάθεια της καύσης κατά τους πρώτους κύκλους της ψυχρή εκκίνησης.

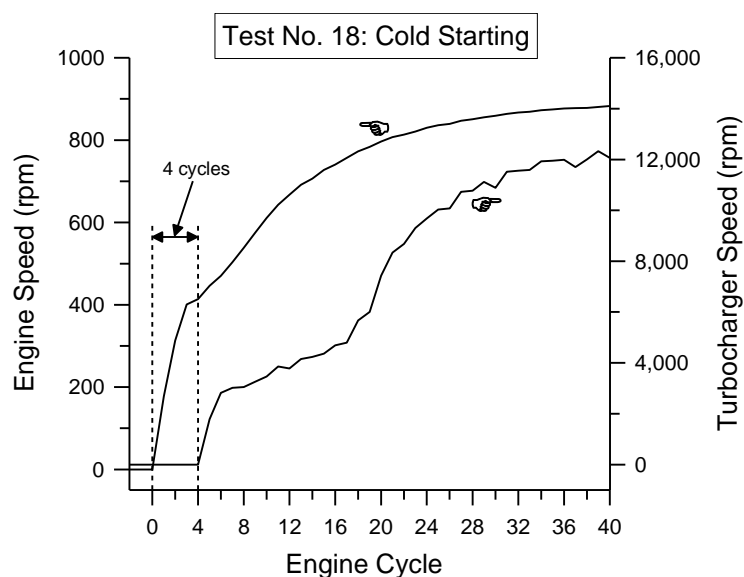


Σχήμα 7.5 Δυναμοδεικτικά διαγράμματα (στο τμήμα της καύσης) των κύκλων 2 έως και 16 κατά την ψυχρή εκκίνηση No. 18.

Όσον αφορά στο δεύτερο παράγοντα, η παραμένουσα ποσότητα καυσαερίων μπορεί να επιδρά είτε θετικά είτε αρνητικά στη διαδικασία της καύσης ανάλογα με την προέλευση των καυσαερίων, δηλαδή αν είναι προϊόντα τέλειας ή ατελούς καύσης [28,29]. Στην πρώτη περίπτωση, η υψηλή θερμοκρασία των καυσαερίων αυξάνει την αρχική θερμοκρασία της γόμωσης του κυλίνδρου, όμως αραιώνει σημαντικά το μίγμα δυσχεραίνοντας την ανάμιξη του πετρελαίου με τον αέρα. Επιπλέον, η μεγάλη θερμοχωρητικότητά τους οδηγεί σε μείωση των θερμοκρασιών καύσης δυσχεραίνοντας την πραγματοποίηση των χημικών αντιδράσεων. Αντίθετα, τα προϊόντα της ατελούς καύσης (από τον προηγούμενο κύκλο λειτουργίας) περιέχουν μεγάλες ποσότητες ακαύστων υδρογονανθράκων, ατμών πετρελαίου και παραγώγων μερικής οξειδωσης του καυσίμου. Αυτά τα στοιχεία επιταχύνουν τις προαντιδράσεις καύσης και ελαττώνουν την καθυστέρηση ανάφλεξης [30], ευνοώντας έτσι την έναυση.

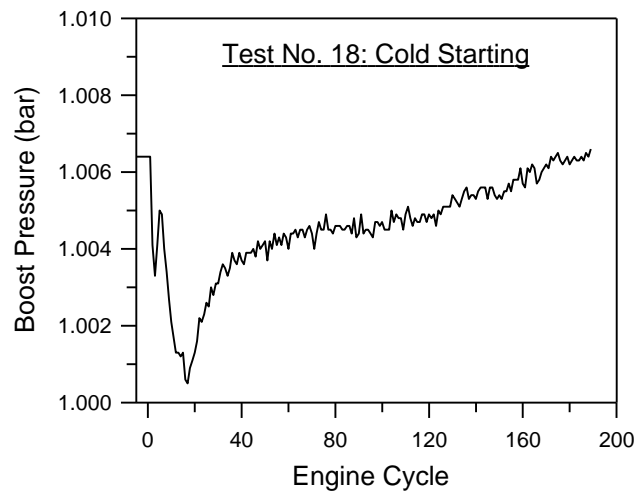
Το δεύτερο αξιοσημείωτο φαινόμενο της ψυχρής εκκίνησης Νο. 18 είναι η πτώση της πίεσης εισαγωγής κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας του κινητήρα, όπως διαπιστώνεται από το Σχήμα 7.1. Η πίεση εισαγωγής ακολουθεί μία πτωτική τάση έως τον 17ο κύκλο, όπου και ξεκινάει να αυξάνεται σταδιακά, παραμένοντας ωστόσο γενικά σε πολύ χαμηλά επίπεδα. Η παρατήρηση αυτή αποδίδεται στην υστέρηση του υπερπληρωτή, η οποία αποτελεί ένα από τα σημαντικότερα φαινόμενα κατά την εκκίνηση υπερπληρωμένων κινητήρων diesel. Όπως μπορεί να φανεί από το Σχήμα 7.6, κατά τους πρώτους 4 κύκλους, όπου ο κινητήρας επιταχύνεται απότομα κάτω από την επίδραση του εκκινήτη (οπότε φτάνει σε σχετικά υψηλές ταχύτητες περιστροφής), ο υπερπληρωτής δεν έχει ξεκινήσει ακόμα να περιστρέφεται. Έτσι, ο κινητήρας αναρροφά τη διαθέσιμη ποσότητα αέρα που βρίσκεται στην πολλαπλή εισαγωγής, προκαλώντας την παρατηρούμενη πτώση πίεσης. Στη συγκεκριμένη δοκιμή αναδεικνύονται και οι τρεις συνιστώσες της αδράνειας που προκαλούν την υστέρηση του υπερπληρωτή, δηλαδή:

- η μηχανική, λόγω της οποίας το ζεύγος υπερπλήρωσης δεν μπορεί να τεθεί σε περιστροφή ακαριαία,
- η θερμική, η οποία οφείλεται στις αυξημένες απώλειες θερμότητας των καυσαερίων προς τα ψυχρά τοιχώματα του θαλάμου καύσης και της πολλαπλής εξαγωγής, μειώνοντας έτσι σημαντικά το ενεργειακό περιεχόμενό τους και
- η αδράνεια ροής (πλήρωσης δηλαδή της πολλαπλής εξαγωγής με καυσαέρια), λόγω της οποίας το ρεύμα των καυσαερίων καθυστερεί να φτάσει στο στρόβιλο και να θέσει σε περιστροφή το ζεύγος υπερπλήρωσης (μικρότερο μήκος των σωληνώσεων εξαγωγής θα μείωνε αυτή τη συνιστώσα).



Σχήμα 7.6 Μεταβολή των ταχυτήτων περιστροφής του κινητήρα και του υπερπληρωτή κατά τους πρώτους 40 κύκλους λειτουργίας της ψυχρής εκκίνησης No. 18.

Μετά από 4 κύκλους (ή 1.7 δευτερόλεπτα από την εκκίνηση του κινητήρα) ο υπερπληρωτής ξεκινάει να περιστρέφεται και επιταχύνεται με υψηλό ρυθμό (ο οποίος όπως παρατηρείται στο Σχήμα 7.6 είναι παρόμοιος με αυτόν της επιτάχυνσης του κινητήρα κατά τη διάρκεια σύμπλεξης του εκκινητή). Έτσι, σημειώνεται μία τοπική αύξηση της πίεσης εισαγωγής (Σχήμα 7.1). Ωστόσο, ο κινητήρας βρίσκεται πλέον σε υψηλή ταχύτητα περιστροφής (για τα δεδομένα της εκκίνησης) ενώ ο υπερπληρωτής συνεχίζει να επιταχύνεται με πολύ μικρότερο ρυθμό. Ως αποτέλεσμα, ο συμπιεστής δεν μπορεί να παρέχει στον κινητήρα την απαιτούμενη ποσότητα αέρα που αυτός αναρροφά, οδηγώντας πάλι σε πτώση της πίεσης εισαγωγής. Μετά από 17 κύκλους λειτουργίας (ή 4.2 δευτερόλεπτα) ο υπερπληρωτής επιταχύνεται με έντονο ρυθμό, προκαλώντας τη σταδιακή αύξηση της πίεσης εισαγωγής (Σχήμα 7.1). Ωστόσο, ακόμα και μετά από αυτό το σημείο, ο υπερπληρωτής φτάνει σε πολύ χαμηλές ταχύτητες περιστροφής (άρα και πιέσεις εισαγωγής), λόγω του χαμηλού ενεργειακού περιεχομένου των καυσαερίων, το οποίο οφείλεται κυρίως στις αυξημένες απώλειες θερμότητας προς τα ψυχρά τοιχώματα του κυλίνδρου και της πολλαπλής εξαγωγής. Μετά την εξισορρόπηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, το φαινόμενο συνεχίζει να αναπτύσσεται από θερμικής πλευράς, εφόσον το θερμικό μεταβατικό φαινόμενο απαιτεί πολύ περισσότερο χρόνο μέχρι να σταθεροποιηθεί (λόγω της θερμικής αδράνειας των διαφόρων τμημάτων) [17]. Αυτό φανερώνεται και από την επακόλουθη αύξηση της πίεσης εισαγωγής κατά την προθέρμανση του κινητήρα, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 7.7. Η σταδιακή αύξηση της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων του κυλίνδρου και της πολλαπλής εξαγωγής περιορίζει τις απώλειες θερμότητας από τα καυσαέρια, αυξάνοντας έτσι τη διαθέσιμη ενθαλπική πτώση τους στο στρόβιλο. Έτσι, ο υπερπληρωτής σταδιακά επιταχύνεται, παράγοντας υψηλότερη πίεση εισαγωγής [7].



Σχήμα 7.7 Ανάπτυξη της πίεσης εισαγωγής μετά την ψυχρή εκκίνηση No. 18.

7.4.2 Εκπομπές Ρύπων και Θορύβου της Καύσης

Τα μεταβατικά φαινόμενα κατά την ψυχρή εκκίνηση No. 18 που αναλύθηκαν στην προηγούμενη υποπαράγραφο έχουν σημαντική επίδραση στις εκπομπές ρύπων (κυρίως) και θορύβου της καύσης, οι οποίες παρουσιάζονται στο Σχήμα 7.1. Την πιο αξιοσημείωτη συμπεριφορά παρουσιάζουν οι εκπομπές αιθάλης, αφού η αδιαφάνεια λαμβάνει υπερβολικά υψηλές τιμές οι οποίες πλησιάζουν στο 100% (Σχήμα 7.1). Αυτή η τιμή αποτελεί τη μέγιστη δυνατή και έχει ως αποτέλεσμα την εξαγωγή πλήρως μαύρου καπνού (αποτελούμενου κυρίως από σωματίδια αιθάλης) από την εξάτμιση του κινητήρα. Παράλληλα, παρατηρούνται υψηλές εκπομπές αιθάλης για παρατεταμένο διάστημα. Ενδεικτικά, αναφέρεται ότι τιμές αδιαφάνειας πάνω από 10% και 20% εμφανίζονται για 15 (ή 2.8 δευτερόλεπτα) και 10 (ή 2 δευτερόλεπτα) κύκλους λειτουργίας, αντίστοιχα. Στην περίπτωση εκκίνησης σε ακόμα χαμηλότερη θερμοκρασία του ψυκτικού αυτά τα διαστήματα αυξάνονται [4]. Επίσης, σε συνθήκες ψυχρής εκκίνησης παρατηρούνται υψηλά επίπεδα λευκού καπνού λόγω των άκαυστων σταγονιδίων του καυσίμου καθώς και των συμπυκνωμένων υδρατμών (λόγω των χαμηλών θερμοκρασιών) [31]. Ακόμα, πρέπει να σημειωθεί ότι η διαδικασία προετοιμασίας του κινητήρα που ακολουθήθηκε την προηγούμενη ημέρα πριν τη συγκεκριμένη δοκιμή (Κεφάλαιο 4) εξασφαλίζει ότι οι μετρούμενες εκπομπές αιθάλης οφείλονται αποκλειστικά στην ψυχρή εκκίνηση No. 18, και δεν περιλαμβάνουν σωματίδια που είχαν επικαθίσει στην εξάτμιση του κινητήρα.

Η υψηλή παροχή καυσίμου σε συνδυασμό με την πρακτικά ατμοσφαιρική πίεση εισαγωγής κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας είναι η αιτία για τις πολύ υψηλές τιμές αδιαφάνειας καπνού που παρατηρούνται (Σχήμα 7.1). Οι πολύ χαμηλές ταχύτητες περιστροφής τόσο για τον κινητήρα όσο και για τον υπερπληρωτή, οδηγούν σε έλλειψη επαρκούς παροχής αέρα σε αυτό το στάδιο. Ως αποτέλεσμα, δυσχεραίνεται σημαντικά η προετοιμασία του μίγματος (λόγω του χαμηλού επιπέδου τύρβης εντός του κυλίνδρου

προερχόμενο από τη χαμηλή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και την πολύ χαμηλή πίεση εισαγωγής) και ο μηχανισμός της καύσης, με παράλληλη εμφάνιση τοπικά (πολύ) πλούσιων περιοχών σε καύσιμο εντός του κυλίνδρου [7]. Η υστέρηση του υπερπληρωτή, η οποία διαρκεί 4 πλήρεις κύκλους λειτουργίας του κινητήρα (Σχήμα 7.6), επιβαρύνει σε πολύ μεγάλο βαθμό το φαινόμενο. Σε αυτούς τους 4 κύκλους, οι οποίοι αποτελούν ιδιαίτερα κρίσιμο διάστημα για την επιτυχημένη ή μη εκκίνηση [4], ο κινητήρας πρακτικά λειτουργεί ως φυσικής αναπνοής, τη στιγμή όμως που το σύστημα παροχής καυσίμου είναι διαστασιολογημένο για τον υπερπληρωμένο κινητήρα. Έτσι, αυξάνεται σημαντικά ο ρυθμός δειξίδωσης και πρόσκρουσης της δέσμης του καυσίμου (σε υγρή μορφή) στα ψυχρά τοιχώματα του θαλάμου καύσης (παρά τις χαμηλές πιέσεις έγχυσης λόγω της χαμηλής ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα), ενώ η χαμηλή παροχή αέρα έχει ως αποτέλεσμα τη μικρή διαθεσιμότητα οξυγόνου για την οξειδωση των σωματιδίων αιθάλης, οδηγώντας τελικά σε πολύ υψηλές τιμές αδιαφάνειας καπνού. Με τη σταδιακή αποκατάσταση της δυναμικής ισορροπίας στο σύστημα (επίτευξη της τελικής ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, σταθεροποίηση της καύσης) και την επαναφορά του κανόνα σε θέσεις μικρότερης παροχής καυσίμου, οι εκπομπές αιθάλης μειώνονται. Περαιτέρω (ελαφρά) μείωσή τους αναμένεται με την επακόλουθη αύξηση της πίεσης εισαγωγής, όπως αναλύθηκε στην προηγούμενη υποπαράγραφο (Σχήμα 7.7).

Αναφορικά με τις εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO), παρατηρείται αρχικά μία απότομη αύξηση έως τη μέγιστη τιμή, με επακόλουθη σταδιακή μείωση έως την τελική, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 7.1. Η μέγιστη τιμή των εκπομπών NO εμφανίζεται ελαφρώς αργότερα (μετά από 4 κύκλους λειτουργίας ή περίπου 1 δευτερόλεπτο) από την αντίστοιχη μέγιστη τιμή της αδιαφάνειας καπνού, ενώ η τελική τιμή τους αναμένεται να μεταβάλλεται κατά τη σταδιακή προθέρμανση του κινητήρα λόγω της αργής ανάπτυξης του θερμικού μεταβατικού φαινομένου [7]. Γενικά, συνηθίζεται σε μελέτες ψυχρής εκκίνησης το κύριο ενδιαφέρον από πλευράς αερίων ρύπων να επικεντρώνεται στις εκπομπές μονοξειδίου του άνθρακα (CO) και άκαυστων υδρογονανθράκων (HC). Πράγματι, αυτές κυμαίνονται σε πολύ υψηλά επίπεδα σε συνθήκες ψυχρής εκκίνησης [4,32] λόγω της ατελούς καύσης σε κάποιους κύκλους λειτουργίας του κινητήρα. Αντίθετα, οι εκπομπές NO θεωρούνται δευτερεύουσας σημασίας [32], με βάση το γεγονός ότι οι χαμηλές θερμοκρασίες που εμφανίζονται κατά την ψυχρή εκκίνηση δεν ευνοούν το σχηματισμό του NO εντός του κυλίνδρου. Ωστόσο, αυτή η παραδοχή δεν υποστηρίζεται από αντίστοιχα πειραματικά αποτελέσματα. Οι εκπομπές NO που εμφανίζονται κατά την ψυχρή εκκίνηση No. 18 είναι αρκετά σημαντικές (Σχήμα 7.1).

Για την ανάλυση αυτής της παρατήρησης, πρέπει να ληφθεί υπόψη η συνδυασμένη επίδραση διαφόρων παραμέτρων. Έτσι, από τη μια πλευρά:

- οι αυξημένες απώλειες θερμότητας (λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας του ψυκτικού), οι οποίες προκαλούν μείωση της μέσης θερμοκρασίας του αερίου και
- η πολύ χαμηλή πίεση εισαγωγής, η οποία οδηγεί σε μικρή διαθεσιμότητα οξυγόνου,

αποτρέπουν τον έντονο σχηματισμό του NO εντός του κυλίνδρου. Αντίθετα:

- η επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης λόγω της χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας συμπίεσης και
- οι υψηλές τιμές του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα, πλησιάζοντας τοπικά τη στοιχειομετρική τιμή,

ευνοούν το σχηματισμό του NO σε εντοπισμένες περιοχές εντός του κυλίνδρου. Η έρευνα του μηχανισμού καύσης σε συνθήκες ψυχρής εκκίνησης έχει δείξει ότι η μεγάλη διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης οδηγεί σε έντονη έκλυση θερμότητας κατά το πρώτο στάδιο της καύσης (δηλαδή σε έντονη καύση προανάμιξης) [33]. Ειδικά στους πρώτους κύκλους λειτουργίας, όλη η καύση μπορεί να είναι τύπου προανάμιξης, όπως συμβαίνει στο αντίστοιχο στάδιο των επιταχύνσεων (Κεφάλαιο 6) [34]. Έτσι, ο σχηματισμός του NO ευνοείται λόγω των τοπικά υψηλών θερμοκρασιών καύσης [33], παρόλο που η μέση θερμοκρασία του αερίου είναι μικρότερη από την αντίστοιχη της πλήρως θερμής λειτουργίας [7]. Τελικά, ο συγκεκριμένος μηχανισμός μπορεί να καταστεί κυρίαρχος οδηγώντας σε αυξητική τάση των εκπομπών NO μειουμένης της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου [9,13,35,36]. Επίσης, έχει προταθεί ότι οι αυξημένες απώλειες τριβών κατά την ψυχρή εκκίνηση (λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας του λιπαντικού) πιθανώς να έχουν ως αποτέλεσμα την ανάπτυξη υψηλότερου φορτίου σε σχέση με την αντίστοιχη λειτουργία σε πλήρως θερμές συνθήκες, οδηγώντας έτσι σε αυξημένες εκπομπές NO [37].

Σε αυτό το σημείο αναδεικνύεται και πάλι (όπως και στο Κεφάλαιο 6 στην περίπτωση των επιταχύνσεων) ο τελείως διαφορετικός μηχανισμός σχηματισμού της αιθάλης κατά την ψυχρή εκκίνηση, σε σχέση με τη μόνιμη λειτουργία του κινητήρα σε πλήρως θερμές συνθήκες. Ενώ στη δεύτερη περίπτωση η αιθάλη σχηματίζεται κυρίως κατά το δεύτερο στάδιο της καύσης (καύση διάχυσης) [38], κατά την ψυχρή εκκίνηση η αδιαφάνεια των καυσαερίων λαμβάνει μέγιστες τιμές στους πρώτους κύκλους λειτουργίας όπου το μεγαλύτερο τμήμα της καύσης είναι τύπου προανάμιξης (σε ακραίες περιπτώσεις το τμήμα της καύσης διάχυσης δεν υφίσταται καν), σύμφωνα με το μηχανισμό που περιγράφηκε πριν.

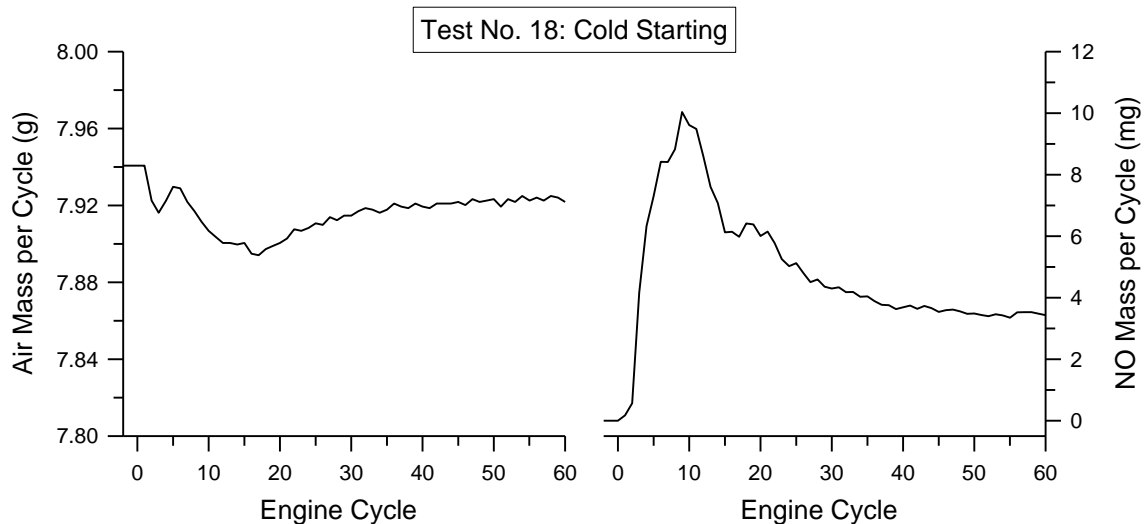
Μία επιπλέον σημαντική παράμετρος για την αξιολόγηση των εκπομπών NO κατά την ψυχρή εκκίνηση είναι οι μονάδες στις οποίες αυτές εκφράζονται (ppm ή g). Η συγκέντρωση είναι ένα σχετικό μέγεθος και είναι η αναγωγή της στιγμιαίας (σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας στην παρούσα εργασία) ποσότητας του NO (απόλυτο μέγεθος) στην αντίστοιχη ποσότητα των καυσαερίων. Μάλιστα, σε δεδομένες εφαρμογές έχει βρεθεί ότι ανάλογα με τις μονάδες που χρησιμοποιούνται για την ποσοτικοποίηση των εκπομπών NO (συγκεκριμένα g/kWh και ppm), μπορούν να εξαχθούν διαφορετικά συμπεράσματα [39]. Ειδικά κατά την ψυχρή εκκίνηση, η πολύ χαμηλή παροχή μάζας αέρα (εξαιτίας της χαμηλής πίεσης εισαγωγής), πιθανώς να οδηγεί σε υψηλές τιμές συγκέντρωσης όταν η μάζα του NO αναχθεί στη συνολική μάζα των καυσαερίων. Έτσι, η έκφραση των εκπομπών NO ως απόλυτο μέγεθος θα βοηθούσε στην

πληρέστερη αξιολόγησή τους. Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας, η μετατροπή των μονάδων συγκέντρωσης (ppm) σε μονάδες μάζας (g) μπορεί να πραγματοποιηθεί σύμφωνα με τη μεθοδολογία που περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 4, στην οποία απαιτείται μία εκτίμηση για τη μάζα των καυσαερίων. Ωστόσο, οι χαμηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα που εμφανίζονται κατά την εκκίνηση καθιστούν αδύνατο τον προσδιορισμό της μάζας του εγχυόμενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας, εφόσον οι καμπύλες έγχυσης της αντλίας (Κεφάλαιο 2) έχουν κατασκευαστεί για ταχύτητα περιστροφής μεγαλύτερη από 1000 rpm. Δεδομένα σχετικά με την παροχή καυσίμου σε χαμηλότερη ταχύτητα περιστροφής δεν είναι διαθέσιμα και δεν μπορούν να προσδιοριστούν πειραματικά¹, διότι είναι αδύνατη η λειτουργία του κινητήρα σε ταχύτητα περιστροφής κάτω από 800 rpm. Έτσι, σε πρώτη φάση μπορεί να γίνει η παραδοχή ότι η μάζα των καυσαερίων ισούται με τη συνολική μάζα του αέρα που χρησιμοποιείται για πλήρωση και απόπλυση. Η παραδοχή αυτή εμπεριέχει σφάλμα της τάξης του 6-7% για στοιχειομετρική καύση του πετρελαίου (με στοιχειομετρικό λόγο αέρα-καυσίμου $AF_{st}=15$). Ωστόσο, συνολικά στοιχειομετρικό (ή και πλούσιο) μίγμα σπανίως παρατηρείται σε σύγχρονους κινητήρες diesel, λόγω των σχετικών συστημάτων ελέγχου, όπως για παράδειγμα αυτό του περιορισμού της παροχής καυσίμου στο συγκεκριμένο κινητήρα (Κεφάλαιο 2). Έτσι, σε κάθε περίπτωση το σφάλμα είναι μικρότερο του 7%. Οπότε, η συγκεκριμένη μεθοδολογία μπορεί να καταλήξει σε μία εκτίμηση της παραγόμενης μάζας NO ανά κύκλο λειτουργίας κατά την ψυχρή εκκίνηση No. 18, που θεωρείται επαρκής για τα πλαίσια της παρούσας εργασίας. Εξάλλου, η πραγματική μάζα των καυσαερίων είναι μεγαλύτερη από την εκτιμώμενη σε αυτό το σημείο, οδηγώντας έτσι σε ακόμα μεγαλύτερες τιμές μάζας NO ανά κύκλο λειτουργίας, ενισχύοντας με αυτόν τον τρόπο τα όποια τελικά συμπεράσματα.

Στο Σχήμα 7.8 (αριστερό υποδιάγραμμα) παρουσιάζεται η μεταβολή της εκτιμώμενης συνολικής μάζας αέρα για τους πρώτους 60 κύκλους λειτουργίας της ψυχρής εκκίνησης No. 18. Όπως αναμενόταν, παρατηρείται ποιοτική συμφωνία με τη μεταβολή της πίεσης εισαγωγής (Σχήμα 7.1), εμφανίζοντας πολύ μικρή διακύμανση. Για τη θερμοκρασία του αέρα στο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής γίνεται η παραδοχή ότι έχει σταθερή τιμή, διότι έχει βρεθεί ότι η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του κυλίνδρου αυξάνει ελάχιστα (~5 °C) στους πρώτους κύκλους λειτουργίας της ψυχρής εκκίνησης [40,41]. Άλλωστε, σύμφωνα με την καταστατική εξίσωση των τελειών αερίων, μεταβολή της θερμοκρασίας κατά 10 °C (στην περιοχή των 30 °C) επιφέρει μεταβολή στη μάζα της τάξης του 3%. Στο δεξιό υποδιάγραμμα του Σχήματος 7.8 παρουσιάζεται η εκτιμώμενη μάζα NO στους πρώτους 60 κύκλους λειτουργίας της ψυχρής εκκίνησης No. 18. Παρατηρούνται ιδιαίτερα αυξημένες τιμές της μάζας του NO, ιδιαίτερα κατά τους πρώτους κύκλους όπου εμφανίζονται και οι αντίστοιχες μέγιστες τιμές συγκέντρωσης NO (Σχήμα 7.1). Έτσι, συμπεραίνεται ότι στις συνθήκες της ψυχρής εκκίνησης No. 18 σχηματίζεται

¹ Αυτού του είδους η εργασία μπορεί να πραγματοποιηθεί μόνο σε κλίνη δοκιμών αντλιών καυσίμου, όπου η ταχύτητα περιστροφής της αντλίας (μισή της αντίστοιχης του κινητήρα για τετράχρονη λειτουργία) είναι πλήρως ελεγχόμενη.

αυξημένη ποσότητα NO εντός του κυλίνδρου και οι υψηλές τιμές συγκέντρωσης δεν οφείλονται στην αναγωγή της μάζας του NO στη μικρή μάζα του αέρα (άρα και των καυσαερίων). Με αυτόν τον τρόπο αναδεικνύεται η σπουδαιότητα της μελέτης των εκπομπών NO κατά την ψυχρή εκκίνηση του κινητήρα.

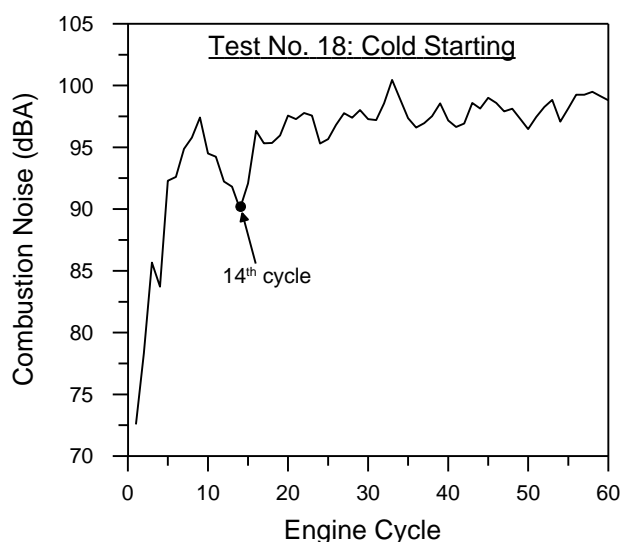


Σχήμα 7.8 Συνολική μάζα αέρα (για πλήρωση και απόπλυση) και μονοξειδίου του αζώτου ανά κύκλο λειτουργίας κατά την ψυχρή εκκίνηση No. 18.

Ο τελευταίος “ρύπος” που εξετάζεται στα πλαίσια της παρούσας εργασίας είναι ο θόρυβος της καύσης, οι εκπομπές του οποίου κατά την ψυχρή εκκίνηση No. 18 παρουσιάζονται στο Σχήμα 7.1. Γενικά, σε συνθήκες ψυχρής εκκίνησης αλλά και κατά τη φάση προθέρμανσης (και ειδικά σε πολύ χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος, σαφώς χαμηλότερες από αυτές της παρούσας διερεύνησης), ακόμα και οι πιο σύγχρονοι κινητήρες diesel παράγουν έναν έντονα “ενοχλητικό” θόρυβο [42]. Όπως αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 6, ο θόρυβος της καύσης σχετίζεται άμεσα με την ένταση της ανεξέλεγκτης καύσης (προανάμιξης) και προσδιορίζεται ποιοτικά από το (μέγιστο) ρυθμό αύξησης της πίεσης κυλίνδρου (πρώτη παράγωγος) σε κάθε κύκλο λειτουργίας. Αυτός ο ρυθμός επηρεάζεται καθοριστικά από το χρονισμό έγχυσης του καυσίμου και την καθυστέρηση ανάφλεξης. Οι χαμηλές ταχύτητες περιστροφής που εμφανίζονται κατά την εκκίνηση (είτε ψυχρή είτε θερμή) του κινητήρα έχουν μικρή επίδραση στο χρονισμό της έγχυσης. Έτσι, η σταδιακή επιτάχυνση του κινητήρα οδηγεί σε ελαφρά αύξηση της προπορείας έγχυσης. Ωστόσο, σε συνθήκες ψυχρής εκκίνησης η σημαντικότερη παράμετρος που επηρεάζει τις εκπομπές θορύβου της καύσης είναι η καθυστέρηση ανάφλεξης. Όπως ήδη αναλύθηκε, η συνδυασμένη επίδραση διαφόρων παραγόντων οδηγεί σε επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης, με αποτέλεσμα την εντονότερη ανεξέλεγκτη καύση και, άρα, την πιο απότομη αύξηση της πίεσης κυλίνδρου. Το φαινόμενο αυτό είναι ακόμα πιο έντονο κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας, όπου όλη η καύση μπορεί να είναι τύπου προανάμιξης. Βέβαια, στην περίπτωση κατά την οποία η έναυση πραγματοποιηθεί αρκετά μετά το ANΣ, τότε η φορά

κίνησης του εμβόλου προς το ΚΝΣ δρα ως παράγοντας μείωσης του ρυθμού αύξησης της πίεσης κυλίνδρου. Τέλος, βασικό ρόλο στην τελική διαμόρφωση της πρώτης παραγωγού της πίεσης κυλίνδρου παίζει και η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Έτσι, η σταδιακή επιτάχυνσή του κατά την εκκίνηση συμβάλει στην αύξηση των εκπομπών θορύβου της καύσης.

Για την ψυχρή εκκίνηση No. 18, ο θόρυβος της καύσης εμφανίζει αξιόλογη διακύμανση (της τάξης των 7.5 dBA από τον πέμπτο κύκλο και μετά) στο διάστημα κατά το οποίο η αστάθεια της καύσης είναι έντονη (όπως φαίνεται στο Σχήμα 7.9), δηλαδή στους πρώτους 16 κύκλους λειτουργίας (Σχήμα 7.4), λόγω της αντίστοιχης διακύμανσης της καθυστέρησης ανάφλεξης. Ειδικά κατά το 14ο κύκλο ο θόρυβος της καύσης λαμβάνει μία τοπικά ελάχιστη τιμή, η οποία αποδίδεται στην πολύ μικρή αύξηση της πίεσης κυλίνδρου (Σχήμα 7.5), προφανώς λόγω ατελούς καύσης. Το φαινόμενο αυτό θα ήταν εντονότερο στην περίπτωση της πλήρους αστοχίας έναυσης, η οποία ωστόσο δεν παρατηρήθηκε στη συγκεκριμένη δοκιμή (λόγω της σχετικά υψηλής τιμής της θερμοκρασίας του ψυκτικού των 20 °C).



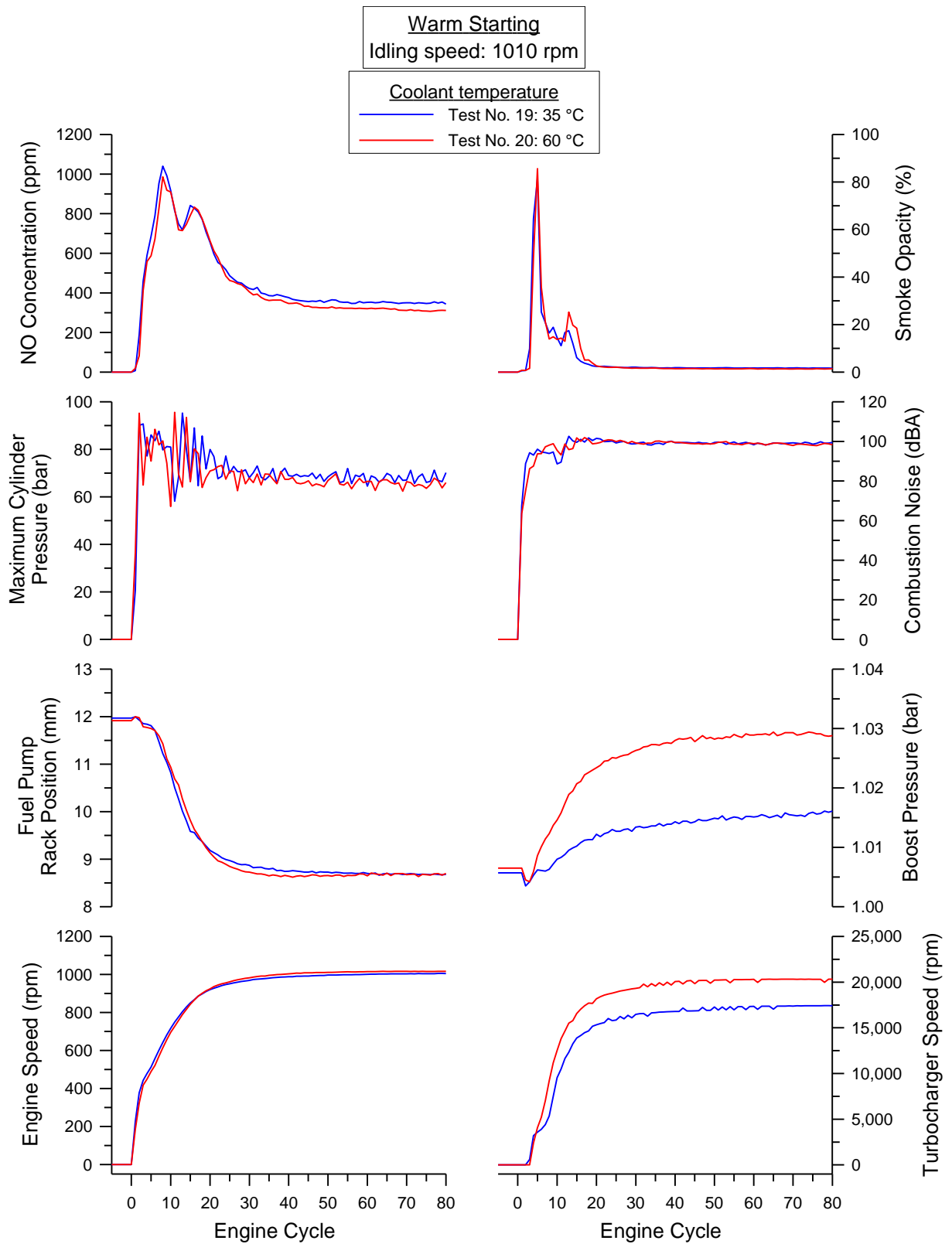
Σχήμα 7.9 Μεταβολή του θορύβου της καύσης στους πρώτους 60 κύκλους λειτουργίας της ψυχρής εκκίνησης No. 18.

Από τη συνολική ανάλυση της λειτουργικής συμπεριφοράς και των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης κατά την ψυχρή εκκίνηση του κινητήρα, αναδεικνύεται η σπουδαιότητα αυτής της ειδικής περίπτωσης μεταβατικής λειτουργίας. Στη συνέχεια, μελετάται η επίδραση της θερμικής κατάστασης του κινητήρα, ενώ ακολούθως εξετάζεται η θερμή εκκίνηση σε δύο διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής κατά την άφορτη λειτουργία του κινητήρα (“ρελαντί”).

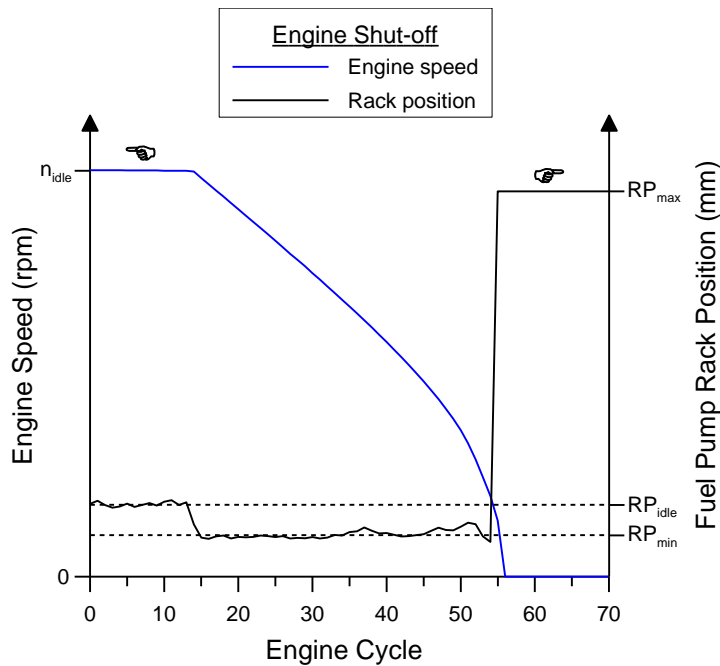
7.5 Εκκίνηση σε Ενδιάμεσες Θερμοκρασίες του Ψυκτικού Μέσου

Οι επόμενες δύο εκκινήσεις (δοκιμές No. 19 και 20) πραγματοποιήθηκαν σε ενδιάμεσες θερμοκρασίες του ψυκτικού μέσου και στην ίδια ταχύτητα περιστροφής (περίπου 1000 rpm). Συγκεκριμένα επιλέχθηκαν θερμοκρασίες 35 °C και 60 °C. Αντίστοιχα, διαφορετική ήταν και η θερμοκρασία του λιπαντικού ελαίου, γεγονός που φανερώνεται από τη διαφορετική του πίεση στις δύο περιπτώσεις (Πίνακας 7.1), καθώς και οι θερμοκρασίες των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης και της πολλαπλής εξαγωγής. Αυτές οι δοκιμές αντιπροσωπεύουν την εκκίνηση ενός κινητήρα diesel κατά τη φάση προθέρμανσής του ή μετά από πολύ σύντομη στάση του οχήματος (όπως για παράδειγμα κατά την επανέναρξη δρομολογίου αστικού λεωφορείου). Όπως αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 4, οι συγκεκριμένες δοκιμές πραγματοποιούνται κατά τη φάση προθέρμανσης του κινητήρα, ο οποίος σβήνεται μόλις επιτευχθεί η επιθυμητή θερμοκρασία του ψυκτικού και στη συνέχεια εκκινείται αμέσως με το πετάλι του γκαζιού ρυθμισμένο στην επιθυμητή ταχύτητα περιστροφής. Αυτή η διαδικασία έχει καθοριστική επίδραση στην αρχική θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου, όπως θα φανεί στη συνέχεια. Όπως και στην περίπτωση της ψυχρής εκκίνησης, το πετάλι του γκαζιού παραμένει σε σταθερή θέση, με τη μετατόπιση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου να καθορίζεται από το ρυθμιστή στροφών. Στο Σχήμα 7.10 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων κατά τις εκκινήσεις No. 19 και 20. Όμοια με την ψυχρή εκκίνηση, η αρχική απότομη αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα οφείλεται στην επίδραση του εκκινήτη (για 3 κύκλους λειτουργίας).

Η πρώτη σημαντική διαφοροποίηση των δύο αυτών δοκιμών, σε σχέση με την ψυχρή εκκίνηση No. 18, είναι η αρχική θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου. Σε αντίθεση με τη δοκιμή No. 18 (όπου ο κανόνας βρίσκεται αρχικά στην ελάχιστη δυνατή θέση του, μετατοπίζεται άμεσα με την έναρξη της δοκιμής σε θέσεις αυξημένης παροχής καυσίμου και στη συνέχεια επανέρχεται σταδιακά σε θέσεις μειούμενης παροχής, Σχήμα 7.1), κατά τις εκκινήσεις σε ενδιάμεσες θερμοκρασίες του ψυκτικού μέσου ο κανόνας βρίσκεται εξ αρχής σε θέσεις υψηλής παροχής καυσίμου (Σχήμα 7.10). Ωστόσο, δεν είναι η θερμική κατάσταση του κινητήρα η οποία προκαλεί αυτή τη διαφορετική συμπεριφορά, αλλά το γεγονός ότι αυτές οι εκκινήσεις πραγματοποιούνται αμέσως μετά το σβήσιμό του [7] (παραμονή του κινητήρα σε ανενεργή κατάσταση για μεγάλο χρονικό διάστημα θα οδηγούσε σταδιακά τον κανόνα προς τα πίσω). Για την πληρέστερη διερεύνηση των σχετικών φαινομένων που έχουν ως αποτέλεσμα τη διαφορετική αρχική θέση του κανόνα, δίνεται μία ποιοτική περιγραφή της διαδικασίας τερματισμού λειτουργίας (σβήσιματος) του κινητήρα. Στο Σχήμα 7.11 παρουσιάζεται η απόκριση της ταχύτητας περιστροφής και της θέσης του κανόνα κατά το σβήσιμο του κινητήρα.



Σχήμα 7.10 Εκκίνηση του κινητήρα σε δύο ενδιάμεσες θερμοκρασίες του ψυκτικού μέσου.

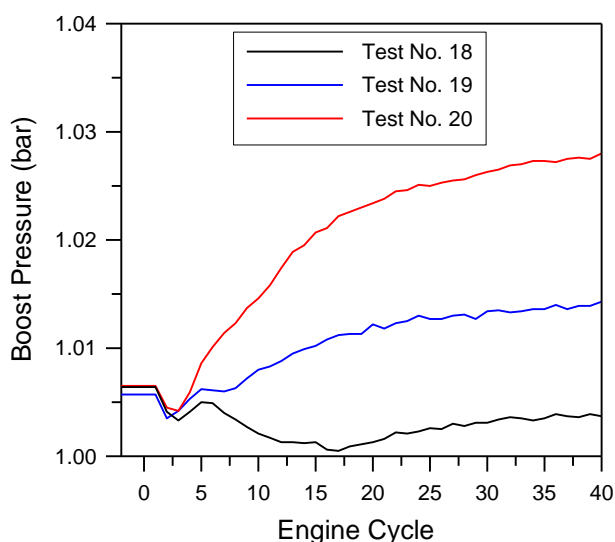


Σχήμα 7.11 Παράδειγμα τερματισμού λειτουργίας (σβησίματος) του κινητήρα: μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής και της θέσης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου.

Αρχικά ο κινητήρας βρίσκεται σε κατάσταση άφορτης λειτουργίας (“ρελαντί”) σε ταχύτητα περιστροφής n_{idle} , πριν τη (χειροκίνητη) διακοπή της παροχής καυσίμου. Στον 14ο κύκλο λειτουργίας ο κινητήρας αρχίζει να επιβραδύνει λόγω της εξαναγκασμένης μετατόπισης του πεταλιού του γκαζιού προς τα πίσω, με την ταχύτητα περιστροφής να μειώνεται με σταθερό ρυθμό για 22 κύκλους. Μετά τον 36ο κύκλο ο κινητήρας επιβραδύνει με πολύ πιο έντονο ρυθμό μέχρι τον τελικό μηδενισμό της ταχύτητας περιστροφής. Σε αυτό το σημείο πρέπει να σημειωθεί ότι η μορφή της καμπύλης ελάττωσης της ταχύτητας περιστροφής που παρουσιάζεται στο Σχήμα 7.11 ισχύει μόνο για τη συγκεκριμένη διάταξη κινητήρα-υδραυλικής πέδης, με την τελευταία να παίζει σημαντικό ρόλο στην επιβράδυνση του κινητήρα [7]. Άλλοι συνδυασμοί κινητήρα-πέδης πιθανώς να δώσουν διαφορετική μορφή καμπύλης επιβράδυνσης. Όταν η ταχύτητα περιστροφής πέσει κάτω από 300 rpm, ο ρυθμιστής στροφών (του συγκεκριμένου κινητήρα) αντιλαμβάνεται την πολύ χαμηλή τιμή της και μετατοπίζει τον κανόνα προς την κατεύθυνση αύξησης της παροχής καυσίμου (χωρίς βέβαια αυτό να είναι ικανό να κρατήσει τον κινητήρα σε λειτουργία). Έτσι, κατά την άμεση επανεκκίνηση του κινητήρα, ο κανόνας ξεκινάει ακριβώς από τη θέση στην οποία έφτασε κατά τον προηγούμενο τερματισμό της λειτουργίας του (Σχήμα 7.10).

Το δεύτερο στοιχείο διαφοροποίησης των δοκιμών Νο. 19 και 20 σε σχέση με την ψυχρή εκκίνηση αφορά στην απόκριση του ζεύγους υπερπλήρωσης. Στο Σχήμα 7.12 παρουσιάζεται η σύγκριση της πίεσης εισαγωγής στους πρώτους 40 κύκλους λειτουργίας των δοκιμών Νο. 18, 19 και 20. Και στις τρεις περιπτώσεις παρατηρείται η ίδια αρχική πτώση της πίεσης εισαγωγής (για 3 κύκλους), σύμφωνα με το μηχανισμό που περιγράφηκε στην προηγούμενη παράγραφο.

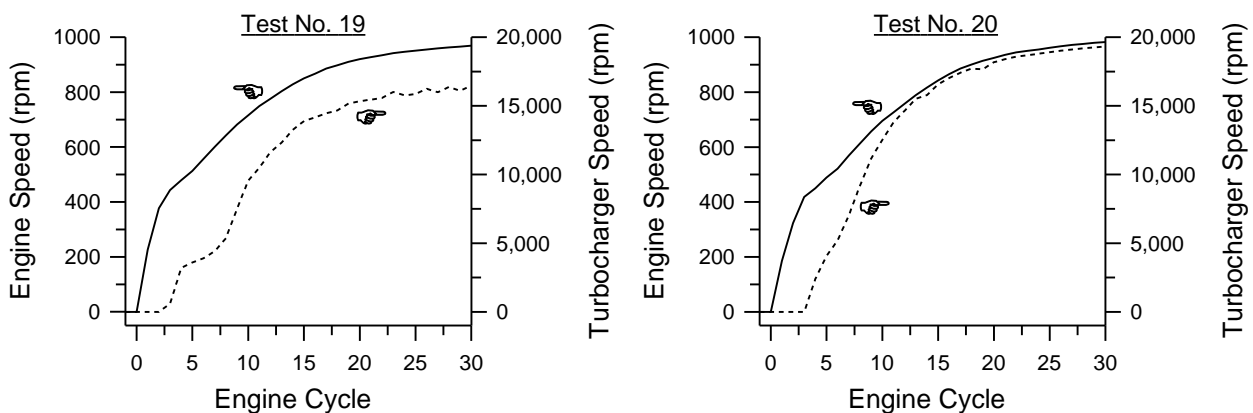
Η πτώση σε αυτό το διάστημα είναι η ίδια, διότι ο αντίστοιχος ρυθμός επιτάχυνσης του κινητήρα είναι ο ίδιος και καθορίζεται αποκλειστικά από την επίδραση του εκκινήτη, με τη θερμική κατάσταση του κινητήρα να μην παίζει πρακτικά κάποιο ρόλο (εφόσον ο υπερπληρωτής δεν έχει ξεκινήσει ακόμα να περιστρέφεται). Ωστόσο, η επακόλουθη ανάπτυξη της πίεσης εισαγωγής (μετά την αποσύμπλεξη του εκκινήτη), η οποία οφείλεται στην έναρξη περιστροφής του ζεύγους υπερπλήρωσης (μετά από 3 κύκλους από την έναρξη της δοκιμής, λόγω της μηχανικής αδράνειας και της αδράνειας ροής), αναδεικνύει με τον πιο χαρακτηριστικό τρόπο τη συνιστώσα της θερμικής αδράνειας στην υστέρηση του υπερπληρωτή. Σε αυτό το σημείο βέβαια πρέπει να σημειωθεί ότι στην απόκριση του υπερπληρωτή συμβάλλει καθοριστικά η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, η οποία είναι ελαφρώς υψηλότερη κατά τις δοκιμές No. 19 και 20 σε σχέση με την ψυχρή εκκίνηση. Γι' αυτό το λόγο, η σύγκριση που ακολουθεί περιορίζεται μεταξύ των δοκιμών No. 19 και 20.



Σχήμα 7.12 Μεταβολή της πίεσης εισαγωγής κατά τους πρώτους 40 κύκλους λειτουργίας των εκκινήσεων No. 18 (ψυχρή), 19 (θερμοκρασία του ψυκτικού ίση με 35 °C) και 20 (θερμοκρασία του ψυκτικού ίση με 60 °C).

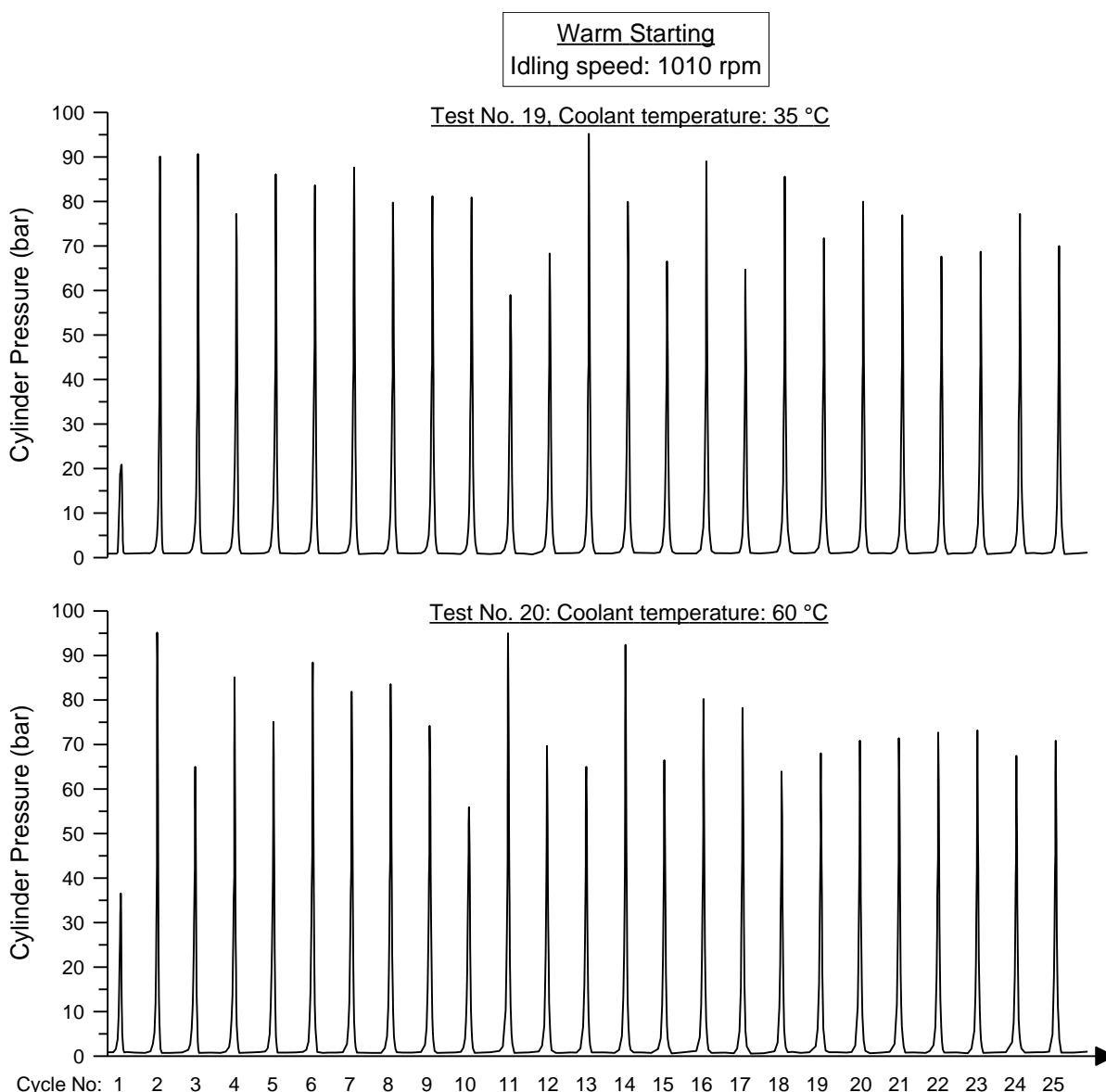
Κατά την εκκίνηση No. 19 οι αυξημένες απώλειες θερμότητας προς τα ψυχρότερα τοιχώματα του θαλάμου καύσης και της πολλαπλής εξαγωγής (σε σχέση με τη δοκιμή No. 20) μειώνουν το ενεργειακό περιεχόμενο των καυσαερίων, με αποτέλεσμα το ζεύγος υπερπλήρωσης να επιταχύνεται με μικρότερο ρυθμό. Αυτό γίνεται εμφανές στο Σχήμα 7.13, όπου στη θερμότερη εκκίνηση (No. 20) ο υπερπληρωτής επιταχύνεται με σταθερά υψηλό ρυθμό, σε αντίθεση με την ψυχρότερη δοκιμή (No. 19) όπου από τον τέταρτο έως τον όγδοο κύκλο ο ρυθμός επιτάχυνσης του ζεύγους υπερπλήρωσης είναι μειωμένος. Γι' αυτόν ακριβώς το λόγο, η πίεση εισαγωγής στη δοκιμή No. 19 εμφανίζει μία (πολύ) ελαφρά πτώση σε αυτό το διάστημα (Σχήμα 7.12), τη στιγμή που η αντίστοιχη της δοκιμής No. 20 παρουσιάζει μονότονη αύξηση από τον τρίτο κύκλο λειτουργίας και μετά. Έτσι, στη θερμότερη εκκίνηση η επίδραση

της υστέρησης του υπερπληρωτή είναι μικρότερη λόγω περιορισμού της θερμικής της συνιστώσας. Η επίδραση της θερμικής κατάστασης του κινητήρα στη λειτουργία του ζεύγους υπερπλήρωσης φανερώνεται ακόμα και μετά την εκκίνησή του, αφού στη θερμότερη δοκιμή ο υπερπληρωτής φτάνει έως και σε 17% υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής. Μεγαλύτερη θερμοκρασιακή διαφορά του ψυκτικού μέσου ανάμεσα στις δύο δοκιμές θα οδηγούσε σε ακόμα μεγαλύτερη απόκλιση του σημείου λειτουργίας του υπερπληρωτή (για σταθερή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα). Σημειώνεται, βέβαια, ότι με την ολοκλήρωση του θερμικού μεταβατικού φαινομένου (πλήρης προθέρμανση του κινητήρα) συνολικής διάρκειας μερικών λεπτών, ο υπερπληρωτής θα βρεθεί στο ίδιο ακριβώς σημείο λειτουργίας και στις δύο περιπτώσεις, παρέχοντας την ίδια πίεση εισαγωγής.



Σχήμα 7.13 Μεταβολή των ταχυτήτων περιστροφής του κινητήρα και του υπερπληρωτή κατά τους πρώτους 30 κύκλους λειτουργίας των εκκινήσεων No. 19 (θερμοκρασία του ψυκτικού ίση με 35 °C) και 20 (θερμοκρασία του ψυκτικού ίση με 60 °C).

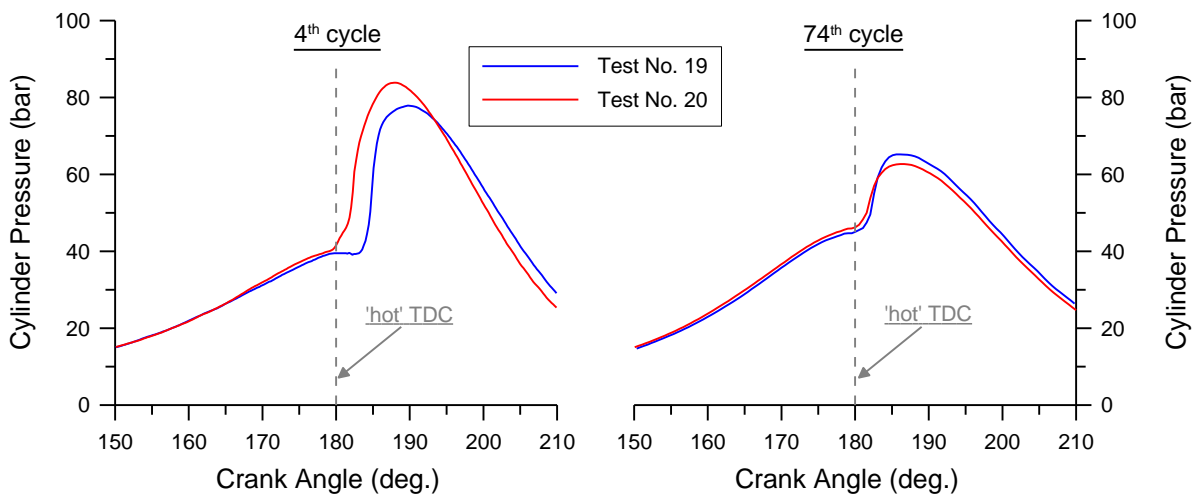
Αναφορικά με το πιο χαρακτηριστικό φαινόμενο της εκκίνησης των κινητήρων diesel, την αστάθεια της καύσης, παρατηρείται ελαφρώς μικρότερη διακύμανση της μέγιστης πίεσης κυλίνδρου (Σχήμα 7.10). Στο Σχήμα 7.14 παρουσιάζονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα των 25 πρώτων κύκλων λειτουργίας, όπου εμφανίζεται απόκλιση έως και 35 bar από κύκλο σε κύκλο (εξαιρώντας τον πρώτο) και στις δύο περιπτώσεις. Πιο συγκεκριμένα, σε αυτό το διάστημα η μέση τιμή της μέγιστης πίεσης καύσης είναι περίπου 78 και 75.5 bar για τις εκκινήσεις No. 19 και 20 αντίστοιχα, ενώ η τυπική απόκλιση κυμαίνεται στα 10 bar και στις δύο περιπτώσεις. Η μικρότερη τιμή της τυπικής απόκλισης σε σχέση με την αντίστοιχη της ψυχρής εκκίνησης (No. 18) φανερώνει την ηπιότερη αστάθεια της καύσης αυξανόμενης της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου. Βέβαια, σημαντικό ρόλο παίζει και η αυξημένη ταχύτητα περιστροφής των δοκιμών No. 18 και 19, συμβάλλοντας στη σταθερότητα της καύσης [7,8]. Οι μηχανισμοί που οδηγούν στην αστάθεια της καύσης αναλύθηκαν λεπτομερώς στην προηγούμενη παράγραφο (με τη συμπεριφορά του συστήματος έγχυσης να παίζει σημαντικό ρόλο).



Σχήμα 7.14 Αστάθεια της καύσης κατά τις εκκινήσεις No. 19 και 20: δυναμοδεικτικά διαγράμματα των πρώτων 25 κύκλων λειτουργίας του κινητήρα.

Ενδιαφέρον παρουσιάζει η πτωτική τάση της μέγιστης πίεσης κυλίνδρου αυξανόμενης της θερμοκρασίας του ψυκτικού, όπως μπορεί να διαπιστωθεί από την αντίστοιχη μέση τιμή της κατά το πρώτο στάδιο της εκκίνησης. Αυτή η παρατήρηση επιβεβαιώνεται και για επιταχύνσεις του κινητήρα σε χαμηλές θερμοκρασίες [43]. Ακόμα και στις δοκιμές No. 19 και 20 όπου η ταχύτητα περιστροφής είναι υψηλότερη από την εκκίνηση No. 18, η μέση τιμή της μέγιστης πίεσης καύσης είναι μικρότερη. Για να αποκλειστεί η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής, η σύγκριση περιορίζεται ανάμεσα στις δοκιμές No. 19 και 20. Έτσι, ελαττώνοντας τη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου από 60 °C σε 35 °C, η μέση μέγιστη πίεση καύσης αυξάνεται κατά 2.5 bar (από 75.5 σε 78). Η συμπεριφορά αυτή οφείλεται στη διαφοροποίηση της καθυστέρησης ανάφλεξης ανάμεσα στις δύο δοκιμές, επιμήκυνση της οποίας οδηγεί σε υψηλότερες πιέσεις καύσης [42,43]. Αυτό μπορεί να διαπιστωθεί συγκρίνοντας τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα

στους ίδιους κύκλους λειτουργίας των εκκινήσεων No. 19 και 20. Στο Σχήμα 7.15 παρουσιάζονται ενδεικτικά τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα του 4ου και του 74ου κύκλου στις δύο περιπτώσεις. Ωστόσο, στον 4ο κύκλο δεν επιβεβαιώνεται η προηγούμενη διαπίστωση, πιθανώς λόγω ατελούς καύσης. Η μελέτη των συγκεκριμένων κύκλων έχει ως κριτήριο την επιλογή ενός από τους πρώτους, όπου τα φαινόμενα είναι πιο έντονα (οι 3 πρώτοι εξαιρούνται λόγω της επίδρασης του εκκινητή), και ενός μετά τη σταθεροποίηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, έτσι ώστε να φανεί η εξέλιξη των φαινομένων. Σημειώνεται ότι ο χρονισμός έγχυσης στους αντίστοιχους κύκλους των δύο δοκιμών είναι ο ίδιος, εφόσον η ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο είναι τα ίδια (το φορτίο άλλωστε κυμαίνεται σε πάρα πολύ χαμηλά επίπεδα, οπότε δεν έχει κάποια ουσιαστική επίδραση).



Σχήμα 7.15 Δυναμοδεικτικά διαγράμματα (στο τμήμα της καύσης) του 4ου και του 74ου κύκλου λειτουργίας του κινητήρα κατά τις εκκινήσεις No. 19 (θερμοκρασία του ψυκτικού ίση με 35 °C) και 20 (θερμοκρασία του ψυκτικού ίση με 60 °C).

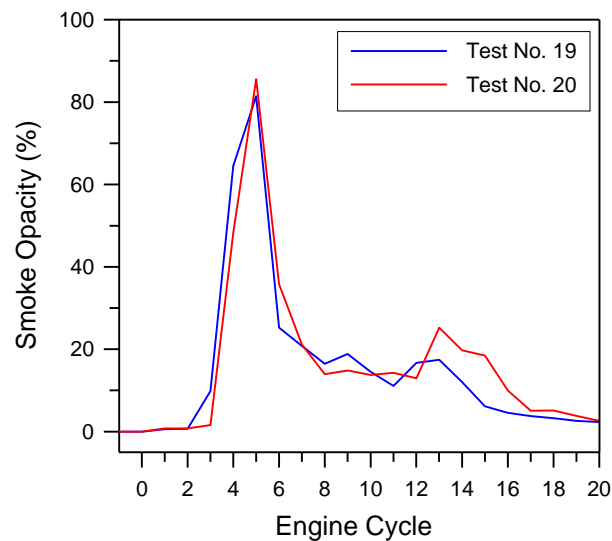
Όπως διαπιστώνεται από το Σχήμα 7.15, στην περίπτωση της εκκίνησης σε χαμηλότερη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου (No. 19), άρα και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου, η καθυστέρηση ανάφλεξης επιμηκύνεται, εξαιτίας των αυξημένων απωλειών θερμότητας, κατά κύριο λόγο. Επίσης, η υψηλότερη πίεση εισαγωγής αυξανόμενης της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου (όπως αναλύθηκε αναφορικά με το Σχήμα 7.12) συμβάλει στην ταχύτερη ανάφλεξη του καυσίμου κατά την εκκίνηση No. 20. Βέβαια, η διαφορά στην πίεση εισαγωγής στον 4ο κύκλο είναι πολύ μικρή ανάμεσα στις δύο περιπτώσεις, οπότε η χαμηλότερη καμπύλη συμπίεσης στο Σχήμα 7.15 (αριστερό υποδιάγραμμα) υποδηλώνει τις αυξημένες απώλειες θερμότητας της δοκιμής No. 19. Η σταδιακή θέρμανση του κινητήρα καθώς εξελίσσεται το θερμικό μεταβατικό φαινόμενο, έχει ως αποτέλεσμα την άμβλυνση των διαφορών ανάμεσα στις δύο δοκιμές (μετά την πλήρη προθέρμανση ο κινητήρας θα βρεθεί στο ίδιο ακριβώς σημείο λειτουργίας και στις δύο περιπτώσεις). Αυτό διαπιστώνεται από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα του 74ου κύκλου στο Σχήμα 7.15 (δεξιό υποδιάγραμμα), όπου η διαφορά τόσο στην

καθυστέρηση ανάφλεξης όσο και στη μέγιστη πίεση καύσης είναι πλέον μικρή, με την τελευταία να είναι σαφώς μειωμένη σε σχέση με τον 4ο κύκλο λειτουργίας. Τέλος, η επίδραση της καθυστέρησης ανάφλεξης στο στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης αναμένεται να οδηγήσει σε διαφοροποίηση των εκπομπών θορύβου της καύσης κατά τις εκκινήσεις Νο. 19 και 20, γεγονός που θα διερευνηθεί στη συνέχεια.

Από πλευράς ρύπων, διαφορές παρατηρούνται σε σχέση με την ψυχρή εκκίνηση Νο. 18, κυρίως όσον αφορά στις μέγιστες τιμές και στη διάρκεια αυξημένων εκπομπών. Όπως και στην προηγούμενη περίπτωση, το μεγαλύτερο ενδιαφέρον παρουσιάζουν οι εκπομπές αιθάλης, οι οποίες παρουσιάζονται στο Σχήμα 7.10. Η αρχική καθυστέρηση στην ανάπτυξη τους οφείλεται στην απόσταση του σημείου δειγματοληψίας από τον κινητήρα. Παρατηρούνται και πάλι υπερβολικά υψηλές τιμές της αδιαφάνειας καπνού, οι οποίες, αν και γενικά (ελαφρώς) χαμηλότερες, είναι συγκρίσιμες με αυτές της ψυχρής εκκίνησης (Σχήμα 7.1). Ο μηχανισμός του τόσο έντονου σχηματισμού αιθάλης αναλύθηκε λεπτομερώς στην προηγούμενη παράγραφο. Ωστόσο, το διάστημα υψηλών εκπομπών αιθάλης διαφέρει σε σχέση με την ψυχρή εκκίνηση Νο. 18. Για παράδειγμα, στις δοκιμές Νο. 19 και 20 η αδιαφάνεια καπνού ξεπερνάει την τιμή 10% για 12 κύκλους (2 s) σε κάθε περίπτωση, σε αντίθεση με τους 15 κύκλους (2.8 s) της ψυχρής εκκίνησης. Αυτή η συμπεριφορά αποδίδεται στην επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή σε κάθε περίπτωση. Όπως αναλύθηκε αναφορικά με τα Σχήματα 7.12 και 7.13, με την αύξηση της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου, ο υπερπληρωτής επιταχύνεται με μεγαλύτερο ρυθμό φτάνοντας σε υψηλότερες ταχύτητες περιστροφής. Έτσι, αναπτύσσεται γρήγορα υψηλότερη πίεση εισαγωγής, η οποία οδηγεί σε αύξηση της διαθεσιμότητας οξυγόνου εντός του κυλίνδρου, ευνοώντας την οξειδωση των σωματιδίων αιθάλης. Μετά την επίτευξη της επιθυμητής ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, ο κανόνας της αντλίας πετρελαίου επανέρχεται σε θέσεις μικρότερης παροχής καυσίμου και η αδιαφάνεια καπνού σταδιακά μειώνεται.

Πιο λεπτομερής εξέταση των εκπομπών αιθάλης στο Σχήμα 7.16, φανερώνει ελαφρώς υψηλότερη μέγιστη τιμή αδιαφάνειας κατά τη θερμότερη εκκίνηση Νο. 20 σε σχέση με τη δοκιμή Νο. 19, με τις απόλυτες τιμές να είναι κοντά με τις αντίστοιχες της ψυχρής εκκίνησης (Νο. 18). Αυτή η διαπίστωση οφείλεται στις επικαθήσεις σωματιδίων στα τοιχώματα του συστήματος εξαγωγής των καυσαερίων κατά την προηγούμενη λειτουργία του κινητήρα και στην αποβολή τους κατά την επακόλουθη εκκίνησή του. Όπως αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 4, η διαδικασία προετοιμασίας της εξάτμισης του κινητήρα δεν ήταν δυνατό να εφαρμοστεί πριν τις εκκινήσεις του σε ενδιάμεσες θερμοκρασίες του ψυκτικού, διότι θα προκαλούσε πλήρη προθέρμανσή του. Έτσι, αναπόφευκτα η συνολική αδιαφάνεια καπνού περιλαμβάνει τόσο τα σχηματιζόμενα εντός του κυλίνδρου σωματίδια αιθάλης όσο και ένα μέρος των επικαθήσεων τους στην εξάτμιση του κινητήρα, χωρίς να ήταν εφικτό να διαχωριστούν αυτές οι δύο πηγές. Ωστόσο, η συγκεκριμένη

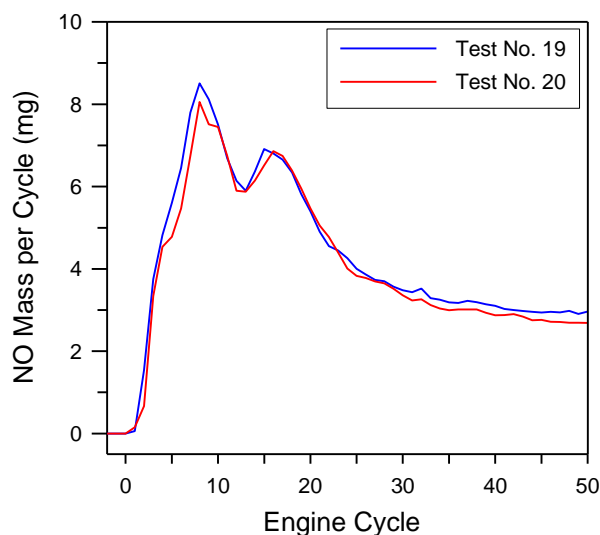
μέτρηση απεικονίζει την πραγματική λειτουργία ενός κινητήρα οχήματος, κατά την εκκίνηση του οποίου αποβάλλεται και ένα μέρος των σωματιδιακών επικαθίσεων της εξάτμισής του.



Σχήμα 7.16 Εκπομπές αιθάλης (αδιαφάνεια καπνού) των πρώτων 20 κύκλων λειτουργίας κατά τις εκκινήσεις No. 19 (θερμοκρασία του ψυκτικού ίση με 35 °C) και 20 (θερμοκρασία του ψυκτικού ίση με 60 °C).

Όσον αφορά στις εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO), παρατηρείται η ίδια ποιοτική συμπεριφορά με την ψυχρή εκκίνηση. Όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 7.10, η συγκέντρωση NO στα καυσαέρια αρχικά αυξάνεται απότομα έως τη μέγιστη τιμή, στη συνέχεια εμφανίζει μία τοπικά μέγιστη τιμή και σταδιακά μειώνεται έως την τελική, κατά τις εκκινήσεις No. 19 και 20. Επίσης, παρατηρείται συμφωνία σε ποιοτικό επίπεδο με την ανάπτυξη της μέγιστης πίεσης καύσης (όπως αναμενόταν), γεγονός που υποδηλώνει την ισχυρή εξάρτηση του σχηματισμού του NO από τη θερμοκρασία [44]. Η ποσοτική σύγκριση ανάμεσα στις εκκινήσεις No. 19 και 20 δείχνει ότι χαμηλότερες εκπομπές NO παρατηρούνται για μικρότερες μέγιστες πιέσεις καύσης (όπως αυτές ποσοτικοποιούνται από τη μέση τιμή του στη συγκεκριμένη περίπτωση). Αυτή η παρατήρηση επιβεβαιώνεται και για την ψυχρή εκκίνηση No. 18, παρόλο που είναι σε χαμηλότερη ταχύτητα περιστροφής. Έτσι, οι μέγιστες τιμές των εκπομπών NO είναι ελαφρώς μικρότερες κατά τη θερμότερη δοκιμή No. 20 σε σχέση με την ψυχρότερη εκκίνηση No. 19. Η ερμηνεία αυτών των διαπιστώσεων βασίζεται στο μηχανισμό που αναλύθηκε λεπτομερώς στην προηγούμενη παράγραφο.

Ωστόσο, για να επιβεβαιωθεί ότι οι υψηλές τιμές συγκέντρωσης NO οφείλονται στον έντονο σχηματισμό του εντός του κυλίνδρου και όχι στην αναγωγή της ποσότητάς του στην αντίστοιχη των καυσαερίων (η οποία είναι μικρή λόγω της μικρής ποσότητας αέρα που οφείλεται στη χαμηλή πίεση εισαγωγής), γίνεται η μετατροπή από μονάδες συγκέντρωσης σε μονάδες μάζας (χρησιμοποιώντας τη συνολική μάζα του αέρα αντί των καυσαερίων όπως στην προηγούμενη παράγραφο). Το Σχήμα 7.17 παρουσιάζει τα αποτελέσματα της μετατροπής.



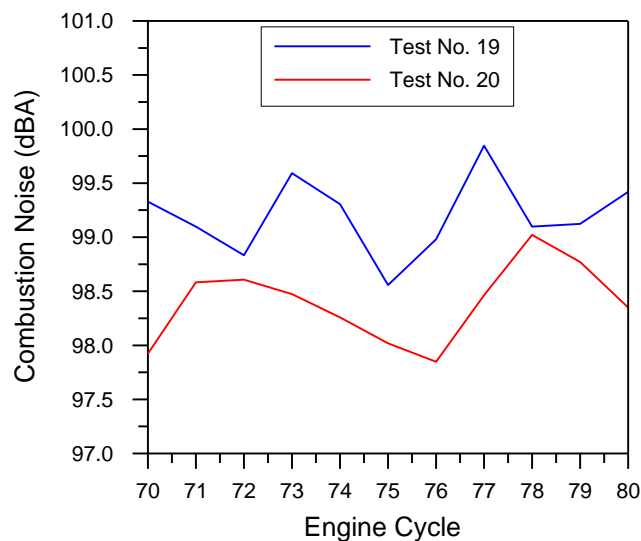
Σχήμα 7.17 Μάζα μονοξειδίου του αζώτου ανά κύκλο λειτουργίας στις εκκινήσεις No. 19 (θερμοκρασία του ψυκτικού ίση με 35 °C) και 20 (θερμοκρασία του ψυκτικού ίση με 60 °C).

Από το Σχήμα 7.17 διαπιστώνεται ότι στη χαμηλότερη θερμοκρασία του ψυκτικού (εκκίνηση No. 19) ο σχηματισμός του NO είναι (ελαφρώς) εντονότερος, σύμφωνα με το μηχανισμό που αναλύθηκε στην προηγούμενη παράγραφο, αποτελώντας την κυρίαρχη αιτία των αυξημένων τιμών συγκέντρωσης. Αυτή η διαπίστωση επιβεβαιώνεται συγκρίνοντας ακόμα και με την ψυχρή εκκίνηση No. 18, παρά τη διαφορετική ταχύτητα περιστροφής. Με αυτόν τον τρόπο αναδεικνύεται η σπουδαιότητα της μελέτης των εκπομπών NO κατά την εκκίνηση του κινητήρα, σε οποιαδήποτε θερμοκρασία του ψυκτικού (μέσου).

Οι εκπομπές του θορύβου της καύσης κατά τις δοκιμές No. 19 και 20 παρουσιάζονται στο Σχήμα 7.10. Σημαντικές αποκλίσεις ανάμεσα στις δύο εκκινήσεις παρατηρούνται κατά το πρώτο στάδιο τους, όπου η αστάθεια της καύσης είναι έντονη. Για παράδειγμα, στον 4ο κύκλο λειτουργίας ο θόρυβος της καύσης είναι 93.1 dBA και 87.5 dBA για τις δοκιμές No. 19 και 20, αντίστοιχα. Λαμβάνοντας υπόψη ότι η ταχύτητα περιστροφής και ο χρονισμός έγχυσης λαμβάνουν τις ίδιες τιμές κατά την εξέλιξη των συγκεκριμένων εκκινήσεων, συμπεραίνεται ότι η διαφορά στο θόρυβο της καύσης οφείλεται στην καθυστέρηση ανάφλεξης. Η μεγαλύτερη διάρκεια της τελευταίας στον 4ο κύκλο της ψυχρότερης εκκίνησης No. 19 (όπως διαπιστώθηκε αναφορικά με το Σχήμα 7.15) οδηγεί σε εντονότερη καύση προανάμιξης, άρα και υψηλότερο ρυθμό αύξησης της πίεσης κυλίνδρου, προκαλώντας έτσι υψηλότερες εκπομπές θορύβου. Επιβεβαιώνεται με αυτόν τον τρόπο η επίδραση της θερμοκρασίας του ψυκτικού (μέσου) στις εκπομπές θορύβου της καύσης [45]. Η σταδιακή προθέρμανση του κινητήρα οδηγεί σε άμβλυνση των διαφορών στις εκπομπές θορύβου της καύσης μεταξύ των δύο δοκιμών, όπως άλλωστε φάνηκε και από τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα του Σχήματος 7.15. Έτσι, στον 74ο κύκλο λειτουργίας ο θόρυβος της καύσης είναι 99.3 dBA και 98.3 dBA για τις εκκινήσεις No. 19 και 20, αντίστοιχα. Ωστόσο, η διαφοροποίηση συνεχίζει να υφίσταται και φτάνει μέχρι και το 1.5

dBA (το οποίο βέβαια είναι κοντά στην ακρίβεια του μετρητικού οργάνου, Κεφάλαιο 3), όπως διαπιστώνεται από το Σχήμα 7.18. Βέβαια, η πλήρης προθέρμανση του κινητήρα θα οδηγήσει τελικά στις ίδιες εκπομπές θορύβου της καύσης και στις δύο περιπτώσεις.

Τέλος, σε αυτό το σημείο αναδεικνύεται και η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής στις εκπομπές θορύβου της καύσης, η οποία επηρεάζει σε σημαντικό βαθμό το ρυθμό αύξησης της πίεσης κυλίνδρου. Έτσι, κατά την εκκίνηση Νο. 19, παρόλο που στον 4ο κύκλο η καθυστέρηση ανάφλεξης είναι σαφώς μεγαλύτερη σε σχέση με τον 74ο (Σχήμα 7.15), ο θόρυβος της καύσης είναι μεγαλύτερος στον τελευταίο λόγω της υψηλότερης ταχύτητας περιστροφής (1010 rpm στον 74ο, σε αντίθεση με περίπου 500 rpm στον 4ο κύκλο).



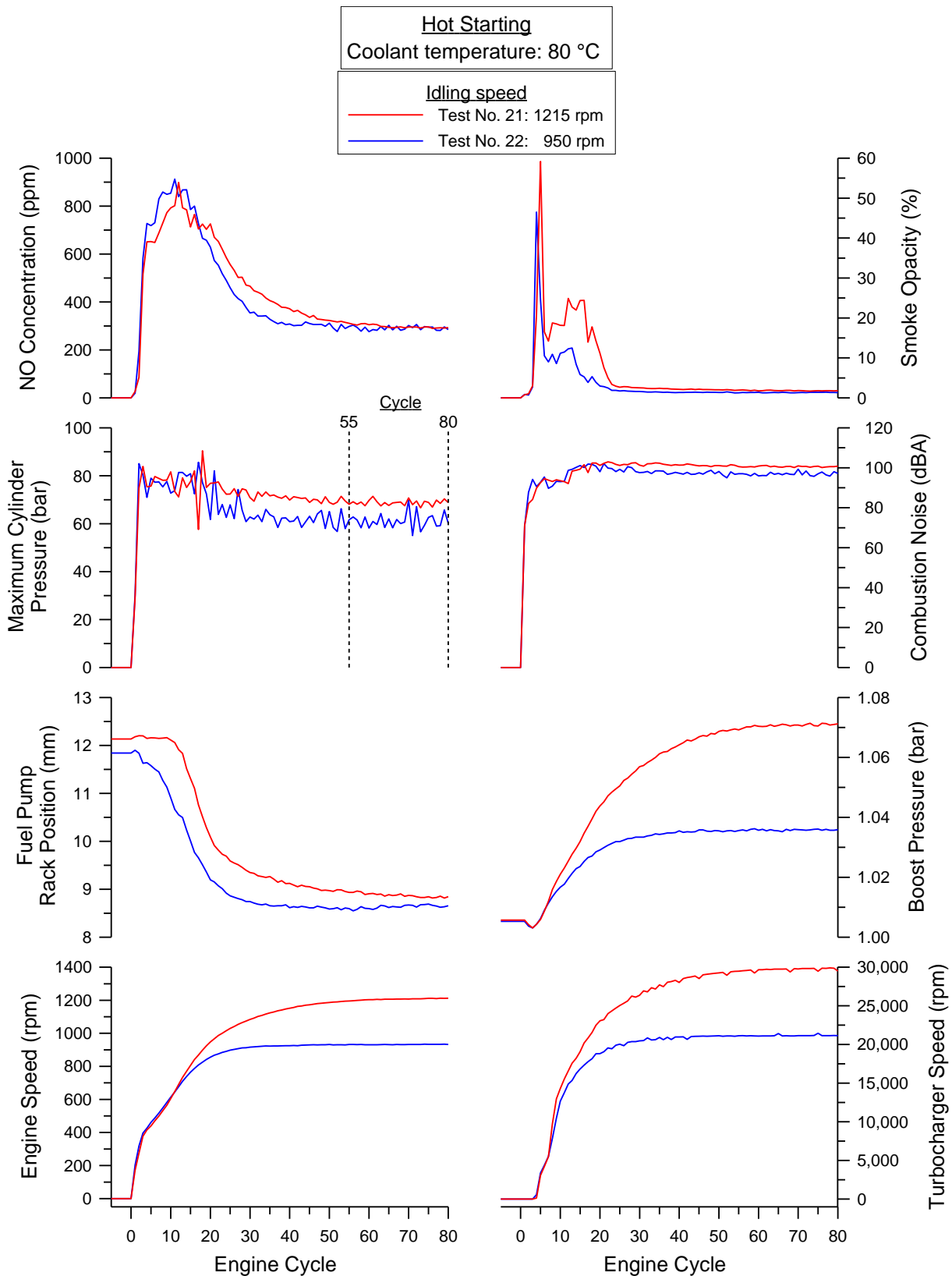
Σχήμα 7.18 Εκπομπές θορύβου της καύσης κατά την άφορτη λειτουργία (“ρελαντί”) μετά τις εκκινήσεις Νο. 19 (θερμοκρασία του ψυκτικού ίση με 35 °C) και 20 (θερμοκρασία του ψυκτικού ίση με 60 °C).

Η συνολική ανάλυση των δοκιμών Νο. 18 και 19 ανέδειξε τις ουσιώδεις επιδράσεις που έχει η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου, τόσο στη λειτουργική συμπεριφορά όσο και στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης κατά την εκκίνηση του κινητήρα. Στην επόμενη παράγραφο μελετάται η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής της άφορτης λειτουργίας του κινητήρα (“ρελαντί”) κατά την εκκίνηση σε θερμές συνθήκες.

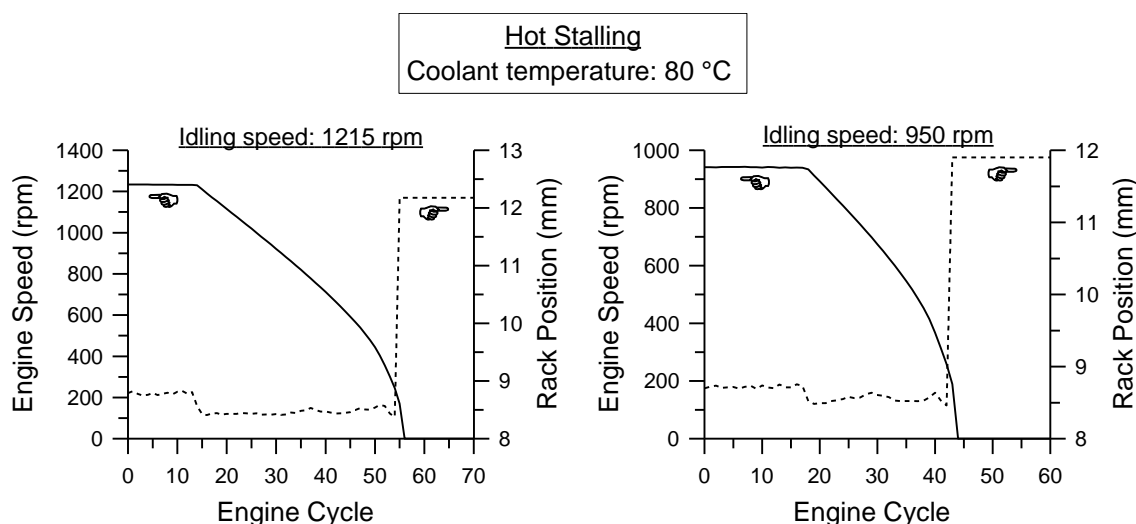
7.6 Θερμή Εκκίνηση σε Δύο Τελικές Ταχύτητες Περιστροφής Άφορτης Λειτουργίας (“Ρελαντί”)

Οι δύο τελευταίες εκκινήσεις πραγματοποιήθηκαν σε πλήρως θερμές συνθήκες, με σκοπό να μελετηθεί η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής κατά την άφορτη λειτουργία (“ρελαντί”) του κινητήρα. Επιλέχθηκε μία υψηλή τιμή (δοκιμή No. 21, 1215 rpm) και μία τυπική για κινητήρα diesel οχήματος (δοκιμή No. 22, 950 rpm). Η θερμοκρασία του ψυκτικού (μέσου) ήταν 80 °C, ενώ αυτή του λιπαντικού (ελαίου) ήταν στα επίπεδα της πλήρως θερμής λειτουργίας (η διαφορά στην πίεσή του στον Πίνακα 7.1 οφείλεται στη διαφορετική ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα). Όμοια, τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης και της πολλαπλής εξαγωγής είχαν προθερμανθεί πλήρως. Όπως περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 4, οι συγκεκριμένες δοκιμές πραγματοποιούνται με το πετάλι του γκαζιού σε σταθερή θέση, η οποία αντιστοιχεί στην εκάστοτε επιθυμητή ταχύτητα περιστροφής. Ο κινητήρας σβήνεται και επανεκινείται αμέσως, με τη μετατόπιση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου να καθορίζεται αποκλειστικά από το ρυθμιστή στροφών. Τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων κατά τις θερμές εκκινήσεις No. 21 και 22 παρουσιάζονται στο Σχήμα 7.19. Όμοια με όλες τις προηγούμενες περιπτώσεις, η αρχική απότομη επιτάχυνση του κινητήρα οφείλεται στην επίδραση του εκκινήτη (για 3 κύκλους λειτουργίας), ανεξάρτητα από οποιαδήποτε άλλη παράμετρο.

Η θερμική κατάσταση του κινητήρα καθώς και η ταχύτητα περιστροφής του είναι οι δύο παράγοντες που καθορίζουν την απόκριση των υποσυστημάτων του, και κατά συνέπεια την ανάπτυξη των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης. Και στις δύο περιπτώσεις ο κανόνας ξεκινάει από μία μέγιστη θέση και σταδιακά επανέρχεται σε θέσεις μειωμένης παροχής καυσίμου, για να διατηρηθεί η επιθυμητή ταχύτητα περιστροφής (όπως αυτή ορίζεται από τη θέση του πεταλιού του γκαζιού). Μάλιστα, η αρχική θέση του είναι ακριβώς η ίδια με αυτήν στην οποία κατέληξε κατά τον προηγούμενο τερματισμό της λειτουργίας (σβήσιμο) του κινητήρα (εφόσον το πετάλι του γκαζιού έχει παραμείνει σε σταθερή θέση), όπως μπορεί να διαπιστωθεί από το Σχήμα 7.20. Στην περίπτωση εκκίνησης σε υψηλή ταχύτητα περιστροφής (δοκιμή No. 21), ο κανόνας παραμένει στην αρχική μέγιστη θέση του για μεγαλύτερο διάστημα, ενώ όλες οι ενδιάμεσες θέσεις του καθώς και η τελική αντιστοιχούν σε μεγαλύτερη παροχή καυσίμου σε σχέση με τη δοκιμή No. 22. Τέλος, συγκρίνοντας τις δοκιμές No. 18 και 22, διαπιστώνεται ότι στην ψυχρή εκκίνηση (No. 18) ο κανόνας σταθεροποιείται σε θέση υψηλότερης παροχής καυσίμου σε σχέση με τη θερμή (No. 22), παρά τη χαμηλότερη ταχύτητα περιστροφής. Η συμπεριφορά αυτή οφείλεται στη διαφορετική θερμική κατάσταση του κινητήρα, και ιδιαίτερα στις απώλειες τριβών λόγω της διαφορετικής θερμοκρασίας του λιπαντικού [1].



Σχήμα 7.19 Θερμή εκκίνηση του κινητήρα σε δύο τελικές ταχύτητες περιστροφής άφορτης λειτουργίας (“ρελαντί”).

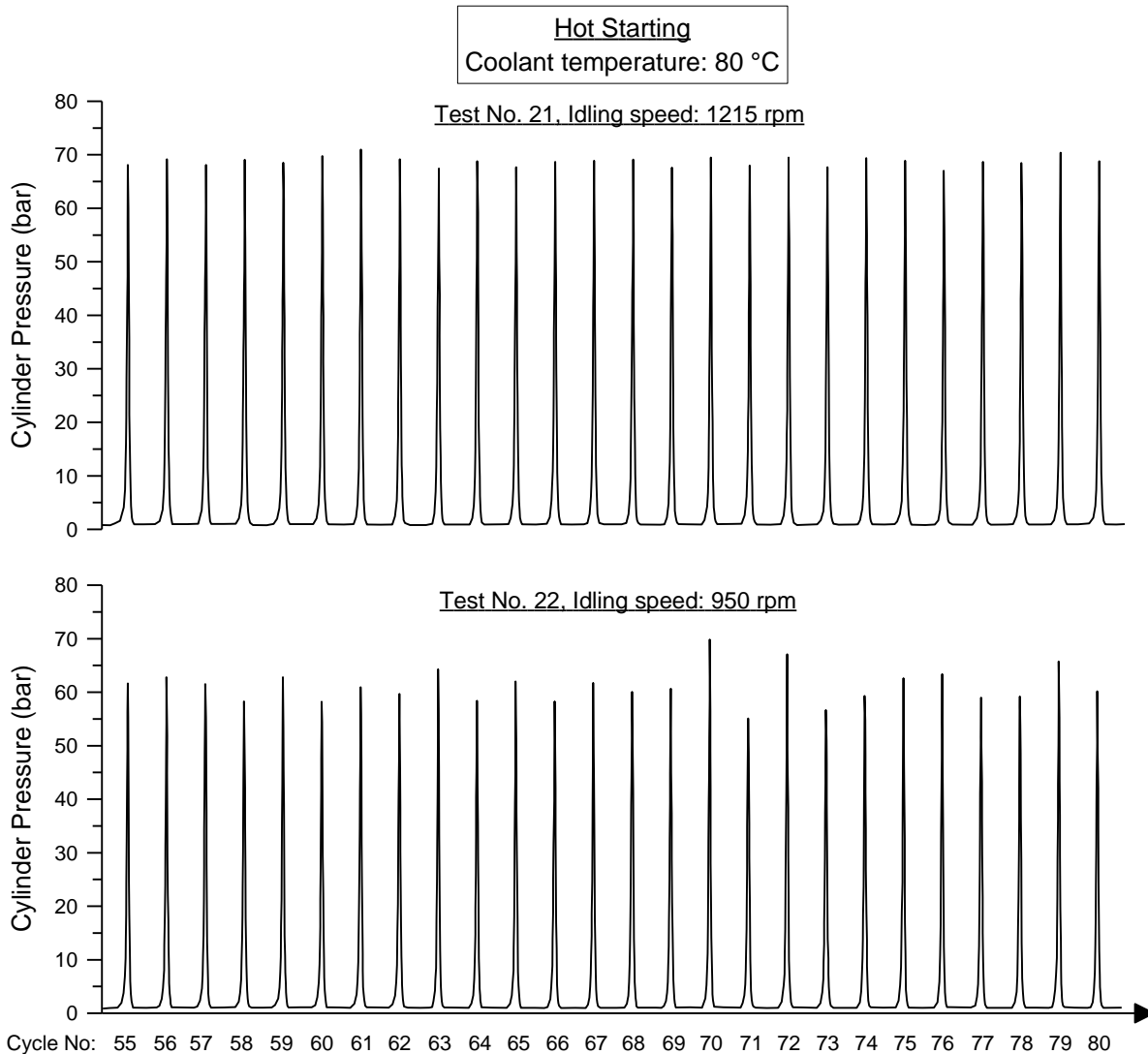


Σχήμα 7.20 Τερματισμός λειτουργίας (σβήσιμο) του κινητήρα πριν τις εκκινήσεις No. 21 και 22.

Οι θερμικές συνθήκες εκκίνησης και η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα έχουν σημαντική επίδραση στην απόκριση του ζεύγους υπερπλήρωσης, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 7.19. Ωστόσο, η πίεση εισαγωγής κατά το πρώτο τμήμα της εκκίνησης (3 κύκλοι λειτουργίας) σε οποιαδήποτε συνθήκες εμφανίζει ακριβώς την ίδια πτώση, όπως διαπιστώθηκε ήδη και στο Σχήμα 7.12. Αυτή η παρατήρηση οφείλεται στην υστέρηση του υπερπληρωτή και, πιο συγκεκριμένα, στις συνιστώσες της μηχανικής αδράνειας και της αδράνειας ροής, ενώ η θερμική αδράνεια επηρεάζει κυρίως το ρυθμό επιτάχυνσης του ζεύγους υπερπλήρωσης μετά την έναρξη της περιστροφής του.

Έτσι, κατά τους 3 πρώτους κύκλους λειτουργίας, όπου ο κινητήρας επιταχύνεται με τον ίδιο ρυθμό σε όλες τις περιπτώσεις κάτω από την επίδραση του εκκινήτη, ενώ ο υπερπληρωτής δεν έχει ξεκινήσει ακόμα να περιστρέφεται, αναρροφάται η διαθέσιμη ποσότητα αέρα στην πολλαπλή εισαγωγής προκαλώντας έτσι την ίδια υποπίεση ανεξαρτήτως των συνθηκών εκκίνησης. Ο ρυθμός επιτάχυνσης του ζεύγους υπερπλήρωσης στη συνέχεια είναι μεγαλύτερος στη δοκιμή No. 21, προφανώς λόγω της υψηλότερης ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (σε σύγκριση με τη δοκιμή No. 22), με αποτέλεσμα την επίτευξη αυξημένης πίεσης εισαγωγής. Σε αυτό το σημείο αναδεικνύεται και πάλι με πολύ χαρακτηριστικό τρόπο η θερμική συνιστώσα της υστέρησης του υπερπληρωτή, συγκρίνοντας τις εκκινήσεις No. 20 και 22. Παρόλο που η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα είναι μικρότερη στη δεύτερη δοκιμή (950 rpm) σε σχέση με την πρώτη (1010 rpm), ο υπερπληρωτής περιστρέφεται σε υψηλότερη τελική ταχύτητα κατά 5%. Οι χαμηλότερες θερμοκρασίες τόσο του ψυκτικού (μέσου) όσο και των τοιχωμάτων της πολλαπλής εξαγωγής κατά την εκκίνηση No. 20 αυξάνουν τις απώλειες θερμότητας των καυσαερίων, τα οποία αδυνατούν να επιταχύνουν τον υπερπληρωτή στον ίδιο βαθμό με τη δοκιμή No. 22, λόγω του μειωμένου ενεργειακού περιεχομένου τους [7]. Έτσι, η υστέρηση του υπερπληρωτή καθίσταται λιγότερο σημαντική αυξανόμενη της θερμοκρασίας του ψυκτικού (μέσου), γεγονός που έχει καθοριστική επίδραση στις εκπομπές ρύπων (ιδιαίτερα της αιθάλης).

Αξιόλογη διαφοροποίηση εμφανίζει η μέγιστη πίεση του κυλίνδρου κατά την άφορτη λειτουργία (“ρελαντί”) του κινητήρα μετά τις θερμές εκκινήσεις No. 21 και 22, τόσο ως προς τις απόλυτες τιμές της όσο και ως προς τη διακύμανσή της. Έτσι, στο διάστημα μεταξύ του 55ου και του 80ού κύκλου λειτουργίας, λαμβάνει υψηλότερες τιμές στη δοκιμή No. 21, ενώ εμφανίζει μικρότερη διακύμανση, όπως φαίνεται από τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα του Σχήματος 7.21.



Σχήμα 7.21 Κυκλική διασπορά της μέγιστης πίεσης καύσης κατά τη μόνιμη λειτουργία του κινητήρα μετά τις εκκινήσεις No. 21 και 22.

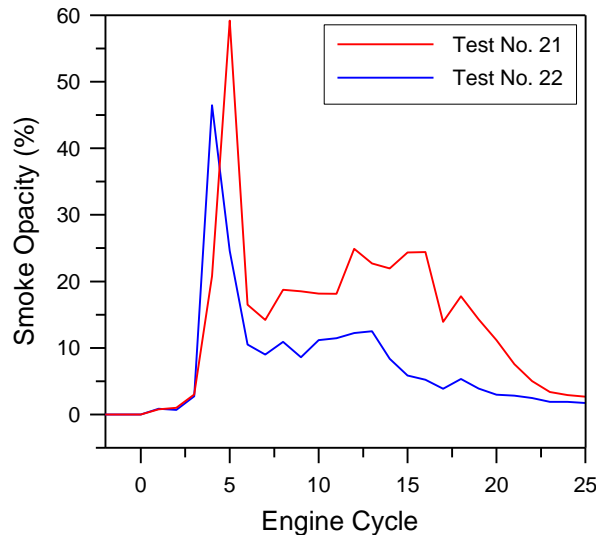
Πιο συγκεκριμένα, στο εν λόγω διάστημα, όπου η λειτουργία του κινητήρα είναι μόνιμη από όλες τις απόψεις (δυναμική και θερμική), η μέση τιμή της μέγιστης πίεσης καύσης είναι 68.8 και 61.1 bar για τις δοκιμές No. 21 και 22, αντίστοιχα, με τυπική απόκλιση 1.2 και 3.2 bar, η οποία αποτελεί ένα μέτρο της κυκλικής διασποράς. Η αιτία για τη διαφοροποίηση αυτή είναι η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Αύξηση της τελευταίας προκαλεί υψηλότερη πίεση συμπίεσης και σε συνδυασμό με τη μεγαλύτερη παροχή καυσίμου και την αυξημένη πίεση

εισαγωγής αναπτύσσονται υψηλότερες πιέσεις καύσης. Επιπλέον, το υψηλότερο επίπεδο τύρβης εντός του κυλίνδρου (λόγω της υψηλότερης ταχύτητας περιστροφής), σε συνδυασμό με τη μεγαλύτερη παροχή αέρα, διευκολύνουν την ανάμιξη καυσίμου-αέρα προάγοντας το μηχανισμό της καύσης. Ωστόσο, στην περίπτωση της υψηλής ταχύτητας περιστροφής οι απώλειες τριβών είναι αυξημένες [22] και σε συνδυασμό με την ύπαρξη της υδραυλικής πέδης (ανάπτυξη φορτίου όταν περιστρέφεται), ο κινητήρας λειτουργεί πρακτικά σε ελαφρώς υψηλότερο φορτίο (το οποίο σε κάθε περίπτωση παραμένει σε πολύ χαμηλά επίπεδα), δηλαδή με μεγαλύτερη παροχή καυσίμου. Αντίθετα, η χαμηλότερη ταχύτητα περιστροφής της δοκιμής No. 22 έχει ως αποτέλεσμα αυξημένες διαρροές αερίου από τον κύλινδρο, ενώ παράλληλα παρέχει περισσότερο χρόνο στις απώλειες θερμότητας για να αναπυχθούν, παράγοντες οι οποίοι συμβάλουν στην πιο έντονη κυκλική διασπορά της μέγιστης πίεσης καύσης (Σχήμα 7.21). Επίσης, η χαμηλή πίεση εισαγωγής συμβάλει στην αστάθεια της καύσης. Άλλωστε, είναι γνωστό ότι οι κινητήρες diesel λειτουργούν ομαλότερα σε υψηλότερες ταχύτητες περιστροφής και μεγαλύτερα φορτία [46].

Όσον αφορά στις εκπομπές ρύπων, οι οποίες παρουσιάζονται στο Σχήμα 7.19, παρατηρείται μία πτωτική τάση σε σχέση με όλες τις προηγούμενες περιπτώσεις, κυρίως ως προς τις μέγιστες τιμές. Το κύριο ενδιαφέρον επικεντρώνεται και πάλι στις εκπομπές αιθάλης, οι οποίες λαμβάνουν πολύ υψηλές τιμές. Ωστόσο, σε κάθε περίπτωση, οι μέγιστες τιμές αδιαφάνειας είναι σαφώς χαμηλότερες από τις αντίστοιχες των προηγούμενων εκκινήσεων, ενώ περιορίζεται και η διάρκεια αυξημένων εκπομπών αιθάλης. Για παράδειγμα, η μέγιστη τιμή αδιαφάνειας κατά την ψυχρή εκκίνηση No. 18 είναι σχεδόν 90%, ενώ στη δοκιμή No. 21 δεν ξεπερνάει το 60%. Καθώς η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου αυξάνει, η μεγαλύτερη παροχή αέρα (λόγω της μειωμένης επίδρασης της υστέρησης του υπερπληρωτή) εμποδίζει την ανάπτυξη περιοχών πλούσιων σε καύσιμο, ενώ οι υψηλότερες θερμοκρασίες εντός του κυλίνδρου (λόγω των μειωμένων απωλειών θερμότητας) ευνοούν την οξειδωση των σωματιδίων αιθάλης. Επιπλέον, η υψηλότερη πυκνότητα του εισερχόμενου αέρα (ως αποτέλεσμα της αυξημένης πίεσης εισαγωγής) περιορίζει το ρυθμό πρόσκρουσης της δέσμης του καυσίμου στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης και ευνοεί την ανάμιξη.

Οι μέγιστες τιμές της αδιαφάνειας στις εκκινήσεις No. 21 και 22 αποδίδονται και πάλι στην επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή, ιδιαίτερα κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας. Στην περίπτωση της υψηλότερης ταχύτητας περιστροφής, οι μέγιστες εκπομπές αιθάλης είναι κατά 27% αυξημένες, ενώ η διάρκεια κατά την οποία η αδιαφάνεια ξεπερνάει το 10% είναι σχεδόν διπλάσια (17 κύκλοι ή 2.9 s στη δοκιμή No. 21, σε αντίθεση με 9 κύκλους ή 1.5 s στη δοκιμή No. 22), όπως μπορεί να διαπιστωθεί από το Σχήμα 7.22. Η συμπεριφορά αυτή οφείλεται στην υψηλότερη παροχή καυσίμου στην εκκίνηση No. 21, λόγω των θέσεων από τις οποίες διέρχεται ο κανόνας (Σχήμα 7.19). Σημειώνεται ότι πριν τις θερμές εκκινήσεις ακολουθήθηκε η διαδικασία απομάκρυνσης των σωματιδιακών επικαθήσεων από την εξάτμιση

του κινητήρα (εφόσον δεν τίθεται κανένας περιορισμός για την εφαρμογή της), οπότε οι μετρούμενες τιμές αδιαφάνειας αντιστοιχούν στην αιθάλη που σχηματίζεται εντός του κυλίνδρου.



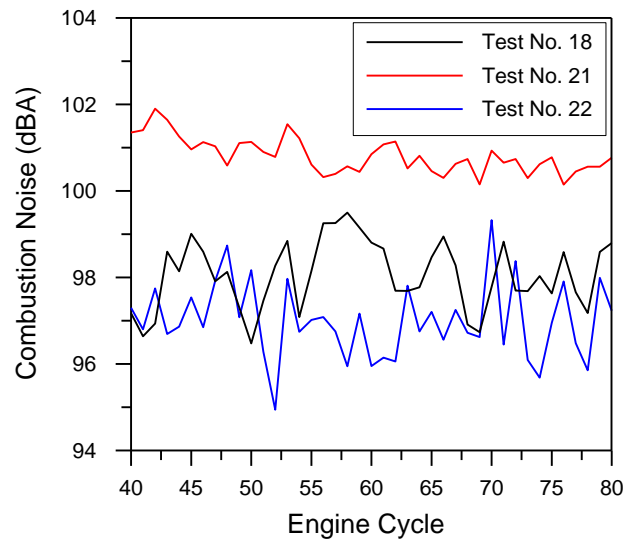
Σχήμα 7.22 Εκπομπές αιθάλης (αδιαφάνεια καπνού) των πρώτων 30 κύκλων λειτουργίας κατά τις εκκινήσεις No. 21 (“ρελαντί” ίσο με 1215 rpm) και 22 (“ρελαντί” ίσο με 950 rpm).

Αναφορικά με τις εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO), παρόμοιες μέγιστες τιμές παρατηρούνται για τις δοκιμές No. 21 και 22, όπως φαίνεται στο Σχήμα 7.19. Ωστόσο, σε σύγκριση με τις προηγούμενες εκκινήσεις, τόσο οι μέγιστες όσο και οι τελικές εκπομπές NO κυμαίνονται σε χαμηλότερα επίπεδα, όπως συμπεραίνεται από το Σχήμα 7.19, επιβεβαιώνοντας την πτωτική τάση τους αυξανόμενης της θερμοκρασίας του ψυκτικού (μέσου) κατά την εκκίνηση [9,37]. Για την ερμηνεία αυτής της παρατήρησης όλοι οι παράγοντες που επηρεάζουν το σχηματισμό του NO εντός του κυλίνδρου πρέπει να ληφθούν υπόψη, σύμφωνα με το μηχανισμό που αναλύθηκε στην Παράγραφο 7.4. Έτσι, με την αύξηση της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου οι απώλειες θερμότητας προς τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης μειώνονται και περισσότερο οξυγόνο είναι διαθέσιμο (λόγω της υψηλότερης πίεσης εισαγωγής), παράγοντες οι οποίοι ευνοούν το σχηματισμό του NO. Ταυτόχρονα, η καθυστέρηση ανάφλεξης μειώνεται, οπότε το τμήμα της ανεξέλεγκτης καύσης περιορίζεται (ελαττώνοντας τις μέγιστες θερμοκρασίες καύσης τοπικά), ενώ η ασθενέστερη επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή οδηγεί στην ανάπτυξη λιγότερων περιοχών κοντά στη στοιχειομετρία (όπου είναι έντονος ο σχηματισμός του NO), περιορίζοντας έτσι τις εκπομπές NO. Σε κάθε περίπτωση, ο σχηματισμός του NO εντός του θαλάμου καύσης αποτελεί ένα πολύ σύνθετο φαινόμενο με έντονα τοπικό χαρακτήρα. Ο μηχανισμός του επηρεάζεται πολύπλευρα από τις συνθήκες της εκάστοτε δοκιμής, οδηγώντας σε ανάλογη μεταβολή των τελικών εκπομπών. Οι αυξημένες τιμές συγκέντρωσης NO της δοκιμής No. 21 στο δεύτερο μισό των εκκινήσεων οφείλεται στις υψηλότερες πιέσεις καύσης, λόγω της μεγαλύτερης παροχής καυσίμου (Σχήμα 7.19). Τέλος,

όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις, επιβεβαιώνεται ότι οι υψηλές τιμές συγκέντρωσης ΝΟ οφείλονται στον έντονο σχηματισμό του εντός του κυλίνδρου και όχι στην αναγωγή στη μικρή ποσότητα αέρα, λόγω της σχετικά χαμηλής πίεσης εισαγωγής.

Οι εκπομπές θορύβου της καύσης φαίνονται να επηρεάζονται σε αξιόλογο βαθμό από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Αύξηση της τελευταίας οδηγεί σε υψηλότερα επίπεδα θορύβου λόγω καύσης κατά τη μόνιμη (άφορτη) λειτουργία (“ρελαντί”) μετά την εκκίνηση, όπως φαίνεται στο Σχήμα 7.19. Η υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής αυξάνει το συνολικό ρυθμό μεταβολής της πίεσης κυλίνδρου σε όλο τον κύκλο λειτουργίας του κινητήρα. Παράλληλα, η υψηλότερη παροχή καυσίμου κατά τη δοκιμή Νο. 21 έχει ως αποτέλεσμα την έγχυση μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου κατά την καθυστέρηση ανάφλεξης. Αυτή η παρατήρηση, σε συνδυασμό με την ελαφρά αύξηση της προπορείας (νωρίτερη έγχυση αυξανόμενης της ταχύτητας περιστροφής), οδηγούν σε υψηλότερα επίπεδα θορύβου της καύσης [38].

Η συνδυασμένη επίδραση της ταχύτητας περιστροφής και της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου στις εκπομπές θορύβου μπορεί να φανεί από το Σχήμα 7.23, όπου παρουσιάζεται ο θόρυβος της καύσης κατά την άφορτη λειτουργία μετά την εκκίνηση για τις δοκιμές Νο. 18, 21 και 22. Συγκρίνοντας την ψυχρή εκκίνηση (Νο. 18) με την αντίστοιχη θερμή (Νο. 22), παρατηρείται ότι στην πρώτη περίπτωση ο θόρυβος της καύσης κυμαίνεται σε υψηλότερα επίπεδα, παρά την ελαφρώς χαμηλότερη ταχύτητα περιστροφής. Η ισχυρή εξάρτηση της καθυστέρησης ανάφλεξης από τη θερμοκρασία του αερίου εντός του κυλίνδρου είναι η κύρια αιτία γι’ αυτήν την παρατήρηση. Η διαφορά θα ήταν μεγαλύτερη εάν η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα ήταν ακριβώς η ίδια στις δύο αυτές δοκιμές (Νο. 18 και 22). Συγκρίνοντας τη θερμή εκκίνηση Νο. 21 με την ψυχρή Νο. 18, διαπιστώνεται ότι η υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής (κατά περίπου 300 rpm) υπερκαλύπτει την επίδραση της θερμοκρασίας του ψυκτικού, οδηγώντας σε αυξημένες εκπομπές θορύβου της καύσης σύμφωνα με το μηχανισμό που περιγράφηκε ήδη. Ωστόσο, αυτή η συμπεριφορά μπορεί να αποτελεί ιδιαίτερο χαρακτηριστικό του συγκεκριμένου κινητήρα, λόγω του τρόπου ρύθμισης του χρονισμού έγχυσης με την ταχύτητα περιστροφής. Γενίκευση των συμπερασμάτων απαιτεί τη διεξαγωγή αντίστοιχης διερεύνησης σε ένα μεγάλο πλήθος κινητήρων διαφόρων τύπων και γενεών. Τέλος, η εντονότερη διακύμανση που εμφανίζει ο θόρυβος της καύσης στην εκκίνηση Νο. 22, σε σχέση με τη δοκιμή Νο. 21, αποδίδεται στη μεγαλύτερη κυκλική διασπορά κατά τη λειτουργία στη χαμηλότερη ταχύτητα περιστροφής, όπως ήδη αναλύθηκε.



Σχήμα 7.23 Εκπομπές θορύβου της καύσης κατά τη μόνιμη λειτουργία του κινητήρα μετά τις εκκινήσεις No. 18 (ψυχρή εκκίνηση και “ρελαντί” ίσο με 900 rpm), 21 (θερμή εκκίνηση και “ρελαντί” ίσο με 1215 rpm) και 22 (θερμή εκκίνηση και “ρελαντί” ίσο με 950 rpm).

Η συνολική ανάλυση της θερμής εκκίνησης του κινητήρα ανέδειξε τη σημαντική επίδραση της ταχύτητας περιστροφής του κατά την άφορτη λειτουργία (“ρελαντί”), ιδιαίτερα στις εκπομπές αιθάλης. Παρόλο που το κύριο ενδιαφέρον συγκεντρώνεται στη μελέτη της ψυχρής εκκίνησης των κινητήρων diesel, η εκκίνηση σε πλήρως θερμές συνθήκες δε θα πρέπει να παραβλέπεται, ειδικά όταν πρόκειται για εφαρμογές οχημάτων.

7.7 Σύνοψη – Συμπεράσματα

Στα πλαίσια του παρόντος κεφαλαίου πραγματοποιήθηκε η διερεύνηση της λειτουργικής συμπεριφοράς καθώς και των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης κατά την εκκίνηση ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel οχήματος. Αρχικά μελετήθηκε η ψυχρή εκκίνηση, η οποία αποτελεί την πιο δύσκολη και απαιτητική περίπτωση. Στη συνέχεια, εξετάστηκε η επίδραση της θερμοκρασίας του ψυκτικού στα λειτουργικά χαρακτηριστικά και τις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης του κινητήρα (εκκίνηση σε ενδιάμεσες θερμοκρασίες). Ακολούθως, πραγματοποιήθηκαν δύο θερμές εκκινήσεις σε διαφορετική ταχύτητα περιστροφής κατά την άφορτη λειτουργία (“ρελαντί”) του κινητήρα. Επιγραμματικά, τα κυριότερα συμπεράσματα που προέκυψαν από τη διερεύνηση της εκκίνησης του κινητήρα στο παρόν κεφάλαιο είναι τα εξής:

- Η εκκίνηση αποτελεί μία ιδιαίτερη μεταβατική κατάσταση λειτουργίας ενός κινητήρα diesel με πολύ μεγάλη σημασία στις εφαρμογές οχημάτων.
- Η υστέρηση του υπερπληρωτή είναι ένα από τα σημαντικότερα φαινόμενα κατά την εκκίνηση ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel και η κυριότερη αιτία των ακραίων εκπομπών ρύπων, ιδιαίτερα της αιθάλης. Η μελέτη της εκκίνησης σε διαφορετικές συνθήκες αναδεικνύει τις συνιστώσες αυτού του φαινομένου.
- Η αρχική απότομη επιτάχυνση του κινητήρα, ανεξαρτήτως των συνθηκών εκκίνησης, οφείλεται στην επίδραση του εκκινητή. Γι’ αυτό το λόγο, η αρχική πτώση της πίεσης εισαγωγής είναι σε κάθε περίπτωση η ίδια.
- Η διαδικασία εκτέλεσης της κάθε εκκίνησης επηρεάζει καθοριστικά την αρχική θέση του κανόνα (τουλάχιστον στο συγκεκριμένο κινητήρα).
- Έντονη αστάθεια της καύσης παρατηρείται κατά την ψυχρή εκκίνηση του κινητήρα, χωρίς ωστόσο να σημειωθεί αστοχία έναυσης στη συγκεκριμένη δοκιμή και στο συγκεκριμένο κύλινδρο όπου μετρήθηκε το δυναμοδεικτικό διάγραμμα (λόγω της σχετικά υψηλής θερμοκρασίας του ψυκτικού κατά την εκκίνηση).
- Η θερμική κατάσταση του κινητήρα και η ταχύτητα περιστροφής του στην άφορτη λειτουργία (“ρελαντί”) επηρεάζουν σημαντικά τη σταθερότητα της καύσης και την απόκριση του υπερπληρωτή. Συγκεκριμένα, καθώς ο κινητήρας προθερμαίνεται ή λειτουργεί σε υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής, η αστάθεια της καύσης περιορίζεται και ο υπερπληρωτής επιταχύνεται πιο άμεσα παράγοντας αυξημένη πίεση εισαγωγής.
- Υπερβολικά υψηλές τιμές αδιαφάνειας καπνού παρατηρούνται κατά την ψυχρή εκκίνηση του κινητήρα.
- Σημαντική επίδραση στις μετρούμενες τιμές αδιαφάνειας έχει η διαδικασία κατάλληλης προετοιμασίας της εξάτμισης του κινητήρα. Η αδυναμία εφαρμογής της απέτρεψε την

ανάδειξη της επίδρασης της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου στις εκπομπές αιθάλης.

- Για την ίδια θερμική κατάσταση του κινητήρα, υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής κατά την εκκίνηση οδηγεί σε αυξημένες εκπομπές αιθάλης και παρατεταμένη διάρκεια υψηλών τιμών αδιαφάνειας.
- Η μελέτη των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου (NO) είναι τελικά ιδιαίτερα σημαντική και κατά την ψυχρή εκκίνηση του κινητήρα, παρά τις σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες καύσης.
- Πτωτική τάση των εκπομπών NO παρατηρείται αυξανόμενης της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου κατά την εκκίνηση. Η ίδια τάση σημειώνεται με τη μείωση της τελικής ταχύτητας περιστροφής κατά την άφορτη λειτουργία του κινητήρα (“ρελαντ”).
- Ο συνδυασμός της θερμικής κατάστασης του κινητήρα και της ταχύτητας περιστροφής του καθορίζουν τις εκπομπές του θορύβου της καύσης κατά την εκκίνηση. Μείωση της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου ή αύξηση της ταχύτητας περιστροφής, αυξάνουν τα επίπεδα του εκπεμπόμενου θορύβου λόγω καύσης.

Συνοψίζοντας, σημειώνεται ότι τα προαναφερθέντα συμπεράσματα προέκυψαν από την πειραματική διερεύνηση της εκκίνησης σε διάφορες συνθήκες ενός συγκεκριμένου υπερπληρωμένου κινητήρα diesel, τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά του οποίου καθορίζουν τα αποτελέσματα. Διαφορετική συμπεριφορά είναι πιθανό να παρατηρηθεί σε άλλους κινητήρες εξοπλισμένους με διαφορετικά υποσυστήματα, όπως για παράδειγμα διάταξη ανακυκλοφορίας καυσαερίων και σύστημα έγχυσης κοινού οχετού (common rail). Ωστόσο, οι θεμελιώδεις αρχές και μηχανισμοί που αναλύθηκαν στο παρόν κεφάλαιο δεν αλλάζουν.

7.8 Ορολογία και Συμβολισμοί

Λατινικά

AF	λόγος αέρα-καυσίμου
n	ταχύτητα περιστροφής κινητήρα (rpm)
RP	θέση κανόνα αντλίας πετρελαίου (mm)

Δείκτες

idle	άφορτη λειτουργία (“ρελαντί”)
max	μέγιστο
min	ελάχιστο
st	στοιχειομετρικό

Συντομογραφίες

ANΣ	Άνω Νεκρό Σημείο
KNΣ	Κάτω Νεκρό Σημείο
CO	μονοξείδιο του άνθρακα
dBA	decibel μετά από στάθμιση A (φίλτρο τύπου A)
EGR	Exhaust Gas Recirculation – ανακυκλοφορία καυσαερίων
FTP	Federal Test Procedure (Αμερικάνικος Κύκλος Πόλης)
NEDC	New European Driving Cycle (Ευρωπαϊκός Κύκλος Πόλης)
NO	μονοξείδιο του αζώτου
NO _x	οξειδία του αζώτου
ppm	parts per million – μέρη στο εκατομμύριο
rpm	revolutions per minute – στροφές ανά λεπτό
uHC	άκαυστοι υδρογονάνθρακες

7.9 Βιβλιογραφία

1. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., Peckham M.S., 'Experimental Assessment of Turbocharged Diesel Engine Transient Emissions during Acceleration, Load Change and Starting', SAE Paper No. 2010-01-1287, 2010.
2. Wachter W.F., 'Analysis of Transient Emissions Data of a Model Year 1991 Heavy Duty Diesel Engine', SAE Paper No. 900443, 1990.
3. Bielaczyc P., Merkisz J., Pielecha J., 'Investigation of Exhaust Emissions from DI Diesel Engine during Cold and Warm Start', SAE Paper No. 2001-01-1260, 2001.
4. Arcoumanis C., Yao X.G., 'Transient Smoke and Unburnt Hydrocarbon Emissions during Cold-Start in a Turbo-charged DI Diesel Engine', Institution of Mechanical Engineers, Seminar on "Transient Performance of Engines", pp. 43-60, 1994.
5. DieselNet, Ecopoint Inc., Standards, Emission Test Cycles, 2010, <http://www.dieselnet.com/stabdards/cycles>.
6. Callaghan K., Nemser S., Johanson W., 'Oxygen Enriching Membranes for Reduced Cold Start Emissions', SAE Paper No. 1999-01-1232, 1999.
7. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., 'Investigation of Turbocharged Diesel Engine Operation, Exhaust Emissions and Combustion Noise Radiation during Starting under Cold, Warm and Hot Conditions', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, doi: 10.1177/0954407011400155, 2011.
8. Henein N.A., Zahdeh A.R., Yassine M.K., Bryzik W., 'Diesel Engine Cold Starting: Combustion Instability', SAE Paper No. 920005, 1992.
9. Engler D., Hausberger S., Blassnegger J., 'Cold Start Emissions of Heavy Duty Vehicles', SAE Paper No. 2001-24-0077, 2001.
10. Cotte H., Bessagnet B., Blondeau C., Mallet-Hubert P.Y., Momique J.C., Walter C., Boulanger L., Deléger D., Jouvenot G., Clarisse P., Rouveiolles P., 'Cold-start Emissions from Petrol and Diesel Vehicles According to the Emissions Regulations (from Euro 92 to Euro 2000)', International Journal of Vehicle Design, Vol. 27, pp. 275-285, 2001.
11. Osuka I., Nishimura M., Tanaka Y., Miyaki M., 'Benefits of New Fuel Injection Technology on Cold Startability of Diesel Engines – Improvement of Cold Startability and White Smoke Reduction by Means of Multi Injection with Common Rail Fuel System (ECD-U2)', SAE Paper No. 940586, 1994.
12. Peng H.Y., Cui Y., Deng K.Y., Shi L., Li L.G., 'Combustion and Emissions of a Direct-Injection Diesel Engine during Cold Start under Different Exhaust Valve Closing Timing Conditions', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 222, pp. 119-129, 2008.

13. Belardini P., Bertoli C., Del Giacomo N., Iorio B., 'Combustion and Pollutant Emissions from Light Duty Diesel Engines: The Influence of Mixing Process and Transient Operating Conditions', *The Science of the Total Environment*, Vol. 134, pp. 285-293, 1993.
14. Pastor J.V., García-Oliver J.M., Pastor J.M., Ramírez-Hernández J.G., 'Ignition and Combustion Development for High Speed Direct Injection Diesel Engines under Low Temperature Cold Start Conditions', *Fuel*, Vol. 90, pp. 1556-1566, 2011.
15. Pacaud P. Perrin H., Laget O., 'Cold Start on Diesel Engine: Is Low Compression Ratio Compatible with Cold Start Requirements?', *SAE Paper No. 2008-01-1310*, 2008.
16. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., *Diesel Engine Transient Operation*, Springer, London, 2009.
17. Benajes J., Luján J.M., Bermúdez V., Serrano J.R., 'Modelling of Turbocharged Diesel Engines in Transient Operation. Part 1: Insight into the Relevant Physical Phenomena', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 216, pp. 431-441, 2002.
18. Andrews G.E., Clarke A.G., Rojas N.Y., Sale T., Gregory D., 'The Transient Storage and Blow-out of Diesel Particulate in Practical Exhaust Systems', *SAE Paper No. 2001-01-0204*, 2001.
19. Arregle J., Bermúdez V., Serrano J.R., Fuentes E., 'Procedure for Engine Transient Cycle Emissions Testing in Real Time', *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, pp. 485-496, 2006.
20. Robert Bosch GmbH, *Model PE(S)-6 MW Fuel Injection Pump, Service Manual*, Printed in USA, 1984.
21. Robert Bosch GmbH, *Diesel-Engine Management*, 2nd Edition, Society of Automotive Engineers (SAE), 1999.
22. Shayler P.J., Burrows J.A., Tindle C.R., Murphy M., 'Engine Friction Characteristics under Cold Start Conditions', *Paper No. 2001-ICE-432*, Vol. 37-3, Fall Technical Conference, ASME 2001.
23. Cheng K.Y., Shayler P.J., Murphy M., 'The Influence of Blow-By on Indicated Work Output from a Diesel Engine under Cold Start Conditions', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 218, pp. 333-340, 2004.
24. Meyer W.E., DeCarolis J.J., 'Compression Temperatures in Diesel Engines under Starting Conditions', *SAE Paper No. 620521*, 1962.
25. Han Z., Henein N.A., Bryzik W., 'A New Ignition Delay Formulation Applied to Predict Misfiring during Cold Starting of Diesel Engines', *SAE Paper No. 2000-01-1184*, 2000.
26. Liu H., Henein N.A., Bryzik W., 'Simulation of Diesel Engines Cold-Start', *SAE Paper No. 2003-01-0080*, 2003.

27. Ayoub N.S., Reitz R.D., 'Multidimensional Modeling of Fuel Composition Effects on Combustion and Cold-Starting in Diesel Engines', SAE Paper No. 952425, 1995.
28. Liu Z., Karim G.A., 'An Examination of the Role of Residual Gases in the Combustion Processes of Motored Engines Fuelled with Gaseous Fuels', SAE Paper No. 961081, 1996.
29. Jansons M., Florea R., Estefanous F., Taraza D., Henein N.A., Bryzik W., 'Chemiluminescence Imaging of Pre-Injection Reactions during Engine Starting', International Journal of Vehicle Design, Vol. 49, pp. 168-191, 2009.
30. Peng H., Cui Y., Shi L., Deng K., 'Effects of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on Combustion and Emissions during Cold Start of Direct Injection (DI) Diesel Engine', Energy, Vol. 33, pp. 471-479, 2008.
31. Zahdeh A.R., Henein N., 'Diesel Engine Cold Starting: White Smoke', SAE Paper No. 920032, 1992.
32. Broatch A., Luján J.M., Ruiz S., Olmeda P., 'Measurement of Hydrocarbon and Carbon Monoxide Emissions during the Starting of Automotive DI Diesel Engines', International Journal of Automotive Technology, Vol. 9, pp. 129-140, 2008.
33. Ogawa H., Raihan K.A., Ilizuka K.I., Miyamoto N., 'Cycle-to Cycle Transient Characteristics of Diesel Emissions during Starting', SAE Paper No. 1999-01-3495, 1999.
34. Hagena J.R., An Experimental Technique for Determining Cycle-Resolved Pre-Combustion In-Cylinder Composition and its Application Towards the Understanding of Diesel Engine Emissions during Transient Operation, PhD Thesis, University of Michigan, USA, 2008.
35. Weilenmann M., Soltic P., Saxer C., Forss A.-M., Heeb N., 'Regulated and Nonregulated Diesel and Gasoline Cold Start Emissions at Different Temperatures', Atmospheric Environment, Vol. 39, pp. 2433-2441, 2005.
36. Joumard R., Sérié E., Modelling of Cold Start Emissions for Passenger Cars, INRETS Report LTE 9931, "MEET Project: Methodologies for Estimating Air Pollutant Emissions from Transport", 1999.
37. Weilenmann M., Favez J.Y., Alvarez R., 'Cold-Start Emissions of Modern Passenger Cars at Different Low Ambient Temperatures and their Evolution over Vehicle Legislation Categories', Atmospheric Environment, Vol. 43, pp. 2419-2429, 2009.
38. Stone R., Introduction to Internal Combustion Engines, 3rd Edition, Macmillan Press, London, 1999.
39. Grados C.V.D., Uriondo Z, Clemente M., Espadafor F.J.J., Gutiérrez J.M., 'Correcting Injection Pressure Maladjustments to Reduce NO_x Emissions by Marine Diesel Engines', Transportation Research, Part D: Transport and Environment, Vol. 14, pp. 61-66, 2009.

40. Gardner T.P., Henein N.A., 'Diesel Starting: A Mathematical Model', SAE Paper No. 880426, 1988.
41. Manuel A., Gonzalez D., Borman G.L., Reitz R.D., 'A Study of Diesel Cold Starting Using both Cycle Analysis and Multidimensional Calculations', SAE Paper No. 910180, 1991.
42. Alt N., Sonntag H.-D., Heuer S., Thiele R., 'Diesel Engine Cold Start Noise Improvement', SAE Paper No. 2005-01-2490, 2005.
43. Tsunemoto H., Yamada T., Ishitani H., 'The Transient Performance during Acceleration in a Passenger Car Diesel Engine at the Lower Temperature Operation', SAE Paper No. 850113, 1985.
44. Heywood J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988.
45. Gazon M., Blaisot J.B., Duclaux-De-L'Estoile N., Wang S., 'Effect of Coolant Temperature on Combustion and Combustion Noise Fluctuations in a Diesel Engine at Idle Conditions', Presented in "Acoustics '08", 29th June – 4th July 2008, Paris.
46. Ρακόπουλος Κ.Δ., Χουντάλας Δ.Θ., Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1998.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8

Διερεύνηση της Επιτάχυνσης και της Εκκίνησης του Κινητήρα με Χρήση Μιγμάτων Πετρελαίου με Βιοντίζελ ή Βουτανόλη

8.1 Εισαγωγή

Σκοπός του παρόντος κεφαλαίου είναι η διερεύνηση της επίδρασης του τύπου του καυσίμου στη μεταβατική λειτουργία και την εκκίνηση του υπερπληρωμένου κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA. Συγκεκριμένα, χρησιμοποιούνται τρία διαφορετικά καύσιμα, εκ των οποίων το πρώτο είναι αμιγές πετρέλαιο και τα άλλα δύο είναι μίγματά του με βιοντίζελ ή βουτανόλη. Η μελέτη αφορά τόσο στη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα όσο και στις εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO), αιθάλης και θορύβου της καύσης, που αποτελούν και το κύριο αντικείμενο διερεύνησης της παρούσας εργασίας.

Η εξέταση της χρήσης βιοκαυσίμων σε κινητήρες diesel έχει καταστεί πολύ σημαντική τα τελευταία χρόνια [1], όπως θα εξηγηθεί ακολούθως, ενώ όταν πρόκειται για κινητήρες οχημάτων (όπως στην παρούσα εργασία) η μελέτη θα πρέπει να επεκτείνεται, πέραν της μόνιμης, και στη μεταβατική λειτουργία [2]. Έτσι, πραγματοποιήθηκαν τρεις επιταχύνσεις και μία εκκίνηση (Πίνακας 4.2(δ), Κεφάλαιο 4) χρησιμοποιώντας τα τρία διαφορετικά καύσιμα. Στη συνέχεια του κεφαλαίου επεξηγείται η αναγκαιότητα της χρήσης βιοκαυσίμων σε κινητήρες diesel και γίνεται μία σύντομη ανασκόπηση των κυριότερων από αυτά, καθώς και της μελέτης της χρήσης τους σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Ακολούθως περιγράφονται τα καύσιμα που χρησιμοποιήθηκαν στην παρούσα εργασία και δίνονται τα πρωτόκολλα των δοκιμών, με τον ανάλογο σχολιασμό των σχετικών υπολογισμών. Στη συνέχεια, αναλύονται τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων για τις επιταχύνσεις και την εκκίνηση, με κύρια έμφαση στην επίδραση του εκάστοτε καυσίμου στις εκπομπές NO, αιθάλης και θορύβου της καύσης, ενώ στο τέλος συνοψίζονται τα κυριότερα συμπεράσματα του παρόντος κεφαλαίου.

8.2 Κυριότερα Βιοκαύσιμα Κινητήρων Diesel

Σε αυτήν την παράγραφο επεξηγείται η αναγκαιότητα της χρήσης βιοκαυσίμων σε κινητήρες diesel και γίνεται μία σύντομη ανασκόπηση των κυριότερων από αυτά. Σημειώνεται ότι αυτή η συνοπτική αναφορά δίνεται για λόγους πληρότητας, με κύρια έμφαση στα καύσιμα που χρησιμοποιήθηκαν στα πλαίσια της παρούσας εργασίας. Έτσι, δε θα δοθούν λεπτομερείς πληροφορίες σχετικά με την παραγωγή των βιοκαυσίμων, εφόσον κάτι τέτοιο δε συμπεριλαμβάνεται στους σκοπούς της παρούσας διερεύνησης.

Τα εξαντλούμενα αποθέματα του αργού πετρελαίου σε συνδυασμό με τις σταθερά αυξανόμενες τιμές του, έχουν στρέψει την προσοχή στην ανάπτυξη εναλλακτικών πηγών ενέργειας. Στην περίπτωση των θερμικών μηχανών, ιδιαίτερο ενδιαφέρον επικεντρώνεται στα βιοκαύσιμα, τα οποία είναι ανανεώσιμα μέσω της καλλιέργειας φυτών ή την κτηνοτροφία, ενώ παράλληλα εμφανίζουν ένα εξ ορισμού πλεονέκτημα στη μείωση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα (CO₂) [3,4]. Τα παραγόμενα από αγροτικά προϊόντα βιοκαύσιμα (οξυγονούχα εκ φύσεως) ελαττώνουν την εξάρτηση από τις εισαγωγές πετρελαίου και στηρίζουν την τοπική αγροτική βιομηχανία, παρέχοντας μία εναλλακτική διέξοδο για τη διάθεση των γεωργικών προϊόντων. Αναφορικά με την περιβαλλοντική τους επίδραση, παρουσιάζουν σημαντικά πλεονεκτήματα ως προς τη μείωση των εκπομπών αιθάλης από κινητήρες diesel [2], βοηθώντας έτσι στην ικανοποίηση των συνεχώς αυστηρότερων θεσμοθετημένων ορίων [5,6]. Ανάμεσα στα βιοκαύσιμα, το παραγόμενο από φυτικά έλαια βιοντήζελ (μεθυλεστέρας ή αιθυλεστέρας) θεωρείται ως το σημαντικότερο καύσιμο για την αντικατάσταση ενός τμήματος των αποσταγμάτων του αργού πετρελαίου [7].

Το βιοντήζελ αποτελεί ένα ανανεώσιμο καύσιμο το οποίο παρασκευάζεται μέσω μετεστεροποίησης από το αντίστοιχο φυτικό έλαιο, διεργασία κατά την οποία ένας εστέρας μετατρέπεται σε κάποιον άλλο [8]. Η ονομασία αυτών των εστέρων ως “βιοντήζελ” δόθηκε ακριβώς για να φανεί η χρήση τους ως κανονικό πετρέλαιο [9]. Το βιοντήζελ περιέχει ~10% κατά βάρος οξυγόνο, γεγονός που οδηγεί σε χαμηλότερο ενεργειακό περιεχόμενο σε σχέση με το πετρέλαιο. Τα κυριότερα πλεονεκτήματα του βιοντήζελ αφορούν στις εκπομπές στερεών σωματιδίων και αιθάλης, ενώ ταυτόχρονα λόγω της ανανεώσιμης φύσης του μπορεί να συμβάλει στον περιορισμό των αερίων του θερμοκηπίου [5,6,10-12]. Επίσης, συμβάλει στην περαιτέρω μείωση των (ούτως ή άλλως χαμηλών σε κινητήρες diesel) εκπομπών μονοξειδίου του άνθρακα (CO) και άκαυστων υδρογονανθράκων (HC), ενώ η ελάχιστη περιεκτικότητά του σε θείο και η πλήρης απουσία αρωματικών υδρογονανθράκων οδηγεί σε μικρότερες εκπομπές οξειδίων του θείου και πολυαρωματικών υδρογονανθράκων, αντίστοιχα. Ωστόσο, το βιοντήζελ εμφανίζει κάποια αξιολογικά μειονεκτήματα, με κυριότερο αυτό των αυξημένων εκπομπών οξειδίων του αζώτου (NO_x) λόγω του οξυγόνου που περιέχει [5,6,10-12]. Έτσι, απαιτείται κατάλληλη ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης (μείωση της προπορείας), με την αντίστοιχη

επίδραση (μείωση) στην παραγόμενη ισχύ. Επίσης, η χαμηλότερη θερμογόνος δύναμή του σε σχέση με το πετρέλαιο οδηγεί σε υψηλότερη κατανάλωση καυσίμου για την ίδια παραγόμενη ισχύ. Επιπλέον, έχει μεγαλύτερη κινηματική συνεκτικότητα και επιφανειακή τάση, με αποτέλεσμα τη διαφοροποίηση της διαδικασίας της έγχυσης σε μία αντλία η οποία είναι βελτιστοποιημένη για λειτουργία με πετρέλαιο, ενώ οι φυσικές του ιδιότητες δυσχεραίνουν την ψυχρή εκκίνηση του κινητήρα. Τέλος, μπορεί να προκαλέσει αραίωση και πολυμερισμό του λιπαντικού (ελαίου) του κινητήρα, καθώς και διάβρωση τμημάτων του (υπό συνθήκες). Λόγω της σημαντικότητάς του βιοντήζελ ως εναλλακτικό καύσιμο, μεγάλο μέρος της έρευνας επικεντρώνεται στη χρήση του σε κινητήρες diesel [π.χ. 1,7,11,13-17].

Μία άλλη κατηγορία εναλλακτικών καυσίμων είναι οι αλκοόλες, με κυριότερο εκπρόσωπο την αιθανόλη, η οποία ονομάζεται βιοαιθανόλη όταν προέρχεται από βιομάζα. Λόγω του υψηλού αριθμού οκτανίου της, η αιθανόλη είναι κατάλληλη για χρήση σε κινητήρες έναυσης με σπινθήρα (otto), ενώ θεωρείται ως εναλλακτικό καύσιμο και για κινητήρες diesel [18-20]. Ιδιαίτερο ενδιαφέρον επίσης σημειώνεται για τη χρήση της βουτανόλης σε κινητήρες diesel [21]. Η βουτανόλη παράγεται από τη βιομάζα μέσω της αλκοολικής ζύμωσης της ζάχαρης από φυτικά υλικά (καλαμπόκι, ζαχαροκάλαμο) ή αγροτικά υπολείματα (στάχυ, ξύλα) [22] (γι' αυτό και θεωρείται ανανεώσιμο βιοκαύσιμο), καθώς και από ορισμένα βακτήρια [21]. Σε σχέση με την αιθανόλη, η βουτανόλη έχει υψηλότερη θερμογόνος δύναμη, υψηλότερο αριθμό κετανίου, είναι λιγότερη υδρόφιλη, ενώ παρουσιάζει καλύτερη συμπεριφορά στην ανάμιξή της με το πετρέλαιο χωρίς να απαιτεί κάποιο παράγοντα γαλακτωματοποίησης (όπως η αιθανόλη [20]), με τις ιδιότητές της να είναι πιο κοντά σε αυτές του πετρελαίου [23]. Τα κύρια πλεονεκτήματα της βουτανόλης [21,22] αφορούν κατά κύριο λόγο στη σημαντική μείωση των εκπομπών στερεών σωματιδίων, αιθάλης και CO, ενώ ταυτόχρονα λόγω της ανανεώσιμης φύσης της μπορεί να συμβάλει στον περιορισμό των αερίων του θερμοκηπίου. Επίσης, δεν περιέχει θείο, οπότε δεν προκαλεί εκπομπές διοξειδίου του θείου. Ωστόσο, η βουτανόλη εμφανίζει σημαντικά μειονεκτήματα [24,25] με κυριότερο αυτό της αύξησης των εκπομπών HC, ενώ η μηδενική λιπαντική ικανότητά της και η σχετικά υγροσκοπική μορφή της ενδεχομένως να προκαλέσουν φθορές στην αντλία καυσίμου και στα χιτώνια του κυλίνδρου, αντίστοιχα. Η έρευνα σχετικά με την καύση μιγμάτων πετρελαίου με βουτανόλη σε κινητήρες diesel είναι πολύ περιορισμένη [22-28].

8.3 Χρήση των Βιοκαυσίμων σε Κινητήρες Diesel

Παρά το μεγάλο ενδιαφέρον που παρουσιάζουν τα βιοκαύσιμα ως εναλλακτική πηγή ενέργειας για τους κινητήρες diesel και ενώ η διερεύνηση τους σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας είναι αρκετά εκτεταμένη (κατά κύριο λόγο του βιοντίζελ), η μελέτη τους κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα είναι πάρα πολύ περιορισμένη. Σε αυτήν την παράγραφο γίνεται μία σύντομη ανασκόπηση της χρήσης των βιοκαυσίμων σε κινητήρες diesel, με έμφαση στη διερεύνησή τους σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Η ανασκόπηση επικεντρώνεται στα βιοκαύσιμα που χρησιμοποιούνται στην παρούσα εργασία (βιοντίζελ και βουτανόλη).

Τα τελευταία χρόνια η μελέτη της χρήσης του βιοντίζελ έχει απορροφήσει αξιόλογο ποσοστό της έρευνας, με το κύριο ενδιαφέρον να εστιάζεται στη μόνιμη λειτουργία κινητήρων diesel διαφόρων εφαρμογών (οχημάτων, ναυτικών και παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας) [ενδεικτικά 1,7,11,29-31]. Όλες οι μελέτες αναφέρουν μείωση των εκπομπών στερεών σωματιδίων και αιθάλης και ελαφρά αύξηση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου (NO_x). Επιπλέον, συμπεραίνεται ελαφρά μείωση των εκπομπών μονοξειδίου του άνθρακα (CO) και ανεπαίσθητη αύξηση των εκπομπών άκαυστων υδρογονανθράκων (HC), αν και η συγκέντρωση αυτών των δύο ρύπων στα καυσαέρια ενός κινητήρα diesel κυμαίνεται γενικά σε πολύ χαμηλά επίπεδα [32]. Ωστόσο, η χρήση του βιοντίζελ αυξάνει ελαφρώς την ειδική κατανάλωση [7,31], ενώ επηρεάζει τη διαδικασία της έγχυσης και το μηχανισμό της καύσης, χωρίς ωστόσο να επιδρά στην κυκλική διασπορά της καύσης [30].

Η διερεύνηση της μεταβατικής λειτουργίας (επιτάχυνση, αύξηση φορτίου, εκκίνηση) με χρήση βιοντίζελ (διαφόρων προελεύσεων), αν και υψίστης σημασίας για κινητήρες οχημάτων, είναι αρκετά περιορισμένη [33]. Μάλιστα, σχεδόν όλες οι μελέτες έχουν διεξαχθεί για θερμοθετημένους Μεταβατικούς Κύκλους (Transient Cycles) και παρέχουν μέσες τιμές των εκπομπών ρύπων για τη συνολική διάρκεια του Κύκλου [34-43], σε αντίθεση με τις στιγμιαίες τιμές τους κατά τις μεμονωμένες μεταβολές (όπως δηλαδή γίνεται στην παρούσα εργασία) [2]. Αυτή η παρατήρηση επισημαίνει τη δυσκολία που εμφανίζει η μέτρηση των εκπομπών ρύπων σε πραγματικό χρόνο κατά τη μεταβατική λειτουργία ενός κινητήρα diesel. Με αυτόν τον τρόπο, δεν μπορεί να αναδειχθεί η επίδραση του βιοντίζελ στη λειτουργική συμπεριφορά και τις εκπομπές ρύπων του κινητήρα, παρά μόνο να διαπιστωθεί μία γενική τάση. Τα συμπεράσματα που προκύπτουν αναφορικά με τη λειτουργική συμπεριφορά και τις εκπομπές ρύπων είναι παρόμοια με αυτά της μόνιμης λειτουργίας. Επιπλέον, παρατηρείται μείωση των εκπομπών καρβονυλικών ενώσεων (όπως αλδεΐδες, κετόνες κτλ.). Οι μοναδικές εργασίες οι οποίες διαπραγματεύονται τις στιγμιαίες (σε χρονικό επίπεδο ή επίπεδο κύκλου λειτουργίας) εκπομπές ρύπων της μεταβατικής λειτουργίας κινητήρων diesel, οι οποίοι λειτουργούν με βιοντίζελ, είναι οι [44-46]. Πιο συγκεκριμένα, οι Armas et al. [44] μελέτησαν τις εκπομπές αιθάλης σε όλες τις μεμονωμένες περιπτώσεις μεταβατικής λειτουργίας (μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής και

του φορτίου, εκκίνηση) με διάφορα μίγματα πετρελαίου-βιοντήζελ. Με εξαίρεση την εκκίνηση, όπου η αδιαφάνεια καπνού αυξήθηκε σημαντικά, στις υπόλοιπες περιπτώσεις η χρήση του βιοντήζελ είχε θετικά αποτελέσματα στις εκπομπές αιθάλης. Οι Wang et al. [45] διαπίστωσαν σημαντική μείωση των εκπομπών αιθάλης και ελαφρά αύξηση των εκπομπών NO_x από ένα μεγάλο πλήθος οχημάτων βαρέος τύπου όταν αυτά κινούνταν με μίγμα πετρελαίου-βιοντήζελ (σε αναλογία 65%-35%), ενώ οι μεταβολές στις εκπομπές CO και HC ήταν ανεπαίσθητες. Τέλος, οι Luján et al. [46] μελέτησαν τον Ευρωπαϊκό Κύκλο MVEG-A [47] σε έναν τετρακύλινδρο, υπερπληρωμένο κινητήρα diesel με σύστημα έγχυσης κοινού οχετού (common rail) και προδιαγραφών εκπομπών ρύπων Euro III, τροφοδοτούμενου με διάφορα μίγματα πετρελαίου-βιοντήζελ. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η αύξηση του ποσοστού του βιοντήζελ στο μίγμα μειώνει τις εκπομπές αιθάλης, αλλά αυξάνει τις εκπομπές NO_x καθώς και την κατανάλωση καυσίμου. Αντίθετα, οι εκπομπές CO και HC ελαττώνονται μόνο όταν η περιεκτικότητα του μίγματος σε βιοντήζελ είναι κάτω από 50%.

Αναφορικά με το άλλο εναλλακτικό καύσιμο που χρησιμοποιείται στην παρούσα διερεύνηση, τη βουτανόλη, η έρευνα σχετικά με τη χρήση της σε κινητήρες diesel είναι ελάχιστη, παρά το γεγονός ότι οι ιδιότητές της την καθιστούν προτιμότερη από την αιθανόλη για ανάμιξη με το πετρέλαιο [23]. Σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας, οι εργασίες [22,24-26] έχουν δείξει ότι η προσθήκη βουτανόλης στο πετρέλαιο ελαττώνει σημαντικά τις εκπομπές αιθάλης και σε αρκετά μικρότερο βαθμό τις εκπομπές NO_x και CO. Ωστόσο, οι εκπομπές HC καθώς και η ειδική κατανάλωση καυσίμου αυξάνονται. Επίσης, η βουτανόλη έχει χρησιμοποιηθεί για τη διάλυση της αιθανόλης στο πετρέλαιο [48], με την επίδρασή της στις εκπομπές ρύπων να μην μπορεί να αναδειχθεί λόγω της πολύ μικρής της ποσότητας. Σε δύο ακόμα εργασίες των Yoshimoto et al. [49,50] η βουτανόλη έχει προστεθεί (σε αξιόλογα ποσοστά) σε μίγματα πετρελαίου με φυτικά έλαια ή βιοντήζελ, προκειμένου οι φυσικές ιδιότητες (ιδιαίτερα το ιξώδες) του τελικού μίγματος να είναι όσο το δυνατόν πλησιέστερα σε αυτές του πετρελαίου. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι αυτό είχε ευνοϊκή επίδραση στις εκπομπές αιθάλης.

Από την άλλη πλευρά, οι μοναδικές εργασίες που συμπεριλαμβάνουν τη βουτανόλη σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας κινητήρων diesel είναι οι [51,52]. Πιο συγκεκριμένα, οι Clark et al. [51] χρησιμοποίησαν διάφορα εναλλακτικά καύσιμα, συμπεριλαμβανομένης της ισοβουτανόλης (ένα από τα ισομερή της βουτανόλης, σε ποσοστό 10%), σε έναν υπερπληρωμένο κινητήρα diesel οχήματος κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Κύκλου FTP [53], ο οποίος περιλαμβάνει ψυχρή και θερμή εκκίνηση καθώς και μεταβολές της ταχύτητας περιστροφής και του φορτίου του κινητήρα. Οι στιγμιαίες μετρήσεις έδειξαν αξιόλογη μείωση των εκπομπών αιθάλης, με παράλληλη μικρή αύξηση των εκπομπών CO και HC (χωρίς ωστόσο να ξεπερνιούνται τα επιτρεπτά όρια). Οι Miers et al. [52] μελέτησαν τη μεταβατική λειτουργία ενός ελαφρού οχήματος εξοπλισμένου με κινητήρα diesel, ο οποίος τροφοδοτούταν με καύσιμα μίγματα που περιείχαν 20% ή 40% κ.ό. βουτανόλη, σε διάφορες περιπτώσεις

μεταβατικής λειτουργίας. Στην περίπτωση της υψηλής περιεκτικότητας του μίγματος σε βουτανόλη, η οδική συμπεριφορά του οχήματος (ιδιαίτερα η ψυχρή εκκίνηση) επηρεάστηκε αρνητικά σε μεγάλο βαθμό, ενώ η κατανάλωση καυσίμου αυξανόταν με την αύξηση του ποσοστού της βουτανόλης στο μίγμα. Επιπλέον, σε συνθήκες οδήγησης πόλης οι εκπομπές CO και HC αυξήθηκαν, ενώ οι εκπομπές NO_x δεν παρουσίασαν αξιόλογη μεταβολή. Αντίθετα, σε συνθήκες οδήγησης εκτός πόλης, οι εκπομπές CO και HC παρέμειναν ανεπηρέαστες, ενώ οι εκπομπές NO_x αυξήθηκαν ελαφρώς. Τέλος, σε συνθήκες μόνιμης λειτουργίας, οι εκπομπές αιθάλης παρουσίασαν σημαντική μείωση.

Στο σημείο αυτό, αξίζει να τονιστεί ότι και για τις υπόλοιπες αλκοόλες δεν υφίστανται μελέτες σχετικές με τη μεταβατική λειτουργία των κινητήρων diesel. Μοναδική εξαίρεση αποτελεί η εργασία των Armas et al. [54], στην οποία χρησιμοποιήθηκε μίγμα πετρελαίου με βιοαιθανόλη κατά την εκκίνηση και την αύξηση φορτίου ενός κινητήρα diesel οχήματος. Τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων έδειξαν ότι οι εκπομπές αιθάλης μειώνονταν σε κάθε περίπτωση, σε αντίθεση με τις εκπομπές NO_x οι οποίες παρουσίασαν αυξητική τάση στις περιπτώσεις αύξησης φορτίου.

Από την ανασκόπηση που έγινε στη συγκεκριμένη παράγραφο αναδείχθηκε η έλλειψη της διερεύνησης των επιδράσεων των βιοκαυσίμων στις εκπομπές ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία των κινητήρων diesel, γεγονός που αποτελεί το σκοπό του παρόντος κεφαλαίου. Σημειώνεται ότι σε καμία από τις προαναφερθείσες εργασίες, αλλά και γενικότερα σε καμία μελέτη μεταβατικής λειτουργίας κινητήρων diesel με οποιοδήποτε βιοκαύσιμο, δεν έχουν συμπεριληφθεί οι εκπομπές θορύβου της καύσης.

8.4 Προέλευση και Ιδιότητες των Καυσίμων

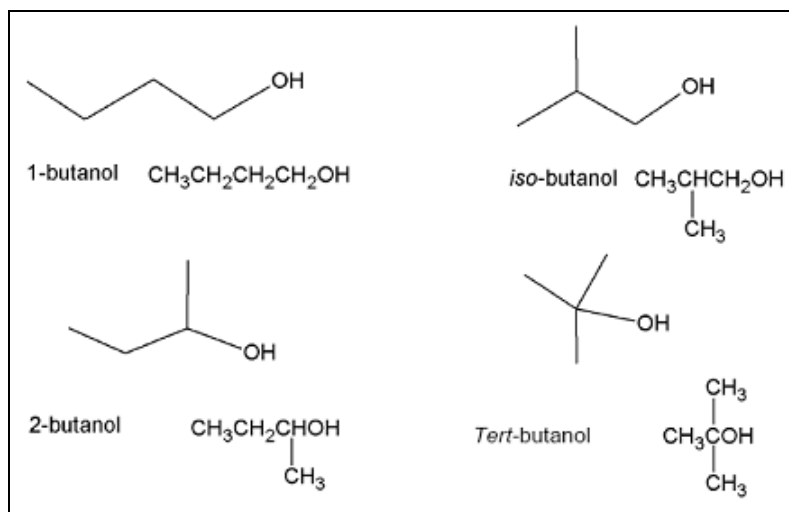
Όπως αναφέρθηκε στην εισαγωγή του παρόντος κεφαλαίου, τρία διαφορετικά καύσιμα χρησιμοποιούνται στη διερεύνηση, δηλαδή αμιγές πετρέλαιο και μίγματά του με βιοντήζελ ή βουτανόλη. Το αμιγές πετρέλαιο προμηθεύτηκε από τα Διυλιστήρια Ασπροπύργου της εταιρείας Ελληνικά Πετρέλαια (ΕΛ.ΠΕ.) Α.Ε. και αντιπροσωπεύει το τυπικό πετρέλαιο (αερίλαιο) κίνησης της ελληνικής αγοράς. Έχει χαμηλή περιεκτικότητα σε θείο (0.035% κ.β.) και αποτέλεσε το καύσιμο αναφοράς για τη σύγκριση των αποτελεσμάτων που προέκυψαν με τη χρήση των άλλων καυσίμων.

Το βιοντήζελ που χρησιμοποιήθηκε αποτελούταν από μεθυλεστέρες ηλιελαίου και βαμβακελαίου σε αναλογία 50%-50% κ.ό. (γενικός τύπος μεθυλεστέρων $RC(O)OCH_3$, όπου 'R' ένας υδρογονάνθρακας συνηθέστερα τύπου C_nH_{2n+1}). Το μίγμα του με το πετρέλαιο που χρησιμοποιήθηκε τελικά στις δοκιμές είχε περιεκτικότητα 30% κ.ό. σε βιοντήζελ. Οι μεθυλεστέρες (βιοντήζελ) προμηθεύτηκαν από τη Μονάδα Μηχανικής Διεργασιών Υδρογονανθράκων και Βιοκαυσίμων της Σχολής Χημικών Μηχανικών του Ε.Μ.Π., όπου παράχθηκαν μέσω μετεστεροποίησης με μεθανόλη των αντίστοιχων φυτικών ελαίων σε μία πιλοτική εγκατάσταση χρησιμοποιώντας KOH (καυστικό κάλιο) ως καταλύτη και εγκρίθηκαν σύμφωνα με το πρότυπο EN 14214 [55]. Τα φυτικά έλαια που χρησιμοποιήθηκαν ως πρώτη ύλη (ηλιέλαιο και βαμβακέλαιο) παράχθηκαν και προμηθεύτηκαν από την ελληνική αγορά.

Αναφορικά με τη βουτανόλη ($CH_3(CH_2)_3OH$), αυτή εμφανίζεται σε διάφορα ισομερή ανάλογα με τη μορφή της αλυσίδας της (ευθεία ή διακλαδισμένη) και τη θέση (της ρίζας) του υδροξυλίου (-OH), με αποτέλεσμα κάθε ένα από αυτά να έχει διαφορετικές ιδιότητες [22]. Η Εικόνα 8.1 παρουσιάζει τα τέσσερα δυνατά ισομερή της βουτανόλης. Η παραγωγή της τελευταίας από βιομάζα μέσω αλκοολικής ζύμωσης (βιο-βουτανόλη) τείνει να δίνει δομή με ευθεία αλυσίδα, η οποία ονομάζεται 1-βουτανόλη (ή κανονική) και έχει το υδροξύλιο στον ακραίο άνθρακα [4]. Αυτό το ισομερές, καθαρότητας 99.9%, επιλέχθηκε για την παρούσα διερεύνηση και η προμήθειά του έγινε από εξειδικευμένες εταιρείες της ελληνικής αγοράς. Το μίγμα με το πετρέλαιο που χρησιμοποιήθηκε είχε περιεκτικότητα 25% κ.ό. σε βουτανόλη. Προκαταρκτικές δοκιμές σχετικά με τη διαλυτότητα της βουτανόλης στο πετρέλαιο σε αναλογία έως και 50%-50% απέδειξαν ότι η ανάμιξη ήταν τέλεια, χωρίς να παρουσιαστεί διαχωρισμός των δύο συστατικών για πολλές μέρες. Έτσι, δε χρησιμοποιήθηκε κάποιος παράγοντας γαλακτωματοποίησης, όπως θα χρειαζόταν στην περίπτωση της αιθανόλης [20].

Σημειώνεται ότι χρησιμοποιήθηκαν σχετικά μεγάλα ποσοστά του βιοντήζελ και της βουτανόλης στα τελικά μίγματα, έτσι ώστε οι επιδράσεις τους να είναι πιο εμφανείς. Ο Πίνακας 8.1 παρουσιάζει τις ιδιότητες του αμιγούς πετρελαίου, των δύο μεθυλεστέρων από τους οποίους αποτελούταν το βιοντήζελ (οι ιδιότητές τους είναι πανομοιότυπες) και της βουτανόλης. Οι ιδιότητες αυτές χρησιμοποιούνται για την επεξεργασία των πειραματικών μετρήσεων (όπως

θα φανεί στη συνέχεια) καθώς και για την ποιοτική ερμηνεία των αποτελεσμάτων. Τέλος, όλα τα καύσιμα χρησιμοποιήθηκαν σε θερμοκρασία περιβάλλοντος χωρίς προθέρμανση.



Εικόνα 8.1 Μοριακή δομή των ισομερών της βουτανόλης.

Πίνακας 8.1 Τυπικές ιδιότητες των καυσίμων που χρησιμοποιήθηκαν στη διερεύνηση.

Ιδιότητα	Πετρέλαιο	Μεθυλεστέρας Ηλιελαίου	Μεθυλεστέρας Βαμβακελαίου	Βουτανόλη
Πυκνότητα στους 20 °C, kg/m ³	837	880	885	810
Αριθμός κετανίου	50	50	52	~25
Κατώτερη θερμογόνο δύναμη, MJ/kg	43	37.5	37.5	33.1
Κινηματική συνεκτικότητα στους 40 °C, mm ² /s	2.6	4.4	4	3.6 ⁺
Σημείο βρασμού, °C	180-360	345	345	118
Λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης, kJ/kg	250	230	230	585
Μέτρο ελαστικότητας, bar	16000	17500	17500	15000
Περιεκτικότητα σε O ₂ , % κ.β.	0	10.9	10.9	21.6
Στοιχειομετρικός λόγος αέρα καύσης	15	12.5	12.5	11.2
Μοριακό βάρος, kg/kmol	170	284	284	74

⁺ Μετρημένο στους 20 °C

8.5 Διαδικασία Διεξαγωγής και Επεξεργασίας των Πειραματικών Μετρήσεων

Οι μεταβολές που πραγματοποιήθηκαν με τα μίγματα πετρελαίου με βιοντήζελ ή βουτανόλη έχουν δοθεί στον Πίνακα 4.2(δ) του Κεφαλαίου 4, ενώ φαίνονται και στα πρωτόκολλα δοκιμών στην επόμενη παράγραφο. Αρχικά, όλες οι δοκιμές εκτελούνται με αμιγές πετρέλαιο, καταρτίζοντας έτσι τη βάση αναφοράς με την οποία συγκρίνονται στη συνέχεια τα αποτελέσματα των ίδιων δοκιμών με τα μίγματά του με βιοντήζελ ή βουτανόλη. Η διερεύνηση επικεντρώνεται στις μεταβολές της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, εφόσον αυτός προορίζεται για χρήση σε οχήματα. Η επαναληψιμότητα των επιταχύνσεων διασφαλίστηκε μέσω του ρυθμιζόμενου τερματικού (“στοπ”) που έχει προσαρμοστεί στο πετάλι του γκαζιού (Κεφάλαιο 2). Υπενθυμίζεται, ότι η ύπαρξη της υδραυλικής πέδης οδηγεί σε ταυτόχρονη αύξηση του φορτίου, όπως ακριβώς συμβαίνει και στην περίπτωση επιτάχυνσης ενός οχήματος (αύξηση αεροδυναμικής αντίστασης και τριβής με το οδόστρωμα). Επίσης, συμπεριλαμβάνεται μία δοκιμή θερμής εκκίνησης.

Η διαδικασία εκτέλεσης όλων των δοκιμών (επιτάχυνσης και εκκίνησης) είναι η ίδια με αυτή του αμιγούς πετρελαίου (Κεφάλαιο 4), ενώ υφίστανται και κάποιες επιπλέον ιδιαιτερότητες. Έτσι, για κάθε αλλαγή καυσίμου, οι γραμμές παροχής καθαρίζονται και γεμίζονται με το νέο καύσιμο, ενώ ο κινητήρας αφηνόταν να λειτουργήσει για επαρκές χρονικό διάστημα (με το νέο καύσιμο) μέχρι να ισορροπήσει στη νέα κατάσταση. Ακόμα, η διαδικασία καθαρισμού της εξάτμισης ακολουθήθηκε πριν από κάθε εκκίνηση για την απομάκρυνση των σωματιδιακών επικαθήσεων, οι οποίες θα μπορούσαν να εκλυθούν κατά την επόμενη δοκιμή και να οδηγήσουν σε λανθασμένα συμπεράσματα [56,57]. Επίσης, σημειώνεται ότι δεν έγινε καμία μετατροπή σε κανένα υποσύστημα του κινητήρα για τη χρήση των μιγμάτων του πετρελαίου με βιοντήζελ ή βουτανόλη.

Αναφορικά με την επεξεργασία των πειραματικών μετρήσεων, αυτή πραγματοποιείται σύμφωνα με όσα εκτέθηκαν στα Κεφάλαια 2, 3 και 4. Η μόνη διαφοροποίηση έγκειται στην εκτίμηση της εγχυόμενης μάζας του καυσίμου (ανά κύλινδρο και κύκλο λειτουργίας), η οποία προσδιορίζεται από τις χαρακτηριστικές καμπύλες έγχυσης της αντλίας και χρησιμοποιείται για την εκτίμηση της συνολικής μάζας των καυσαερίων (η οποία είναι απαραίτητη ώστε να εκφραστούν σε μονάδες μάζας οι εκπομπές NO και αθάλης). Έτσι, οι καμπύλες έγχυσης της αντλίας (Σχήμα 2.2, Κεφάλαιο 2) οι οποίες έχουν προκύψει για πετρέλαιο, εκφράζονται σε μονάδες όγκου (διαιρώντας με την πυκνότητα του πετρελαίου). Στη συνέχεια, προσδιορίζεται ο εγχυόμενος ανά κύλινδρο όγκος καυσίμου σε κάθε κύκλο σύμφωνα με τη στιγμιαία ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και τη θέση του κανόνα της αντλίας, ο οποίος μετατρέπεται τελικά σε μάζα πολλαπλασιάζοντας με την πυκνότητα του κάθε μίγματος. Η τελευταία προκύπτει από τις επιμέρους πυκνότητες των συστατικών και την κατ’ όγκο σύσταση του μίγματος, δηλαδή:

$$\rho_{\text{mix}} = \frac{m_{\text{mix}}}{V_{\text{mix}}} = \frac{m_D + m_{\text{Bf}}}{V_D + V_{\text{Bf}}} = \frac{\rho_D V_D + \rho_{\text{Bf}} V_{\text{Bf}}}{V_D + V_{\text{Bf}}} = x_D \rho_D + x_{\text{Bf}} \rho_{\text{Bf}} \quad (8.1)$$

όπου ρ , m και V η πυκνότητα, η μάζα και ο όγκος κάθε συστατικού, ενώ με δείκτη 'D' συμβολίζεται το πετρέλαιο και με δείκτη 'Bf' συμβολίζονται τα βιοκαύσιμα (δηλαδή 'Bio' για το βιοντίζελ και 'But' για τη βουτανόλη). Τέλος, με x συμβολίζεται η κατ' όγκο σύσταση του εκάστοτε καύσιμου μίγματος, η οποία λαμβάνει τις εξής τιμές:

$$\begin{aligned} x_D &= 0.70 \text{ και } x_{\text{Bio}} = 0.30 \\ &\text{ή} \\ x_D &= 0.75 \text{ και } x_{\text{But}} = 0.25 \end{aligned} \quad (8.2)$$

Επίσης, μία βασική παράμετρος η οποία προσδιορίζεται στις μεταβατικές δοκιμές με οξυγονούχα καύσιμα, όπως αυτά που χρησιμοποιούνται στην παρούσα διερεύνηση, είναι η ποσότητα του οξυγόνου (O_2) που εγκλωβίζεται εντός του κυλίνδρου σε κάθε κύκλο λειτουργίας. Στην περίπτωση χρήσης βιοκαυσίμων, το περιεχόμενο στο καύσιμο οξυγόνο χρησιμοποιείται στη διαδικασία της καύσης. Έτσι, η συνολική ποσότητά του προσδιορίζεται αφενός από τη μάζα του αέρα που παγιδεύεται εντός του κυλίνδρου (η οποία εκτιμάται σύμφωνα με τη μεθοδολογία του Κεφαλαίου 4) και αφετέρου από την εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου (η οποία διορθώνεται με την πυκνότητα του μίγματος όπως προαναφέρθηκε), λαμβάνοντας υπόψη την περιεκτικότητα του εκάστοτε μίγματος σε οξυγόνο. Αρχικά, η κατ' όγκο σύσταση του καύσιμου μίγματος μετατρέπεται σε σύσταση κατά βάρος (ή ισοδύναμα κατά μάζα) σύμφωνα με τις πυκνότητες του μίγματος και του εκάστοτε συστατικού (Πίνακας 8.1), δηλαδή:

$$\begin{aligned} y_D &= x_D \frac{\rho_D}{\rho_{\text{mix}}} \\ y_{\text{Bf}} &= x_{\text{Bf}} \frac{\rho_{\text{Bf}}}{\rho_{\text{mix}}} \end{aligned} \quad (8.3)$$

και ακολούθως υπολογίζεται η περιεκτικότητά του σε οξυγόνο σύμφωνα με τη σχέση:

$$y_{O_2, \text{mix}} = \cancel{y_{O_2, D}} y_D + y_{O_2, \text{Bf}} y_{\text{Bf}} = y_{O_2, \text{Bf}} y_{\text{Bf}} \quad (8.4)$$

λαμβάνοντας υπόψη ότι το αμιγές πετρέλαιο δεν περιέχει οξυγόνο (Πίνακας 8.1). Έτσι, η συνολική μάζα του οξυγόνου που παγιδεύεται εντός του κυλίνδρου είναι:

$$m_{O_2, \text{tot}} = 0.233 \cdot m_{\text{air}} + y_{O_2, \text{mix}} m_{\text{fuel}} \quad (8.5)$$

όπου m_{air} και m_{fuel} η μάζα του εγκλωβιζόμενου αέρα και του εγχυόμενου καυσίμου, αντίστοιχα, ανά κύκλο λειτουργίας και κύλινδρο (Κεφάλαιο 4). Τελικά, η συνολική ποσότητα του οξυγόνου εκφράζεται ως ποσοστό της μάζας του αέρα που παγιδεύεται εντός του κυλίνδρου ανά κύκλο λειτουργίας, δηλαδή είναι ο λόγος $m_{O_2, \text{tot}}/m_{\text{air}}$. Έτσι, στην περίπτωση του αμιγούς πετρελαίου το ποσοστό του οξυγόνου είναι πάντα 23.3% (δηλαδή ίσο με την κατά βάρος περιεκτικότητα του

ατμοσφαιρικού αέρα σε O_2). Βέβαια, αξίζει να σημειωθεί ότι σε κάθε περίπτωση η συνεισφορά του καυσίμου σε οξυγόνο είναι πολύ μικρή σε σχέση με τον αέρα. Ωστόσο, αυτή η επιπλέον ποσότητα παίζει σημαντικό ρόλο στη διαδικασία της καύσης και στο σχηματισμό των ρύπων, διότι βρίσκεται σε κρίσιμες χρονικές στιγμές και εντοπισμένες περιοχές, όπου συνήθως παρατηρείται έλλειψη οξυγόνου [2]. Αυτή η ετερογένεια του μίγματος αέρα-καυσίμου είναι άλλωστε και το κυριότερο χαρακτηριστικό της καύσης στους κινητήρες diesel [32].

Ένα ακόμα χρήσιμο μέγεθος είναι ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα (Φ), ο οποίος στην περίπτωση χρήσης οξυγονούχων καυσίμων προσδιορίζεται με βάση τη συνολική ποσότητα οξυγόνου που εγκλωβίζεται εντός του κυλίνδρου, γι' αυτό και εναλλακτικά ονομάζεται λόγος ισοδυναμίας οξυγόνου (Φ_{O_2}). Ουσιαστικά, εκφράζει το λόγο της ποσότητας του οξυγόνου (και όχι του αέρα) που απαιτείται για τη στοιχειομετρική καύση της δεδομένης μάζας του καυσίμου προς την ποσότητα οξυγόνου που περιέχεται στο πραγματικό μίγμα αέρα-καυσίμου [58]. Για τον υπολογισμό του λαμβάνεται ως μάζα καυσίμου μόνο το τμήμα του που μπορεί να καεί (δηλαδή αφαιρείται η μάζα του περιεχομένου οξυγόνου) και ως μάζα αέρα εκείνη η οποία θα περιείχε τη συνολική ποσότητα οξυγόνου που περιέχεται στο πραγματικό μίγμα καυσίμου-αέρα, δηλαδή:

$$\Phi_{O_2} = \frac{AF_{st,mix}}{AF} = \frac{AF_{st,mix}}{\frac{m_{air}}{m_{fuel,c}}} = \frac{AF_{st,mix}}{\frac{m_{O_2,tot} / 0.233}{(1 - y_{O_2,mix}) \cdot m_{fuel}}} \quad (8.6)$$

όπου $m_{fuel,c}$ το τμήμα του μίγματος που μπορεί να καεί. Τέλος, ο στοιχειομετρικός λόγος αέρα-καυσίμου του εκάστοτε καυσίμου μίγματος υπολογίζεται ως εξής:

$$AF_{st,mix} = y_D AF_{st,D} + y_{Bf} AF_{st,Bf} \quad (8.7)$$

όπου οι στοιχειομετρικοί λόγοι αέρα-καυσίμου για τα αμιγή συστατικά δίνονται στον Πίνακα 8.1, ενώ η κατά βάρος σύστασή του μίγματος έχει υπολογιστεί από τη σχέση (8.3).

8.6 Πρωτόκολλα Δοκιμών

Ο Πίνακας 8.2 παρουσιάζει τα πρωτόκολλα των μεταβατικών δοκιμών που πραγματοποιήθηκαν με τα διάφορα καύσιμα, που περιλαμβάνονται στην παρούσα διερεύνηση (η αρίθμηση είναι η ίδια με αυτή του Κεφαλαίου 4). Στην περίπτωση των επιταχύνσεων δίνονται οι πρωτογενείς μετρήσεις και τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την επεξεργασία τους για την αρχική και τελική μόνιμη κατάσταση λειτουργίας. Σημειώνεται ότι ενδεχόμενες (ελαφρές) διαφοροποιήσεις σε σχέση με τις αντίστοιχες μετρήσεις σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας (Κεφάλαιο 5) είναι αναμενόμενες, λόγω της σχετικής ανακρίβειας στη ρύθμιση του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής. Ωστόσο, αυτή η παρατήρηση δε δημιουργεί κάποιο σφάλμα στα αποτελέσματα των μετρήσεων και στα εξαγόμενα συμπεράσματα, σχετικά με την επίδραση του χρησιμοποιούμενου καυσίμου στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης. Όλοι οι υπολογισμοί πραγματοποιούνται με βάση όσα εκτέθηκαν στα Κεφάλαια 2, 3 και 4, ενώ ισχύουν και οι επιμέρους παρατηρήσεις της Παραγράφου 5.2 (Κεφάλαιο 5). Όμοια με τα αποτελέσματα του Κεφαλαίου 6, σε καμία δοκιμή η πίεση εισαγωγής δεν έφτασε στην τιμή στην οποία ανοίγει η βαλβίδα παράκαμψης του στροβίλου (waste-gate), δηλαδή 2.55-2.60 bar. Έτσι, σε όλες τις δοκιμές η συγκεκριμένη βαλβίδα παρέμεινε κλειστή καθόλη τη διάρκεια της μεταβολής και η συνολική ποσότητα των καυσαερίων του κινητήρα διερχόταν από το στρόβιλο.

Στην περίπτωση της θερμής εκκίνησης οι μετρήσεις και τα αποτελέσματα που δίνονται αντιστοιχούν στην κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα αμέσως μετά την εκκίνηση (άφορτη λειτουργία – “ρελαντί”), δηλαδή αμέσως μετά τη στιγμή αποκατάστασης της δυναμικής ισορροπίας (σταθεροποίηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα). Όμοια με τις δοκιμές εκκίνησης του Κεφαλαίου 7, η όποια (πολύ χαμηλή σε κάθε περίπτωση) ένδειξη της πέδης οφείλεται στο γεγονός ότι αυτή είναι υδραυλική, οπότε σε οποιαδήποτε ταχύτητα περιστροφής της αναπτύσσεται κάποιο φορτίο, παρόλο που ο ρυθμιστικός μοχλός της βρίσκεται στη θέση μηδενικού φορτίου. Ωστόσο, οι τιμές του φορτίου είναι πάρα πολύ χαμηλές με πρακτικά αμελητέα επίδραση στα αποτελέσματα. Είναι προφανές, άλλωστε, ότι στην πραγματικότητα κανένας κινητήρας οχήματος δεν εκκινείται με φορτίο (είναι δηλαδή αποσυμπλεγμένος από τους κινητήριους τροχούς).

Κεφάλαιο 8: Διερεύνηση της Επιτάχυνσης και της Εκκίνησης του Κινητήρα με Χρήση Μιγμάτων Πετρελαίου με Βιοντήζελ ή Βουτανόλη

Πίνακας 8.2 Πρωτόκολλο μετρήσεων και αποτελεσμάτων στην αρχική και τελική κατάσταση των δοκιμών επιτάχυνσης και θερμής εκκίνησης του κινητήρα με πετρέλαιο και μίγματά του με βιοντήζελ ή βουτανόλη.																				
Κινητήρας: Mercedes-Benz OM 366 LA															Θερμοκρασία περιβάλλοντος: 23 °C					
Πέδη: Carl Schenck U1-40																				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
A/A	Κατάσταση	Καύσιμο	Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)	Ένδειξη πέδης (kg)	Ακριβής ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Ακριβές φορτίο (%)	Ισχύς (kW)	Θέση κανόνα αντλίας πετρελαίου (mm)	Χρόνος για κατανάλωση 260 ml καυσίμου (s)	Παροχή καυσίμου (kg/h)	Εγχυόμενη ποσότητα (mg/cycle/cyl)	Ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή (rpm)	Πίση εισαγωγής μετά το ψυγείο του αέρα (bar)	Συγκέντρωση NO (ppm)	Αδιαφάνεια καπνού (%)	Συγκέντρωση αιθάλης (mg/m ³)	Θόρυβος καύσης (dBA)	Πίση λιπαντικού (bar)	Θερμοκρασία ψυκτικού (°C)
Επιταχύνσεις																				
23	Αρχική	100% D ^a	1000	10	5	1010	10.2	3.7	8.80	338.0	2.32	12.75	23280	1.04	310	1.35	3.7	97.5	2.0	80
		70% D - 30% Bio ^b	1000	10	5	1030	10.2	3.8	8.80	337.0	2.32	12.54	23793	1.05	367	1.45	3.9	98.9	2.0	80
		75% D - 25% But ^y	1000	10	5	1030	10.2	3.8	8.80	-	-	-	24395	1.05	374	1.24	3.4	96.5	2.0	80
	Τελική	100% D	1800	15	15	1880	13.8	20.8	9.25	103.0	7.61	22.48	46947	1.18	578	1.57	4.3	106.9	4.0	81
		70% D - 30% Bio	1800	15	15	1878	13.8	20.8	9.04	-	-	-	46310	1.18	745	1.47	4.0	107.2	4.0	81
		75% D - 25% But	1800	15	14	1853	12.9	19.1	9.00	-	-	-	45714	1.18	689	1.36	3.7	107.8	4.0	81
24	Αρχική	100% D	1500	10	12	1528	10.1	13.5	8.94	148.0	5.29	19.25	39745	1.13	368	2.45	6.7	102.4	2.9	80
		70% D - 30% Bio	1500	10	12	1525	10.1	13.5	8.94	146.0	5.37	19.55	39153	1.13	403	2.03	5.5	101.9	2.9	80
		75% D - 25% But	1500	10	12	1527	10.1	13.5	8.93	143.0	5.48	19.93	38176	1.12	411	1.65	4.5	103.0	2.9	80
	Τελική	100% D	2000	20	20	2080	19.0	30.7	9.57	76.0	10.31	27.53	57572	1.29	567	2.44	6.7	106.8	4.0	81
		70% D - 30% Bio	2000	20	20	2057	19.0	30.3	9.73	-	-	-	56229	1.29	807	1.73	4.7	106.9	4.0	81
		75% D - 25% But	2000	20	19	2072	18.1	29.0	9.78	-	-	-	55252	1.27	757	1.65	4.5	107.9	4.0	81

^a: Diesel (πετρέλαιο), ^b: Biodiesel (βιοντήζελ), ^y: Butanol (βουτανόλη)

Κεφάλαιο 8: Διερεύνηση της Επιτάχυνσης και της Εκκίνησης του Κινητήρα με Χρήση Μιγμάτων Πετρελαίου με Βιοντήζελ ή Βουτανόλη

Πίνακας 8.2 Πρωτόκολλο μετρήσεων και αποτελεσμάτων στην αρχική και τελική κατάσταση των δοκιμών επιτάχυνσης και θερμής εκκίνησης του κινητήρα με πετρέλαιο και μίγματά του με βιοντήζελ ή βουτανόλη.																				
Κινητήρας: Mercedes-Benz OM 366 LA															Θερμοκρασία περιβάλλοντος: 23 °C					
Πέδη: Carl Schenck U1-40																				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
A/A	Κατάσταση	Καύσιμο	Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Φορτίο (%)	Ένδειξη πέδης (kg)	Ακριβής ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Ακριβές φορτίο (%)	Ισχύς (kW)	Θέση κανόνα αντλίας πετρελαίου (mm)	Χρόνος για κατανάλωση 260 ml καυσίμου (s)	Παροχή καυσίμου (kg/h)	Εγχυόμενη ποσότητα (mg/cycle/cyl)	Ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή (rpm)	Πίεση εισαγωγής μετά το ψυγείο του αέρα (bar)	Συγκέντρωση NO (ppm)	Αδιαφάνεια καπνού (%)	Συγκέντρωση αιθάλης (mg/m ³)	Θόρυβος καύσης (dBA)	Πίεση λιπαντικού (bar)	Θερμοκρασία ψυκτικού (°C)
Επιταχύνσεις																				
25	Αρχική	100% D	1500	40	47	1528	39.7	53.0	11.81	64.8	12.09	43.96	59555	1.38	757	3.53	9.7	102.2	3.0	81
		70% D - 30% Bio	1500	40	47	1543	39.7	53.5	11.81	62.4	12.56	45.20	60193	1.39	973	2.50	6.8	102.2	3.0	81
		75% D - 25% But	1500	40	47	1543	39.7	53.5	11.80	59.5	13.17	47.41	59679	1.39	910	2.11	5.7	104.4	3.0	81
	Τελική	100% D	2000	75	78	2055	74.2	118.2	17.21	29.5	26.56	71.80	93675	2.07	859	4.69	12.9	100.9	3.9	82
		70% D - 30% Bio	2000	75	78	2045	74.2	117.6	17.22	-	-	-	93409	2.07	1155	3.15	8.6	100.7	3.9	82
		75% D - 25% But	2000	75	78	2031	74.2	116.8	16.74	-	-	-	91396	2.02	1045	2.81	7.7	105.2	3.9	82
Θερμή εκκίνηση																				
26	Τελική	100% D	-	-	3	950	6.2	2.1	8.67	-	-	-	21140	1.036	285	1.32	3.58	97.2	1.8	80
		70% D - 30% Bio	-	-	4	974	8.3	2.9	8.69	-	-	-	22733	1.042	340	1.35	3.66	96.2	1.8	78
		75% D - 25% But	-	-	4	953	8.3	2.8	8.72	-	-	-	22555	1.042	361	1.36	3.69	97.7	1.8	79

8.7 Αποτελέσματα Πειραματικών Μετρήσεων

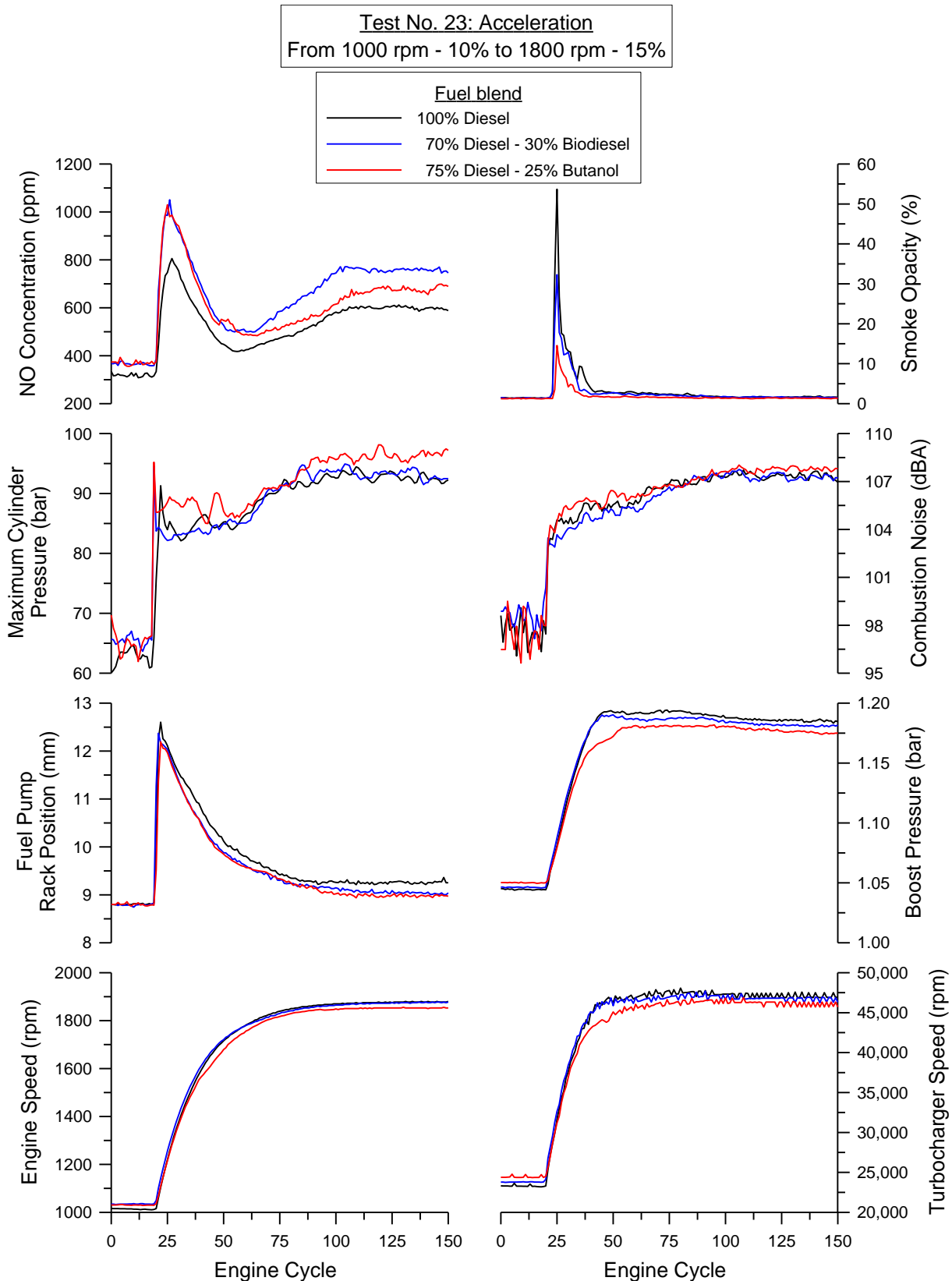
Πριν την παρουσίαση των αποτελεσμάτων, σημειώνεται ότι η περιγραφή και ερμηνεία τους θα επικεντρωθεί αποκλειστικά στην επίδραση των ιδιοτήτων των καυσίμων στη διαδικασία της καύσης και (πρωτίστως) στο μηχανισμό σχηματισμού των ρύπων. Τα μεταβατικά φαινόμενα (π.χ. η υστέρηση του υπερπληρωτή) παραμένουν ίδια, ανεξαρτήτως του χρησιμοποιούμενου καυσίμου, και έχουν αναλυθεί σε βάθος στα Κεφάλαια 6 και 7 για τις επιταχύνσεις και την εκκίνηση, αντίστοιχα. Όμοια με τα Κεφάλαια 6 και 7, τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων δίνονται σε διαγράμματα που παρουσιάζουν τη χρονική (σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας) μεταβολή πέντε λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα και των υποσυστημάτων του (ταχύτητα περιστροφής κινητήρα, θέση κανόνα αντλίας πετρελαίου, ταχύτητα περιστροφής υπερπληρωτή, πίεση εισαγωγής, μέγιστη πίεση καύσης), καθώς και των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου, αιθάλης (όπως η τελευταία ποσοτικοποιείται από την αδιαφάνεια καπνού) και θορύβου της καύσης.

8.7.1 Επιταχύνσεις

Το πρώτο είδος μεταβολών που πραγματοποιήθηκαν στα πλαίσια της παρούσας διερεύνησης στον κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA με χρήση μιγμάτων πετρελαίου με βιοντήζελ ή βουτανόλη είναι οι επιταχύνσεις. Συγκεκριμένα, δοκιμάστηκαν τρεις αυξήσεις της ταχύτητας περιστροφής εκκινώντας κάθε φορά από διαφορετικό σημείο λειτουργίας (αντίστοιχα βέβαια μεταβάλλεται και το τελικό σημείο λειτουργίας). Με αυτόν τον τρόπο, καλύπτεται ένα μεγάλο μέρος των πραγματικών επιταχύνσεων ενός κινητήρα οχήματος.

8.7.1.1 Επιτάχυνση από Χαμηλή Ταχύτητα Περιστροφής - Χαμηλό Φορτίο

Το Σχήμα 8.1 παρουσιάζει τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων κατά την επιτάχυνση από χαμηλή ταχύτητα περιστροφής και χαμηλό φορτίο. Η συγκεκριμένη μεταβολή είναι ιδιαίτερα απαιτητική τόσο για τον κινητήρα όσο και για τον υπερπληρωτή, εφόσον ο τελευταίος εκκινεί από πολύ χαμηλή ταχύτητα περιστροφής και πρακτικά μηδενική υπερπίεση. Όπως διαπιστώνεται από τις καμπύλες μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα και της θέσης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου, η επαναληψιμότητα της δοκιμής είναι ικανοποιητική (ειδικά από τη στιγμή που πρόκειται για μη ηλεκτρονικά ελεγχόμενη πειραματική κλίση). Άλλωστε, αυτή εξασφαλίζεται (στο μέγιστο δυνατό βαθμό) από το ρυθμιζόμενο τερματικό (“στοπ”) που έχει τοποθετηθεί στο πετάλι του γκαζιού (Κεφάλαιο 2).

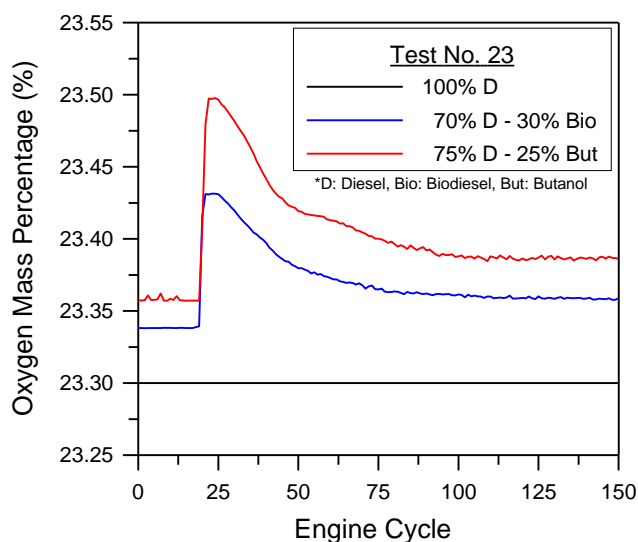


Σχήμα 8.1 Επιτάχυνση από χαμηλή ταχύτητα περιστροφής – χαμηλό φορτίο για κάθε καύσιμο.

Όπως παρατηρείται από το Σχήμα 8.1, για όλα τα καύσιμα που χρησιμοποιούνται ο κανόνας αποκρίνεται σχεδόν ακαριαία στην εντολή αύξησης της παροχής καυσίμου και φτάνει

στην ακραία θέση του σε διάστημα τριών κύκλων λειτουργίας. Στη συνέχεια, επανέρχεται σταδιακά μέχρι την τελική μόνιμη θέση του. Το σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου δεν παρεμβαίνει στη συγκεκριμένη δοκιμή, προφανώς λόγω της μικρής σχετικά μετατόπισης του κανόνα. Η (σχεδόν) πανομοιότυπη μετατόπιση του τελευταίου προκαλεί τον ίδιο ρυθμό επιτάχυνσης για όλα τα καύσιμα, με πολύ μικρές διαφορές να παρατηρούνται μόνο για το μίγμα πετρελαίου-βουτανόλης. Οι ίδιες παρατηρήσεις ισχύουν και για τα λειτουργικά χαρακτηριστικά του υπερπληρωτή (ταχύτητα περιστροφής και πίεση εισαγωγής), όπως φαίνεται στο Σχήμα 8.1. Έτσι, η ελαφρώς χαμηλότερη πίεση εισαγωγής στην περίπτωση του μίγματος πετρελαίου-βουτανόλης οφείλεται στη μικρή διαφοροποίηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα σε αυτήν την περίπτωση. Σε αυτό το σημείο, πρέπει να σημειωθεί ότι διαφοροποιήσεις αυτού του εύρους είναι αναπόφευκτες σε μία μη ηλεκτρονικά ελεγχόμενη πειραματική κλίνη. Ωστόσο, οι διαφορές που παρατηρούνται στη συγκεκριμένη δοκιμή (αλλά και στις επόμενες) είναι πολύ μικρές και δεν αναμένεται να αλλοιώνουν τα αποτελέσματα, και ιδιαίτερα τις γενικές τάσεις για κάθε καύσιμο που εξετάζεται.

Όπως αναφέρθηκε στην Παράγραφο 8.5, ένα πολύ βασικό μέγεθος στην περίπτωση χρήσης οξυγονούχων καυσίμων είναι το συνολικό ποσοστό (κατά μάζα) του διαθέσιμου οξυγόνου εντός του κυλίνδρου σε κάθε κύκλο λειτουργίας. Στο Σχήμα 8.2 παρουσιάζεται η μεταβολή αυτού του μεγέθους για τα τρία υπό εξέταση καύσιμα, όπως υπολογίζεται από την εξίσωση (8.5). Υπενθυμίζεται ότι εφόσον το αμιγές πετρέλαιο δεν περιέχει οξυγόνο, το αντίστοιχο ποσοστό παραμένει σταθερά στο 23.3%.



Σχήμα 8.2 Μεταβολή του συνολικού ποσοστού του διαθέσιμου οξυγόνου κατά την επιτάχυνση No. 23 για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα.

Η μεταβολή του συνολικού ποσοστού του διαθέσιμου οξυγόνου η οποία παρατηρείται στο Σχήμα 8.2 οφείλεται στην αντίστοιχη μεταβολή της παροχής καυσίμου. Γι' αυτόν ακριβώς το λόγο, διαπιστώνεται μία ποιοτική συμφωνία με τη μετατόπιση του κανόνα (Σχήμα 8.1).

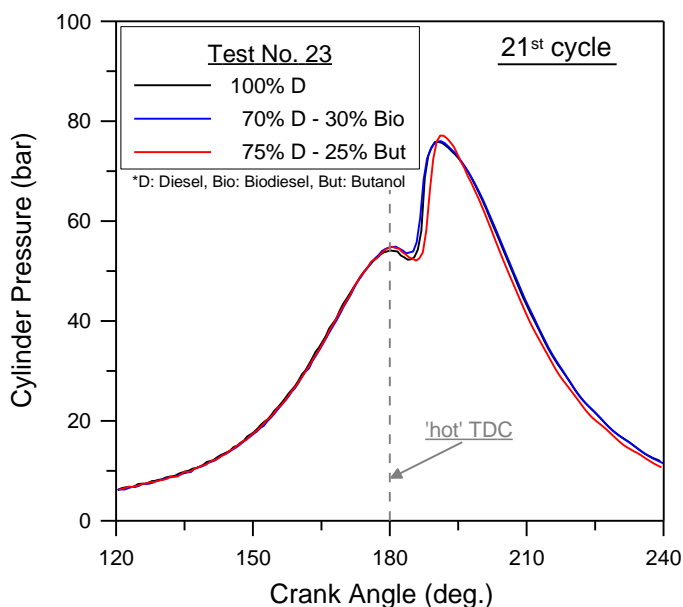
Επιπλέον, οι υψηλότερες τιμές στην περίπτωση του μίγματος πετρελαίου-βουτανόλης οφείλονται στη μεγαλύτερη κατά βάρος (ή ισοδύναμα κατά μάζα) περιεκτικότητά του σε οξυγόνο σε σχέση με το μίγμα πετρελαίου-βιοντήζελ (αυτό ισχύει για τις συγκεκριμένες συνθέσεις των μιγμάτων που επιλέχθηκαν στην παρούσα διερεύνηση). Συγκεκριμένα, σύμφωνα με την εξίσωση (8.4) η κατά βάρος περιεκτικότητα σε οξυγόνο είναι 3.4% και 5.3% για τα μίγματα του πετρελαίου με βιοντήζελ και βουτανόλη, αντίστοιχα. Όπως θα φανεί στη συνέχεια, αυτή η διαφορά στο ποσοστό του οξυγόνου αποτελεί καθοριστικό παράγοντα για τις εκπομπές του μονοξειδίου του αζώτου και της αιθάλης.

Αναφορικά με το μηχανισμό της καύσης, όπως αυτός αποτυπώνεται στην ανάπτυξη της μέγιστης πίεσης κυλίνδρου (Σχήμα 8.1), καθοριστικό ρόλο παίζει η διαδικασία της έγχυσης (δυναμική προπορεία και ανάπτυξη της δέσμης του καυσίμου εντός του κυλίνδρου), καθώς και η καθυστέρηση ανάφλεξης. Τα δύο αυτά φαινόμενα επηρεάζονται σε μεγάλο βαθμό από τις φυσικές ιδιότητες του εκάστοτε καυσίμου μίγματος (Πίνακας 8.1). Όπως παρατηρείται στο Σχήμα 8.1, ελαφρώς αυξημένες μέγιστες πιέσεις καύσης παρατηρούνται για το μίγμα πετρελαίου-βουτανόλης σε σχέση τόσο με το αμιγές πετρέλαιο όσο και με το μίγμα του με βιοντήζελ, των οποίων οι αντίστοιχες τιμές κυμαίνονται σε παρόμοια επίπεδα. Στο Σχήμα 8.3 δίνονται ενδεικτικά τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για τα τρία καύσιμα στον 21ο κύκλο λειτουργίας (επιλέγεται ένας κύκλος της αρχικής μόνιμης λειτουργίας, έτσι ώστε να αποκλειστούν πιθανές επιδράσεις των μεταβατικών φαινομένων και οι διαφοροποιήσεις να οφείλονται αποκλειστικά στο καύσιμο), όπου επιβεβαιώνεται η ελαφρώς υψηλότερη μέγιστη πίεση καύσης για το μίγμα πετρελαίου-βουτανόλης. Από το ίδιο σχήμα διαπιστώνεται επίσης η ελαφρώς αργότερη ανάφλεξη του συγκεκριμένου μίγματος σε σχέση με τα άλλα δύο καύσιμα.

Οι αντιθετικές επιδράσεις διαφόρων παραμέτρων πρέπει να ληφθούν υπόψη για την ερμηνεία των προαναφερθέντων φαινομένων, τα οποία είναι εντονότερα με την αύξηση της περιεκτικότητας του μίγματος σε βιοντήζελ ή βουτανόλη. Αρχικά, οι διαφορετικές τιμές της πυκνότητας και του μέτρου ελαστικότητας κάθε μίγματος μεταβάλλουν τη δυναμική προπορεία έγχυσης (δηλαδή τη στιγμή που ξεκινάει η έγχυση του καυσίμου στον κύλινδρο) [59]. Αυτό συμβαίνει λόγω της μεταβολής της ταχύτητας του ήχου με την οποία μεταδίδεται το κύμα πίεσης στο σωλήνα κατάθλιψης της αντλίας¹ [1]. Έτσι, η έγχυση ξεκινάει λίγο νωρίτερα για το μίγμα πετρελαίου-βιοντήζελ και λίγο αργότερα για το μίγμα πετρελαίου-βουτανόλης σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο, δηλαδή πρακτικά πραγματοποιείται σε (ελαφρώς) διαφορετικές συνθήκες εντός του κυλίνδρου. Σε κάθε περίπτωση, η στατική προπορεία (δηλαδή ο χρονισμός κατάθλιψης της αντλίας) παραμένει αμετάβλητη μεταξύ των τριών καυσίμων, εφόσον η ταχύτητα περιστροφής (και το φορτίο, το οποίο βέβαια κυμαίνεται σε πολύ χαμηλά επίπεδα)

¹ Αυτό ισχύει αποκλειστικά για συστήματα έγχυσης τύπου αντλίας-σωλήνα-εγχυτήρα (PLN). Σε συστήματα έγχυσης κοινού οχετού (common rail), η αρχή λειτουργίας των οποίων δε στηρίζεται στη διάδοση ενός κύματος πίεσης (εντός του υγρού καυσίμου), το διαφορετικό μέτρο ελαστικότητας των καυσίμων δεν επηρεάζει το χρονισμό της έγχυσης.

του κινητήρα σε κάθε κύκλο είναι η ίδια για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα. Επίσης, ο πολύ χαμηλός αριθμός κετανίου της βουτανόλης συμβάλει στην επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης για το μίγμα της με το πετρέλαιο, ενώ η διαφοροποίηση του αριθμού κετανίου ανάμεσα στο αμιγές πετρέλαιο και στο μίγμα του με βιοντήζελ είναι πολύ μικρή. Ο συνδυασμός των δύο αυτών παραμέτρων (δυναμική προπορεία έγχυσης και αριθμός κετανίου) οδηγεί πιθανότατα στην αργότερη έναυση του μίγματος πετρελαίου-βουτανόλης.



Σχήμα 8.3 Δυναμοδεικτικό διάγραμμα του 21ου κύκλου λειτουργίας της επιτάχυνσης No. 23 για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα.

Από την άλλη πλευρά, η έγχυση και η ανάπτυξη της δέσμης του καυσίμου, η διάσπασή του σε σταγονίδια και η ατμοποίησή τους διαφέρουν ανάμεσα στα τρία καύσιμα, επηρεάζοντας τη φυσική και χημική προετοιμασία του καυσίμου, άρα και την καθυστέρηση ανάφλεξης. Έτσι, η μεγαλύτερη κινηματική συνεκτικότητα τόσο του βιοντήζελ (κατά κύριο λόγο) όσο και της βουτανόλης (Πίνακας 8.1) δημιουργεί σταγονίδια μεγαλύτερης διαμέτρου, γεγονός που επιμηκώνει τη διάρκεια εξάτμισής τους [1]. Βέβαια, το πολύ χαμηλότερο σημείο βρασμού της βουτανόλης (άρα η υψηλότερη τάση ατμών της) σε σχέση με το πετρέλαιο και το βιοντήζελ ευνοεί την ταχύτερη εξάτμισή της. Αντίθετα, η πολύ μεγάλη θερμότητα ατμοποίησής της προκαλεί ψύξη της γόμωσης του κυλίνδρου μετά την έγχυση, συμβάλλοντας με αυτόν τον τρόπο στην επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης [33]. Ωστόσο, έχει βρεθεί ότι μετά την έναυση το περιεχόμενο στο καύσιμο οξυγόνο επιταχύνει την έκλυση ενέργειας, γεγονός που συμβάλει στην ανάπτυξη υψηλότερων πιέσεων καύσης για το μίγμα πετρελαίου-βουτανόλης (Σχήμα 8.3), το οποίο περιέχει και το μεγαλύτερο ποσοστό οξυγόνου [14]. Συνολικά, οι διαφορετικές φυσικές ιδιότητες των καυσίμων έχουν αντιθετικές επιδράσεις στη διαδικασία της

έγχυσης και στο μηχανισμό της καύσης, καθεμία εκ των οποίων μπορεί να επικρατεί ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας [14].

Οι σημαντικότερες διαφοροποιήσεις ανάμεσα στα τρία καύσιμα εμφανίζονται στις εκπομπές του μονοξειδίου του αζώτου (NO) και της αιθάλης, ενώ οι εκπομπές του θορύβου της καύσης παρουσιάζουν μικρότερες αποκλίσεις (Σχήμα 8.1). Συγκεκριμένα, οι εκπομπές NO παρουσιάζουν αυξητική τάση στα μίγματα του βιοντήζελ και της βουτανόλης σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο, η οποία είναι μεγαλύτερη για το πρώτο μίγμα. Οι διαφορές εντοπίζονται τόσο στην αρχική και τελική μόνιμη κατάσταση λειτουργίας όσο και καθόλη τη διάρκεια της μεταβολής. Έτσι, η μέγιστη τιμή των εκπομπών NO για τα μίγματα του πετρελαίου με βιοντήζελ ή βουτανόλη είναι κατά 30% υψηλότερη σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο, ενώ ανάμεσα στα μίγματα δεν παρατηρείται αξιόλογη διαφορά. Στο τελικό σημείο λειτουργίας η διαφορά σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο είναι 27% και 17% για το μίγμα του με βιοντήζελ και βουτανόλη, αντίστοιχα. Σε κάθε περίπτωση, η μεταβολή των εκπομπών NO ακολουθεί σε ποιοτικό επίπεδο την αντίστοιχη μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης, υποδηλώνοντας την ισχυρή εξάρτηση του σχηματισμού του από τη θερμοκρασία καύσης [32]. Ωστόσο, διάφορες άλλες παράμετροι επηρεάζουν το μηχανισμό σχηματισμού του NO εντός του κυλίνδρου και έχουν ως αποτέλεσμα τις παρατηρούμενες διαφορές.

Η ευρέως επιβεβαιωμένη [13-15,45,46] αύξηση των εκπομπών NO στην περίπτωση καύσης μιγμάτων πετρελαίου με βιοντήζελ αποδίδεται στη συνδυασμένη επίδραση των εξής παραγόντων:

- στην ελαφρώς νωρίτερη έγχυση, όπως εξηγήθηκε ήδη [59], η οποία συμβάλει στον εντονότερο σχηματισμό του NO εντός του κυλίνδρου [32],
- στην υψηλότερη διαθεσιμότητα οξυγόνου εντός του κυλίνδρου (Σχήμα 8.2), λόγω της ποσότητάς του που περιέχεται στο καύσιμο, ευνοώντας το σχηματισμό του NO [32] και
- στη χημική δομή του μορίου του βιοντήζελ.

Ειδικά για τον τελευταίο παράγοντα, έχει βρεθεί ότι οι διπλοί δεσμοί μεταξύ των ατόμων άνθρακα στο μόριο του βιοντήζελ προκαλούν υψηλότερη αδιαβατική θερμοκρασία φλόγας, μικρή αλλαγή της οποίας μπορεί να οδηγήσει σε αξιόλογη μεταβολή του σχηματιζόμενου θερμικού (thermal) NO [60]. Επιπλέον, έχει προταθεί ότι αυτοί οι διπλοί δεσμοί συμβάλουν στην αύξηση του ποσοστού του (εντός της φλόγας) άμεσα σχηματιζόμενου (prompt) NO [61]. Αυτή η αύξηση οφείλεται στις περισσότερες ελεύθερες ρίζες υδρογονανθράκων κατά το αρχικό στάδιο (προαντιδράσεις) της καύσης, οι οποίες αντιδρούν με το άζωτο και η επακόλουθη οξειδωση των παραγόμενων ενώσεων οδηγεί στο σχηματισμό του NO [62]. Ωστόσο, η μικρότερη θερμογόνο δύναμη του βιοντήζελ (Πίνακας 8.1) τείνει να δώσει χαμηλότερες θερμοκρασίες καύσης, ενώ η διαφορά στον αριθμό κετανίου σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο είναι πολύ μικρή (Πίνακας 8.1) και δε φαίνεται να έχει κάποια ουσιαστική επίδραση [60].

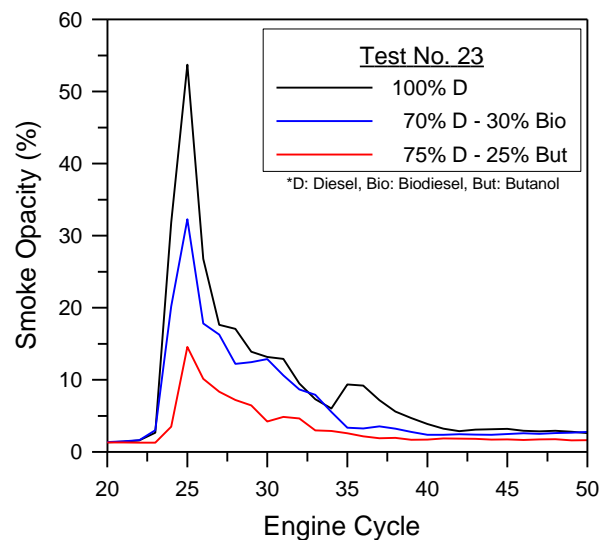
Αναφορικά με το μίγμα πετρελαίου-βουτανόλης, οι υψηλότερες (σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο) εκπομπές NO που παρατηρούνται καθόλη τη διάρκεια της μεταβολής No. 23 (Σχήμα 8.1) αποδίδονται στο περιεχόμενο στο καύσιμο οξυγόνο (το ποσοστό του οποίου είναι υψηλότερο σε σχέση με το μίγμα πετρελαίου-βιοντήζελ, Σχήμα 8.2), καθώς και στον πολύ χαμηλό αριθμό κετανίου της βουτανόλης (Πίνακας 8.1). Ο τελευταίος παράγοντας έχει ως αποτέλεσμα την επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης (σε αυτό συμβάλει και η πολύ υψηλή θερμοότητα ατμοποίησης της βουτανόλης που αναφέρθηκε ήδη), δηλαδή την έντονη έκλυση θερμότητας κατά την καύση προανάμιξης, με αποτέλεσμα την ανάπτυξη τοπικά υψηλών θερμοκρασιών που ευνοούν το σχηματισμό του NO [32]. Βέβαια, αυτές οι επιδράσεις αντισταθμίζονται σε κάποιο βαθμό από τη μικρότερη θερμογόνο δύναμη και την υψηλή θερμοότητα ατμοποίησης της βουτανόλης (Πίνακας 8.1), παράγοντες οι οποίοι τείνουν να μειώσουν τις θερμοκρασίες καύσης. Αυτός είναι και ο λόγος για τον οποίο οι εκπομπές NO του μίγματος πετρελαίου-βουτανόλης είναι χαμηλότερες από τις αντίστοιχες του μίγματος πετρελαίου-βιοντήζελ, όπως φαίνεται στο Σχήμα 8.1.

Σε κάθε περίπτωση, η συνδυασμένη επίδραση όλων των προαναφερθέντων παραγόντων συμβάλει στον εντονότερο ή μη σχηματισμό του NO εντός του κυλίνδρου, χωρίς κανένας από αυτούς να θεωρείται αποκλειστικά υπεύθυνος. Τα χαρακτηριστικά του κινητήρα, οι συνθήκες λειτουργίας και ο τύπος των καυσίμων που χρησιμοποιούνται, αποτελούν τις κυρίαρχες παραμέτρους για την επικράτηση κάποιου μηχανισμού έναντι των υπολοίπων. Ειδικά για τον τύπο των καυσίμων, η προέλευση των συστατικών και η αναλογία τους στο εκάστοτε μίγμα επιδρούν καθοριστικά στις εκπομπές του NO. Ειδικότερα για τη βουτανόλη, υπάρχουν περιπτώσεις όπου έχει παρατηρηθεί ελαφρά μείωση των εκπομπών NO για μίγμα πετρελαίου με κανονική βουτανόλη σε περιεκτικότητα έως και 16% [24] ή με ισοβουτανόλη σε περιεκτικότητα έως και 20% [25]. Έτσι, η ανάλυση που προηγήθηκε ισχύει για τα συγκεκριμένα μίγματα που χρησιμοποιούνται στην παρούσα διερεύνηση.

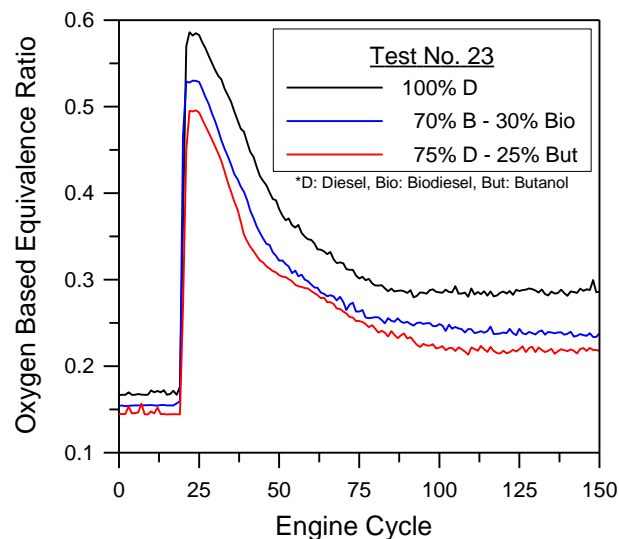
Σε αντίθεση με τις εκπομπές NO, η αδιαφάνεια καπνού εμφανίζει έντονα πτωτική τάση τόσο για το μίγμα πετρελαίου-βιοντήζελ όσο και για το μίγμα πετρελαίου-βουτανόλης, με τη μείωση να είναι μεγαλύτερη στη δεύτερη περίπτωση. Πιο λεπτομερής εξέταση των εκπομπών αιθάλης κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους της επιτάχυνσης No. 23 (Σχήμα 8.4) φανερώνει χαμηλότερες τιμές αδιαφάνειας κατά 40% και 73% για τα μίγματα του πετρελαίου με βιοντήζελ και βουτανόλη, αντίστοιχα (σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο). Η διαφοροποίηση στο αρχικό και τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας είναι αμελητέα λόγω του πολύ χαμηλού φορτίου.

Η κυριότερη παράμετρος που συμβάλει στον περιορισμό των εκπομπών αιθάλης στην περίπτωση χρήσης βιοντήζελ ή βουτανόλης είναι το αυξημένο ποσοστό του περιεχομένου στο καύσιμο οξυγόνου [2,14,63], όπως άλλωστε αναδείχθηκε από το Σχήμα 8.2. Η συγκεκριμένη ποσότητα οξυγόνου είναι διαθέσιμη ακόμα και σε περιοχές πλούσιες σε καύσιμο, προάγοντας έτσι την πλήρη καύση και ευνοώντας την οξειδωση των σχηματιζόμενων σωματιδίων αιθάλης.

Το τελικό μίγμα καυσίμου-αέρα είναι συνολικά φτωχότερο, εφόσον η αναρροφούμενη μάζα αέρα είναι σταθερή για τα τρία καύσιμα, όπως μπορεί άλλωστε να αποδειχθεί από την ίδια πίεση εισαγωγής (Σχήμα 8.1). Έτσι, ο λόγος ισοδυναμίας οξυγόνου (εξίσωση (8.6)) λαμβάνει χαμηλότερες τιμές στα μίγματα του πετρελαίου με βιοντίζελ ή βουτανόλη (σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο), όπως φαίνεται στο Σχήμα 8.5, αποτελώντας βασικό παράγοντα μείωσης της αδιαφάνειας καπνού. Άρα, οι χαμηλότερες εκπομπές αιθάλης του μίγματος πετρελαίου-βουτανόλης σε σχέση με το μίγμα πετρελαίου-βιοντίζελ οφείλονται στο μεγαλύτερο ποσοστό οξυγόνου που περιέχεται στο πρώτο.



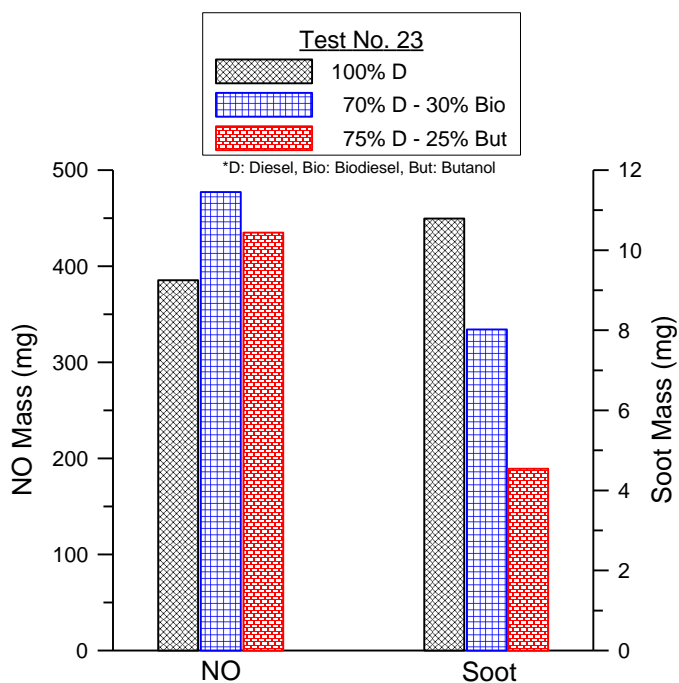
Σχήμα 8.4 Μεταβολή της αδιαφάνειας καπνού κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους της επιτάχυνσης No. 23 για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα.



Σχήμα 8.5 Μεταβολή του λόγου ισοδυναμίας οξυγόνου κατά την επιτάχυνση No. 23 για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα.

Ένας άλλος παράγοντας ο οποίος επιδρά θετικά στη μείωση της αδιαφάνειας καπνού είναι η απουσία θείου και αρωματικών υδρογονανθράκων τόσο στο βιοντήζελ όσο και στη βουτανόλη, στοιχεία τα οποία συμμετέχουν στο σχηματισμό των σωματιδίων αιθάλης [37,44,46]. Ειδικότερα για τη βουτανόλη, το πολύ χαμηλό σημείο βρασμού της (Πίνακας 8.1) ευνοεί την ταχύτερη ατμοποίηση και ανάμιξη με τον αέρα, οδηγώντας έτσι σε πληρέστερη οξειδωσή της. Στην περίπτωση του βιοντήζελ, η ελαφρώς νωρίτερη έγχυση συμβάλει στον περιορισμό των εκπομπών αιθάλης, ενώ η αντίθετη επίδραση σημειώνεται για τη βουτανόλη. Ακόμα, η υψηλότερη κινηματική συνεκτικότητα τόσο του βιοντήζελ όσο και της βουτανόλης σε σχέση με το πετρέλαιο οδηγεί σε σωματίδια μεγαλύτερης διαμέτρου, γεγονός που δυσχεραίνει την ατμοποίησή τους και την καλή ανάμιξη με τον αέρα. Ωστόσο, όλοι αυτοί οι παράγοντες παίζουν δευτερεύοντα ρόλο, με την κυρίαρχη επίδραση στις εκπομπές αιθάλης να την έχει το περιεχόμενο στο καύσιμο οξυγόνο.

Οι διαφορές στις στιγμιαίες (σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας) εκπομπές NO και αιθάλης ανάμεσα στα τρία καύσιμα (Σχήμα 8.1) οδηγούν και σε αντίστοιχα διαφορετικές συνολικά εκπεμπόμενες μάζες, όπως αυτές παρουσιάζονται στο Σχήμα 8.6. Σημειώνεται ότι οι στιγμιαίες τιμές συγκέντρωσης NO και αδιαφάνειας καπνού έχουν μετατραπεί στις αντίστοιχες μάζες σύμφωνα με τη μεθοδολογία που περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 4, ενώ η άθροιση πραγματοποιείται έως την εξισορρόπηση κάθε δοκιμής.



Σχήμα 8.6 Συνολικά εκπεμπόμενη μάζα NO και αιθάλης κατά την επιτάχυνση No. 23 για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα.

Οι τάσεις που διαπιστώθηκαν για τις στιγμιαίες εκπομπές επιβεβαιώνονται και για τις αθροιστικές ποσότητες. Έτσι, η συνολικά εκπεμπόμενη μάζα NO είναι αυξημένη κατά 24% και

13% για τα μίγματα του βιοντίζελ και της βουτανόλης, αντίστοιχα, σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο. Παράλληλα, η μείωση της συνολικά εκπεμπόμενης μάζας αιθάλης είναι 26% για το μίγμα του βιοντίζελ και 58% για το μίγμα της βουτανόλης. Τονίζεται σε αυτό το σημείο ότι οι ποσοστιαίες μεταβολές της συνολικής ποσότητας NO και αιθάλης ανάμεσα στα τρία καύσιμα είναι πολύ μεγαλύτερες από την ανακρίβεια των σχετικών υπολογισμών (Κεφάλαιο 4). Με αυτόν τον τρόπο, διαπιστώνεται ότι οι παρατηρούμενες διαφορές οφείλονται στην επίδραση των χρησιμοποιούμενων καυσίμων στο σχηματισμό του NO και της αιθάλης, και όχι σε μετρητικά ή υπολογιστικά σφάλματα. Αυτή η διαπίστωση ισχύει και για τις υπόλοιπες επιταχύνσεις που αναλύονται στη συνέχεια.

Αναφορικά με τις εκπομπές του θορύβου της καύσης, πολύ μικρές διαφοροποιήσεις εμφανίζονται ανάμεσα στα τρία καύσιμα, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 8.1. Αυτές εντοπίζονται κυρίως στο πρώτο στάδιο της μεταβολής, και όχι τόσο στο αρχικό και τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας. Σε κάθε περίπτωση, ωστόσο, οι διαφορές που παρατηρούνται στη συγκεκριμένη δοκιμή είναι πολύ μικρές και κοντά στο μετρητικό σφάλμα του οργάνου (± 1 dB, Κεφάλαιο 3). Έτσι, σε αυτό το σημείο μπορούν να δοθούν μόνο κάποιες πρώτες ενδείξεις σχετικά με την επίδραση των καυσίμων στον εκπεμπόμενο θόρυβο λόγω καύσης. Ίσως το πολύ χαμηλό φορτίο καθόλη τη διάρκεια της συγκεκριμένης επιτάχυνσης να προκαλεί αυτήν την περιορισμένη διακύμανση ανάμεσα στα τρία καύσιμα.

Όπως ήδη αναλύθηκε στα προηγούμενα κεφάλαια, ο θόρυβος της καύσης σχετίζεται άμεσα με το στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης, όπου μετά την καθυστέρηση ανάφλεξης η (φυσικά και χημικά) προετοιμασμένη ποσότητα καυσίμου καίγεται (καύση τύπου προανάμιξης) προκαλώντας απότομη αύξηση της πίεσης κυλίνδρου. Έτσι, ο χρονισμός της έγχυσης και η καθυστέρηση ανάφλεξης παίζουν τον πιο καθοριστικό ρόλο στις εκπομπές θορύβου της καύσης. Η ελαφρώς νωρίτερη έγχυση του μίγματος πετρελαίου-βιοντίζελ σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο συμβάλει στην αύξηση του θορύβου λόγω καύσης [64], ενώ ο υψηλότερος αριθμός κετανίου (αν και η διαφορά είναι πολύ μικρή) τον περιορίζει [65]. Ωστόσο, η έως τώρα έρευνα έχει δείξει ότι ο ρυθμός αύξησης της πίεσης (που αποτελεί την πιο αντιπροσωπευτική ένδειξη της στάθμης του θορύβου λόγω καύσης) κατά την καύση του βιοντίζελ δεν έχει σαφή τάση σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο. Έχει διαπιστωθεί μία διακύμανση αυτού του ρυθμού ανάμεσα στο βιοντίζελ και το πετρέλαιο, η οποία εξαρτάται από το εκάστοτε σημείο λειτουργίας του κινητήρα και οφείλεται στην αντίστοιχη διακύμανση της καθυστέρησης ανάφλεξης [14]. Η τελευταία αποδίδεται στην επικράτηση κάποιων (έναντι των υπολοίπων) από τους αντικρουόμενους παράγοντες που επιδρούν στην καθυστέρηση ανάφλεξης (όπως ήδη αναφέρθηκαν), ανάλογα με τις λειτουργικές συνθήκες. Στην περίπτωση του μίγματος πετρελαίου-βουτανόλης οι επιδράσεις είναι αντίθετες σε σχέση με το αντίστοιχο μίγμα με βιοντίζελ. Δηλαδή, η έγχυση πραγματοποιείται ελαφρώς αργότερα, όμως ο πολύ χαμηλός αριθμός κετανίου της βουτανόλης ευνοεί την αύξηση του εκπεμπόμενου θορύβου της καύσης.

Εξάλλου, η μεγαλύτερη διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης διαπιστώνεται και από το Σχήμα 8.3, ενώ επιβεβαιώνεται και από την προηγούμενη (αν και πολύ περιορισμένη) έρευνα σχετικά με την καύση μιγμάτων πετρελαίου-βουτανόλης (για το κανονικό ισομερές της κυρίως, το οποίο χρησιμοποιείται και στην παρούσα διερεύνηση) σε κινητήρες diesel [24-27]. Συνολικά, οι εκπομπές θορύβου της καύσης δεν παρουσίασαν σημαντική διακύμανση στη συγκεκριμένη επιτάχυνση, οπότε δεν μπόρεσαν να αναδειχθούν οι επιδράσεις των καυσίμων. Αυτές θα γίνουν πιο ξεκάθαρες στις δοκιμές οι οποίες αναλύονται στη συνέχεια.

Στις επόμενες υποπαραγράφους παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των άλλων δύο επιταχύνσεων που πραγματοποιήθηκαν με τα μίγματα του πετρελαίου με βιοντήζελ ή βουτανόλη. Ο σχολιασμός τους δε θα επεκταθεί στην περιγραφή των μηχανισμών κάθε φαινομένου, εφόσον αυτοί αναλύθηκαν λεπτομερώς στην παρούσα υποπαραγράφο, εκτός και αν υπάρχει κάποια διαφοροποίηση με όσα αναφέρθηκαν σχετικά με την επιτάχυνση No. 23.

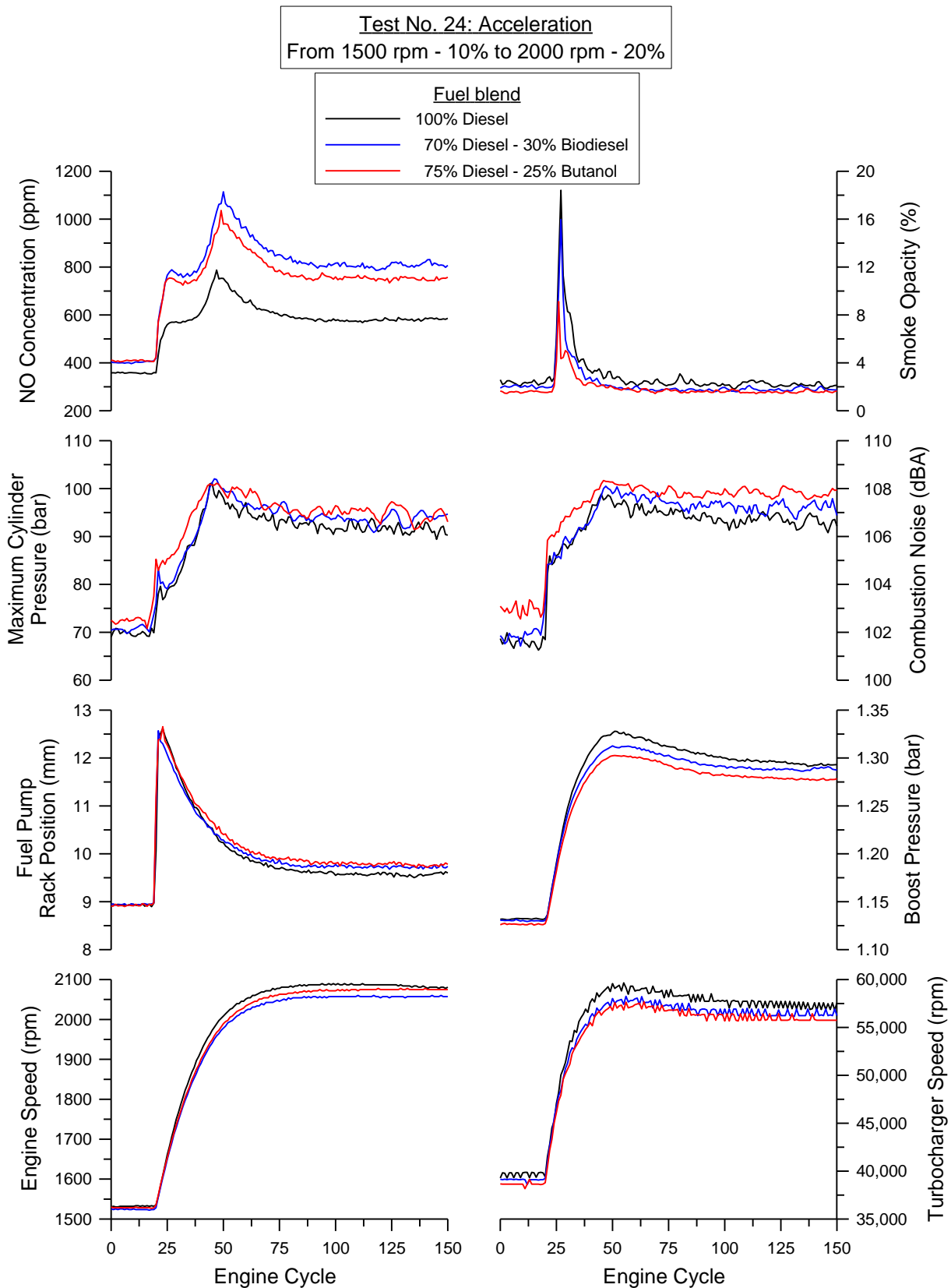
8.7.1.2 Επιτάχυνση από Μεσαία Ταχύτητα Περιστροφής - Χαμηλό Φορτίο

Το Σχήμα 8.7 παρουσιάζει τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων κατά την επιτάχυνση από μεσαία ταχύτητα περιστροφής και χαμηλό φορτίο. Όμοια με την προηγούμενη δοκιμή, η επαναληψιμότητα της μεταβολής είναι ικανοποιητική, όπως μπορεί να διαπιστωθεί από τις καμπύλες μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα και της θέσης του κανόνα της αντλίας καυσίμου.

Ανεξαρτήτως του καυσίμου που χρησιμοποιείται, ο κανόνας αποκρίνεται σχεδόν ακαριαία στην εντολή αύξησης της παροχής καυσίμου φτάνοντας στην ακραία θέση του και σταδιακά επανέρχεται στην τελική μόνιμη θέση του, ενώ το σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου παρεμβαίνει ελάχιστα (για 2 κύκλους λειτουργίας). Η διαφοροποίηση του ρυθμού επιτάχυνσης είναι ελάχιστη μεταξύ των τριών καυσίμων και δε θεωρείται αξιόλογη, ώστε να επηρεάσει τα τελικά συμπεράσματα. Όμοιες παρατηρήσεις ισχύουν και για τα λειτουργικά χαρακτηριστικά του υπερπληρωτή (ταχύτητα περιστροφής και πίεση εισαγωγής), όπως φαίνεται στο Σχήμα 8.7. Έτσι, η ελαφρώς χαμηλότερη πίεση εισαγωγής στην περίπτωση των μιγμάτων πετρελαίου με βιοντήζελ ή βουτανόλη (σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο) οφείλεται στη μικρή διαφοροποίηση της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή (Σχήμα 8.7).

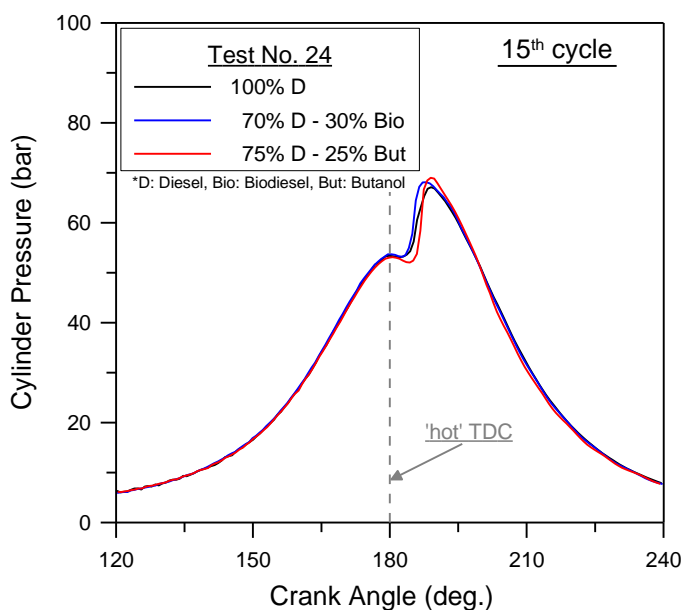
Αναφορικά με την ανάπτυξη των μέγιστων πιέσεων καύσης (Σχήμα 8.7), το μίγμα πετρελαίου-βουτανόλης εμφανίζει τις υψηλότερες τιμές από τα τρία καύσιμα, ενώ το μίγμα πετρελαίου-βιοντήζελ παρουσιάζει ελαφρώς αυξημένες τιμές σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο. Στο Σχήμα 8.8 δίνονται ενδεικτικά τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για τα τρία καύσιμα στον 15ο κύκλο λειτουργίας (επιλέγεται πάλι ένας κύκλος της μόνιμης λειτουργίας, για τους λόγους που εξηγήθηκαν στην προηγούμενη υποπαραγράφο). Από το Σχήμα 8.8 επιβεβαιώνεται η υψηλότερη πίεση καύσης των μιγμάτων πετρελαίου με βιοντήζελ ή βουτανόλη, ενώ

διαπιστώνεται η ελαφρώς νωρίτερη έναυση του πρώτου καθώς και η ελαφρώς αργότερη έναυση του δεύτερου μίγματος, σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο.



Σχήμα 8.7 Επιτάχυνση από μεσαία ταχύτητα περιστροφής – χαμηλό φορτίο για κάθε καύσιμο.

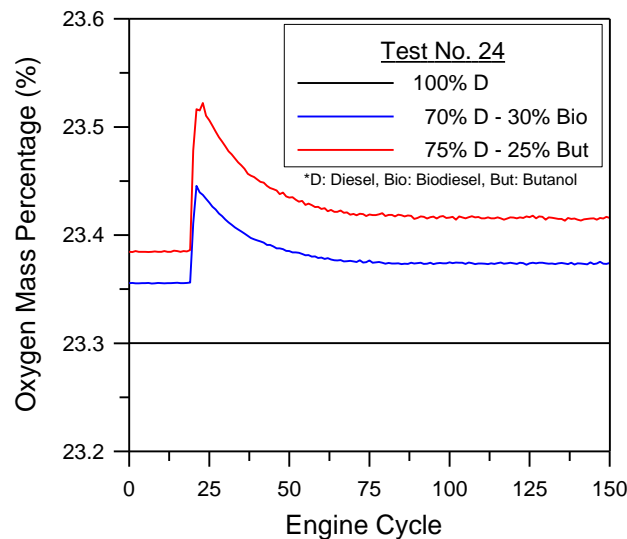
Όπως αναλύθηκε στην προηγούμενη υποπαράγραφο, οι προαναφερθείσες διαπιστώσεις οφείλονται στις διαφοροποιήσεις στη διαδικασία έγχυσης και στην καθυστέρηση ανάφλεξης ανάμεσα στα τρία καύσιμα. Έτσι, τόσο η δυναμική προπορεία έγχυσης όσο και η ανάπτυξη της δέσμης του καυσίμου εμφανίζουν αποκλίσεις μεταξύ των τριών μιγμάτων, ενώ σε συνδυασμό με τις φυσικές ιδιότητες αυτών οδηγούν σε μεταβολή της καθυστέρησης ανάφλεξης. Η επιτάχυνση της έκλυσης ενέργειας μετά την έναυση, λόγω του περιεχομένου οξυγόνου, καθώς και η μικρότερη διάρκεια της καύσης (για το μίγμα του βιοντήζελ) [14] φαίνεται να επιδρούν καθοριστικά στην ανάπτυξη των υψηλότερων πιέσεων καύσης για τα μίγματα του πετρελαίου με βιοντήζελ ή βουτανόλη.



Σχήμα 8.8 Δυναμοδεικτικό διάγραμμα του 15ου κύκλου λειτουργίας της επιτάχυνσης No. 24 για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα.

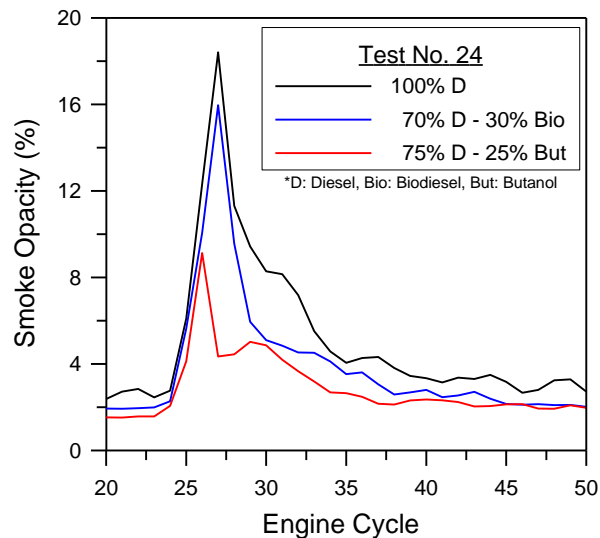
Όμοια με την προηγούμενη επιτάχυνση (No. 23), οι σημαντικότερες διαφορές ανάμεσα στα τρία καύσιμα εντοπίζονται στις εκπομπές του μονοξειδίου του αζώτου (NO) και της αιθάλης, ενώ (σε αντίθεση με τη δοκιμή No. 23) οι εκπομπές του θορύβου της καύσης εμφανίζουν αξιόλογες αποκλίσεις (Σχήμα 8.7). Παρατηρείται και πάλι αυξητική τάση των εκπομπών NO των μιγμάτων του πετρελαίου με βιοντήζελ ή βουτανόλη, η οποία είναι πιο έντονη για το πρώτο μίγμα. Συγκεκριμένα, τα μίγματα του βιοντήζελ και της βουτανόλης παρουσιάζουν κατά 42% και 32%, αντίστοιχα, υψηλότερη μέγιστη τιμή των εκπομπών NO σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο, ενώ η διαφοροποίηση στο τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας είναι 38% και 30%, αντίστοιχα. Όπως αναμενόταν, η μεταβολή των εκπομπών NO ακολουθεί σε ποιοτικό επίπεδο την αντίστοιχη μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης, ανεξαρτήτως του χρησιμοποιούμενου καυσίμου, υποδηλώνοντας και πάλι την ισχυρή εξάρτηση του σχηματισμού του από τη θερμοκρασία καύσης [32]. Οι ποσοτικές διαφοροποιήσεις των εκπομπών NO

ανάμεσα στα τρία καύσιμα οφείλονται στη συνδυασμένη επίδραση των παραμέτρων που αναλύθηκαν στην προηγούμενη υποπαράγραφο. Ειδικότερα, η διαθεσιμότητα του οξυγόνου, η οποία παρουσιάζεται στο Σχήμα 8.9, παίζει σημαντικό ρόλο διότι το επιπλέον αυτό οξυγόνο βρίσκεται σε εντοπισμένες περιοχές εντός του κυλίνδρου, ευνοώντας την ανάπτυξη περισσότερων ζωνών κοντά στη στοιχειομετρία, όπου ο σχηματισμός του NO είναι εντονότερος [32]. Όμοια με την προηγούμενη δοκιμή, η μεταβολή του συνολικού ποσοστού του διαθέσιμου οξυγόνου οφείλεται στη μεταβολή της παροχής μάζας του καυσίμου.

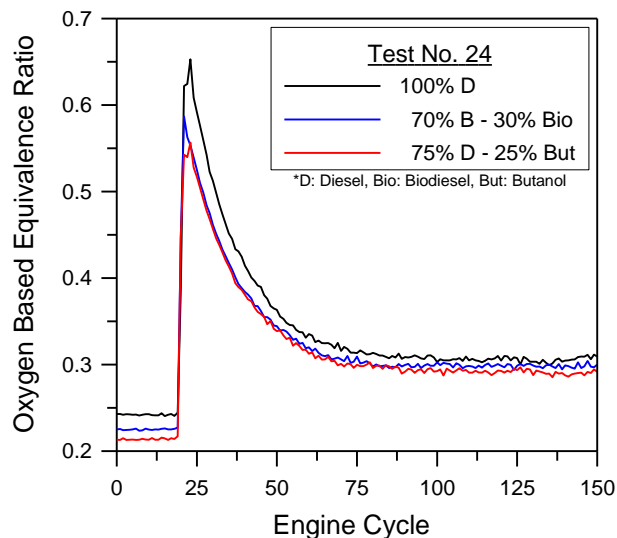


Σχήμα 8.9 Μεταβολή του συνολικού ποσοστού του διαθέσιμου οξυγόνου κατά την επιτάχυνση No. 24 για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα.

Οι εκπομπές αιθάλης εμφανίζουν και πάλι πτωτική τάση στα μίγματα του πετρελαίου με βιοντίζελ ή βουτανόλη, η οποία είναι πιο έντονη στη δεύτερη περίπτωση. Πιο λεπτομερής εξέταση των εκπομπών αιθάλης στους πρώτους μεταβατικούς κύκλους της επιτάχυνσης No. 24 (Σχήμα 8.10) φανερώνει χαμηλότερες τιμές αδιαφάνειας κατά 13% και 50% για τα μίγματα του βιοντίζελ και της βουτανόλης, αντίστοιχα (σε σύγκριση με το αμιγές πετρέλαιο), ενώ η διαφοροποίηση στο τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας είναι 19% και 22%, αντίστοιχα. Η ερμηνεία αυτών των παρατηρήσεων βασίζεται στη συνδυασμένη επίδραση των παραγόντων και φαινομένων που αναλύθηκαν στην προηγούμενη υποπαράγραφο, με το σημαντικότερο ρόλο να τον έχει το περιεχόμενο στο καύσιμο οξυγόνο, το οποίο αυξάνει τη συνολική διαθεσιμότητά του (Σχήμα 8.9). Η παρουσία του σε εντοπισμένες περιοχές εντός του κυλίνδρου ευνοεί την οξειδωση της αιθάλης, ενώ καθιστά το μίγμα καυσίμου-αέρα συνολικά φτωχότερο, όπως μπορεί να διαπιστωθεί από τη μεταβολή του λόγου ισοδυναμίας οξυγόνου, η οποία παρουσιάζεται στο Σχήμα 8.11.

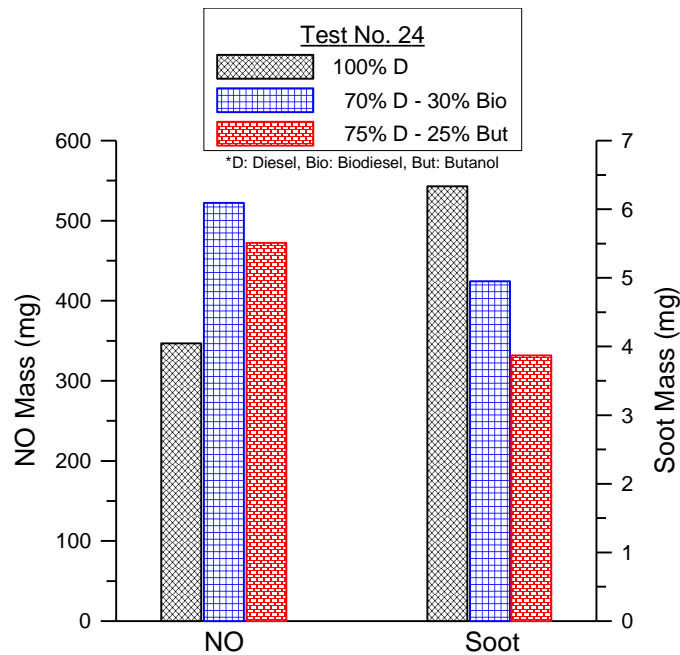


Σχήμα 8.10 Μεταβολή της αδιαφάνειας καπνού κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους της επιτάχυνσης No. 24 για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα.



Σχήμα 8.11 Μεταβολή του λόγου ισοδυναμίας οξυγόνου κατά την επιτάχυνση No. 24 για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα.

Όμοια με την προηγούμενη δοκιμή, οι τάσεις που διαπιστώθηκαν για τις στιγμιαίες (σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας) εκπομπές NO και αιθάλης επιβεβαιώνονται και για τις αθροιστικές ποσότητες, όπως φαίνεται στο Σχήμα 8.12. Έτσι, η συνολικά εκπεμπόμενη μάζα NO είναι αυξημένη κατά 50% και 36% για τα μίγματα του βιοντίζελ και της βουτανόλης, αντίστοιχα, σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο. Παράλληλα, η μείωση της συνολικά εκπεμπόμενης μάζας αιθάλης είναι 22% για το μίγμα του βιοντίζελ και 39% για το μίγμα της βουτανόλης. Οι αποκλίσεις οφείλονται προφανώς στις διαφορετικές στιγμιαίες εκπομπές NO και αιθάλης του εκάστοτε καυσίμου (Σχήμα 8.7).



Σχήμα 8.12 Συνολικά εκπεμπόμενη μάζα NO και αιθάλης κατά την επιτάχυνση No. 24 για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα.

Τέλος, σε αντίθεση με την προηγούμενη δοκιμή, οι εκπομπές του θορύβου της καύσης παρουσιάζουν αξιόλογες αποκλίσεις μεταξύ των τριών καυσίμων κατά την επιτάχυνση No. 24, όπως φαίνεται στο Σχήμα 8.7. Συγκεκριμένα, το μίγμα πετρελαίου-βιοντίζελ εμφανίζει έως και 1.5 dBA υψηλότερες εκπομπές θορύβου λόγω καύσης, ενώ το μίγμα πετρελαίου-βουτανόλης έως και 2.2 dBA σε σύγκριση με το αμιγές πετρέλαιο. Μάλιστα, στην περίπτωση του δεύτερου μίγματος οι έντονες διαφορές παρουσιάζονται καθόλη τη διάρκεια της μεταβολής, όσο και στο αρχικό και τελικό μόνιμο σημείο λειτουργίας. Οι υψηλότερες εκπομπές θορύβου της καύσης παραπέμπουν σε υψηλότερο ρυθμό αύξησης της πίεσης κυλίνδρου, οφειλόμενο σε εντονότερη καύση προανάμιξης. Αυτό άλλωστε μπορεί να διαπιστωθεί (ενδεικτικά) και από τα αντίστοιχα δυναμοδεικτικά διαγράμματα του Σχήματος 8.8, όπου μετά την έναυση παρατηρείται πιο απότομη αύξηση της πίεσης στην περίπτωση των μιγμάτων του βιοντίζελ και της βουτανόλης σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο.

Στην περίπτωση του μίγματος πετρελαίου-βιοντίζελ, οι διάφορες αντιθετικές επιδράσεις που αναλύθηκαν στην προηγούμενη υποπαράγραφο πρέπει να ληφθούν υπόψη. Έτσι, κάποιοι παράγοντες υπερισχύουν έναντι των υπολοίπων ανάλογα με το εκάστοτε σημείο λειτουργίας, όπως έχει άλλωστε αποδειχθεί από την έως τώρα έρευνα [14]. Μία επιπλέον παράμετρος η οποία παίζει σημαντικό ρόλο στην ένταση της ανεξέλεγκτης καύσης (άρα και στις αντίστοιχες εκπομπές θορύβου), είναι η μάζα του καυσίμου που εγχύεται και προετοιμάζεται (φυσικά και χημικά) κατά την καθυστέρηση ανάφλεξης. Η δοσομετρία του καυσίμου από τον εγχυτήρα είναι ογκομετρική, με αποτέλεσμα η υψηλότερη πυκνότητα του μίγματος πετρελαίου-βιοντίζελ να οδηγεί στην έγχυση μεγαλύτερης μάζας καυσίμου [14,46]. Σε αυτό συμβάλει και η ελαφρώς

υψηλότερη ταχύτητα έγχυσης του μίγματος του βιοντήζελ σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο [1]. Με αυτόν τον τρόπο, μεγαλύτερη μάζα του μίγματος πετρελαίου-βιοντήζελ προλαβαίνει να προετοιμαστεί κατά τη διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης, γεγονός που οδηγεί σε εντονότερη καύση προανάμιξης και υψηλότερες εκπομπές θορύβου. Από την άλλη πλευρά, στην περίπτωση του μίγματος πετρελαίου-βουτανόλης, παρόλο που οι προαναφερθείσες επιδράσεις είναι αντίθετες (μικρότερη πυκνότητα, άρα λιγότερη εγχυόμενη ποσότητα), η μεγάλη διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης έχει την καθοριστική επίδραση στο θόρυβο της καύσης. Έτσι, λόγω του πολύ χαμηλού αριθμού κετανίου της βουτανόλης (Πίνακας 8.1) η έναυση καθυστερεί σημαντικά σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο (Σχήμα 8.8), οδηγώντας σε εντονότερη καύση προανάμιξης και υψηλότερες εκπομπές θορύβου.

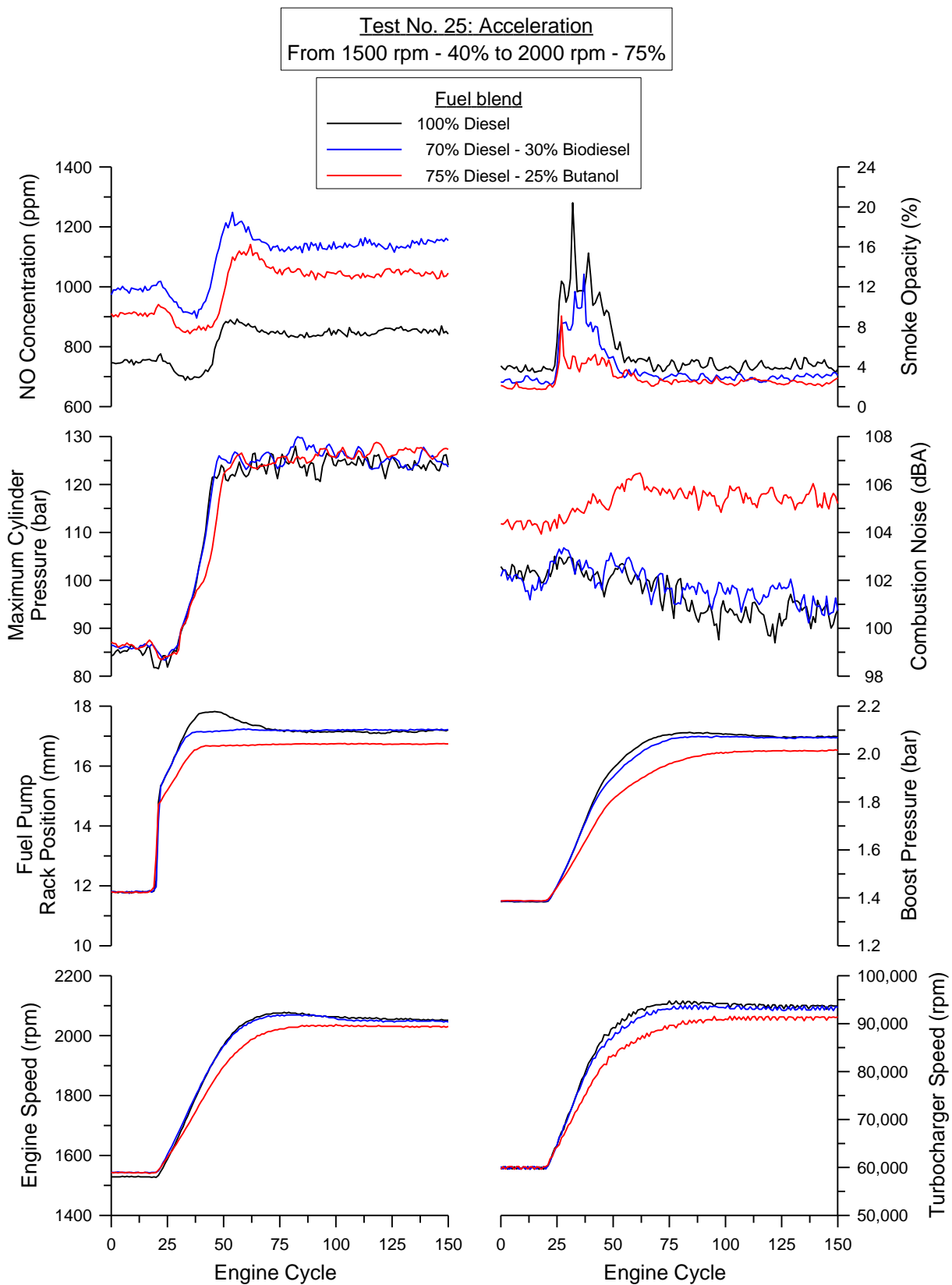
8.7.1.3 Επιτάχυνση από Μεσαία Ταχύτητα Περιστροφής - Μεσαίο Φορτίο

Το Σχήμα 8.13 παρουσιάζει τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων κατά την επιτάχυνση από μεσαία ταχύτητα περιστροφής και μεσαίο φορτίο. Όπως φαίνεται από τις καμπύλες μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα και της θέσης του κανόνα της αντλίας καυσίμου, η επαναληψιμότητα της δοκιμής είναι ικανοποιητική για το αμιγές πετρέλαιο και το μίγμα του με βιοντήζελ, ενώ παρατηρείται μικρή απόκλιση στην περίπτωση του μίγματος πετρελαίου-βουτανόλης. Γι' αυτόν το λόγο, τα αποτελέσματα θα αναλυθούν κυρίως σε ποιοτικό επίπεδο, ενώ οι ποσοτικές διαφορές μεταξύ των τριών καυσίμων στις εκπομπές ρύπων θα δοθούν απλά ως ένδειξη της τάξης μεγέθους.

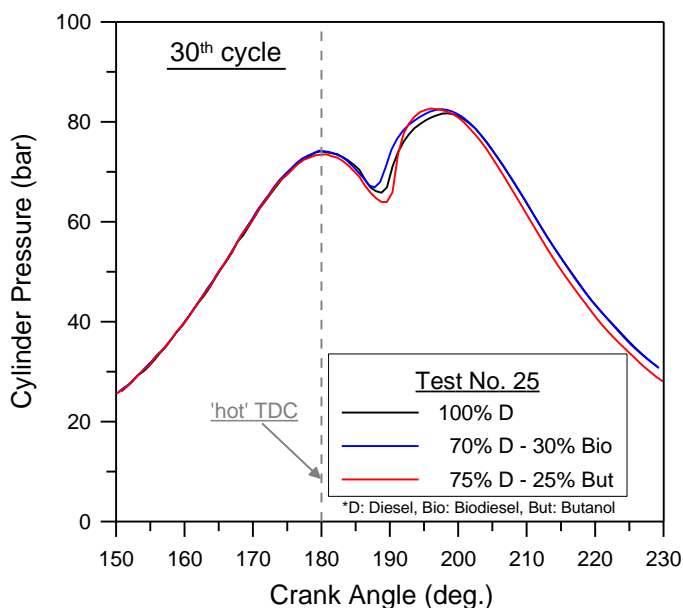
Όπως παρατηρείται στο Σχήμα 8.13, ο κανόνας αποκρίνεται με τον ίδιο τρόπο ανεξαρτήτως του καυσίμου που χρησιμοποιείται. Έτσι, στο πρώτο στάδιο μετατοπίζεται άμεσα σε μία θέση υψηλής παροχής καυσίμου, ενώ κατά το δεύτερο στάδιο μετακινείται ομαλά έως την ακραία (και τελική) θέση του. Η απόκριση του κανόνα σε δύο βήματα οφείλεται στο σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου, η λειτουργία του οποίου περιγράφηκε αναλυτικά στο Κεφάλαιο 6. Προφανώς, η χαμηλή (για τα δεδομένα της συγκεκριμένης επιτάχυνσης) πίεση εισαγωγής στο πρώτο στάδιο της μεταβολής, λόγω της υστέρησης του υπερπληρωτή, δεν επιτρέπει την ελεύθερη μετατόπιση του κανόνα σε πολύ ακραίες θέσεις.

Αναφορικά με την απόκριση του ζεύγους υπερπλήρωσης, παρόμοια συμπεριφορά παρατηρείται για το αμιγές πετρέλαιο και το μίγμα του με βιοντήζελ, ενώ ελαφρά απόκλιση σημειώνεται για το μίγμα πετρελαίου-βουτανόλης (Σχήμα 8.13). Αυτή η απόκλιση οφείλεται στη διαφοροποίηση της ταχύτητας περιστροφής για το συγκεκριμένο καύσιμο. Επίσης, οι μέγιστες πιέσεις καύσης, όπως παρουσιάζονται στο Σχήμα 8.13, κυμαίνονται σε παρόμοια επίπεδα για τα τρία καύσιμα, με μία ελαφρά αυξητική τάση να παρατηρείται για τα μίγματα του βιοντήζελ και της βουτανόλης σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο. Στο Σχήμα 8.14 δίνονται ενδεικτικά τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για τα τρία καύσιμα στον 30ό κύκλο λειτουργίας (επιλέγεται ένας κύκλος με μεγάλη διαφορά στις εκπομπές θορύβου της καύσης του μίγματος της βουτανόλης

σε σχέση με τα άλλα δύο καύσιμα). Από το Σχήμα 8.14 επαληθεύονται οι παρατηρήσεις και οι ερμηνείες που δόθηκαν στην προηγούμενη υποπαράγραφο (αναφορικά με το Σχήμα 8.8).



Σχήμα 8.13 Επιτάχυνση από μεσαία ταχύτητα περιστροφής – μεσαίο φορτίο για κάθε καύσιμο.



Σχήμα 8.14 Δυναμοδεικτικό διάγραμμα του 30ού κύκλου λειτουργίας της επιτάχυνσης No. 25 για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα.

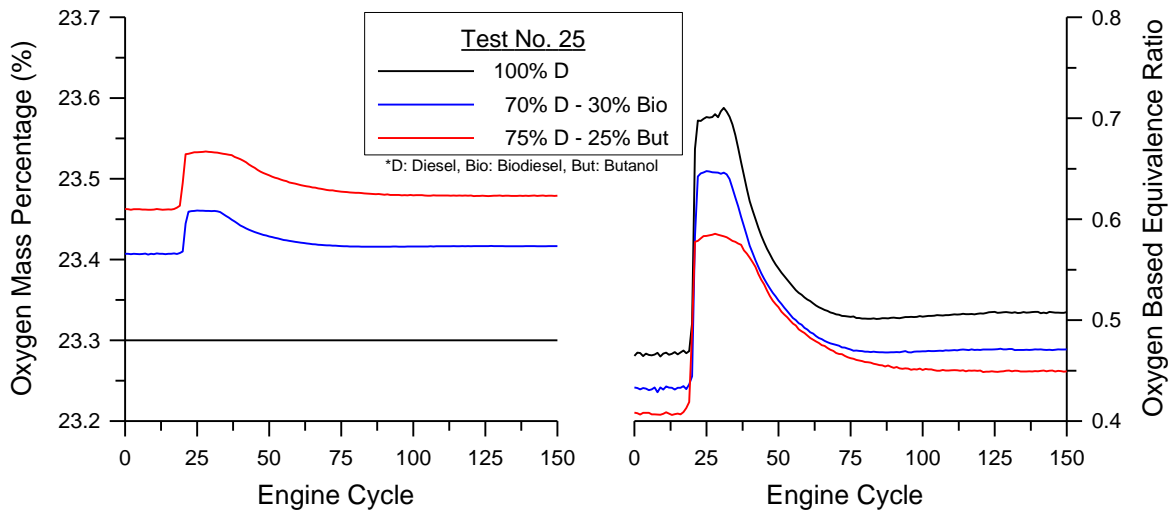
Όμοια με τις προηγούμενες δύο επιταχύνσεις, οι σημαντικότερες διαφορές ανάμεσα στα τρία καύσιμα εντοπίζονται στις εκπομπές του μονοξειδίου του αζώτου (NO) και της αιθάλης. Επιπλέον, παρατηρείται έντονη διαφοροποίηση στις εκπομπές του θορύβου της καύσης για το μίγμα της βουτανόλης σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο και το μίγμα του με βιοντήζελ. Επαληθεύεται και πάλι η αυξητική τάση των εκπομπών NO των μιγμάτων του βιοντήζελ και της βουτανόλης σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο, η οποία είναι πιο έντονη για το πρώτο μίγμα. Επίσης, επιβεβαιώνεται η πτωτική τάση των εκπομπών αιθάλης, η οποία είναι πιο έντονη στο μίγμα πετρελαίου-βουτανόλης. Στον Πίνακα 8.3 δίνεται η ποσοστιαία μεταβολή της αρχικής, μέγιστης και τελικής τιμής των εκπομπών NO και της αιθάλης για τα μίγματα του βιοντήζελ και της βουτανόλης σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο.

Πίνακας 8.3 Ποσοστιαία μεταβολή της αρχικής, μέγιστης και τελικής τιμής των εκπομπών NO και αιθάλης για τα μίγματα του βιοντήζελ και της βουτανόλης σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο.

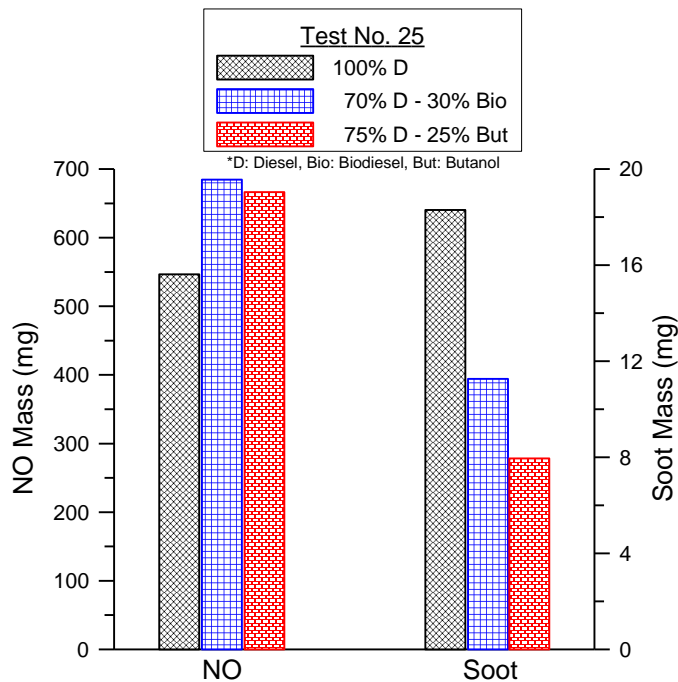
Καύσιμο	Εκπομπές NO			Αδιαφάνεια καπνού		
	Αρχική τιμή	Μέγιστη τιμή	Τελική τιμή	Αρχική τιμή	Μέγιστη τιμή	Τελική τιμή
70% Πετρέλαιο 30% Βιοντήζελ	30%	40%	37%	-37%	-35%	-17%
75% Πετρέλαιο 25% Βουτανόλη	22%	28%	24%	-46%	-56%	-23%

Οι διαφορές είναι έντονες ακόμα και κατά τη μόνιμη λειτουργία του κινητήρα, λόγω του υψηλού φορτίου στη συγκεκριμένη δοκιμή. Σε κάθε περίπτωση, η μεταβολή των εκπομπών NO

ακολουθεί ποιοτικά την ανάπτυξη της μέγιστης πίεσης καύσης. Οι ποσοτικές διαφοροποιήσεις που παρατηρούνται ανάμεσα στα τρία καύσιμα οφείλονται στη συνδυασμένη επίδραση των παραμέτρων που έχουν ήδη αναλυθεί. Βασική είναι η επίδραση του διαθέσιμου οξυγόνου εντός του κυλίνδρου (Σχήμα 8.15, αριστερά), το οποίο ευνοεί τόσο τον εντονότερο σχηματισμό του NO, όσο και την πληρέστερη οξειδωση της αιθάλης, ενώ παράλληλα καθιστά το μίγμα καυσίμου-αέρα συνολικά φτωχότερο (Σχήμα 8.15, δεξιά).



Σχήμα 8.15 Μεταβολή του συνολικού ποσοστού του διαθέσιμου οξυγόνου (αριστερά) και του λόγου ισοδυναμίας οξυγόνου (δεξιά) κατά την επιτάχυνση No. 25 για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα.



Σχήμα 8.16 Συνολικά εκπεμπόμενη μάζα NO και αιθάλης κατά την επιτάχυνση No. 25 για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα.

Αναφορικά με τις αθροιστικές εκπεμπόμενες ποσότητες NO και αιθάλης, οι οποίες παρουσιάζονται στο Σχήμα 8.16, διαπιστώνονται οι ίδιες τάσεις με αυτές των στιγμιαίων εκπομπών. Έτσι, η συνολικά εκπεμπόμενη μάζα NO είναι αυξημένη κατά 25% και 22% για τα μίγματα του πετρελαίου με βιοντήζελ και βουτανόλη, αντίστοιχα, σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο. Ταυτόχρονα, η μείωση της συνολικά εκπεμπόμενης μάζας αιθάλης είναι 38% για το μίγμα του βιοντήζελ και 57% για το μίγμα της βουτανόλης.

Τέλος, ο θόρυβος της καύσης παρουσιάζει διαφορετική τάση για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα. Έτσι, ενώ για το αμιγές πετρέλαιο και το μίγμα του με βιοντήζελ σημειώνεται μία πτωτική πορεία, για το μίγμα της βουτανόλης παρατηρείται αρχικά αυξητική και στη συνέχεια ελαφρώς πτωτική τάση. Οι απόλυτες τιμές του θορύβου της καύσης για το μίγμα της βουτανόλης κυμαίνονται μονίμως σε υψηλότερα επίπεδα σε σχέση με τα άλλα δύο καύσιμα, ενώ η μέγιστη διακύμανση τους δεν ξεπερνάει τα 2 dBA. Αυτό μπορεί άλλωστε να διαπιστωθεί και από την πιο απότομη αύξηση της πίεσης κυλίνδρου μετά την έναυση (Σχήμα 8.14) για το συγκεκριμένο μίγμα, γεγονός που υποδηλώνει εντονότερη καύση προανάμιξης. Για την ερμηνεία της πτωτικής τάσης του θορύβου για το αμιγές πετρέλαιο και το μίγμα του με βιοντήζελ, πρέπει να ληφθεί υπόψη η ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης του συγκεκριμένου κινητήρα, όπου αυξανόμενου του φορτίου μειώνεται η προπορεία έγχυσης. Με αυτόν τον τρόπο, ελαττώνεται ο θόρυβος της καύσης, σύμφωνα με το μηχανισμό που περιγράφηκε αναλυτικά στο Κεφάλαιο 6 και στηρίζεται κατά κύριο λόγο στη μείωση της καθυστέρησης ανάφλεξης [66]. Συγκρίνοντας το αμιγές πετρέλαιο με το μίγμα του βιοντήζελ, παρατηρούνται ελαφρώς υψηλότερες τιμές θορύβου για το δεύτερο καύσιμο, γεγονός που αποδίδεται στη συνδυασμένη επίδραση όλων των παραγόντων που αναλύθηκαν στις προηγούμενες υποπαραγράφους. Ωστόσο, αυτή η τάση δεν είναι ξεκάθαρη καθόλη τη διάρκεια της μεταβολής. Έτσι, ασφαλέστερα συμπεράσματα μπορούν να διατυπωθούν χρησιμοποιώντας μίγματα με υψηλότερη περιεκτικότητα σε βιοντήζελ ή ακόμα και αμιγές βιοντήζελ.

Στην περίπτωση του μίγματος της βουτανόλης, ενώ ο χρονισμός της έγχυσης δε διαφέρει ουσιαστικά σε σχέση με τα άλλα δύο καύσιμα (αφού το φορτίο αυξάνεται στον ίδιο βαθμό, ενώ η απόκλιση στην ταχύτητα περιστροφής είναι μικρή, Σχήμα 8.13), ο πολύ χαμηλός αριθμός κετανίου της φαίνεται ότι έχει την πλέον καθοριστική επίδραση στις εκπομπές θορύβου της καύσης. Επίσης, οποιοσδήποτε άλλος παράγοντας προκαλεί επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης (π.χ. υψηλή θερμότητα ατμοποίησης της βουτανόλης, μεταβατικά φαινόμενα) και εντονότερη καύση προανάμιξης (π.χ. υψηλότερος ρυθμός έγχυσης) συμβάλει στα αυξημένα επίπεδα θορύβου. Πράγματι, η καθυστέρηση ανάφλεξης είναι αυξημένη στο μίγμα της βουτανόλης, όπως διαπιστώνεται από την αργότερη έναυση στο Σχήμα 8.14, γεγονός που οδηγεί σε εντονότερη καύση προανάμιξης και υψηλότερες εκπομπές θορύβου. Έτσι, η αρχική αυξητική τάση των εκπομπών θορύβου για το μίγμα πετρελαίου-βουτανόλης αποδίδεται στη συνδυασμένη επίδραση τόσο των φυσικών ιδιοτήτων της, όσο και των μεταβατικών

φαινομένων (όπως αυτά αναλύθηκαν στο Κεφάλαιο 6). Η ελαφρώς πτωτική τάση που παρατηρείται στη συνέχεια (Σχήμα 8.13) οφείλεται στην επίδραση του χρονισμού έγχυσης (μείωση προπορείας), ο οποίος ωστόσο φαίνεται ότι παίζει δευτερεύοντα ρόλο στις εκπομπές θορύβου της καύσης του συγκεκριμένου καυσίμου.

8.7.2 Θερμή Εκκίνηση

Το δεύτερο είδος μεταβατικής λειτουργίας που δοκιμάστηκε στα πλαίσια της παρούσας διερεύνησης στον κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA με χρήση μιγμάτων πετρελαίου με βιοντήζελ ή βουτανόλη, είναι η εκκίνηση. Συγκεκριμένα, πραγματοποιήθηκε μία θερμή εκκίνηση σε ταχύτητα περιστροφής ίση με 950 rpm και θερμοκρασία του ψυκτικού (μέσου) ίση με 80 °C για κάθε ένα από τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα. Αντίστοιχα, η θερμοκρασία του λιπαντικού (ελαίου) καθώς και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου και της πολλαπλής εξαγωγής ήταν στα επίπεδα που αντιστοιχούν στην πλήρως θερμή κατάσταση του κινητήρα. Σε αυτήν τη φάση επιλέχθηκε να πραγματοποιηθεί αποκλειστικά θερμή εκκίνηση, προς αποφυγή ιδιαίτερης καταπόνησης και δυσκολίας εκκίνησης του κινητήρα σε ψυχρές συνθήκες. Άλλωστε, η έλλειψη έρευνας της εκκίνησης κινητήρων diesel με εναλλακτικά καύσιμα [56] καθιστά τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στη συνέχεια ιδιαίτερα σημαντικά. Ο κινητήρας σβήνεται και επανεκινείται αμέσως, με το πετάλι του γκαζιού σε σταθερή θέση (η οποία αντιστοιχεί στην επιθυμητή ταχύτητα περιστροφής και καθορίζεται πριν το σβήσιμο) και τη μετατόπιση του κανόνα της αντλίας καυσίμου να καθορίζεται αποκλειστικά από το ρυθμιστή στροφών. Το Σχήμα 8.17 παρουσιάζει τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων κατά τη θερμή εκκίνηση No. 26 για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα.

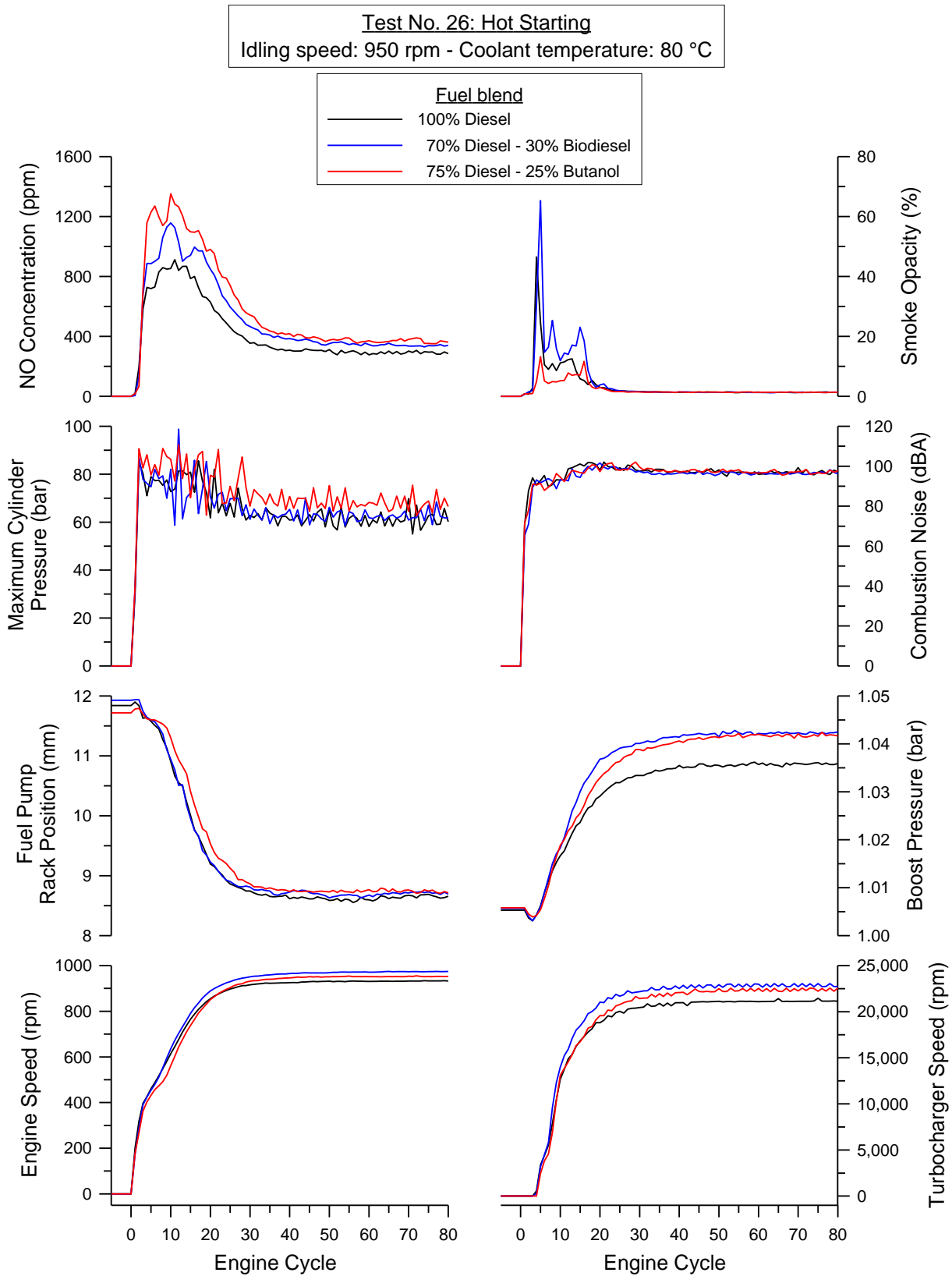
Όπως διαπιστώνεται από τις καμπύλες μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα και της θέσης του κανόνα, η επαναληψιμότητα της δοκιμής είναι ικανοποιητική. Οι ελαφρές διαφοροποιήσεις στη μετατόπιση του κανόνα μεταφράζονται σε αντίστοιχη απόκλιση της ταχύτητας περιστροφής, με τις διαφορές σε κάθε περίπτωση να είναι μικρές. Ανεξαρτήτως του καυσίμου που χρησιμοποιείται, ο κανόνας βρίσκεται αρχικά σε μία μέγιστη θέση και σταδιακά επανέρχεται σε θέσεις μειωμένης παροχής καυσίμου για τη διατήρηση της επιθυμητής ταχύτητας περιστροφής. Μάλιστα, η αρχική θέση του είναι ακριβώς η ίδια με αυτήν στην οποία κατέληξε κατά το προηγούμενο σβήσιμο του κινητήρα, όπως εξηγήθηκε στο Κεφάλαιο 7. Όμοια με οποιαδήποτε εκκίνηση με αμιγές πετρέλαιο (Κεφάλαιο 7), η αρχική απότομη αύξηση της ταχύτητας περιστροφής οφείλεται στην επίδραση του εκκινητή (για τρεις κύκλους λειτουργίας), ανεξάρτητα από οποιαδήποτε άλλη παράμετρο.

Ενδιαφέρον παρουσιάζει η συμπεριφορά του κινητήρα μετά την αποσύμπλεξη του εκκινητή (στον 4ο κύκλο λειτουργίας) στην περίπτωση του μίγματος πετρελαίου-βουτανόλης. Ενώ για το αμιγές πετρέλαιο και το μίγμα του με βιοντήζελ ο ρυθμός επιτάχυνσης από τον

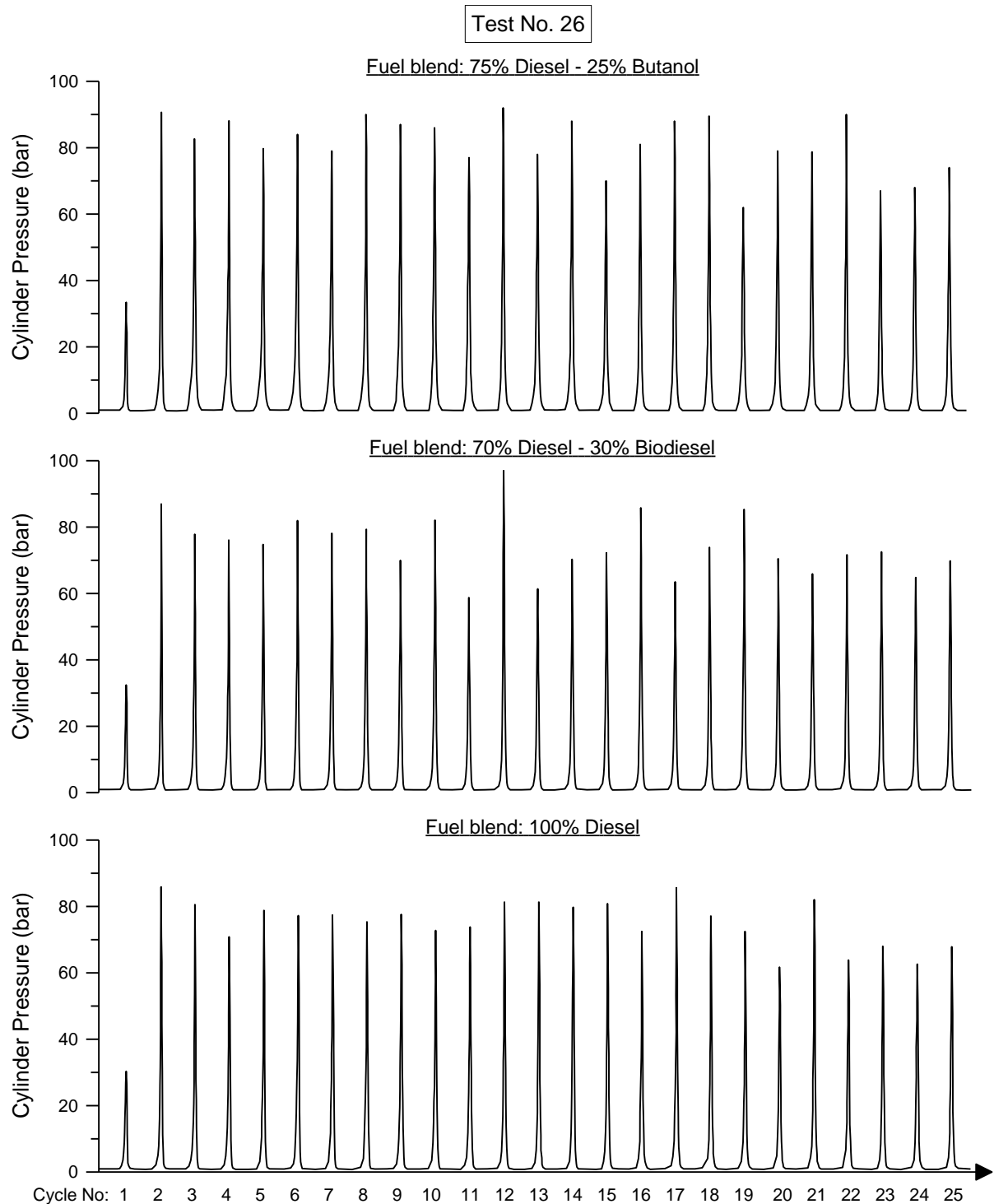
τέταρτο κύκλο και μετά είναι πρακτικά ο ίδιος, για το μίγμα της βουτανόλης παρατηρείται μειωμένος ρυθμός επιτάχυνσης μεταξύ του πέμπτου και του ένατου κύκλου. Έτσι, για την επίτευξη της ίδιας τελικής ταχύτητας περιστροφής (“ρελαντί”), ο κανόνας παραμένει σε θέσεις αυξημένης παροχής καυσίμου για μεγαλύτερο διάστημα, όπως φαίνεται στο Σχήμα 8.17, ενώ η διαφορά θα ήταν εντονότερη στην περίπτωση εκκίνησης σε ψυχρές συνθήκες. Αυτή η παρατήρηση επιβεβαιώνεται από την παρατηρούμενη επιδείνωση της οδικής συμπεριφοράς (ιδιαίτερα της ψυχρής εκκίνησης) ενός οχήματος εξοπλισμένου με κινητήρα diesel ο οποίος λειτουργεί με μίγματα πετρελαίου-βουτανόλης (με έως και 40% κ.ό. περιεκτικότητα σε βουτανόλη) [52]. Η συμπεριφορά αυτή αποδίδεται στη χαμηλότερη θερμογόνο δύναμη της βουτανόλης (Πίνακας 8.1) και στις χαμηλότερες πιέσεις έγχυσης, οφειλόμενες στη μικρότερη πυκνότητα του μίγματός της [26], καθώς και στο μειωμένο βαθμό απόδοσης της καύσης (ή εκμετάλλευσης του καυσίμου) [52].

Αναφορικά με την απόκριση του ζεύγους υπερπλήρωσης, παρόμοια συμπεριφορά παρατηρείται για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα (Σχήμα 8.17). Η (ελαφρώς) υψηλότερη πίεση εισαγωγής για τα μίγματα του βιοντήζελ και της βουτανόλης σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο, οφείλεται στην ελαφρώς υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και του υπερπληρωτή. Επίσης, η αρχική μικρή πτώση της πίεσης εισαγωγής (στους πρώτους τρεις κύκλους λειτουργίας) προκαλείται από τη συνδυασμένη επίδραση του εκκινητή και της υστέρησης του υπερπληρωτή. Όπως αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 7, σε αυτό το διάστημα ο κινητήρας τίθεται σε περιστροφή από τον εκκινητή, ενώ ο υπερπληρωτής δεν έχει αρχίσει ακόμα να περιστρέφεται. Έτσι, αναρροφάται ο αέρας που είναι διαθέσιμος στην πολλαπλή εισαγωγής, προκαλώντας την ίδια υποπίεση ανεξάρτητα από το καύσιμο που χρησιμοποιείται.

Μία ακόμα αξιοσημείωτη διαπίστωση αφορά στο μηχανισμό της καύσης, όπως αυτός αποτυπώνεται στην ανάπτυξη της μέγιστης πίεσης κυλίνδρου, η οποία παρουσιάζεται στο Σχήμα 8.17 για κάθε καύσιμο. Πιο λεπτομερής εξέταση των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων των 25 πρώτων κύκλων λειτουργίας κατά τη θερμή εκκίνηση Νο. 26 δίνεται στο Σχήμα 8.18. Από αυτό το σχήμα φανερώνεται ότι η καύση των μιγμάτων του βιοντήζελ και της βουτανόλης εμφανίζει μεγαλύτερη αστάθεια κατά την εκκίνηση σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο, με το φαινόμενο να είναι πιο έντονο για το πρώτο μίγμα. Η διαφοροποίηση θα ήταν μεγαλύτερη στην περίπτωση ψυχρής εκκίνησης [67]. Ωστόσο, σε καμία περίπτωση δεν παρατηρήθηκε αστοχία έναυσης, πιθανώς λόγω των θερμών συνθηκών εκκίνησης. Στη διάρκεια των 25 πρώτων κύκλων (εξαιρώντας τον πρώτο) η μέση τιμή της μέγιστης πίεσης καύσης είναι 75.3, 74.7 και 81.5 bar, αντίστοιχα, για το αμιγές πετρέλαιο, το μίγμα του βιοντήζελ και το μίγμα της βουτανόλης, ενώ η αντίστοιχη τυπική απόκλιση είναι 6.6, 9.2 και 8.2 bar.



Σχήμα 8.17 Θερμή εκκίνηση για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα.



Σχήμα 8.18 Αστάθεια της καύσης κατά τη θερμή εκκίνηση No. 26 για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα: δυναμοδεικτικά διαγράμματα των πρώτων 25 κύκλων λειτουργίας του κινητήρα.

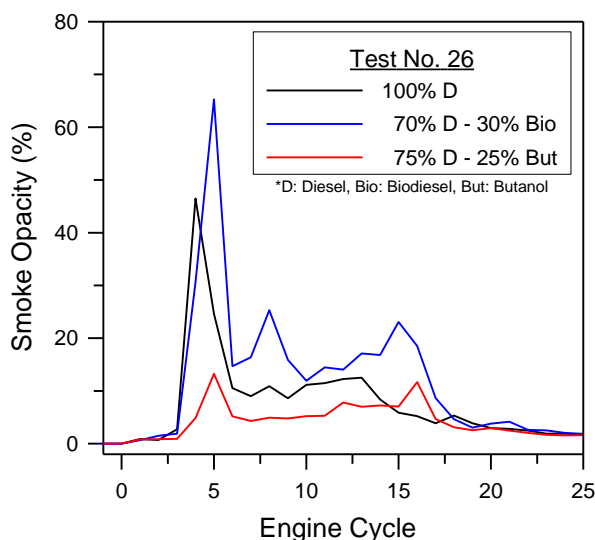
Η αυξημένη τιμή της τυπικής απόκλισης στα μίγματα του βιοντήζελ και της βουτανόλης φανερώνει τη μεγαλύτερη αστάθεια της καύσης σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο, γεγονός που επιβεβαιώνεται για το δεύτερο μίγμα και από πειραματικές μετρήσεις κατά την (ψυχρή και θερμή) εκκίνηση σε όχημα [52]. Όσον αφορά στις υψηλότερες μέγιστες πιέσεις καύσης για το

μίγμα της βουτανόλης, αυτές αποδίδονται στην επιμήκυνση της καθυστέρησης ανάφλεξης εξαιτίας του χαμηλού αριθμού κετανίου της [56]. Αυτή η συμπεριφορά οφείλεται στη διαφορετική διαδικασία έγχυσης και καύσης κάθε καυσίμου. Υπενθυμίζεται ότι το σύστημα του καυσίμου του κινητήρα είναι βελτιστοποιημένο για λειτουργία με αμιγές πετρέλαιο. Έτσι, όπως ήδη αναλύθηκε στις προηγούμενες υποπαραγράφους, οι διαφορετικές φυσικές και χημικές ιδιότητες των συστατικών κάθε μίγματος οδηγούν σε μεταβολή της παροχής καυσίμου, της δυναμικής προπορείας και της πίεσης έγχυσης, του διασκορπισμού της δέσμης του καυσίμου και του ρυθμού ατμοποίησης και ανάμιξης του με τον αέρα, καθώς και της καθυστέρησης ανάφλεξης [33,56]. Όλες αυτές οι παράμετροι εμφανίζουν διαφορετική διακύμανση από κύκλο σε κύκλο για κάθε καύσιμο. Τελικά, ο μηχανισμός της καύσης διαφοροποιείται αναλόγως του καυσίμου, με τα τμήματα της καύσης προανάμιξης και διάχυσης να μεταβάλλονται από κύκλο σε κύκλο. Ταυτόχρονα, η αυξημένη ποσότητα οξυγόνου στα μίγματα του βιοντήζελ και της βουτανόλης προκαλεί διαφορετικές τοπικές τιμές του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα, ευνοώντας ή δυσχεραίνοντας την ανάφλεξη του καυσίμου.

Ειδικά για το βιοντήζελ, η υψηλή κινηματική συνεκτικότητά του δρα αρνητικά στη διάσπαση της δέσμης του καυσίμου σε σταγονίδια, γεγονός που επιβαρύνεται από τις χαμηλές πιέσεις έγχυσης κατά την εκκίνηση (λόγω της χαμηλής ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα). Έτσι, δυσχεραίνεται η ανάμιξή του με τον αέρα, με αποτέλεσμα η καύση του να είναι ατελής σε συνδυασμό με αυξημένες εκπομπές αιθάλης, όπως θα φανεί στη συνέχεια. Με αυτόν τον τρόπο μεταβάλλεται η σύσταση των καυσαερίων και η ποσότητα του καυσίμου που παραμένει εντός του κυλίνδρου σε κάθε κύκλο λειτουργίας, επηρεάζοντας θετικά ή αρνητικά την έναυση και το μηχανισμό της καύσης στον επόμενο [68]. Οι ίδιες παρατηρήσεις ισχύουν και για το μίγμα της βουτανόλης (εφόσον και αυτή έχει υψηλότερη κινηματική συνεκτικότητα από το πετρέλαιο), ενώ σημαντικό ρόλο στο μηχανισμό της καύσης σε αυτήν την περίπτωση παίζει επίσης ο χαμηλός αριθμός κετανίου της, η υψηλή θερμότητα ατμοποίησής της και το χαμηλό σημείο βρασμού της (Πίνακας 8.1) [52]. Ωστόσο, καθώς ο κινητήρας επιταχύνεται και όλες οι λειτουργικές του παράμετροι (θέση κανόνα, χρονισμός έγχυσης, πίεση εισαγωγής) τείνουν προς την τελική σταθερή τιμή τους, η αστάθεια της καύσης περιορίζεται για κάθε καύσιμο. Όπως αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 7, υψηλότερη τελική ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα κατά την άφορτη λειτουργία (“ρελαντί”) θα οδηγούσε σε ακόμα χαμηλότερη αστάθεια της καύσης.

Όπως και στην περίπτωση των επιταχύνσεων, η πιο αξιοσημείωτη διαφοροποίηση ανάμεσα στα τρία εξεταζόμενα καύσιμα εντοπίζεται στις εκπομπές του μονοξειδίου του αζώτου και της αιθάλης, ενώ ο θόρυβος της καύσης παρουσιάζει μικρή μόνο διακύμανση (Σχήμα 8.17). Ωστόσο, σε αντίθεση με τις επιταχύνσεις, διαφορετικές τάσεις παρατηρούνται για τα μίγματα του βιοντήζελ και της βουτανόλης σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο, με σημαντικότερη τη διαφοροποίηση στην αδιαφάνεια καπνού. Αυτό γίνεται ακόμα πιο εμφανές στο Σχήμα 8.19, όπου παρατηρείται ότι το μίγμα του βιοντήζελ αυξάνει τις εκπομπές αιθάλης σε σχέση με το

αμιγές πετρέλαιο, τη στιγμή που σε όλες τις προηγούμενες δοκιμές (επιταχύνσεις) τις μείωνε. Από την άλλη πλευρά, η τάση για το μίγμα της βουτανόλης παραμένει η ίδια, δηλαδή σημαντικός περιορισμός των εκπομπών αιθάλης. Έτσι, παρατηρείται κατά 40% υψηλότερη και κατά 72% μειωμένη μέγιστη αδιαφάνεια καπνού για τα μίγματα του βιοντήζελ και της βουτανόλης, αντίστοιχα. Επιπλέον, σε αξιόλογο βαθμό διαφέρει και η διάρκεια υψηλών εκπομπών αιθάλης, αφού τιμή της αδιαφάνειας 10% ξεπερνιέται για 9, 13 και 2 (ή 1.8, 2.4 και 0.5 s) κύκλους λειτουργίας για το αμιγές πετρέλαιο και τα μίγματά του με βιοντήζελ και βουτανόλη, αντίστοιχα. Σημειώνεται ότι η διαδικασία καθαρισμού της εξάτμισης από τις σωματιδιακές επικαθήσεις, η οποία ακολουθήθηκε πριν από κάθε εκκίνηση, διασφαλίζει ότι οι παρατηρούμενες εκπομπές αιθάλης οφείλονται αποκλειστικά στην παραγωγή κατά την εκκίνηση και δεν περιέχουν σωματιδιακές επικαθήσεις από την προηγούμενη λειτουργία του κινητήρα, γεγονός που θα οδηγούσε σε λανθασμένα συμπεράσματα [56,57].



Σχήμα 8.19 Μεταβολή της αδιαφάνειας καπνού κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους της θερμής εκκίνησης No. 26 για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα.

Παρόλο που το περιεχόμενο στο βιοντήζελ οξυγόνο έχει αναγνωριστεί ως η βασική παράμετρος μείωσης των εκπομπών αιθάλης στη μόνιμη λειτουργία [7,14] ή κατά την επιτάχυνση του κινητήρα [2,44], η υψηλή κινηματική συνεκτικότητά του παίζει τον καθοριστικό ρόλο κατά την εκκίνηση [44,56]. Έτσι, σε συνδυασμό με τις χαμηλές πιέσεις έγχυσης, ο ρυθμός διάσπασης της δέσμης και ατμοποίησης των σταγονιδίων καυσίμου μειώνεται, δυσχεραίνοντας την ανάμιξη με τον αέρα και εντείνοντας την ετερογένεια του συνολικού μίγματος. Ως τελικό αποτέλεσμα, οι εκπομπές αιθάλης αυξάνονται, ενώ αρνητικά επηρεάζεται και η σταθερότητα της καύσης [56], όπως ήδη αναλύθηκε. Τα φαινόμενα είναι ακόμα πιο έντονα όσο αυξάνεται το ποσοστό του βιοντήζελ στο καύσιμο μίγμα ή κατά την εκκίνηση σε ψυχρές συνθήκες [44]. Ειδικά στην τελευταία περίπτωση, εκτός από τη συνεκτικότητα, το υψηλότερο σημείο βρασμού

του βιοντήζελ σε σχέση με το πετρέλαιο καθιστά δυσκολότερη την ατμοποίηση του καυσίμου, επιβαρύνοντας ακόμα περισσότερο τις εκπομπές αιθάλης [33].

Όσον αφορά στο μίγμα πετρελαίου-βουτανόλης, η σημαντική μείωση της αδιαφάνειας καπνού κατά την εκκίνηση No. 26 (Σχήμα 8.19) οφείλεται στην επίδραση της υψηλής πτητικότητάς της (Πίνακας 8.1), καθώς και στο περιεχόμενο οξυγόνο. Ο πρώτος παράγοντας ευνοεί την ταχεία διάσπαση της δέσμης και την ατμοποίησή των σταγονιδίων του καυσίμου, ενώ ο δεύτερος καθιστά συνολικά το μίγμα καυσίμου-αέρα φτωχότερο, περιορίζοντας την ετερογένειά του [56]. Η τελευταία παράμετρος έχει χαρακτηριστεί ως η πλέον καθοριστική από την έως τώρα έρευνα σχετικά με την καύση οξυγονούχων καυσίμων σε κινητήρες diesel [69]. Παρόλη τη μικρή συνεισφορά του καυσίμου σε οξυγόνο (σε σχέση με τον αέρα), η παρουσία του τελευταίου σε εντοπισμένες περιοχές και χρονικές στιγμές (δηλαδή κατά την υστέρηση του υπερπληρωτή) όπου υφίσταται σχετική έλλειψη αέρα, καθιστά αυτή τη συνεισφορά ιδιαίτερα σημαντική για το μηχανισμό της καύσης και το σχηματισμό των ρύπων [56]. Παρόμοια συμπεράσματα έχουν προκύψει και για μίγματα πετρελαίου-βιοαιθανόλης [54]. Ωστόσο, όπως και στην περίπτωση της βουτανόλης, η προσθήκη αιθανόλης στο πετρέλαιο δυσχεραίνει την εκκίνηση του κινητήρα [54].

Αναφορικά με τις εκπομπές NO, η τάση παραμένει ποιοτικά η ίδια με αυτή των επιταχύνσεων, δηλαδή τα μίγματα του βιοντήζελ και της βουτανόλης παρουσιάζουν υψηλότερη συγκέντρωση NO στα καυσαέρια σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο. Συγκεκριμένα, η μέγιστη τιμή των εκπομπών NO είναι κατά 27% και 48% αυξημένη στα μίγματα του βιοντήζελ και της βουτανόλης, αντίστοιχα. Από αυτές τις τιμές διαπιστώνεται η ποσοτική διαφοροποίηση σε σύγκριση με τις προηγούμενες δοκιμές, κατά τις οποίες η μέγιστη απόκλιση των εκπομπών NO εμφανιζόταν για το μίγμα του βιοντήζελ. Ο μηχανισμός παραγωγής του NO παραμένει ο ίδιος με αυτόν που περιγράφηκε αναλυτικά στις προηγούμενες υποπαραγράφους, και λαμβάνει υπόψη όλες τις παραμέτρους που επηρεάζουν τους δύο καθοριστικούς παράγοντες σχηματισμού του NO εντός του κυλίνδρου (θερμοκρασία και διαθεσιμότητα οξυγόνου). Έτσι, βασική επίδραση έχει το αυξημένο ποσοστό οξυγόνου στην περίπτωση των μιγμάτων του βιοντήζελ και της βουτανόλης (στη δεύτερη περίπτωση είναι υψηλότερο), το οποίο οδηγεί στο σχηματισμό περισσότερων περιοχών κοντά στη στοιχειομετρία [2]. Ωστόσο, οι υψηλότερες εκπομπές NO στην περίπτωση της βουτανόλης σε σχέση με το βιοντήζελ μπορούν να αποδοθούν στην καλύτερη ανάμιξη της πρώτης (γεγονός που συμβάλει στον περιορισμό των εκπομπών αιθάλης όπως περιγράφηκε πριν) και την πληρέστερη οξειδωσή της, με αποτέλεσμα την ανάπτυξη τοπικά υψηλότερων θερμοκρασιών. Με αυτόν τον τρόπο, η ατελής καύση του βιοντήζελ συμβάλει στην εντονότερη αστάθεια που παρατηρείται στο Σχήμα 8.18 κατά τους πρώτους κύκλους λειτουργίας της εκκίνησης No. 26. Σημειώνεται ότι η συνολικά εκπεμπόμενη μάζα του μονοξειδίου του αζώτου και της αιθάλης, καθώς και το συνολικό ποσοστό του διαθέσιμου οξυγόνου εντός του κυλίνδρου και ο αντίστοιχος λόγος ισοδυναμίας δεν μπορούν

να υπολογιστούν κατά την εκκίνηση, λόγω έλλειψης στοιχείων για τη λειτουργία της αντλίας καυσίμου σε ταχύτητα περιστροφής μικρότερη από 1000 rpm (Κεφάλαιο 2).

Τέλος, η διαφοροποίηση των εκπομπών θορύβου της καύσης για τα τρία εξεταζόμενα καύσιμα κατά την εκκίνηση No. 26 είναι περιορισμένη, όπως παρατηρείται στο Σχήμα 8.17. Αποκλίσεις εμφανίζονται μόνο κατά το πρώτο στάδιο της εκκίνησης, δηλαδή έως τον 20ό κύκλο λειτουργίας, χωρίς όμως σαφή τάση για τα μίγματα του βιοντήζελ και της βουτανόλης σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο. Έτσι, φαίνεται ότι το καύσιμο δεν επηρεάζει ιδιαίτερα τις εκπομπές θορύβου λόγω καύσης κατά τη θερμή εκκίνηση ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel. Αυτή η διαπίστωση είναι ιδιαίτερα σημαντική για την περίπτωση της βουτανόλης, όπου αναμένονταν υψηλότερα επίπεδα θορύβου λόγω της μεγαλύτερης καθυστέρησης ανάφλεξης. Ωστόσο, αποδεικνύεται ότι κατά την εκκίνηση σε θερμές συνθήκες η ενυπάρχουσα αστάθεια της καύσης (Σχήμα 8.18) σε συνδυασμό με τη χαμηλή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα έχουν την πιο καθοριστική επίδραση στις εκπομπές θορύβου της καύσης [56]. Στην πρώτη παράμετρο οφείλεται η μη σαφής τάση ανάμεσα στα τρία εξεταζόμενα καύσιμα, ενώ η δεύτερη επιφέρει χαμηλούς συνολικούς ρυθμούς αύξησης της πίεσης κυλίνδρου κατά την εκκίνηση.

Η συνολική ανάλυση της εκκίνησης No. 26 ανέδειξε τις σημαντικές επιδράσεις του βιοντήζελ και της βουτανόλης στο μηχανισμό της καύσης και στο σχηματισμό του NO και της αιθάλης. Απέδειξε τη σημαντικότητα της μελέτης της θερμής εκκίνησης με εναλλακτικά καύσιμα και παρόλο που η έρευνα επικεντρώνεται κατά κύριο λόγο στην εκκίνηση σε ψυχρές συνθήκες (όπου οι διαφοροποιήσεις αναμένεται να είναι μεγαλύτερες), η θερμή εκκίνηση δε θα πρέπει να παραβλέπεται, ειδικά όταν πρόκειται για εφαρμογές οχημάτων.

8.8 Σύνοψη – Συμπεράσματα

Στα πλαίσια του παρόντος κεφαλαίου πραγματοποιήθηκε η διερεύνηση της επίδρασης του τύπου του καυσίμου στη λειτουργική συμπεριφορά και τις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης κατά τη μεταβατική λειτουργία ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel. Τα καύσιμα που χρησιμοποιήθηκαν ήταν αμιγές πετρέλαιο και μίγματά του με βιοντίζελ (30% κ.ό.) και βουτανόλη (25 κ.ό.). Η διερεύνηση αφορούσε αρχικά στην επιτάχυνση του κινητήρα, εφόσον αυτός προορίζεται για εφαρμογές σε οχήματα, ενώ στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε και μία θερμή εκκίνηση. Η παρουσίαση και ανάλυση των αποτελεσμάτων επικεντρώθηκε στην επίδραση των ιδιοτήτων των καυσίμων στο μηχανισμό της καύσης και στο σχηματισμό των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης. Επιγραμματικά, τα κυριότερα συμπεράσματα που προέκυψαν από τη διερεύνηση του παρόντος κεφαλαίου για τα δεδομένα καύσιμα είναι τα εξής:

- Η μεταβατική απόκριση του κινητήρα και του υπερπληρωτή κατά την επιτάχυνση δεν επηρεάζεται ιδιαίτερα από τον τύπο του καυσίμου.
- Οι φυσικές ιδιότητες των διαφόρων καυσίμων έχουν σημαντική επίδραση στη διαδικασία της έγχυσης (δυναμική προπορεία και πίεση έγχυσης, παροχή μάζας καυσίμου) και στο μηχανισμό της καύσης (καθυστέρηση ανάφλεξης), με αποτέλεσμα να επηρεάζονται ανάλογα και οι εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης.
- Το περιεχόμενο στο καύσιμο (βιοντίζελ, βουτανόλη) οξυγόνο παίζει σημαντικό ρόλο στο σχηματισμό του NO και της αιθάλης εντός του κυλίνδρου.
- Και τα δύο μίγματα που χρησιμοποιήθηκαν προκαλούν αύξηση των εκπομπών NO και μείωση των εκπομπών αιθάλης κατά την επιτάχυνση. Η αύξηση των εκπομπών NO είναι μεγαλύτερη για το μίγμα του βιοντίζελ, ενώ η μείωση της αδιαφάνειας καπνού είναι μεγαλύτερη για το μίγμα της βουτανόλης. Οι ίδιες τάσεις ακολουθούνται και στις συνολικά εκπεμπόμενες μάζες NO και αιθάλης.
- Η προσθήκη βουτανόλης στο πετρέλαιο αυξάνει το θόρυβο της καύσης κατά την επιτάχυνση, ιδιαίτερα σε υψηλά φορτία. Αντίθετα, το μίγμα του βιοντίζελ εμφανίζει μικρή απόκλιση από το αμιγές πετρέλαιο ως προς τις εκπομπές θορύβου της καύσης, χωρίς κάποια σαφή τάση.
- Η ικανότητα εκκίνησης του κινητήρα υποβιβάζεται με τη χρήση των συγκεκριμένων καυσίμων και ιδιαίτερα για το μίγμα της βουτανόλης.
- Αυξημένη αστάθεια της καύσης παρατηρείται κατά την εκκίνηση του κινητήρα με το μίγμα του βιοντίζελ και της βουτανόλης, σε σχέση με το αμιγές πετρέλαιο. Το φαινόμενο είναι εντονότερο για το πρώτο μίγμα.
- Αυξημένες εκπομπές NO και αιθάλης παρατηρούνται κατά την εκκίνηση του κινητήρα με το μίγμα του βιοντίζελ. Αντίθετα, το μίγμα της βουτανόλης περιορίζει σημαντικά την αδιαφάνεια καπνού, όμως αυξάνει σε μεγαλύτερο βαθμό τις εκπομπές NO.

- Η επίδραση του τύπου του καυσίμου στις εκπομπές θορύβου της καύσης κατά την εκκίνηση ήταν πολύ μικρή.

Συνοψίζοντας, σημειώνεται ότι τα προαναφερθέντα συμπεράσματα προέκυψαν από την πειραματική διερεύνηση της επίδρασης των δεδομένων καυσίμων κατά την επιτάχυνση και τη θερμή εκκίνηση ενός συγκεκριμένου υπερπληρωμένου κινητήρα diesel, τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά του οποίου καθορίζουν τα αποτελέσματα. Διαφορετική συμπεριφορά είναι πιθανό να παρατηρηθεί σε άλλους κινητήρες εξοπλισμένους με διαφορετικά υποσυστήματα, όπως για παράδειγμα διάταξη ανακυκλοφορίας καυσαερίων και σύστημα έγχυσης κοινού οχετού (common rail). Ωστόσο, οι θεμελιώδεις αρχές και μηχανισμοί που αναλύθηκαν στο παρόν κεφάλαιο δεν αλλάζουν.

8.9 Ορολογία και Συμβολισμοί

Λατινικά

AF	λόγος αέρα-καυσίμου (-)
m	μάζα (kg)
V	όγκος (m ³)
x	κατ' όγκο περιεκτικότητα (-)
y	κατά βάρος (ή κατά μάζα) περιεκτικότητα (-)

Ελληνικά

ρ	πυκνότητα (kg/m ³)
Φ	λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα (-)
Φ_{O_2}	λόγος ισοδυναμίας οξυγόνου (-)

Δείκτες

air	αέρας
Bf	βιοκαύσιμο (biofuel)
Bio	βιοντίζελ (biodiesel)
But	βουτανόλη (butanol)
c	μέρος του μίγματος πετρελαίου-βιοκαυσίμου που μπορεί να καεί
D	πετρέλαιο (diesel)
fuel	καύσιμο
mix	μίγμα (mixture)
st	στοιχειομετρικό
tot	συνολικό

Συντομογραφίες

κ.β.	κατά βάρος
κ.ό.	κατ' όγκο
CO	μονοξείδιο του άνθρακα
dBA	decibel μετά από στάθμιση A (φίλτρο τύπου A)
HC	υδρογονάνθρακες
NO	μονοξείδιο του αζώτου
NO _x	οξειδία του αζώτου

8.10 Βιβλιογραφία

1. Ρακόπουλος Δ.Κ., Καύση και Εκπομπή Ρύπων Υγρών Βιοκαυσίμων σε Κινητήρες Diesel, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2007.
2. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., Rakopoulos D.C., 'Investigating the Emissions during Acceleration of a Turbocharged Diesel Engine Operating with Bio-Diesel or n-Butanol Diesel Fuel Blends', *Energy*, Vol. 35, pp. 5173-5184, 2010.
3. Demirbas A., 'Progress and Recent Trends in Biofuels', *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 33, pp. 1-18, 2007.
4. Hansen A.C., Kyritsis D.C., Lee C.F., 'Characteristics of Biofuels and Renewable Fuel Standards', In: Vertes A.A., Blaschek H.P., Yukawa H., Qureshi N., editors. Biomass to Biofuels – Strategies for Global Industries, Wiley, New York, 2009.
5. Koerbitz W., 'Biodiesel Production in Europe and North America, An Encouraging Prospect', *Renewable Energy*, Vol. 16, pp. 1078-1083, 1999.
6. Lin L., Cunshan Z., Vittayapadung S., Xiangqian S., Mingdong D., 'Opportunities and Challenges for Biodiesel Fuel', *Applied Energy*, Vol. 88, pp. 1020-1031, 2011.
7. Rakopoulos C.D., Antonopoulos K.A., Rakopoulos D.C., Hountalas D.T., Giakoumis E.G., 'Comparative Performance and Emissions Study of a Direct Injection Diesel Engine Using Blends of Diesel Fuel with Vegetable Oils or Bio-Diesel of Various Origins', *Energy Conversion and Management*, Vol. 47, pp. 3272-3287, 2006.
8. Demirbas A., 'Biodiesel Fuels from Vegetable Oils via Catalytic and Non-Catalytic Supercritical Alcohol Transesterifications and Other Methods: A Survey', *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, pp. 2093-2109, 2003.
9. Demirbas A., 'Biodiesel from Vegetable Oils via Transesterification in Supercritical Methanol', *Energy Conversion and Management*, Vol. 43, pp. 2349-2356, 2002.
10. Babu A.K., Devaradjane G.. 'Vegetable Oils and their Derivatives as Fuels for CI Engines: An Overview', SAE Paper No. 2003-01-0767, 2003.
11. Monyem A., Van Gerpen J.H., 'The Effect of Biodiesel Oxidation on Engine Performance and Emissions', *Biomass and Bioenergy*, Vol. 4, pp. 317-325, 2001.
12. May C.W., Liang Y.C., Foon C.S., Ngan M.A., Hook C.C., Basiron Y., 'Key Fuel Properties of Palm Oil Alkyl Esters', *Fuel*, Vol. 84, pp. 1717-1720, 2005.
13. Rakopoulos C.D., Rakopoulos D.C., Hountalas D.T., Giakoumis E.G., Andritsakis E.C., 'Performance and Emissions of Bus Engine Using Blends of Diesel Fuel with Bio-Diesel of Sunflower or Cottonseed Oils Derived from Greek Feedstock', *Fuel*, Vol. 87, pp. 147-157, 2008.
14. Anand K., Sharma R.P., Mehta P.S., 'Experimental Investigations on Combustion, Performance, and Emissions Characteristics of a Neat Biodiesel-Fuelled, Turbocharged

- Direct Injection Diesel Engine', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 224, pp. 661-679, 2010.
15. Tsolakis A., Megaritis A., Wyszynski M.L., Theinnoi K., 'Engine Performance and Emissions of a Diesel Engine Operating on Diesel-RME (rapeseed methyl ester) Blends with EGR (exhaust gas recirculation)', Energy, Vol. 32, pp. 2072-2080, 2007.
 16. Ferreira S.L., Dos Santos A.M., De Souza G.R., Polito W.L., 'Analysis of the Emissions of Volatile Organic Compounds from the Compression Ignition Engine Fueled by Diesel-Biodiesel Blend and Diesel Oil Using Gas Chromatography', Energy, Vol. 33, pp. 1801-1806, 2008.
 17. Cheng C.H., Cheung C.S., Chan T.L., Lee S.C., Yao C.D., Tsang K.S., 'Comparison of Emissions of a Direct Injection Diesel Engine Operating on Biodiesel with Emulsified and Fumigated Methanol', Fuel, Vol. 87, pp. 1870-1879, 2008.
 18. Hansen A.C., Zhang Q., Lyne P.W.L., 'Ethanol-Diesel Fuel Blends – A Review', Bioresource Technology, Vol. 96, pp. 277-285, 2005.
 19. Corkwell K.C., Jackson M.M., Daly D.T., 'Review of Exhaust Emissions of Compression Ignition Engines Operating on E Diesel Fuel Blends', SAE Paper No. 2003-01-3283, 2003.
 20. Rakopoulos C.D., Antonopoulos K.A., Rakopoulos D.C., 'Experimental Heat Release Analysis and Emissions of a HSDI Diesel Engine Fueled with Ethanol-Diesel Fuel Blends', Energy, Vol. 32, pp. 1791-1808, 2007.
 21. Kumar M., Gayen K., 'Developments in Biobutanol Production: New Insight', Applied Energy, Vol. 88, pp. 1999-2012, 2011.
 22. Rakopoulos D.C., Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Dimaratos A.M., Kyritsis D.C., 'Effects of Butanol-Diesel Fuel Blends on the Performance and Emissions of a High-Speed DI Diesel Engine', Energy Conversion and Management, Vol. 51, pp. 1989-1997, 2010.
 23. Chotwichien A., Luengnaruemitchai A., Jai-In S., 'Utilization of Palm Oil Alkyl Esters as an Additive in Ethanol-Diesel and Butanol-Diesel Blends', Fuel, Vol. 88, pp. 1618-1624, 2009.
 24. Rakopoulos D.C., Rakopoulos C.D., Hountalas D.T., Kakaras E.C., Giakoumis E.G., Papagiannakis R.G., 'Investigation of the Performance and Emissions of Bus Engine Operating on Butanol/Diesel Fuel Blends', Fuel, Vol. 89, pp. 2781-2790, 2010.
 25. Karabektas M., Hosoz M., 'Performance and Emission Characteristics of a Diesel Engine Using Isobutanol-Diesel Fuel Blends', Renewable Energy, Vol. 34, pp. 1554-1559, 2009.
 26. Rakopoulos D.C., Rakopoulos C.D., Papagiannakis R.G., Kyritsis D.C., 'Combustion Heat Release Analysis of Ethanol or n-Butanol Diesel Fuel Blends in Heavy-Duty DI Diesel Engine', Fuel, Vol. 90, pp. 1855-1867, 2011.

27. Pucher H., Sperling E., 'N-Butanol-Diesel-Gemisch als Alternativ-Kraftstoff für den Dieselmotor', *Erdoel und Kohle, Erdgas, Petrochemie Vereinigt mit Brennstoff-Chemie*, Vol. 39, pp. 353-356, 1986 (in German).
28. Zoldy M., Hollo A., Thernesz A., 'Butanol as a Diesel Extender Option for Internal Combustion Engines', SAE Paper No. 2010-01-0481, 2010.
29. Jayaram V., Agrawal H., Welch W.A., Miller J.W., Cocker III D.R., 'Real-Time Gaseous, PM and Ultrafine Particle Emissions from a Modern Marine Engine Operating on Biodiesel', *Environmental Science and Technology*, Vol. 45, pp. 2286-2292, 2011.
30. Rakopoulos C.D., Rakopoulos D.C., Giakoumis E.G., Dimaratos A.M., 'Investigation of the Combustion of Neat Cottonseed Oil or its Neat Bio-Diesel in a HSDI Diesel Engine by Experimental Heat Release and Statistical Analyses', *Fuel*, Vol. 89, pp. 3814-3826, 2010.
31. Saravanan S., Nagarajan G., Lakshmi Narayana Rao G., Sampath S., 'Combustion Characteristics of a Stationary Diesel Engine Fuelled with a Blend of Crude Rice Bran Oil Methyl Ester and Diesel', *Energy*, Vol. 35, pp. 94-100, 2010.
32. Heywood J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988.
33. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Diesel Engine Transient Operation, Springer, London, 2009.
34. Glancey J., Chirnside A., Hummel J., Nobles S., Chanpimol S., Raval A., 'Measurement of Transient Smoke Emissions Characteristics from E-Diesel and Soy-Diesel Fuel Blends in Two Commercial Engines', 2007 ASABE Annual Meeting, Paper No. 076093.
35. Yuan C.S., Lin Y.C., Tsai C.H., Wu C.C., Lin Y.S., 'Reducing Carbonyl Emissions from a Heavy-Duty Diesel Engine at US Transient Cycle Test by Use of Paraffinic/Biodiesel Blends', *Atmospheric Environment*, Vol. 43, pp. 6175-6181, 2009.
36. Durbin T.D., Cocker III D.R., Sawant A.A., Johnson K., Miller J.W., Holden B.B., Helgeson N.L., Jack J.A., 'Regulated Emissions from Biodiesel Fuels from On/Off-Road Applications', *Atmospheric Environment*, Vol. 41, pp. 5647-5658, 2007.
37. Karavalakis G., Tzirakis E., Zannikos F., Stournas S., Bakeas E., Arapaki N., Spanos A., 'Diesel/Soy Methyl Ester Blends Emissions Profile from a Passenger Vehicle Operated on the European and the Athens Driving Cycles', SAE Paper No. 2007-01-4043, 2007.
38. Graboski M.S., Ross J.D., McCormick R.L., 'Transient Emissions from No. 2 Diesel and Biodiesel Blends in a DDC Series 60 Engine', SAE Paper No. 961166, 1996.
39. Starr M.E., 'Influence on Transient Emissions at Various Injection Timings, Using Cetane Improvers, Bio-Diesel, and Low Aromatic Fuels', SAE Paper No. 972904, 1997.
40. Sharp C.A., Howell S.A., Jobe J., 'The Effect of Biodiesel Fuels on Transient Emissions from Modern Diesel Engines, Part I Regulated Emissions and Performance', SAE Paper No. 2000-01-1967, 2000.

41. Sharp C.A., Howell S.A., Jobe J., 'The Effect of Biodiesel Fuels on Transient Emissions from Modern Diesel Engines, Part II Unregulated Emissions and Chemical Characterization', SAE Paper No. 2000-01-1968, 2000.
42. Fontaras G., Karavalakis G., Kousoulidou M., Tzamkiozis T., Ntziachristos L., Bakeas E., Stournas S., Samaras Z., 'Effects of Biodiesel on Passenger Car Fuel Consumption, Regulated and Non-Regulated Pollutant Emissions over Legislated and Real-World Driving Cycles', Fuel, Vol. 88, pp. 1608-1617, 2009.
43. Fontaras G., Kousoulidou M., Karavalakis G., Tzamkiozis T., Pistikopoulos P., Ntziachristos L., Bakeas E., Stournas S., Samaras Z., 'Effects of Low Concentration Biodiesel Blend Application on Modern Passenger Cars. Part 1: Feedstock Impact on Regulated Pollutants, Fuel Consumption and Particle Emissions', Environmental Pollution, Vol. 158, pp. 1451-1460, 2010.
44. Armas O., Hernández J.J., Cárdenas M.D., 'Reduction of Diesel Smoke Opacity from Vegetable Oil Methyl Esters during Transient Operation', Fuel, Vol. 85, pp. 2427-2438, 2006.
45. Wang W.G., Lyons D.W., Clark N.N., Gautam M., Norton P.M., 'Emissions from Nine Heavy Trucks Fueled by Diesel and Biodiesel Blend without Engine Modification', Environmental Science and Technology, Vol. 34, pp. 933-939, 2000.
46. Luján J.M., Bemúdez V., Tormos B., Pla B., 'Comparative Analysis of a DI Diesel Engine Fuelled with Biodiesel Blends during the European MVEG-A Cycle: Performance and Emissions (II)', Biomass and Bioenergy, Vol. 33, pp. 948-956, 2009.
47. DieselNet, Ecopoint Inc., Standards, Emission Test Cycles, ECE15 + EUDC / NEDC, 2000, http://www.dieselnet.com/standards/cycles/ece_eudc.html.
48. Huang J., Wang Y., Li S., Roskilly A.P., Yu H., Li H., 'Experimental Investigation on the Performance and Emissions of a Diesel Engine Fuelled with Ethanol-Diesel Blends', Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 2484-2490, 2009.
49. Yoshimoto Y., Onodera M., Tamaki H., 'Performance and Emission Characteristics of Diesel Engines Fueled by Vegetable Oils', SAE Paper No. 2001-01-1807, 2001.
50. Yoshimoto Y., Onodera M., 'Performance of a Diesel Engines Fueled by Rapeseed Oil Blended with Oxygenated Organic Compounds', SAE Paper No. 2002-01-2854, 2002.
51. Clark N.N., Atkinson C.M., Thompson G.J., Nine R.D., 'Transient Emissions Comparisons of Alternative Compression Ignition Fuels', SAE Paper No. 1999-01-1117, 1999.
52. Miers S.A., Carlson R.W., McConnell S.S., Ng H.K., Wallner T., Esper J.L., 'Drive Cycle Analysis of Butanol/Diesel Blends in a Light-Duty Vehicle', SAE Paper No. 2008-01-2381, 2008.
53. Protection of the Environment, 40 CFR 86, United States Printing Office, Washington, DC, 1994.

54. Armas O., Cardenas M.D., Mata C., 'Smoke Opacity and NO_x Emissions from a Bioethanol-Diesel Blend during Engine Transient Operation', SAE Paper No. 2007-24-0131, 2007.
55. Papayannakos N., Rakopoulos C.D., Kyritsis S., Lappas A., Chatzigakis A., Chlivinos G., Liakopoulos I., Siragakis G., 'Pilot Production and Testing of Bio-diesel Produced from Greek Feedstocks', In: C. Frangopoulos, C. Rakopoulos, G. Tsatsaronis, editors. Proceedings of the 19th International Conference 'ECOS 2006', Crete, Greece, July 12-14, 2006, Vol. 3, pp. 1489-1497.
56. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., Rakopoulos D.C., 'Study of Turbocharged Diesel Engine Operation, Pollutant Emissions and Combustion Noise Radiation during Starting with Bio-Diesel or n-Butanol Diesel Fuel Blends', Applied Energy, doi:10.1016/j.apenegy.2011.03.051, 2011.
57. Andrews G.E., Clarke A.G., Rojas N.Y., Sale T., Gregory D., 'The Transient Storage and Blow-out of Diesel Particulate in Practical Exhaust Systems', SAE Paper No. 2001-01-0204, 2001.
58. Brakora J.L., Reitz R.D., 'Investigation of NO_x Predictions from Biodiesel-Fueled HCCI Engine Simulations Using a Reduced Kinetic Mechanism', SAE Paper No. 2010-01-0577, 2010.
59. Boehman A.L., Morris D., Szybist J., 'The Impact of the Bulk Modulus of Diesel Fuels on Fuel Injection Timing', Energy and Fuels, Vol. 18, pp. 1877-1882, 2004.
60. Ban-Weiss G.A., Chen J.Y., Buchholz B.A., Dibble R.W., 'A Numerical Investigation into the Anomalous Slight NO_x Increase when Burning Biodiesel; A New (Old) Theory', Fuel Processing Technology, Vol. 88, pp. 659-667, 2007.
61. McCormick R.L., Alvarez J.R., Graboski M.S., NO_x Solutions for Biodiesel, NREL Final Report, SR-510-31465, 2003.
62. Graboski M.S., McCormick R.L., Alleman T.L., Herring A.M., The Effect of Biodiesel Composition on Engine Emissions from a DDC Series 60 Diesel Engine, NREL Final Report, SR-510-31461, 2003.
63. Sendzikiene E., Makareviciene V., Janulis P., 'Influence of Fuel Oxygen Content on Diesel Engine Exhaust Emissions', Renewable Energy, Vol. 31, pp. 2505-2512, 2006.
64. Stone R., Introduction to Internal Combustion Engines, 3rd Edition, Macmillan Press, London, 1999.
65. Strahle W.C., Handley J.C., Varma M.S., 'Cetane Rating and Load Effects on Combustion Noise in Diesel Engines', Combustion Science and Technology, Vol. 17, pp. 51-61, 1977.

66. Torregrosa A.J., Broatch A., Novella R., Mónico L.F., 'Suitability Analysis of Advanced Diesel Combustion Concepts for Emissions and Noise Control', Energy, Vol. 36, pp. 825-838, 2011.
67. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., 'Investigation of Turbocharged Diesel Engine Operation, Exhaust Emissions and Combustion Noise Radiation during Starting under Cold, Warm and Hot Conditions', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, doi: 10.1177/0954407011400155, 2011.
68. Ayoub N.S., Reitz R.D., 'Multidimensional Modeling of Fuel Composition Effects on Combustion and Cold-Starting in Diesel Engines', SAE Paper No. 952425, 1995.
69. Miyamoto N., Ogawa H., Nabi M.N., 'Approaches to Extremely Low Emissions and Efficient Diesel Combustion with Oxygenated Fuels', International Journal of Engine Research, Vol. 1, pp. 71-95, 2000.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 9

Σύνθεση Κώδικα Μεταβατικής Λειτουργίας με Διζωνικό Μοντέλο Καύσης για την Εκτίμηση των Εκπομπών Ρύπων κατά τη Μεταβατική Λειτουργία Κινητήρα Diesel

9.1 Εισαγωγή

Σκοπός του παρόντος κεφαλαίου είναι η παρουσίαση ενός κώδικα προσομοίωσης της μεταβατικής λειτουργίας κινητήρων diesel με δυνατότητα εκτίμησης των εκπομπών ρύπων. Ο κώδικας αποτελείται από δύο επιμέρους κώδικες, οι οποίοι έχουν αναπτυχθεί στα πλαίσια άλλων διατριβών και εργασιών [1,2]. Ο πρώτος κώδικας [1] αφορά στην προσομοίωση της μεταβατικής λειτουργίας διαφόρων τύπων κινητήρων diesel και χρησιμοποιεί ένα μονοζωνικό μοντέλο καύσης [3], ενώ έχει επιβεβαιωθεί πειραματικά τόσο σε μόνιμες όσο και μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Ο δεύτερος κώδικας [2] προσομοιώνει τον κλειστό κύκλο λειτουργίας κινητήρων diesel χρησιμοποιώντας ένα διζωνικό μοντέλο καύσης για τον υπολογισμό των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου (NO) και αιθάλης, ενώ είναι πειραματικά επιβεβαιωμένος σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας.

Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας πραγματοποιήθηκε η σύζευξη των δύο κωδίκων, ενώ η μοναδική επιπλέον παρέμβαση αφορούσε στο μοντέλο της δυναμικής ανάλυσης του ζεύγους κινητήρα-πέδη, όπως θα περιγραφεί στη συνέχεια. Τελικός σκοπός ήταν η εξαγωγή εκτιμήσεων για τις εκπομπές NO και αιθάλης κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel. Ωστόσο, η πειραματική επιβεβαίωση του κώδικα δεν ήταν εφικτή στα πλαίσια της παρούσας εργασίας, όπως θα εξηγηθεί στη συνέχεια. Σημειώνεται, ότι η βέλτιστη πρόβλεψη των εκπομπών ρύπων (ανεξαρτήτως των συνθηκών λειτουργίας) πραγματοποιείται με πολυζωνικά μοντέλα καύσης [4,5], κάτι που ωστόσο δεν εμπίπτει στους σκοπούς της παρούσας (πειραματικής) διατριβής.

9.2 Συνοπτική Περιγραφή του Κώδικα Προσομοίωσης

Σε αυτήν την παράγραφο δίνεται η περιγραφή του κώδικα προσομοίωσης που προέκυψε από τη σύζευξη των δύο επιμέρους κωδίκων. Σημειώνεται ότι με την εισαγωγή του διζωνικού μοντέλου καύσης δεν καταργήθηκε το προϋπάρχον μονοζωνικό. Αντίθετα, υπάρχει η δυνατότητα ταυτόχρονης εφαρμογής των δύο μοντέλων κατά την εκτέλεση του κώδικα. Η περιγραφή που ακολουθεί θα είναι συνοπτική, αποφεύγοντας την εκτενή παρουσίαση των εκάστοτε εξισώσεων, οι οποίες άλλωστε έχουν αναλυθεί διεξοδικά σε προηγούμενες διατριβές και εργασίες [1,2,4]. Έτσι, η περιγραφή θα επικεντρωθεί στα μοντέλα υπολογισμού των εκπομπών ρύπων και της δυναμικής ανάλυσης, όπου έγινε και η μοναδική παρέμβαση.

Η γενικότερη θεώρηση που ισχύει στον κώδικα προσομοίωσης είναι αυτή της πλήρωσης και κένωσης (filling and emptying) κάθε εξεταζόμενου όγκου αναφοράς [1], ενώ τα αντίστοιχα μοντέλα ονομάζονται και φαινομενολογικά. Στην παρούσα περίπτωση, ο κινητήρας και τα υποσυστήματά του αντιμετωπίζονται ως όγκοι αναφοράς συνδεδεμένοι με βαλβίδες ή οπές, οι οποίοι συναλλάσσουν μάζα, θερμότητα και έργο. Η καταστατική εξίσωση των τελείων αερίων σε συνδυασμό με τις αρχές διατήρησης μάζας και ενέργειας χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό των διαφόρων λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα. Για τον υπολογισμό των καταστατικών μεγεθών (εσωτερική ενέργεια, ενθαλπία και ειδικές θερμοχωρητικότητες) χρησιμοποιούνται πολυωνυμικές συναρτήσεις της θερμοκρασίας [6-8]. Τέλος, το καύσιμο θεωρείται ότι είναι το υγρό δωδεκάνιο ($C_{12}H_{26}$) με κατώτερη θερμογόνο δύναμη 42,500 kJ/kg, το οποίο προσεγγίζει ικανοποιητικά τις ιδιότητες του πραγματικού πετρελαίου που χρησιμοποιείται σε μεσόστροφους και ταχύστροφους κινητήρες diesel.

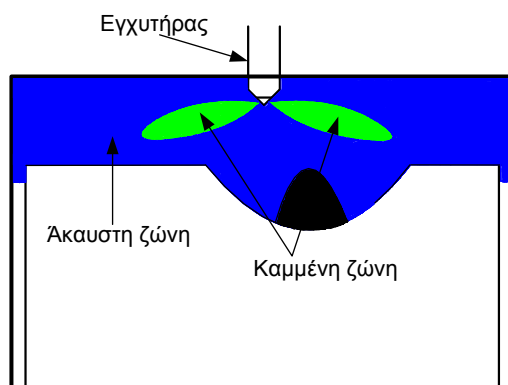
9.2.1 Θερμοδυναμική Ανάλυση του Κινητήρα

Όπως αναφέρθηκε ήδη, η θερμοδυναμική ανάλυση του κάθε κυλίνδρου του κινητήρα βασίζεται στην καταστατική εξίσωση των τελείων αερίων και στις αρχές διατήρησης της μάζας και της ενέργειας, σε συνδυασμό με τα εκάστοτε επιμέρους υπομοντέλα. Τα τελευταία προσομοιώνουν τις διεργασίες της έγχυσης καυσίμου και της καύσης, των απωλειών θερμότητας και της ροής διαμέσου των βαλβίδων καθώς και της ανύψωσής τους. Επίσης, χρησιμοποιούνται συσχετίσεις για τις διαρροές αερίου από τον κύλινδρο προς το στροφαλοθάλαμο και για τις τριβές, ενώ υφίσταται ιδιαίτερο μοντέλο για την προσομοίωση πολυκύλινδρου κινητήρα σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας.

Το διζωνικό μοντέλο καύσης διαχωρίζει το περιεχόμενο του κυλίνδρου σε δύο ζώνες [9], οι οποίες διακρίνονται σχηματικά στην Εικόνα 9.1:

- την άκαυστη ζώνη, η οποία αποτελείται από τον περιβάλλοντα αέρα και
- την καμένη ζώνη, η οποία αποτελείται από τα προϊόντα της καύσης, την εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου και τον εισερχόμενο αέρα από την άκαυστη ζώνη.

Κατά τη διάρκεια της συμπίεσης υφίσταται μόνο η άκαυστη ζώνη. Μόλις ξεκινήσει η καύση και κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης όλες οι εξισώσεις επιλύονται ξεχωριστά για κάθε ζώνη, παρέχοντας τον όγκο της, τη θερμοκρασία της και τη συγκέντρωση των στοιχείων. Η πίεση θεωρείται ομοιόμορφη και στις δύο ζώνες. Επίσης, μία μέση κατάσταση του περιεχομένου του κυλίνδρου υπολογίζεται σε κάθε βήμα (εύρους μίας μοίρας γωνίας στροφάλου), θεωρώντας ισοenthalπική ανάμιξη μεταξύ των δύο ζωνών [10]. Ο ρυθμός έγχυσης θεωρείται σταθερός, ενώ για τον προσδιορισμό των χαρακτηριστικών της δέσμης του καυσίμου χρησιμοποιούνται οι συσχετίσεις των Hiroyasu et al. [11] και Arai et al. [12].



Σχήμα 9.1 Σχηματική απεικόνιση των δύο ζωνών εντός του κυλίνδρου.

Για τον υπολογισμό του ρυθμού έκλυσης θερμότητας χρησιμοποιείται το μοντέλο των Whitehouse-Way [13]. Στο μοντέλο αυτό, η προετοιμασία του εγχυόμενου καυσίμου πραγματοποιείται μέσω μίας διαδικασίας ανάμειξης και διάχυσης, ενώ η χημεία της καύσης προσομοιώνεται με μία εξίσωση της μορφής Arrhenius. Έτσι, η διαδικασία της καύσης χωρίζεται σε δύο τμήματα. Στο πρώτο τμήμα (καύση προανάμειξης), ο ρυθμός καύσης καθορίζεται από το ρυθμό αντίδρασης και είναι ο ρυθμός κατανάλωσης του ήδη προετοιμασθέντος καυσίμου. Στο δεύτερο τμήμα, η καύση ελέγχεται αποκλειστικά από το ρυθμό προετοιμασίας του καυσίμου. Ειδικά κατά τη μεταβατική λειτουργία, ο συντελεστής προετοιμασίας του καυσίμου (K_1) θεωρείται μεταβαλλόμενος σύμφωνα με τη σχέση [1,7,14]:

$$K_1 \propto \frac{1}{SMD^c} \quad (9.1)$$

όπου SMD (σε μm) είναι η μέση διάμετρος των σταγονιδίων του εγχυόμενου καυσίμου η οποία υπολογίζεται από την εμπειρική έκφραση των Hiroyasu et al. [11] και c ένας συντελεστής με τιμή μεγαλύτερη της μονάδας.

Ο υπολογισμός των απωλειών θερμότητας από το αέριο προς τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης πραγματοποιείται με το μοντέλο του Annand [15,16], το οποίο περιλαμβάνει όρους μετάδοσης θερμότητας με συναγωγή και ακτινοβολία. Η τελευταία καθίσταται σημαντική στους κινητήρες diesel λόγω της ισχυρής ακτινοβολήσης των διάπυρων σωματιδίων (αιθάλης) που

περιέχονται στη φλόγα. Μετά την έναρξη της καύσης, οι συνολικές απώλειες θερμότητας κατανέμονται στις δύο ζώνες ανάλογα με τη μάζα και τη θερμοκρασία της κάθε μίας [17,18]. Ειδικά κατά τη μεταβατική λειτουργία, λαμβάνεται υπόψη η θερμική αδράνεια των τοιχωμάτων του κυλίνδρου (για τον ακριβέστερο προσδιορισμό της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων), χρησιμοποιώντας μία λεπτομερή έκφραση για τη μετάδοση θερμότητας από το αέριο στα τοιχώματα και από εκεί στο ψυκτικό [19].

Για τη συναλλαγή μάζας διαμέσου των βαλβίδων (από την πολλαπλή εισαγωγής προς τον κινητήρα ή από αυτόν προς την πολλαπλή εξαγωγής) χρησιμοποιούνται συσχετίσεις μονοδιάστατης, ισεντροπικής, συμπιεστής ροής σε συγκλίνον-αποκλίνον ακροφύσιο [20]. Ο συντελεστής εκροής της κάθε βαλβίδας υπολογίζεται ανάλογα με το λόγο της στιγμιαίας ανύψωσης της προς τη διάμετρό της. Οι καμπύλες συσχέτισης προσομοιώνονται με πολυώνυμα πέμπτης τάξης με βάση αντίστοιχα διαγράμματα [1]. Όσον αφορά στην ανύψωση των βαλβίδων, αυτή προσεγγίζεται με πολυώνυμα τρίτης τάξης, των οποίων οι συντελεστές προέκυψαν ύστερα από την πειραματική μέτρηση της ανύψωσης κάθε βαλβίδας στον κινητήρα [1]. Οι διαρροές αερίου από τον κύλινδρο προς το στροφαλοθάλαμο διαμέσου των ελατηρίων του εμβόλου προσομοιώνονται πάλι μέσω συσχετίσεων μονοδιάστατης, ισεντροπικής, συμπιεστής ροής σε συγκλίνον-αποκλίνον ακροφύσιο.

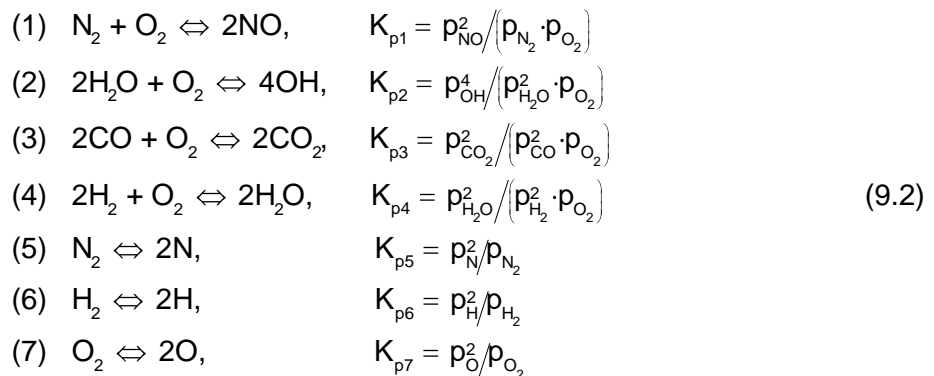
Για τον προσδιορισμό των τριβών (ή συνολικά των μηχανικών απωλειών του κινητήρα) εφαρμόζεται το μοντέλο των Taraza et al. [21,22], το οποίο περιγράφει τη μεταβολή της ροπής των τριβών κατά τη διάρκεια κάθε κύκλου λειτουργίας του κινητήρα και βασίζεται σε θεμελιώδεις αρχές. Το μοντέλο διαχωρίζει τις μηχανικές απώλειες σε τέσσερα τμήματα: ελατήρια του εμβόλου, έδρανα, σύστημα βαλβίδων και περιφερειακά συστήματα (αντλίες καυσίμου, ψυκτικού και λιπαντικού), με τις συνολικές απώλειες να είναι το άθροισμα αυτών των παραγόντων. Επίσης, στον κώδικα συμπεριλαμβάνονται και μπορούν να εφαρμοστούν και άλλα μοντέλα τριβών (π.χ. Rezek-Henein, σταθερή ροπή τριβών), ενώ μπορούν να μεταβάλλονται ο τύπος και τα χαρακτηριστικά του λιπαντικού [1,23].

Τέλος, για την καλύτερη προσομοίωση της συμπεριφοράς του κινητήρα σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας, χρησιμοποιείται ένα μοντέλο πολυκύλινδρου κινητήρα [1,24,25], το οποίο επιλύει όλες τις διαφορικές και αλγεβρικές εξισώσεις ξεχωριστά για κάθε κύλινδρο σε κάθε κύκλο, χρησιμοποιώντας τις στιγμιαίες τιμές της ταχύτητας περιστροφής και της παροχής καυσίμου. Η τελευταία μπορεί να διαφοροποιηθεί έως και 10-15% μεταξύ του πρώτου και του τελευταίου σε σειρά ανάφλεξης κυλίνδρου κατά τον ίδιο κύκλο λειτουργίας [1]. Επίσης, με αυτόν τον τρόπο επιτυγχάνεται μία ακριβέστερη προσομοίωση των πολλαπλών εισαγωγής και εξαγωγής, λαμβάνοντας υπόψη τη συνεισφορά του κάθε κυλίνδρου που συνεργάζεται με αυτές και αποφεύγοντας τη θεώρηση ομοιόμορφης συμπεριφοράς όλων των κυλίνδρων, οδηγώντας έτσι σε ακριβέστερα αποτελέσματα σε στροβίλο-υπερπληρωμένους πολυκύλινδρους κινητήρες.

9.2.2 Υπολογισμός των Παραγώγων της Καύσης

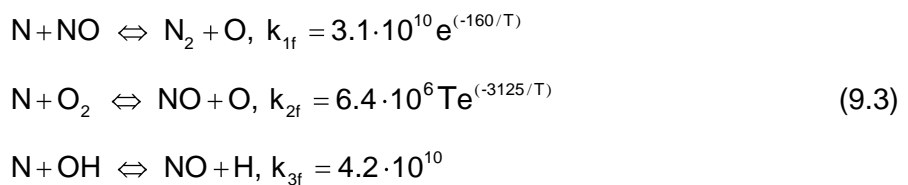
9.2.2.1 Χημεία της Καύσης – Χημική Ισορροπία

Για τον υπολογισμό των παραγώγων της καύσης στο διζωνικό μοντέλο χρησιμοποιείται η μέθοδος της πλήρους χημικής ισορροπίας του Way [26]. Τα στοιχεία που συμπεριλαμβάνονται στη μέθοδο είναι τα N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O , CO , H_2 , NO , OH , N , H και O . Η συγκέντρωση του κάθε στοιχείου στα προϊόντα της καύσης υπολογίζεται από την επίλυση έντεκα εξισώσεων, οι οποίες αποτελούνται από τέσσερα ισοζύγια ατόμων (ένα για κάθε στοιχείο του συστήματος C-H-O-N) και επτά εξισώσεις χημικής ισορροπίας, οι οποίες είναι οι εξής [2,26,27] (και οι αντίστοιχες σταθερές ισορροπίας, όπου p_i η μερική πίεση κάθε στοιχείου, αδιαστατοποιημένη με την ατμοσφαιρική):



9.2.2.2 Μοντέλο Σχηματισμού του Μονοξειδίου του Αζώτου

Εφόσον είναι ευρέως αποδεκτό ότι ο σχηματισμός του μονοξειδίου του αζώτου (NO) δεν μπορεί να προβλεφθεί ικανοποιητικά από τη θεώρηση χημικής ισορροπίας, το μοντέλο χημικής κινητικής των Lavoie et al. [28] χρησιμοποιείται για την εκτίμηση της συγκέντρωσης του NO στα καυσαέρια. Αυτό το μοντέλο περιγράφει τον εκτεταμένο μηχανισμό χημικής κινητικής του Zeldovich [6]. Σύμφωνα με αυτόν το μηχανισμό, οι αντιδράσεις που ελέγχουν το σχηματισμό του NO, μαζί με τις αντίστοιχες σταθερές των ρυθμών ευθείας εξέλιξής τους (k_{if}) είναι [2,6]:



Οι αντίστοιχοι ρυθμοί ισορροπίας των αντιδράσεων (9.3) είναι:

$$\begin{aligned}
 R_1 &= k_{1f} (N)_e (NO)_e \\
 R_2 &= k_{2f} (N)_e (O_2)_e \\
 R_3 &= k_{3f} (N)_e (OH)_e
 \end{aligned} \tag{9.4}$$

όπου ο δείκτης 'ε' συμβολίζει συγκέντρωση ισορροπίας. Τέλος, θέτοντας $\alpha = (\text{NO})/(\text{NO})_e$, ο ρυθμός μεταβολής της συγκέντρωσης του NO δίνεται από την εξίσωση:

$$\frac{1}{V} \frac{d((\text{NO})V)}{dt} = 2(1 - \alpha^2) \frac{R_1}{1 + \alpha \frac{R_1}{R_2 + R_3}} \quad (9.5)$$

9.2.2.3 Μοντέλο Σχηματισμού της Αιθάλης

Για τον υπολογισμό του καθαρού ρυθμού παραγωγής της αιθάλης εντός του κυλίνδρου χρησιμοποιείται το μοντέλο των Hiroyasu et al. [11], όπως αυτό τροποποιήθηκε από τους Lipkea και DeJooode [29]. Ο καθαρός ρυθμός παραγωγής είναι η διαφορά των ρυθμών σχηματισμού και οξειδωσης της αιθάλης, οι οποίοι είναι [29]:

$$\begin{aligned} \frac{dm_{sf}}{dt} &= A_{sf} dm_f^{0.8} p^{0.5} e^{[-E_{sf}/R_m T]} \\ \frac{dm_{sc}}{dt} &= A_{sc} m_{sn} \left(\frac{p_{O_2}}{p} \right) p^n e^{[-E_{sc}/R_m T]} \end{aligned} \quad (9.6)$$

όπου οι πιέσεις αντικαθίστανται σε bar και οι μάζες σε kg, dm_f είναι η ποσότητα (του ατμοποιημένου) καυσίμου η οποία πρόκειται να καεί στο εκάστοτε βήμα και p_{O_2} η μερική πίεση του οξυγόνου στη ζώνη. Επίσης, οι συντελεστές A_{sf} και A_{sc} , οι ενέργειες ενεργοποίησης E_{sf} και E_{sc} (σε kJ/kmol) και ο εκθέτης n προσδιορίζονται πειραματικά σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας [29]. Τελικά, ο καθαρός ρυθμός παραγωγής της αιθάλης είναι:

$$\frac{dm_{sn}}{dt} = \frac{dm_{sf}}{dt} - \frac{dm_{sc}}{dt} \quad (9.7)$$

9.2.3 Ρυθμιστής Στροφών και Αντλία Καυσίμου

Ένα από τα σημαντικότερα υποσυστήματα ενός κινητήρα diesel είναι ο ρυθμιστής στροφών, τα τεχνικά χαρακτηριστικά του οποίου καθορίζουν σε πολύ μεγάλο βαθμό τη μεταβατική απόκριση του κινητήρα (ιδιαίτερα σε περιπτώσεις μεταβολής φορτίου). Άλλωστε, η παροχή καυσίμου είναι συνάρτηση της στιγμιαίας θέσης του κανόνα της αντλίας πετρελαίου, η μετακίνηση του οποίου καθορίζεται από την απόκριση του ρυθμιστή στροφών. Έτσι, καθίσταται φανερό ότι η ακριβής μοντελοποίησή του είναι ουσιώδους σημασίας για έναν ακριβή κώδικα προσομοίωσης της μεταβατικής λειτουργίας κινητήρων diesel. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, ο ρυθμιστής στροφών προσομοιώνεται με μία διαφορική εξίσωση δεύτερης τάξης από την οποία προκύπτει απευθείας η στιγμιαία θέση του κανόνα της αντλίας [1,30]. Το μοντέλο παρέχει τη δυνατότητα προσομοίωσης διαφόρων τύπων ρυθμιστών στροφών (άμεσης ή έμμεσης δράσης) και αισθητηρίων στοιχείων (μηχανικό, διπλού παλμού, ηλεκτρικό, υδραυλικό) [1,31,32].

Όσον αφορά στην αντλία καυσίμου, αυτή προσομοιώνεται χρησιμοποιώντας ένα αναλυτικό μοντέλο έγχυσης (σε αντίθεση με την κοινή πρακτική χρήσης των καμπυλών έγχυσης της μόνιμης λειτουργίας), πειραματικά επιβεβαιωμένο σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας [3,33]. Με αυτόν τον τρόπο επιτυγχάνεται η προσομοίωση του συστήματος αντλίας-εγχυτήρα, λαμβάνοντας υπόψη την ανύψωση της βελόνας του εγχυτήρα. Οι εξισώσεις της συμπιεστής ροής επιλύονται με τη μέθοδο των χαρακτηριστικών, παρέχοντας τη δυναμική προπορεία έγχυσης, καθώς και τη διάρκεια και το ρυθμό έγχυσης για κάθε κύλινδρο σε κάθε κύκλο λειτουργίας. Το πλεονέκτημα σε αυτήν την περίπτωση είναι ότι λαμβάνεται υπόψη η μεταβατική λειτουργία της αντλίας, κυρίως μέσω της παραμένουσας πίεσης (στο σωλήνα κατάθλιψης της αντλίας), η οποία αναπτύσσεται μαζί με τις υπόλοιπες παραμέτρους κατά τη διάρκεια μίας μεταβολής.

9.2.4 Ζεύγος Υπερπλήρωσης και Ψυγείο Αέρα

Η προσομοίωση του ζεύγους υπερπλήρωσης βασίζεται στους χάρτες της μόνιμης λειτουργίας του συμπιεστή και του στρόβιλου (όπως για παράδειγμα αυτοί που δόθηκαν στα Σχήματα 2.4 και 2.5, Κεφάλαιο 2). Έτσι, το πεδίο λειτουργίας της εκάστοτε στροβιλομηχανής απεικονίζεται με πολυώνυμα δευτέρου βαθμού, ενώ εκτελείται διδιάστατη γραμμική παρεμβολή για την εύρεση των χαρακτηριστικών σε κάποια ενδιάμεση ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή [34]. Εναλλακτικά, ο στρόβιλος μπορεί να προσομοιωθεί και ως συγκλίνον-αποκλίνον ακροφύσιο, στην περίπτωση όπου ο χάρτης λειτουργίας του δεν περιλαμβάνει όλο το εύρος λειτουργίας του [1]. Ωστόσο, κατά τη μεταβατική λειτουργία ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel δεν ισχύει απόλυτα ο χάρτης του συμπιεστή. Γι' αυτό το λόγο, χρησιμοποιείται μία κατάλληλη διόρθωση του λόγου πιέσεων του συμπιεστή, η οποία λαμβάνει υπόψη τη γωνιακή επιτάχυνση της ατράκτου του ζεύγους υπερπλήρωσης [25].

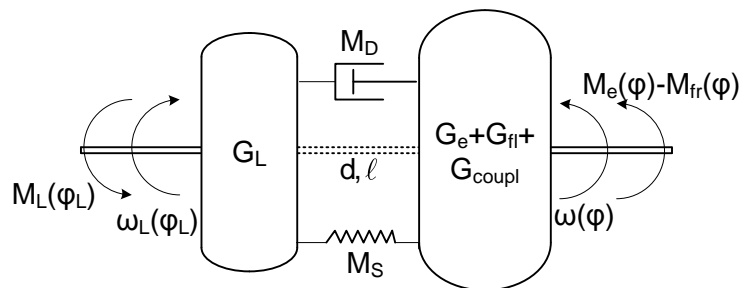
Η αποδοτικότητα του ενδιάμεσου ψυγείου αέρα εκφράζεται ως συνάρτηση της παροχής μάζας του αναρροφώμενου αέρα [1,35]. Επίσης, η πτώση πίεσης του αέρα πλήρωσης στο ψυγείο εκφράζεται ως συνάρτηση της παροχής του. Τέλος, σε συνθήκες μεταβατικής λειτουργίας εισάγεται ένας συντελεστής υστέρησης για τη θερμοκρασία του αέρα πλήρωσης μετά το ψυγείο [1].

9.2.5 Δυναμική Ανάλυση του Συστήματος Κινητήρα-Πέδης

Η δυναμική ανάλυση του συστήματος κινητήρα-πέδης συνίσταται στην κατάστρωση του ενεργειακού ισοζυγίου (ή ισοζυγίου ροπών) στη στροφαλοφόρο άτρακτο για τον υπολογισμό της συνεχώς μεταβαλλόμενης ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα κατά τη μεταβατική λειτουργία. Αποτελεί την πλέον σημαντική εξίσωση του κώδικα, εφόσον παρέχει το κατεξοχήν

ενδιαφέρον μέγεθος (ταχύτητα περιστροφής), το οποίο σε συνδυασμό με τη θέση του κανόνα της αντλίας πετρελαίου χαρακτηρίζουν το εκάστοτε σημείο λειτουργίας του κινητήρα.

Στο Σχήμα 9.2 δίνεται η σχηματική απεικόνιση του συστήματος κινητήρα-πέδη, στην οποία αναφέρεται η δυναμική ανάλυση που ακολουθεί. Στο παρόν μοντέλο, η στροφαλοφόρος άτρακτος θεωρείται μη παραμορφώσιμο σώμα. Αντίθετα, η άτρακτος σύνδεσης του κινητήρα με την πέδη (η νοητή προέκταση της στροφαλοφόρου ατράκτου μετά το σφόνδυλο) θεωρείται ελαστικό σώμα το οποίο μπορεί να παραμορφώνεται κατά τη λειτουργία του κινητήρα, είτε σε μόνιμες είτε σε μεταβατικές συνθήκες. Προσομοιώνεται ως ένα σύστημα στρεπτικού ελατηρίου (αντιπροσωπεύοντας τη δυστρεπτότητα ή στρεπτική ακαμψία της ατράκτου) και αποσβεστήρα, όπως φαίνεται στο Σχήμα 9.2. Το σύστημα εξισώσεων το οποίο εκφράζει το ισοζύγιο ροπών στην άτρακτο είναι [22,36,37]:



Σχήμα 9.2 Σχηματική απεικόνιση του συστήματος κινητήρα-πέδη.

$$M_e(\varphi) - M_{fr}(\varphi) - M_s(\varphi) - M_D(\omega) = (G_e + G_{fi} + G_{coupl}) \frac{d\omega}{dt} \quad (9.8)$$

$$M_s(\varphi) + M_D(\omega) - M_L(\varphi_L) = G_L \frac{d\omega_L}{dt}$$

όπου με M συμβολίζεται η στρεπτική ροπή των διαφόρων στοιχείων και με G η ροπή αδρανείας. Συγκεκριμένα, η ενδεικνύμενη ροπή του κινητήρα M_e αποτελείται από τρεις συνιστώσες (εξ αερίων, αδρανειακή και βαρυτική, με την τελευταία να είναι πρακτικά αμελητέα [1,22]), ενώ η ροπή των τριβών (μηχανικών απωλειών) υπολογίζεται από αναλυτικό μοντέλο [21], όπως ήδη αναφέρθηκε. Όσον αφορά στη στρεπτική ροπή της πέδης (φορτίο) M_L , αυτή αποτελείται από δύο όρους, ένα σταθερό και έναν εξαρτώμενο από την ταχύτητα περιστροφής της. Σε περίπτωση εφαρμογής σε όχημα, ο πρώτος όρος προσομοιώνει τη σταθερή αντίσταση (π.χ. κλίση οδοστρώματος), ενώ ο δεύτερος τη μεταβαλλόμενη με την ταχύτητα κίνησης του οχήματος αντίσταση (π.χ. τριβή με το οδόστρωμα ή αεροδυναμική αντίσταση).

Αυτό που πρέπει να αναδειχθεί σε αυτό το σημείο είναι η διαφορετική γωνία στα δύο άκρα της ατράκτου σύνδεσης του κινητήρα με την πέδη. Έτσι, ενώ από την πλευρά του κινητήρα (δηλαδή στο σφόνδυλο) η άτρακτος έχει περιστραφεί κατά γωνία φ , στην πλευρά της πέδης έχει στραφεί κατά γωνία φ_L . Η διαφορά των δύο αυτών γωνιών ($\varphi - \varphi_L$) είναι η στρεπτική

παραμόρφωση της ατράκτου [22,36]. Ως εκ τούτου, η ταχύτητα περιστροφής της στροφαλοφόρου ατράκτου είναι διαφορετική από αυτήν της πέδης, αφού $\omega = d\varphi/dt$, όπως φαίνεται στο Σχήμα 9.2. Έτσι, η στρεπτική ροπή ακαμψίας της ατράκτου M_S εκφράζεται ως γραμμική συνάρτηση της διαφοράς των γωνιών ($\varphi - \varphi_L$), με σταθερά αναλογίας το συντελεστή ακαμψίας της ατράκτου (δυστρεπτότητα), ενώ η ροπή απόσβεσης M_D εκφράζεται ως γραμμική συνάρτηση της διαφοράς των ταχυτήτων περιστροφής ($\omega - \omega_L$), με σταθερά αναλογίας το συντελεστή απόσβεσης, ο οποίος συνήθως ορίζεται από τον ενδιάμεσο ελαστικό σύνδεσμο της ατράκτου [36,38].

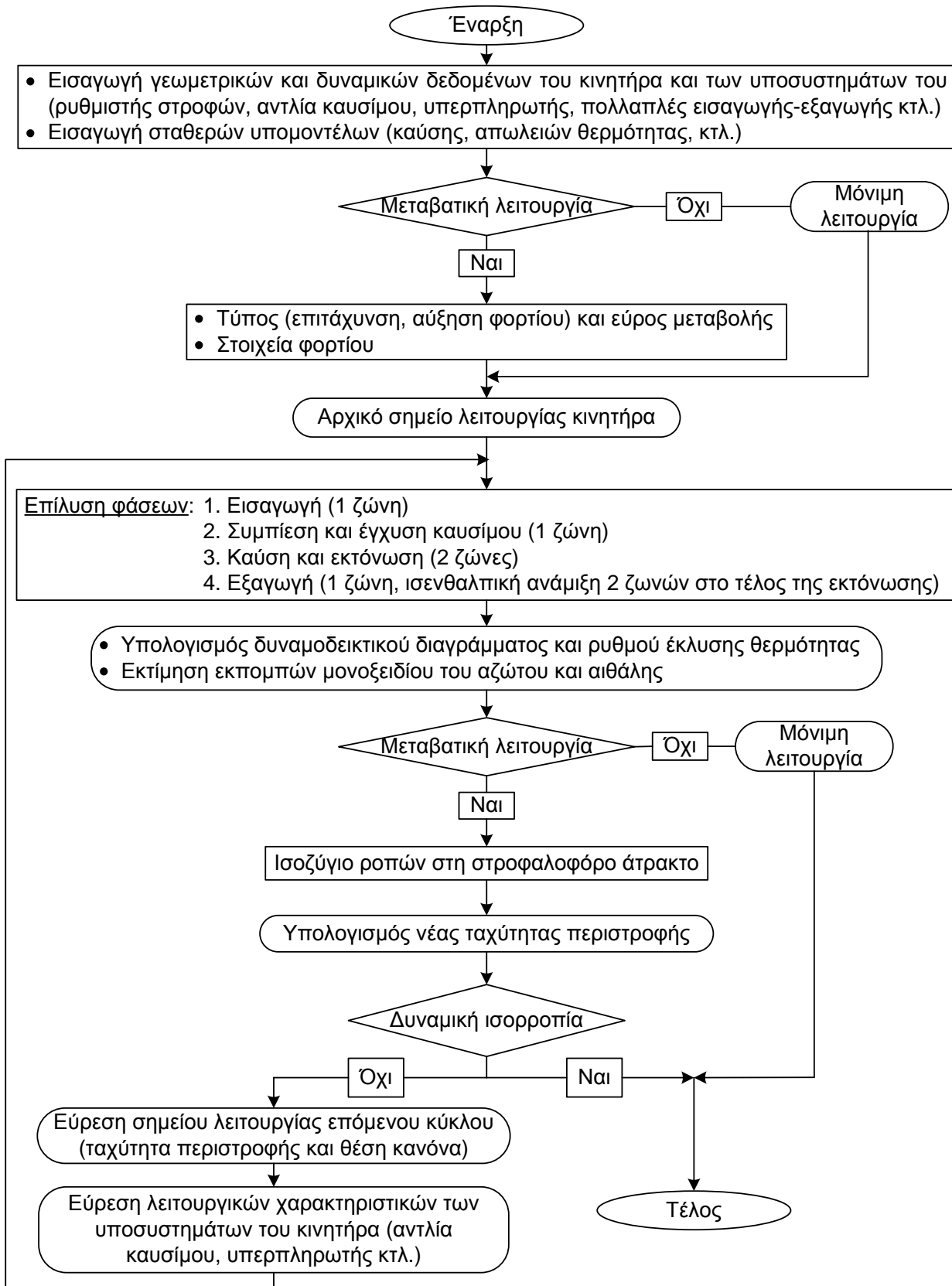
Σημειώνεται ότι, με βάση την πολυπλοκότητα, το παρόν δυναμικό μοντέλο εντάσσεται σε μία ενδιάμεση κατηγορία. Έχουν αναπτυχθεί αναλυτικότερα μοντέλα, τα οποία θεωρούν τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα παραμορφώσιμο σώμα, με δυνατότητα υπολογισμού της στρεπτικής της παραμόρφωσης μεταξύ των διαδοχικών κομβίων στροφάλου [39,40]. Αντίθετα, πιο απλά μοντέλα θεωρούν μη παραμορφώσιμο σώμα την άτρακτο σύνδεσης του κινητήρα με την πέδη, έτσι ώστε τελικά να ισχύει (αναφορικά με το Σχήμα 9.2) $\varphi = \varphi_L$ και $\omega = \omega_L$. Οπότε, είναι εφικτή η πρόσθεση κατά μέλη των εξισώσεων (9.8), δίνοντας την παρακάτω σχέση [14,36]:

$$M_e(\varphi) - M_{fr}(\varphi) - M_L(\varphi) = (G_e + G_{fl} + G_{coupl} + G_L) \frac{d\omega}{dt} \quad (9.9)$$

Ύστερα από την πραγματοποίηση ανάλυσης ευαισθησίας διαπιστώθηκε ότι οι τιμές της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα δε διαφοροποιούνται ανάμεσα στα διαφορετικής πολυπλοκότητας δυναμικά μοντέλα του συστήματος κινητήρα-πέδης (εξισώσεις (9.8) και (9.9)) [22]. Έτσι, αυτά καθίστανται ουσιώδους σημασίας στην περίπτωση διερεύνησης της στρεπτικής παραμόρφωσης της στροφαλοφόρου ατράκτου και της ατράκτου σύνδεσης του κινητήρα με την πέδη. Στον παρόντα κώδικα τα δύο προαναφερθέντα μοντέλα εκτελούνται ταυτόχρονα, με πανομοιότυπα αποτελέσματα όσον αφορά στην ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.

9.2.6 Διάγραμμα Ροής

Στο Σχήμα 9.3 παρουσιάζεται συνοπτικά το διάγραμμα ροής του κώδικα προσομοίωσης της μεταβατικής λειτουργίας κινητήρα diesel, όπως χρησιμοποιήθηκε στα πλαίσια της παρούσας εργασίας. Σημειώνεται σε αυτό το σημείο ότι ο κώδικας έχει τη δυνατότητα προσομοίωσης και της μόνιμης λειτουργίας κινητήρων diesel (η οποία άλλωστε αποτελεί πιο απλή περίπτωση από τη μεταβατική). Όσον αφορά στο χρόνο εκτέλεσής του, αυτός δεν ξεπερνάει τα δύο λεπτά, ακόμα και στην πιο ακραία περίπτωση μεταβολής (επιτάχυνσης ή αύξησης φορτίου) σε εξακύλινδρο υπερπληρωμένο κινητήρα. Για κινητήρα με μεγαλύτερο αριθμό κυλίνδρων, ο χρόνος εκτέλεσης αυξάνεται περίπου ανάλογα με αυτόν.



Σχήμα 9.3 Διάγραμμα ροής του κώδικα μεταβατικής (και μόνιμης) λειτουργίας.

9.3 Ενδεικτικά Αποτελέσματα Εφαρμογής του Κώδικα Προσομοίωσης

Η εφαρμογή του τελικού κώδικα προσομοίωσης έγινε για έναν εξακύλινδρο, υπερπληρωμένο κινητήρα diesel βαρέος τύπου, ναυτικής πρόωσης, συνδεδεμένο με υδραυλική πέδη. Τα κύρια τεχνικά χαρακτηριστικά του παρουσιάζονται στον Πίνακα 9.1. Η εφαρμογή του κώδικα για τον κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA, στον οποίο πραγματοποιήθηκε η πειραματική διερεύνηση των προηγούμενων κεφαλαίων, δεν ήταν εφικτή λόγω έλλειψης επαρκών στοιχείων για την πλήρη προσομοίωσή του (όπως αναφέρθηκε στο Κεφάλαιο 1, η προσομοίωση ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας απαιτεί έναν τεράστιο όγκο δεδομένων, τα οποία συνήθως δεν είναι διαθέσιμα). Άλλωστε, ο αρχικός μεταβατικός κώδικας (με το μονοζωνικό μοντέλο καύσης) είναι πειραματικά επιβεβαιωμένος για τον κινητήρα που χρησιμοποιήθηκε στην παρούσα εφαρμογή (στον οποίον δεν ήταν εφικτή επιπλέον πειραματική μελέτη), τόσο σε μόνιμη όσο και σε μεταβατική κατάσταση [1]. Ακόμα, το διζωνικό μοντέλο καύσης βαθμονομήθηκε και επιβεβαιώθηκε στο συγκεκριμένο κινητήρα σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας, με βάση υπάρχουσες μετρήσεις [1].

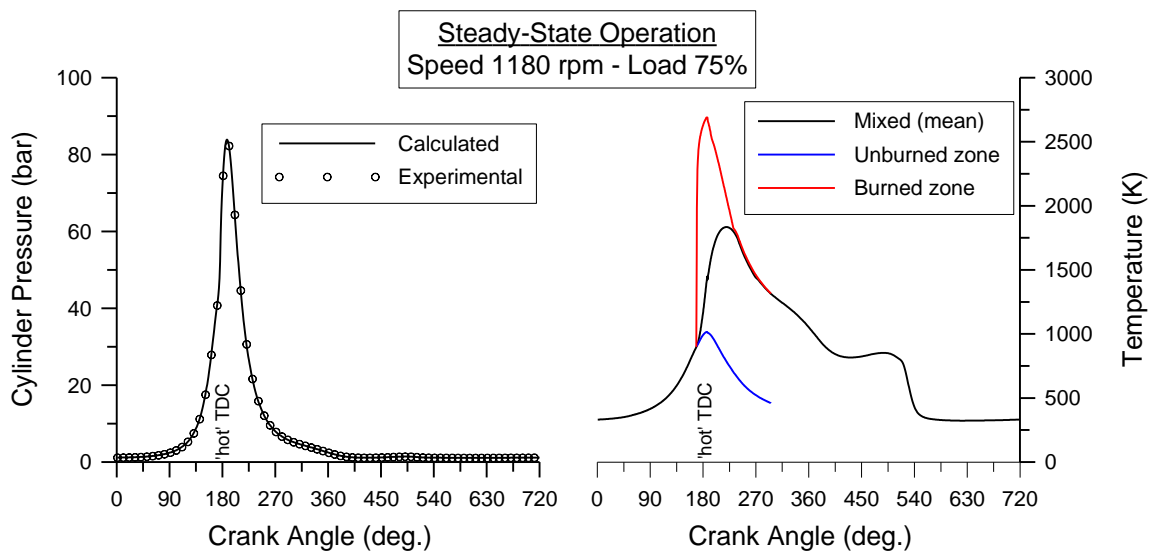
Σε αυτό το σημείο πρέπει να τονιστεί ότι σκοπός εφαρμογής του κώδικα στα πλαίσια της παρούσας εργασίας ήταν η προκαταρκτική αξιολόγησή του, όσον αφορά κυρίως στις εκπομπές ρύπων. Η αξιολόγηση γίνεται σε ποιοτικό κυρίως επίπεδο, ενώ η πειραματική επιβεβαίωση του κώδικα σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας και η περαιτέρω εξέλιξή του (π.χ. χρήση πολυζωνικού μοντέλου καύσης) αποτελούν σαφείς στόχους μελλοντικής εργασίας.

Πίνακας 9.1 Κύρια τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα για τον οποίο εφαρμόστηκε ο κώδικας προσομοίωσης της μεταβατικής λειτουργίας

Τύπος	Τετράχρονος, diesel, υπερπληρωμένος με ψύξη του αέρα πλήρωσης, βαρέος τύπου, ναυτικής πρόωσης
Αριθμός-Διάταξη κυλίνδρων	6 κύλινδροι σε σειρά
Πεδίο στροφών	1000-1500 rpm
Μέγιστη ισχύς	236 kW (320 HP) @ 1500 rpm
Μέγιστη ροπή	1520 Nm @ 1250 rpm
Διάμετρος κυλίνδρου	140 mm
Διαδρομή εμβόλου	180 mm
Υπερπληρωτής	Μονοβάθμιος, φυγοκεντρικός συμπιεστής Μονοβάθμιος, διπλής εισόδου, ακτινικός στρόβιλος
Ρυθμιστής στροφών	Μηχανικός έμμεσης δράσης

9.3.1 Μόνιμη Λειτουργία

Το πρώτο βήμα εφαρμογής του κώδικα έγινε σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας, όπου βαθμονομήθηκε και επιβεβαιώθηκε πειραματικά το διζωνικό μοντέλο καύσης. Οι τιμές των σταθερών για τα διάφορα υπομοντέλα (καύσης, απωλειών θερμότητας κτλ.), οι οποίες βρίσκονται εντός των καθορισμένων ορίων [6,7,29], προσδιορίστηκαν με κριτήριο το ταίριασμα πειραματικά μετρημένων και θεωρητικά υπολογισμένων δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων και εκπομπών ρύπων, ενώ παρέμειναν αμετάβλητες σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Ενδεικτικά αποτελέσματα εφαρμογής του κώδικα κατά τη μόνιμη λειτουργία του κινητήρα (όχι για το σημείο λειτουργίας που χρησιμοποιήθηκε για τη βαθμονόμηση) παρουσιάζονται στα Σχήματα 9.4 και 9.5.

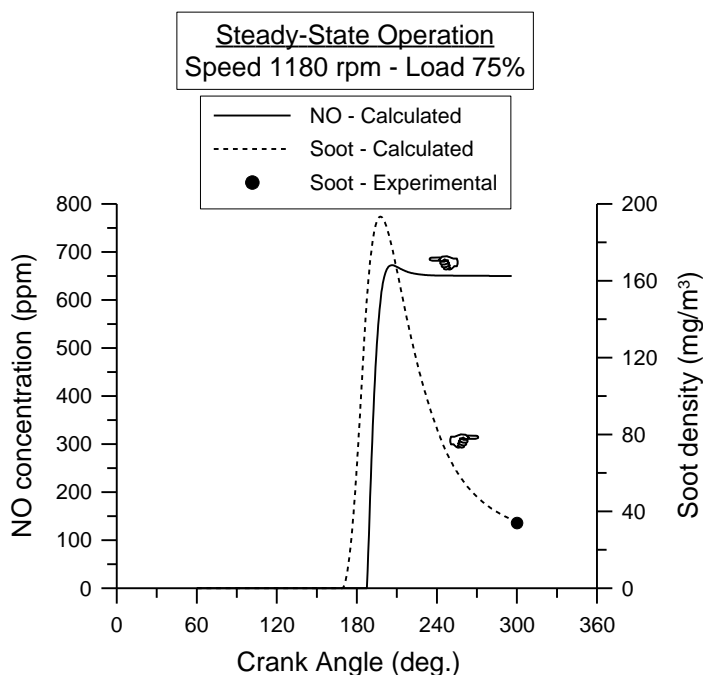


Σχήμα 9.4 Πειραματικά μετρημένο και θεωρητικά υπολογισμένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα (αριστερά), θεωρητικά υπολογισμένη θερμοκρασία της άκαυστης και της καμένης ζώνης και της αντίστοιχης μέσης κατάστασης (δεξιά) κατά τη μόνιμη λειτουργία του κινητήρα σε ταχύτητα περιστροφής 1180 rpm και φορτίο 75%.

Όπως παρατηρείται από το Σχήμα 9.4 (αριστερά), η συμφωνία του θεωρητικά υπολογισμένου δυναμοδεικτικού διαγράμματος με το αντίστοιχο πειραματικά μετρημένο είναι ικανοποιητική. Η θερμοκρασία της μέσης κατάστασης η οποία παρουσιάζεται στο δεξιό υποδιάγραμμα του Σχήματος 9.4, υπολογίζεται θεωρώντας ισοenthalpic ανάμιξη των δύο ζωνών σε κάθε βήμα.

Αναφορικά με τις εκπομπές αιθάλης (Σχήμα 9.5), παρατηρείται επίσης ικανοποιητική συμφωνία ανάμεσα σε θεωρητικά υπολογισμένες και πειραματικά μετρημένες τιμές (για τις εκπομπές NO δεν υπάρχουν διαθέσιμες πειραματικές τιμές). Η ανάπτυξη της συγκέντρωσης NO εμφανίζει τη χαρακτηριστική σταθεροποίηση (“πάγωμα”) κατά τη φάση της εκτόνωσης όπου πέφτει η θερμοκρασία (Σχήμα 9.4), λόγω της (σωστής) θεώρησης χημικής κινητικής.

Ακόμα, η συγκέντρωση της αιθάλης πέφτει ραγδαία στη φάση της εκτόνωσης, λόγω οξειδωσης της αιθάλης σε συνδυασμό με το τερματισμό του σχηματισμού της (εφόσον τελειώνει η καύση).

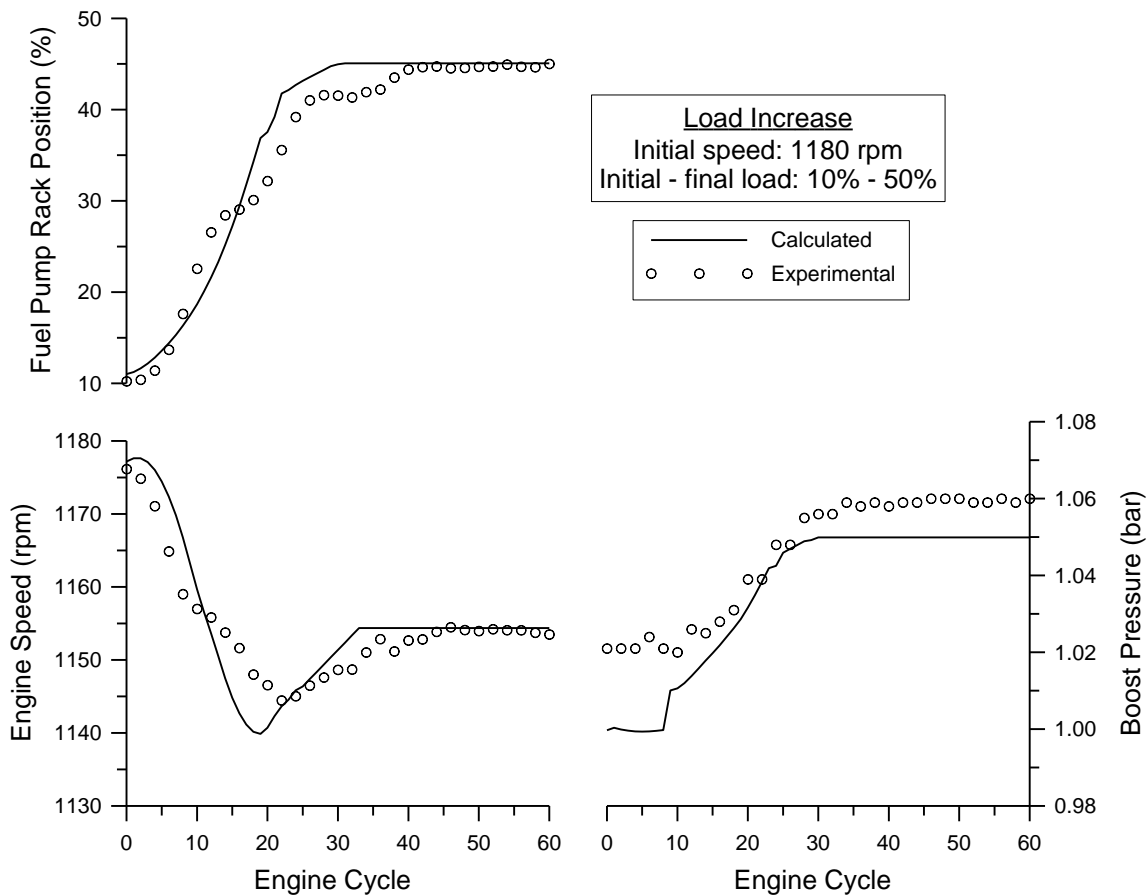


Σχήμα 9.5 Χρονικό ιστορικό της συγκέντρωσης NO και της πυκνότητας αιθάλης κατά τη μόνιμη λειτουργία του κινητήρα σε ταχύτητα περιστροφής 1180 rpm και φορτίο 75% και σύγκριση με πειραματικές τιμές στην εξαγωγή.

9.3.2 Μεταβατική Λειτουργία

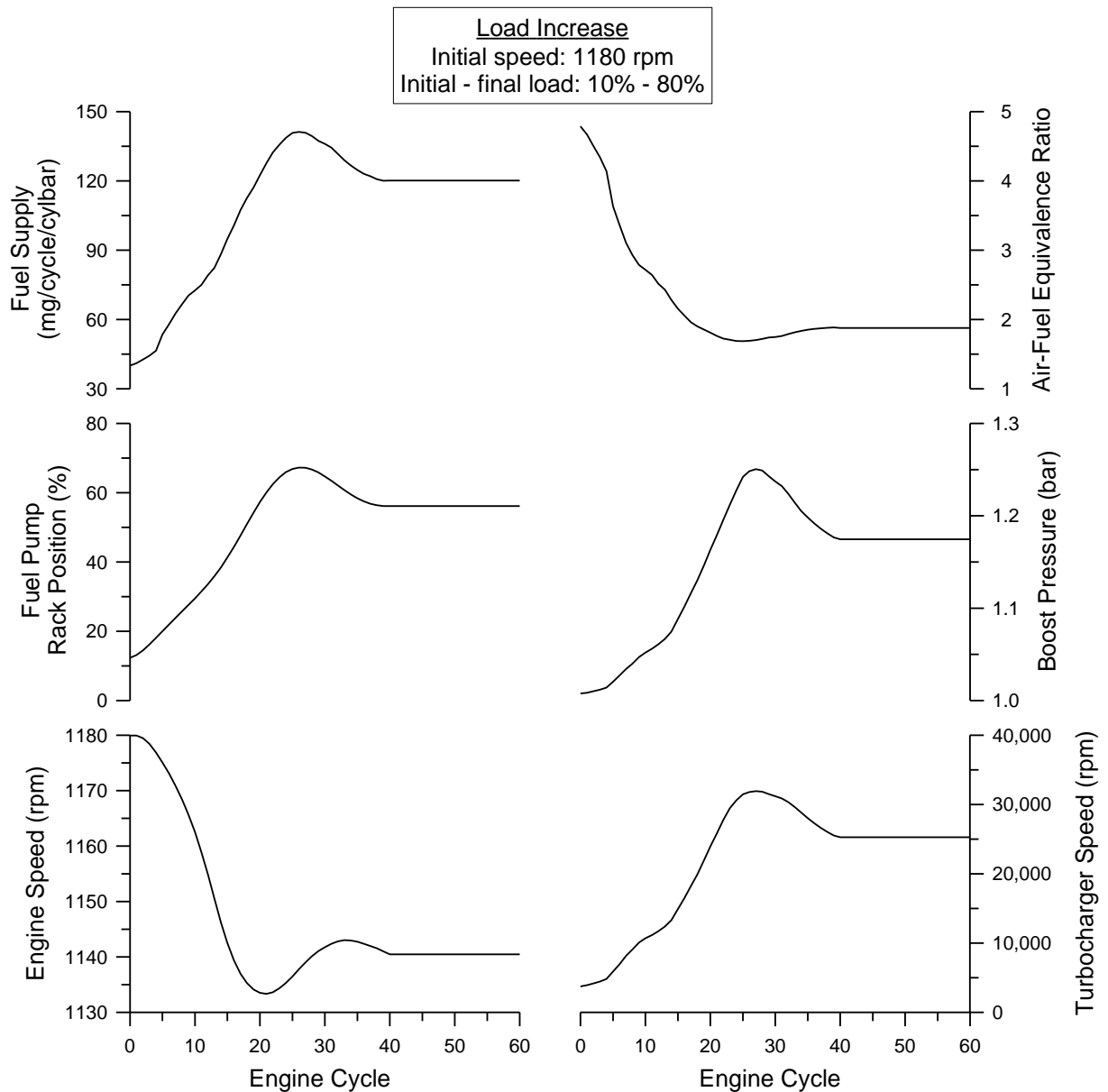
Το δεύτερο και σημαντικότερο βήμα εφαρμογής του κώδικα έγινε σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας, όπου η προϋπάρχουσα πειραματική επιβεβαίωση [1] αφορά μόνο στα λειτουργικά χαρακτηριστικά του κινητήρα και όχι στις εκπομπές ρύπων. Γι' αυτόν το λόγο, οι εκτιμώμενες τιμές συγκέντρωσης NO και πυκνότητας αιθάλης θα παρουσιαστούν στη συνέχεια σε αδιάστατη μορφή, καθιστώντας εφικτή την αξιολόγηση του κώδικα σε ποιοτικό επίπεδο. Η αδιαστατοποίηση γίνεται με τη μέγιστη τιμή των εκπομπών κατά τη διάρκεια της μεταβολής.

Λόγω των στενών ορίων ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (Πίνακας 9.1), ο κώδικας εφαρμόστηκε για την περίπτωση αύξησης του φορτίου (αντίστασης). Άλλωστε, αυτή είναι και η πιο συνηθισμένη μεταβολή σε κινητήρες αυτού του τύπου (ναυτικής πρόωσης). Βασικό χαρακτηριστικό του συγκεκριμένου κινητήρα είναι η μεγάλη ροπή αδρανείας του, γεγονός που τείνει να περιορίσει τα μεταβατικά φαινόμενα. Στο Σχήμα 9.6 δίνονται τα αποτελέσματα εφαρμογής του κώδικα για την περίπτωση αύξησης φορτίου από 10% σε 50% με αρχική ταχύτητα περιστροφής 1180 rpm και η σύγκριση με τις αντίστοιχες πειραματικά μετρημένες τιμές [1], όπου παρατηρείται ικανοποιητική συμφωνία.



Σχήμα 9.6 Πειραματικά μετρημένα και θεωρητικά υπολογισμένα αποτελέσματα για την αύξηση φορτίου από 10% σε 50% με αρχική ταχύτητα περιστροφής 1180 rpm.

Το Σχήμα 9.7 παρουσιάζει τα αποτελέσματα των λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα όπως προέκυψαν από την εφαρμογή του κώδικα για την περίπτωση αύξησης φορτίου από 10% σε 80% με αρχική ταχύτητα περιστροφής 1180 rpm. Αυτή θα είναι και η ονομαστική περίπτωση για την ποιοτική αξιολόγηση του κώδικα που γίνεται στην επόμενη παράγραφο. Όπως αναμένεται, η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα πέφτει με την επιβολή του νέου φορτίου, λόγω της διαφοράς ανάμεσα στη ροπή του κινητήρα και του φορτίου (εξίσωση (9.9)). Η απόκριση του ρυθμιστή στροφών ωθεί τον κανόνα της αντλίας πετρελαίου σε θέσεις υψηλότερης παροχής καυσίμου. Ταυτόχρονα, η υστέρηση του υπερπληρωτή κατά τους πρώτους μεταβατικούς κύκλους) οδηγεί σε βραδύτερη αύξηση της πίεσης εισαγωγής, οπότε και σε έλλειψη αέρα και πτώση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου. Ωστόσο, η υψηλή ροπή αδρανείας του συστήματος κινητήρα-πέδη επιβραδύνει την εξέλιξη του όλου φαινομένου, συγκαλύπτοντας έτσι τις ιδιαιτερότητες της μεταβατικής λειτουργίας.

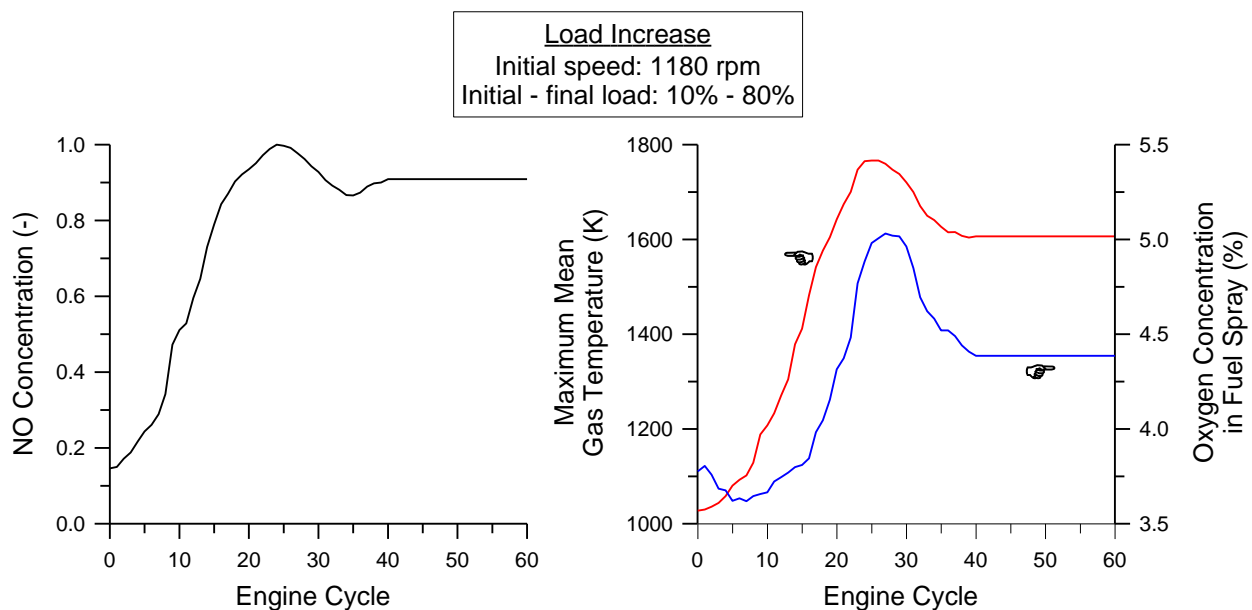


Σχήμα 9.7 Αποτελέσματα εφαρμογής του κώδικα για την αύξηση φορτίου από 10% σε 80% με αρχική ταχύτητα περιστροφής 1180 rpm.

Στο Σχήμα 9.8 παρουσιάζεται η μεταβολή της εκτιμώμενης (αδιάστατης) συγκέντρωσης NO για την ονομαστική περίπτωση αύξησης φορτίου. Μαζί με αυτήν δίνεται και η ανάπτυξη της μέγιστης μέσης θερμοκρασίας του αερίου εντός του κυλίνδρου και της συγκέντρωσης οξυγόνου εντός της δέσμης καυσίμου (καμένη ζώνη). Αξιολογώντας προκαταρκτικά τον κώδικα, παρατηρείται ότι η μεταβολή των εκπομπών NO έχει την αναμενόμενη μορφή, η οποία επιβεβαιώνεται από την (περιορισμένη) αντίστοιχη έρευνα [41-43]. Έτσι, παρέχεται μία πρώτη ένδειξη ότι ο κώδικας λειτουργεί ορθά ως προς την εκτίμηση των εκπομπών NO, τουλάχιστον σε ποιοτικό επίπεδο.

Αρχικά, οι εκπομπές NO κυμαίνονται σε χαμηλά επίπεδα (σε σχέση με τη μετέπειτα εξέλιξή τους), λόγω του πολύ χαμηλού φορτίου. Η επακόλουθη αύξηση του φορτίου οδηγεί σε

αύξηση των εκπομπών NO, με τη μεταβολή τους να ακολουθεί στενά την ανάπτυξη της μέγιστης θερμοκρασίας (Σχήμα 9.8), όπως άλλωστε αναμενόταν [6]. Τοπικά υψηλές θερμοκρασίες, προερχόμενες από την καύση μιγμάτων αέρα-καυσίμου κοντά στη στοιχειομετρία, ευνοούν τον έντονο σχηματισμό του NO. Η ανάπτυξη πολλών τέτοιων περιοχών κατά τους πρώτους κύκλους μίας μεταβολής οφείλεται στην υστέρηση του υπερπληρωτή. Η τελευταία αναδεικνύεται χαρακτηριστικά στο Σχήμα 9.8 από την αρχική πτώση της συγκέντρωσης του οξυγόνου, γεγονός που σημαίνει (σχετική) έλλειψη αέρα. Ωστόσο, συνολικά το μίγμα σε κανένα σημείο της μεταβολής δεν έγινε πλούσιο (Σχήμα 9.6), οπότε υπήρχε συνεχώς διαθέσιμο οξυγόνο για το σχηματισμό του NO [18].

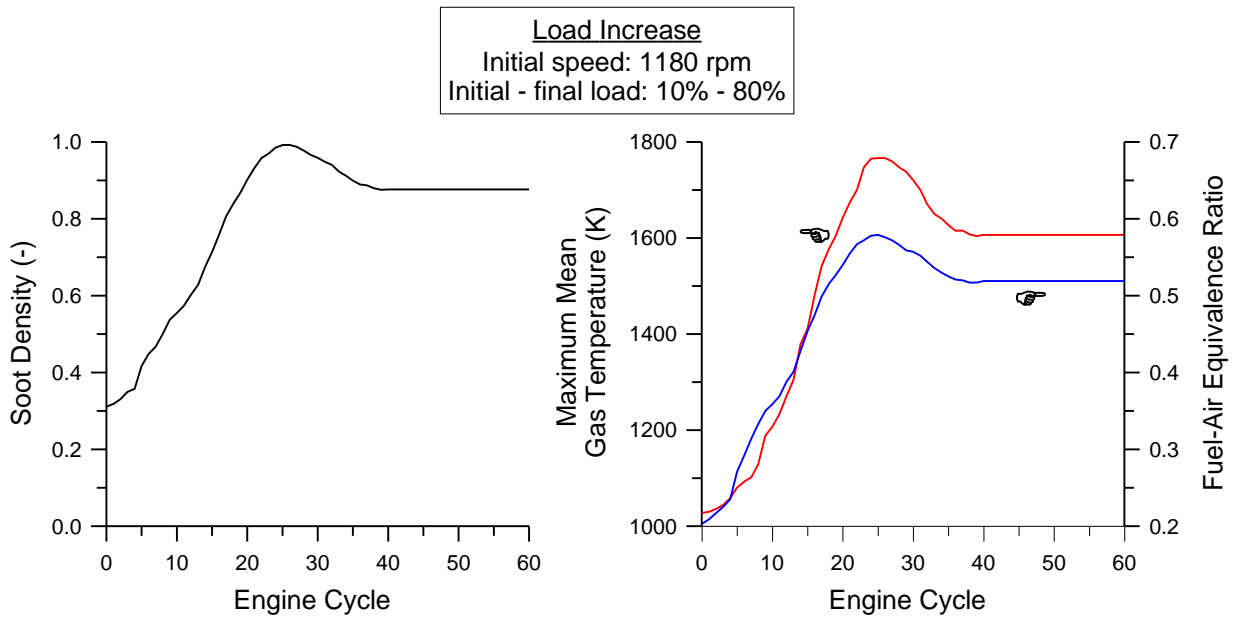


Σχήμα 9.8 Μεταβολή της αδιάστατης συγκέντρωσης NO, της μέγιστης μέσης θερμοκρασίας του αερίου και της συγκέντρωσης οξυγόνου στη δέσμη του καυσίμου κατά την αύξηση φορτίου από 10% σε 80% με αρχική ταχύτητα περιστροφής 1180 rpm.

Στο Σχήμα 9.9 παρουσιάζεται η μεταβολή της εκτιμώμενης πυκνότητας αιθάλης (σε αδιάστατη μορφή) για την ονομαστική περίπτωση αύξησης φορτίου. Μαζί με αυτήν δίνεται και η ανάπτυξη της μέγιστης μέσης θερμοκρασίας του αερίου εντός του κυλίνδρου και του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα. Για την προκαταρκτική αξιολόγηση του κώδικα, παρατηρείται ότι η μεταβολή των εκπομπών αιθάλης έχει την αναμενόμενη μορφή, η οποία επιβεβαιώνεται από την (περιορισμένη) αντίστοιχη έρευνα [42,43]. Έτσι, παρέχεται μία ένδειξη ότι ο κώδικας λειτουργεί ορθά ως προς την εκτίμηση των εκπομπών αιθάλης, τουλάχιστον σε ποιοτικό επίπεδο.

Ο σχηματισμός της αιθάλης εξαρτάται ισχυρά από το φορτίο του κινητήρα [6]. Έτσι, η αύξησή του, οδηγεί στην έγχυση μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου, αυξάνοντας τη θερμοκρασία στην καμένη ζώνη και προάγοντας το σχηματισμό της αιθάλης. Οι τοπικά υψηλές τιμές του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα, λόγω της υστέρησης του υπερπληρωτή κατά τους

πρώτους κύκλους λειτουργίας, ευνοούν αυτό το φαινόμενο. Ωστόσο, ενώ αυτός ο μηχανισμός επικρατεί σε μόνιμες συνθήκες, κατά τη μεταβατική λειτουργία (ειδικά σε απότομες μεταβολές) σημαντικό ρόλο παίζει και η ελλιπής ανάμιξη του εγχυόμενου καυσίμου με τον περιβάλλοντα αέρα, όπως αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 6. Έτσι, δυσχεραίνεται η οξειδωση της αιθάλης, ενώ η πρόσκρουση της δέσμης του καυσίμου (σε υγρή μορφή) στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης εντείνεται. Βέβαια, η υψηλή ροπή αδρανείας του συγκεκριμένου κινητήρα τείνει να περιορίσει την ένταση όλων αυτών των φαινομένων.

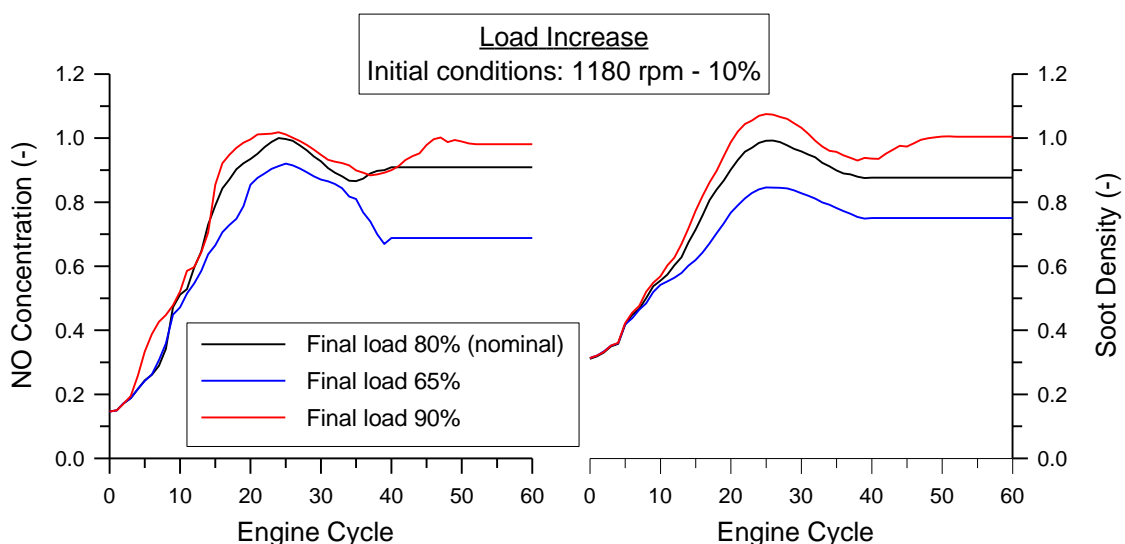


Σχήμα 9.9 Μεταβολή της αδιάστατης πυκνότητας αιθάλης, της μέγιστης μέσης θερμοκρασίας του αερίου και του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα κατά την αύξηση φορτίου από 10% σε 80% με αρχική ταχύτητα περιστροφής 1180 rpm.

9.4 Ποιοτική Αξιολόγηση του Κώδικα Προσομοίωσης

Μετά την προκαταρκτική αξιολόγηση του κώδικα αναφορικά με τις εκτιμήσεις των εκπομπών ρύπων, γίνεται μία περαιτέρω αξιολόγησή του σε ποιοτικό επίπεδο (γι' αυτό και τα αποτελέσματα δίνονται σε αδιάστατη μορφή). Έτσι, διεξάγεται μία παραμετρική ανάλυση, με σκοπό να διαπιστωθεί εάν ο κώδικας μπορεί να προβλέψει σωστά την ποιοτική επίδραση κάποιων λειτουργικών και σχεδιαστικών παραμέτρων του κινητήρα στις εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO) και αιθάλης. Κριτήριο αξιολόγησης των αποτελεσμάτων είναι η ποιοτική τους συμφωνία με τα αναμενόμενα σύμφωνα με τις φυσικές αρχές και τη θερμοδυναμική, καθώς και με τα συμπεράσματα άλλων ερευνητών.

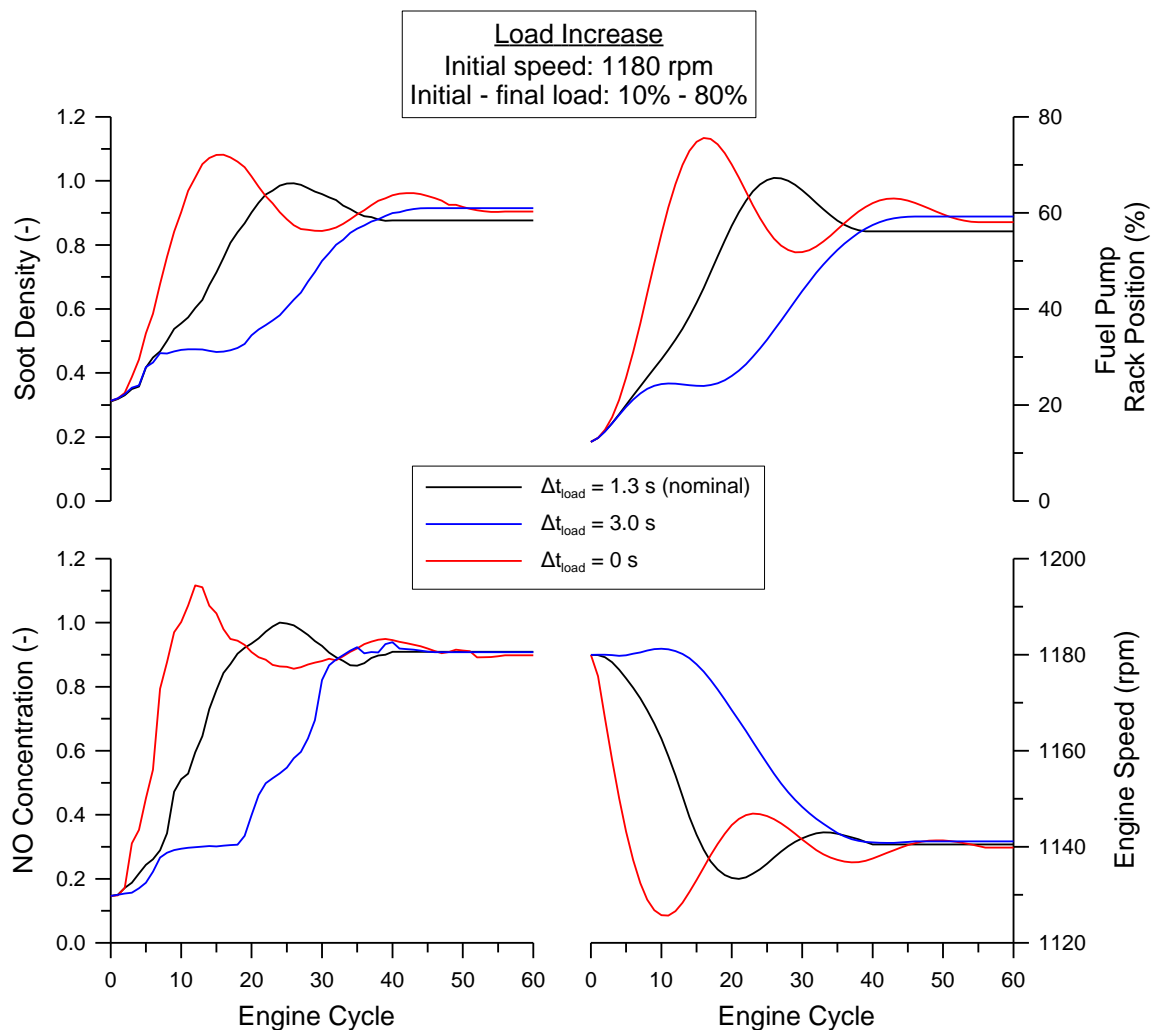
Η πρώτη παράμετρος που συμπεριλαμβάνεται στην ανάλυση είναι το μέγεθος του επιβαλλόμενου φορτίου, η επίδραση του οποίου παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.10. Υψηλότερο φορτίο οδηγεί σε μεγαλύτερη πτώση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (λόγω της υψηλότερης διαφοράς μεταξύ των ροπών της πέδης και του κινητήρα), με αποτέλεσμα ο ρυθμιστής στροφών να ωθεί τον κανόνα σε θέσεις υψηλότερης παροχής καυσίμου. Με αυτόν τον τρόπο, εντείνεται η επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή, οπότε εμφανίζονται υψηλότεροι λόγοι ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα και αναπτύσσονται υψηλότερες τοπικές θερμοκρασίες, ευνοώντας τον εντονότερο σχηματισμό NO και αιθάλης. Έτσι, όπως παρατηρείται στο Σχήμα 9.10, τόσο οι μέγιστες όσο και οι τελικές τιμές των εκπομπών NO και αιθάλης αυξάνονται με την αύξηση του επιβαλλόμενου φορτίου, επιβεβαιώνοντας τα αποτελέσματα προηγούμενων μελετών [44].



Σχήμα 9.10 Επίδραση του εύρους μεταβολής του φορτίου στις εκπομπές NO και αιθάλης.

Στο Σχήμα 9.11 παρουσιάζεται η επίδραση του ρυθμού αύξησης του φορτίου, όπου παρατηρείται ότι αυτή η παράμετρος επηρεάζει μόνο την πορεία μεταβολής των μεγεθών και όχι τις απόλυτες τιμές τους στο τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας [45,46]. Η πιο σημαντική

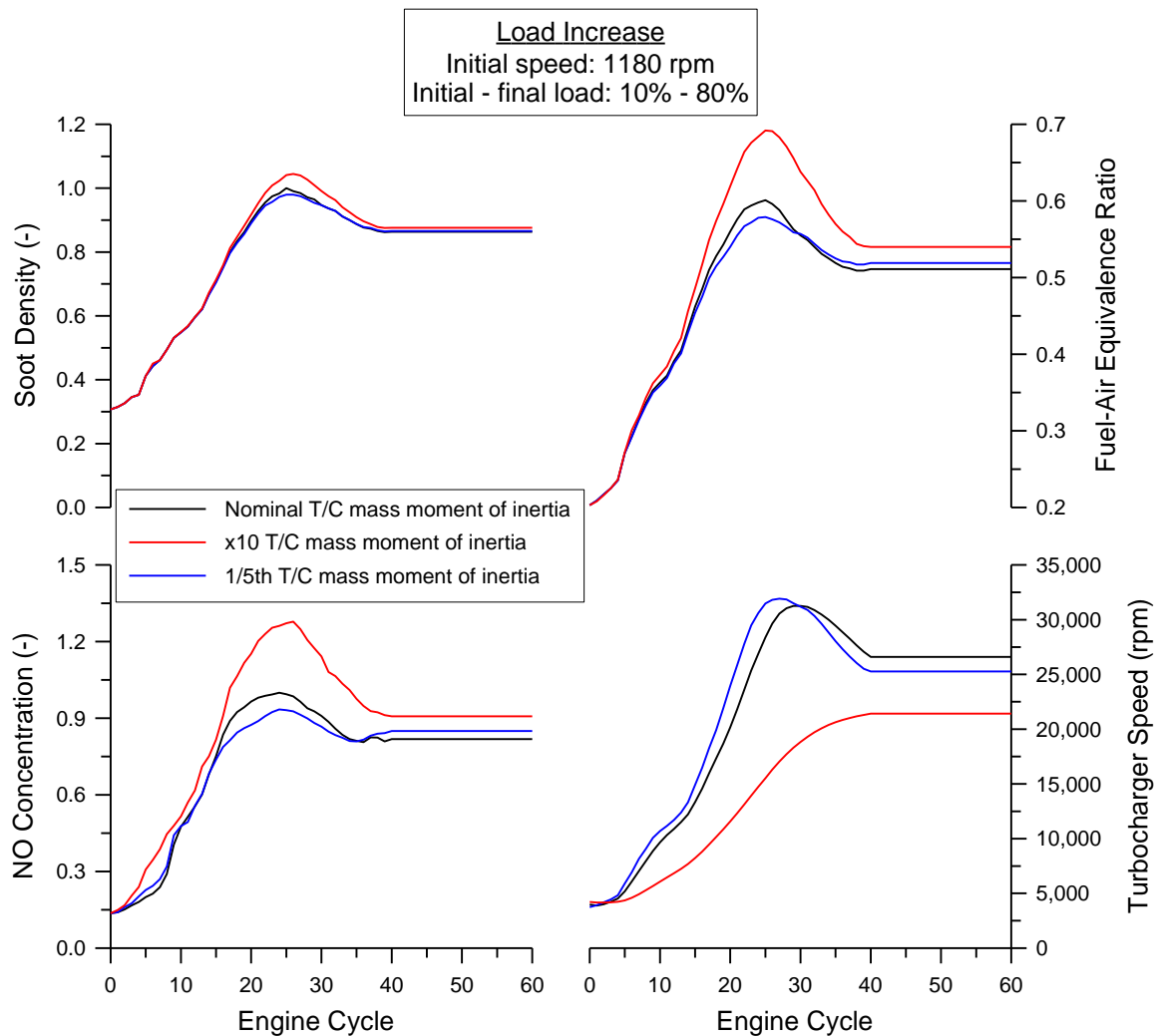
περίπτωση είναι η ακαριαία αύξηση φορτίου ($\Delta t_{load}=0$), όπου αυτό επιβάλλεται από τον πρώτο μόλις κύκλο λειτουργίας. Έτσι, η πτώση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα είναι μεγαλύτερη, οδηγώντας σε μεγαλύτερη αύξηση της παροχής καυσίμου (Σχήμα 9.11), ενώ η υστέρηση του υπερπληρωτή προκαλεί σχετική έλλειψη αναρροφώμενου αέρα. Σε αυτές τις συνθήκες ευνοείται ο έντονος σχηματισμός NO και αιθάλης, εξαιτίας των υψηλών τοπικών θερμοκρασιών και των αυξημένων τιμών του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα. Αντίθετα, στην περίπτωση της αργής επιβολής του φορτίου, η ένταση όλων των φαινομένων περιορίζεται και οι μέγιστες τιμές των εκπομπών ρύπων είναι χαμηλότερες (Σχήμα 9.11) [45].



Σχήμα 9.11 Επίδραση του ρυθμού επιβολής του νέου φορτίου στις εκπομπές NO και αιθάλης.

Η επίδραση μίας βασικής παραμέτρου του υπερπληρωτή, της ροπής αδρανείας του, παρουσιάζεται στο Σχήμα 9.12. Η μείωση της ροπής αδρανείας του υπερπληρωτή αποτελεί μία απλή μέθοδο βελτίωσης της μεταβατικής απόκρισης [44]. Αυτό μπορεί να διαπιστωθεί από την ταχύτερη επιτάχυνση του υπερπληρωτή όταν η ροπή αδρανείας του μειωθεί κατά 80% (Σχήμα 9.12). Σε αυτήν την περίπτωση, η πίεση εισαγωγής αναπτύσσεται ταχύτερα, με αποτέλεσμα οι μέγιστες τιμές του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα να είναι χαμηλότερες και να περιορίζονται

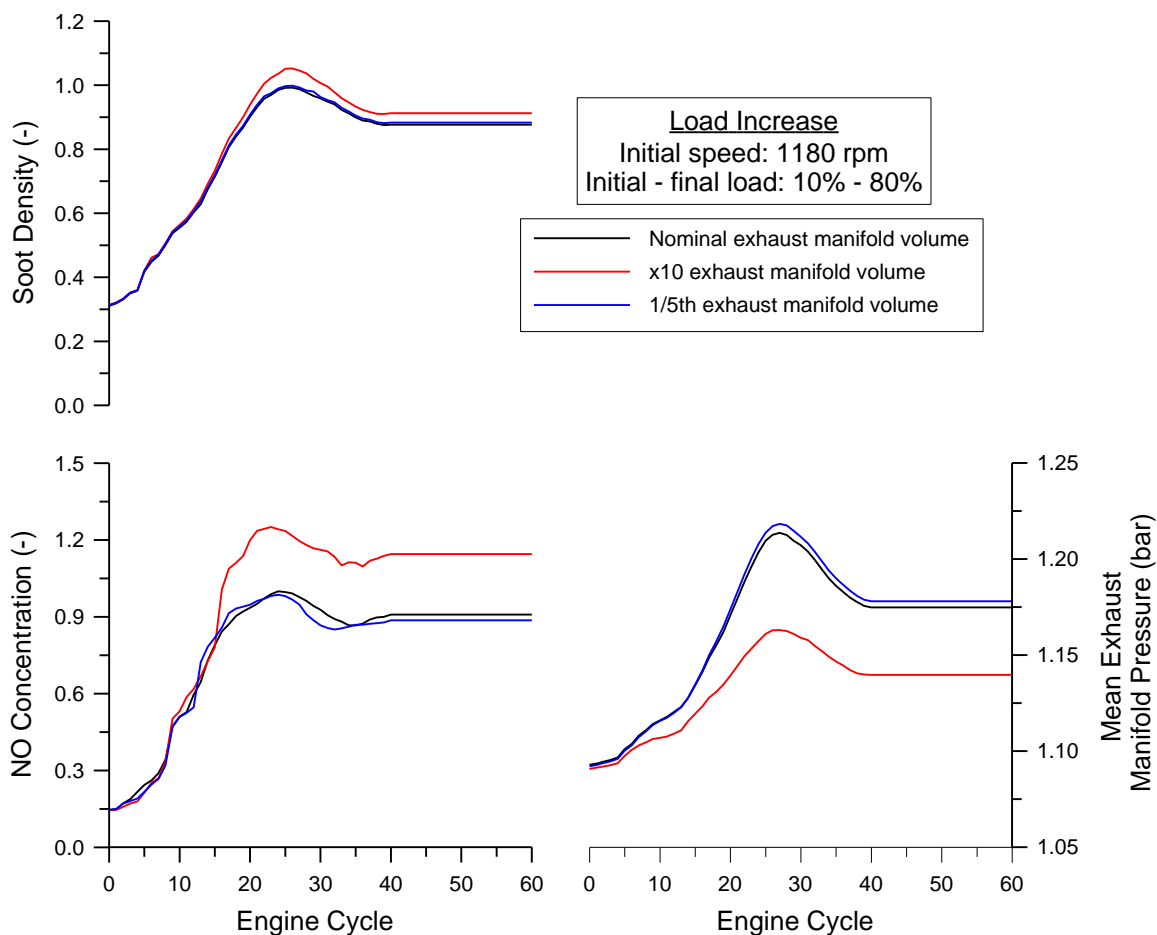
οι εκπομπές NO και αιθάλης. Ωστόσο, σημαντικά εντονότερη επίδραση έχει ο δεκαπλασιασμός της ροπής αδρανείας του υπερπληρωτή, όπου προκαλούνται τα αντίθετα αποτελέσματα σε σχέση με την προηγούμενη περίπτωση, επιβεβαιώνοντας τα συμπεράσματα προηγούμενης έρευνας [14,47]. Συνολικά, φαίνεται ότι η κύρια επίδραση αυτής της παραμέτρου είναι στις εκπομπές NO, ενώ οι εκπομπές αιθάλης δεν παρουσιάζουν αξιόλογη μεταβολή (Σχήμα 9.12).



Σχήμα 9.12 Επίδραση της ροπής αδρανείας του υπερπληρωτή στις εκπομπές NO και αιθάλης.

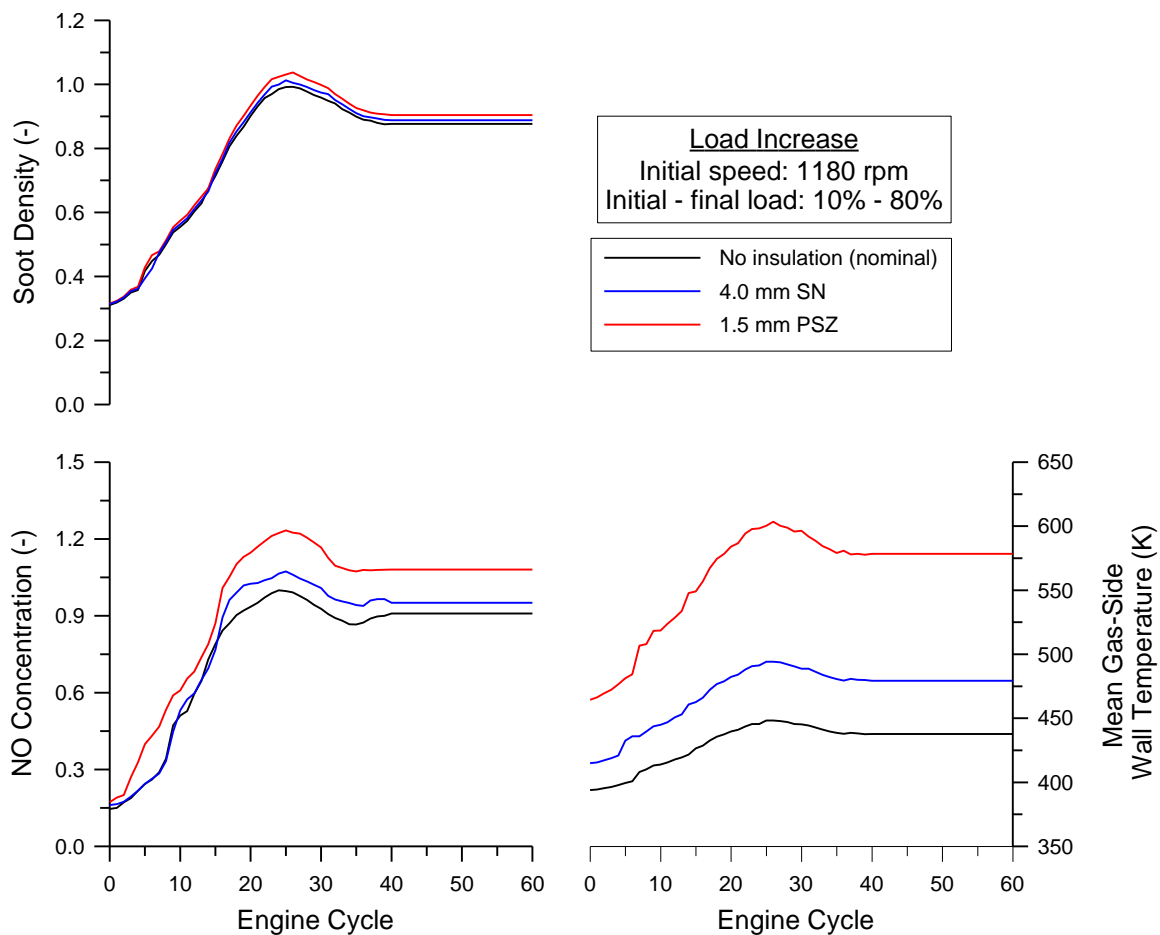
Στο Σχήμα 9.13 παρουσιάζεται η επίδραση του όγκου της πολλαπλής εξαγωγής, παράμετρος η οποία προσομοιώνει τη μέθοδο υπερπλήρωσης του κινητήρα. Δέκα φορές μεγαλύτερος όγκος της πολλαπλής εξαγωγής (σύστημα υπερπλήρωσης σταθερής πίεσης, συνήθης περίπτωση σε μεγάλους δίχρονους κινητήρες ηλεκτροπαραγωγής ή ναυτικής πρόωσης [20]) οδηγεί σε σημαντική μείωση της (μέσης) πίεσης των καυσαερίων που εισέρχονται στο στρόβιλο. Έτσι, ο υπερπληρωτής περιστρέφεται σε χαμηλότερη ταχύτητα, παράγοντας μικρότερη πίεση υπερπλήρωσης, ενώ σε συνδυασμό με την αυξημένη παροχή καυσίμου ευνοείται ο έντονος σχηματισμός NO και αιθάλης. Στην αντίθετη περίπτωση,

ελάττωση του όγκου της πολλαπλής εξαγωγής στο ένα πέμπτο του αρχικού (σύστημα υπερπλήρωσης με παλμούς πίεσης), βελτιώνει ελαφρώς τη μεταβατική απόκριση του κινητήρα. Παράλληλα, περιορίζονται οι εκπομπές NO και αιθάλης (βέβαια σε πολύ μικρό βαθμό, Σχήμα 9.13), λόγω της αυξημένης πίεσης υπερπλήρωσης και της πίεσης που επικρατεί στην πολλαπλή εξαγωγής (Σχήμα 9.13).



Σχήμα 9.13 Επίδραση του όγκου της πολλαπλής εξαγωγής στις εκπομπές NO και αιθάλης.

Τέλος, στο Σχήμα 9.14 παρουσιάζεται η επίδραση της μόνωσης των τοιχωμάτων του κυλίνδρου, προσομοιώνοντας έτσι τον κινητήρα μειωμένων θερμικών απωλειών. Ως αποτέλεσμα, οι θερμοκρασίες εντός του κυλίνδρου είναι υψηλότερες, εφόσον και τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης είναι θερμότερα (Σχήμα 9.14). Ωστόσο, έχει βρεθεί ότι η επίδραση στην απόκριση του κινητήρα και του υπερπληρωτή είναι περιορισμένη [19]. Τελικά, οι εκπομπές NO αυξάνονται σημαντικά όσο εντείνεται η μόνωση του κυλίνδρου, λόγω της ισχυρής εξάρτησης του σχηματισμού του NO από τη θερμοκρασία [6]. Αντίθετα, η επίδραση στις εκπομπές αιθάλης είναι μικρή, πιθανώς λόγω της επίδρασης της θερμοκρασίας τόσο στο σχηματισμό όσο και στην οξειδωση της αιθάλης, όπως μπορεί να φανεί από τις εξισώσεις (9.6) [27,46].



Σχήμα 9.14 Επίδραση της μόνωσης του κυλίνδρου στις εκπομπές NO και αιθάλης.

Από τη συνολική αξιολόγηση του κώδικα σε ποιοτικό επίπεδο, διαπιστώνεται η δυνατότητά του να εκτιμά ορθά την επίδραση διαφόρων λειτουργικών και σχεδιαστικών παραμέτρων του κινητήρα στις εκπομπές NO και αιθάλης.

9.5 Σύνοψη – Συμπεράσματα

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάστηκε η εφαρμογή και η ποιοτική αξιολόγηση ενός κώδικα προσομοίωσης της μεταβατικής λειτουργίας κινητήρων diesel με δυνατότητα εκτίμησης των εκπομπών ρύπων. Ο κώδικας συντέθηκε εισάγοντας ένα ήδη ανεπτυγμένο διζωνικό μοντέλο καύσης (πειραματικά επιβεβαιωμένο σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας) σε ένα προϋπάρχον μοντέλο μεταβατικής λειτουργίας. Η μοναδική επιπλέον παρέμβαση που πραγματοποιήθηκε στα πλαίσια της παρούσας εργασίας ήταν στο μοντέλο δυναμικής ανάλυσης του συστήματος κινητήρα-πέδη. Σκοπός της εφαρμογής του κώδικα ήταν η προκαταρκτική αξιολόγηση των εκτιμήσεων αναφορικά με τις εκπομπές NO και αιθάλης, και όχι η ερμηνεία των μεταβατικών φαινομένων, η οποία έχει δοθεί στο Κεφάλαιο 6. Γι' αυτόν το λόγο, πέραν της ονομαστικής μεταβολής, πραγματοποιήθηκε και μία παραμετρική ανάλυση, με τα αποτελέσματα να παρουσιάζονται σε αδιάστατη μορφή, λόγω της έλλειψης πειραματικής επιβεβαίωσης των εκπομπών ρύπων σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Η εφαρμογή έγινε σε έναν κινητήρα (ναυτικής πρόωσης) με πολύ περιορισμένο εύρος ταχυτήτων περιστροφής, γι' αυτό και μελετήθηκε μόνο η περίπτωση αύξησης φορτίου. Επίσης, η μεγάλη ροπή αδρανείας του περιόρισε την ένταση των μεταβατικών φαινομένων.

Οι εκτιμήσεις των εκπομπών NO και αιθάλης σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας χαρακτηρίζονται καταρχήν ορθές σε ποιοτικό επίπεδο, εφόσον συμφωνούν τόσο με τα αναμενόμενα αποτελέσματα με βάση τις φυσικές αρχές όσο και με τα συμπεράσματα άλλων ερευνητών. Ακόμα, ο κώδικας έχει τη δυνατότητα να εκτιμά ορθά την ποιοτική επίδραση διαφόρων λειτουργικών και σχεδιαστικών παραμέτρων του κινητήρα στις εκπομπές NO και αιθάλης.

Συνοψίζοντας, αξίζει να σημειωθεί ότι η προσομοίωση των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία των σύγχρονων κινητήρων diesel, εξοπλισμένων με τα πλέον εξελιγμένα υποσυστήματα (ανακυκλοφορία καυσαερίων, στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας, ηλεκτρονικά συστήματα έγχυσης, συστήματα επεξεργασίας καυσαερίων κτλ.), εμφανίζει εξαιρετικές δυσκολίες, λόγω των πεπλεγμένων αλληλεπιδράσεων μεταξύ των διαφόρων συνιστωσών. Ενδεικτικά, αναφέρεται ότι τα εγχειρίδια τέτοιου είδους κινητήρων είναι της τάξης μερικών χιλιάδων σελίδων. Ωστόσο, η προσομοίωση μπορεί να παρέχει πληροφορίες που δεν είναι διαθέσιμες από τις πειραματικές μετρήσεις. Έτσι, η συνδυασμένη εφαρμογή αυτών των δύο μεθόδων έρευνας συντελεί σε πολύ μεγάλο βαθμό στην ανάπτυξη και εξέλιξη αποδοτικότερων και λιγότερο ρυπογόνων κινητήρων.

9.6 Ορολογία και Συμβολισμοί

Λατινικά

E	ενέργεια ενεργοποίησης (J/kmol)
G	ροπή αδρανείας (kgm ²)
k _{if}	σταθερά του προς τα εμπρός ρυθμού εξέλιξης της αντίδρασης i (m ³ /kmol s)
K ₁	συντελεστής προετοιμασίας του καυσίμου στο μοντέλο καύσης (bar ^m)
K _{pi}	σταθερά χημικής ισορροπίας της αντίδρασης i με βάση τις μερικές πιέσεις
m	μάζα (kg)
M	ροπή (N m)
p	πίεση (N/m ²)
R	μονόδρομη ταχύτητα αντίδρασης ισορροπίας (kmol/m ³ s)
R _m	παγκόσμια σταθερά των αερίων, 8314.3 J/kmol K
t	χρόνος (s)
T	θερμοκρασία (K)
V	όγκος (m ³)

Ελληνικά

φ	γωνία στροφάλου (°)
ω	γωνιακή ταχύτητα περιστροφής (rad/s)

Δείκτες

coupl	ενδιάμεσος (ελαστικός) σύνδεσμος
D	απόσβεση
e	κινητήρας
fl	σφόνδυλος
fr	τριβή
L	φορτίο
S	ακαμψία
sc	οξειδωση (κατανάλωση) αιθάλης
sf	σηματισμός αιθάλης
sn	καθαρή παραγωγή αιθάλης

Συντομογραφίες

NO	μονοξειδίο του αζώτου
----	-----------------------

9.7 Βιβλιογραφία

1. Γιακουμής Ε.Γ., Μεταβατική Κατάσταση Λειτουργίας Κινητήρων Diesel, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1997.
2. Ρακόπουλος Δ.Κ., Ανάπτυξη Διζωνικού Μοντέλου Καύσης Κινητήρα Diesel Αμέσου Έγχυσης και Σύγκριση με Πειραματικές Μετρήσεις στον Πρότυπο Κινητήρα Hydra του Εργαστηρίου Μ.Ε.Κ., Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2002.
3. Χουντάλας Δ.Θ., Θερμοδυναμική Ανάλυση του Κινητήρα Diesel με Έμμεση Έγχυση, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1989.
4. Ρακόπουλος Δ.Κ., Καύση και Εκπομπή Ρύπων Υγρών Βιοκαυσίμων σε Κινητήρες Diesel, Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2007.
5. Rakopoulos C.D., Hountalas D.T., 'Development and Validation of a 3-D Multi-Zone Combustion Model for the Prediction of DI Diesel Engines Performance and Pollutants Emissions', SAE Paper No. 981021, 1998.
6. Heywood J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988.
7. Benson R.S., Whitehouse N.D., Internal Combustion Engines, Pergamon Press, Oxford, 1979.
8. Ρακόπουλος Κ.Δ., Χουντάλας Δ.Θ., Καύση – Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1998.
9. Rakopoulos C.D., Rakopoulos D.C., Kyritsis D.C., 'Development and Validation of a Comprehensive Two-Zone Model for Combustion and Emissions Formation in a DI Diesel Engine', International Journal of Energy Research, Vol. 27, pp. 1221-1249, 2003.
10. Rakopoulos C.D., Rakopoulos D.C., Giakoumis E.G., Kyritsis D.C., 'Validation and Sensitivity Analysis of a Two Zone Diesel Engine Model for Combustion and Emissions Prediction', Energy Conversion and Management, Vol. 45, pp. 1471-1495, 2004.
11. Hiroyasu H., Kadota T., Arai M., 'Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions', Bulletin of the JSME, Vol. 26, pp. 569-583, 1983.
12. Arai M., Tabata M., Hiroyasu H., Shimizu M., 'Disintegration Process and Spray Characterization of Fuel Jet Injected by a Diesel Nozzle', SAE Paper No. 840275, 1984.
13. Whitehouse N.D., Way R.G.B., 'Rate of Heat Release in Diesel Engines and its Correlation with Fuel Injection Data', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part 3J, Vol. 184, pp. 17-27, 1969-1970.
14. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., 'Review of Thermodynamic Diesel Engine Simulations under Transient Operating Conditions', SAE Paper No. 2006-01-0884, 2006.

15. Annand W.J.D., 'Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Thermodynamics and Fluid Mechanics Group, Vol. 177, pp. 973-990, 1963.
16. Annand W.J.D., Ma T.H., 'Instantaneous Heat Transfer Rates to the Cylinder Head Surface of a Small Compression-Ignition Engine', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Combustion Engines Group, Vol. 185, pp. 976-987, 1970-1971.
17. Shahed S.M., Chiu W.S., Lyn W.T., 'A Mathematical Model of Diesel Combustion', Institution of Mechanical Engineers, Conference on "Combustion in Engines", Paper No. C94/75, pp. 119-128, 1975.
18. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., Rakopoulos D.C., 'Exhaust Emissions Estimation during Transient Turbocharged Diesel Engine Operation Using a Two-Zone Combustion Model', International Journal of Vehicle Design, Vol. 49, pp. 125-149, 2009.
19. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Rakopoulos D.C., 'Study of the Short-Term Cylinder Wall Temperature Oscillations during Transient Operation of a Turbocharged Diesel Engine with Various Insulation Schemes', International Journal of Engine Research, Vol. 9, pp. 177-193, 2008.
20. Ρακόπουλος Κ.Δ., Γιακουμής Ε.Γ., Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ., Ε.Μ.Π., Αθήνα, 2006.
21. Taraza D., Henein N., Bryzik W., 'Friction Losses in Multi-Cylinder Diesel Engines', SAE Paper No. 2000-01-0921, 2000.
22. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Dimaratos A.M., 'Evaluation of Various Dynamic Issues during Transient Operation of Turbocharged Diesel Engine with Special Reference to Friction Development', SAE Paper No. 2007-01-0136, 2007.
23. Giakoumis E.G., 'Lubricating Oil Effects on the Transient Performance of a Turbocharged Diesel Engine', Energy, Vol. 35, pp. 864-873, 2010.
24. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., 'Sensitivity Analysis of Transient Diesel Engine simulation', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 220, pp. 89-101, 2006.
25. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Hountalas D.T., 'Experimental and Simulation Analysis of the Transient Operation of a Turbocharged, Multi-Cylinder IDI Diesel Engine', International Journal of Energy Research, Vol. 22, pp. 317-331, 1998.
26. Way R.J.B., 'Methods for Determination of Composition and Thermodynamic Properties of Combustion Products for Internal Combustion Engine Calculations', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 190, pp. 687-697, 1977.

27. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., Rakopoulos D.C., 'Evaluation of the Effect of Engine, Load and Turbocharger Parameters on Transient Emissions of Diesel Engine', *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, pp. 2381-2393, 2009.
28. Lavoie G.A., Heywood J.B., Keck J.C., 'Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines', *Combustion Science and Technology*, Vol. 1, pp. 313-326, 1970.
29. Lipkea W.H., DeJoode A.D., 'Direct Injection Diesel Engine Soot Modeling: Formulation and Results', SAE Paper No. 940670, 1994.
30. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Hountalas D.T., Rakopoulos D.C., 'The Effect of Various Dynamic, Thermodynamic and Design Parameters on the Performance of a Turbocharged Diesel Engine Operating under Transient Load Conditions', SAE Paper No. 2004-01-0926, 2004.
31. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., 'A Computer Program for Simulating the Steady-State and Transient Behaviour of Direct-Acting Engine Governors', *Advances in Engineering Software*, Vol. 30, pp. 281-289, 1999.
32. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Hountalas D.T., 'A Simulation Analysis of the Effect of Governor Technical Characteristics and Type on the Transient Performance of a Naturally Aspirated IDI Diesel Engine', SAE Paper No. 970634, 1997.
33. Rakopoulos C.D., Hountalas D.T., 'A Simulation Analysis of a DI Diesel Engine Fuel Injection System Fitted with a Constant Pressure Valve', *Energy Conversion and Management*, Vol. 37, pp. 135-150, 1996.
34. Θεοτοκάτος Γ.Π., Μοντελοποίηση Λειτουργίας Υπερπληρωμένου Κινητήρα Diesel – Συστήματα Υπερπλήρωσης, Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π., Αθήνα, 1994.
35. Watson N., Janota M.S., Turbocharging the Internal Combustion Engine, MacMillan, London, 1982.
36. Giakoumis E.G., Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., 'Study of Crankshaft Torsional Deformation under Steady-State and Transient Operation of Turbocharged Diesel Engines', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics*, Vol. 222, pp. 17-30, 2008.
37. Zweiri Y.H., Whidborne J.F., Seneviratne L.D., 'Detailed Analytical Model of a Single-Cylinder Diesel Engine in the Crank Angle Domain', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 215, pp. 1197-1216, 2001.
38. Giakoumis E.G., Dimaratos A.M., 'The Effect of Various Parameters on the Crankshaft Torsional Deformation of a Turbocharged Diesel Engine Operating under Transient Load Conditions', In: A. Mirandola, O. Arnas, A. Lazzaretto, editors. *Proceedings of the 20th*

- International Conference 'ECOS 2007', Padova, Italy, June 25-28, 2007, Vol. 1, pp. 79-86.
39. Giakoumis E.G., Dodoulas I.A., Rakopoulos C.D., 'Instantaneous Crankshaft Torsional Deformation during Turbocharged Diesel Engine Operation', *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 54, pp. 217-237, 2010.
40. Ceausu R., Taraza D., Henein N.A., Bryzik W., 'A Generic, Transient Model of a Turbocharged, Multi-Cylinder, Common-Rail Diesel Engine', Paper No. ICES2005-1021, Spring Technical Conference, ASME, 2005.
41. Chan S.H., He Y., Sun J.H., 'Prediction of Transient Nitric Oxide in Diesel Exhaust', *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 213, pp. 327-339, 1999.
42. Bazari Z., 'Diesel Exhaust Emissions Prediction under Transient Operating Conditions', SAE Paper No. 940666, 1994.
43. Westlund A., Winkler N., Diotallevi F., Ångström H.E., 'Predictions and Measurements of Transient NO Emissions for a Two-stage Turbocharged HD Diesel Engine with EGR', *THIESEL 2008 Conference Proceedings*, 2008.
44. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Diesel Engine Transient Operation, Springer, London, 2009.
45. Hagena J.R., Filipi Z.S., Assanis D.N., 'Transient Diesel Emissions: Analysis of Engine Operation during a Tip-In', SAE Paper 2006-01-1151, 2006.
46. Giakoumis E.G., Dimaratos A.M., Rakopoulos D.C., 'A Parametric Analysis of Exhaust Emissions Prediction during Transient Turbocharged Diesel Engine Operation', In: A. Ziębik, Z. Kolenda, W. Stanek, editors. *Proceedings of the 21st International Conference 'ECOS 2008'*, Cracow-Gliwice, June 24-27, 2008, Vol. 1, pp. 507-514.
47. Watson N., 'Transient Performance Simulation and Analysis of Turbocharged Diesel Engines', SAE Paper No. 810338, 1981.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 10

Σύνοψη και Συμπεράσματα της Διατριβής – Στοιχεία Πρωτοτυπίας – Προτάσεις για Μελλοντική Εργασία

10.1 Σύνοψη και Συμπεράσματα της Διατριβής

Η παρούσα διδακτορική διατριβή είχε ως κύριο σκοπό τη μελέτη των εκπομπών του μονοξειδίου του αζώτου (NO), της αιθάλης και του θορύβου της καύσης κατά τη μεταβατική λειτουργία ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel. Η διερεύνηση πραγματοποιήθηκε σε πειραματικό επίπεδο για ένα μεγάλο εύρος μεταβολών. Παράλληλα, έγιναν τα πρώτα βήματα σύνθεσης (χρησιμοποιώντας μοντέλα και κώδικες που έχουν αναπτυχθεί σε άλλες εργασίες εντός του εργαστηρίου Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π.) ενός κώδικα προσομοίωσης της μεταβατικής λειτουργίας κινητήρων diesel, ο οποίος συμπεριλαμβάνει την εκτίμηση των εκπομπών ρύπων.

Για την επίτευξη του στόχου της εργασίας αναπτύχθηκε εξ ολοκλήρου από την αρχή μία πειραματική εγκατάσταση στον εξακύλινδρο, υπερπληρωμένο κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA, ο οποίος εφαρμόζεται ευρέως στην αυτοκίνηση (μικρά αστικά λεωφορεία και ελαφρά/μεσαία φορτηγά). Σε αυτήν την εφαρμογή οι κινητήρες λειτουργούν σχεδόν αποκλειστικά σε μεταβατικές συνθήκες, γεγονός που τους καθιστά τους πλέον κατάλληλους για μελέτες σαν αυτήν της παρούσας εργασίας. Χρησιμοποιήθηκαν αναλυτές καυσαερίων υπερταχείας απόκρισης, οι οποίοι είναι ειδικά σχεδιασμένοι για μετρήσεις σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας μηχανών εσωτερικής καύσης, έτσι ώστε να είναι εφικτή η συνεχής καταγραφή των στιγμιαίων (σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας) εκπομπών NO και αιθάλης. Επίσης, εγκαταστάθηκαν διάφορες μετρητικές διατάξεις και συσκευές για τη συνεχή καταγραφή των λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα και των υποσυστημάτων του. Η καταγραφή όλων των σημάτων έγινε μέσω σύγχρονης κάρτας αναλογοψηφιακής μετατροπής, σε συνδυασμό με Η/Υ υψηλών δυνατοτήτων.

Στο πρώτο στάδιο της εργασίας πραγματοποιήθηκαν μετρήσεις σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Το δεύτερο και σημαντικότερο στάδιο της διερεύνησης διεξάχθηκε κατά τη μεταβατική λειτουργία, περιλαμβάνοντας ένα μεγάλο εύρος μεταβολών που βιώνει στην καθημερινή του χρήση ένας κινητήρας diesel οχήματος. Λόγω της εφαρμογής του συγκεκριμένου κινητήρα, η μελέτη επικεντρώθηκε αρχικά στην επιτάχυνσή του,

ενώ η παρουσία της υδραυλικής πέδης οδήγησε σε παράλληλη αύξηση του φορτίου, όπως ακριβώς συμβαίνει και κατά την κίνηση ενός οχήματος. Επίσης, μελετήθηκε η επίδραση διαφόρων παραμέτρων. Στη συνέχεια, μελετήθηκε ενδεικτικά μία μεταβολή αύξησης φορτίου (αντίστασης), ενώ ακολούθησε η διερεύνηση συνδυασμένων και σύνθετων μεταβολών καθώς και η εφαρμογή μίας μεθόδου ημι-μόνιμης προσέγγισης της λειτουργικής συμπεριφοράς, των εκπομπών ρύπων και του θορύβου της καύσης του κινητήρα σε μεταβατικές συνθήκες. Η διερεύνηση επεκτάθηκε σε δοκιμές εκκίνησης σε διάφορες θερμικές καταστάσεις του κινητήρα (ψυχρή, ενδιάμεσων θερμοκρασιών, θερμή) και τελικές ταχύτητες περιστροφής (“ρελαντί”). Στο τελευταίο μέρος της πειραματικής μελέτης, πραγματοποιήθηκε η διερεύνηση της επίδρασης του τύπου του καυσίμου στις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης κατά την επιτάχυνση και τη θερμή εκκίνηση του κινητήρα, χρησιμοποιώντας (πέραν από το αμιγές πετρέλαιο) μίγματα πετρελαίου με βιοντήζελ ή βουτανόλη. Τέλος, εφαρμόστηκε ένας κώδικας προσομοίωσης της μεταβατικής λειτουργίας κινητήρων diesel, ο οποίος συμπεριλαμβάνει τον υπολογισμό των εκπομπών ρύπων, με σκοπό την προκαταρκτική αξιολόγηση των εκτιμήσεών του.

Τα κυριότερα συμπεράσματα που προέκυψαν από τη διερεύνηση της παρούσας διατριβής συνοψίζονται στα εξής:

➤ **Επιτάχυνση και Αύξηση Φορτίου**

- Η μεταβατική λειτουργία ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel δεν μπορεί σε καμία περίπτωση να θεωρηθεί ως αλληλουχία σημείων μόνιμης λειτουργίας, ούτε μπορεί να υποθεθεί ότι ο κινητήρας συμπεριφέρεται με τον ίδιο τρόπο σε μόνιμες και μεταβατικές συνθήκες.
- Η υστέρηση του υπερπληρωτή αποτελεί το πιο σημαντικό φαινόμενο κατά τη μεταβατική λειτουργία ενός στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα diesel και την κύρια αιτία για τις υψηλές εκπομπές NO, αιθάλης και θορύβου της καύσης.
- Μεγαλύτερο εύρος επιτάχυνσης εντείνει την επίδραση του φαινομένου (της υστέρησης του υπερπληρωτή), οδηγώντας σε σημαντικά υψηλότερες μέγιστες τιμές της αδιαφάνειας καπνού. Το φαινόμενο είναι ιδιαίτερα εμφανές σε επιταχύνσεις που ξεκινούν από χαμηλή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και χαμηλό φορτίο.
- Τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά του κινητήρα και των υποσυστημάτων του (π.χ. το σύστημα ελέγχου της παροχής καυσίμου, το ζεύγος υπερπλήρωσης, ο ρυθμιστής στροφών και η ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης), καθώς και οι ιδιαιτερότητες (π.χ. εύρος μεταβολής, αρχικό φορτίο κατά την επιτάχυνση, θερμική κατάσταση κινητήρα) και ο τρόπος εκτέλεσης κάθε μεταβολής (π.χ. αργά ή γρήγορα, σε ένα ή σε πολλαπλά στάδια) επηρεάζουν σε πολύ μεγάλο βαθμό την απόκριση του κινητήρα, τις στιγμιαίες και αθροιστικές εκπομπές NO και αιθάλης, καθώς και το θόρυβο της καύσης.

- Πιο απότομη επιτάχυνση εντείνει την επίδραση της υστέρησης του υπερπληρωτή, ενώ αυξάνει τις στιγμιαίες και αθροιστικές εκπομπές NO και αιθάλης. Ακόμα, η σταδιακή επιτάχυνση εμφανίζει χαμηλότερες εκπομπές NO και αιθάλης σε σχέση με την εκτέλεση της ίδιας μεταβολής σε ένα βήμα.
- Σε επιταχύνσεις όπου εμφανίζονται υψηλά φορτία, οι εκπομπές NO και θορύβου της καύσης εμφανίζουν πτωτική τάση λόγω της ρύθμισης του χρονισμού έγχυσης στο συγκεκριμένο κινητήρα (μείωση της προπορείας έγχυσης αυξανόμενου του φορτίου).
- Διαπιστώθηκε μία ποιοτική συσχέτιση των εκπομπών NO και θορύβου της καύσης για το συγκεκριμένο κινητήρα, τόσο σε μόνιμες όσο και σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Ωστόσο, λόγω της πλήρους έλλειψης αντίστοιχης έρευνας, η διατύπωση ενός γενικευμένου συμπεράσματος απαιτεί περαιτέρω διερεύνηση.
- Ο μηχανισμός σχηματισμού της αιθάλης διαφέρει πλήρως ανάμεσα στις μόνιμες συνθήκες λειτουργίας και στις μεταβατικές κατά τη διάρκεια μίας επιτάχυνσης. Η ομοιότητα στην περίπτωση αύξησης του φορτίου αποτελεί ιδιαίτερο χαρακτηριστικό του συγκεκριμένου κινητήρα (λόγω του ρυθμιστή στροφών και της αργής εκτέλεσης της μεταβολής).
- Οι αυξημένες τιμές του θορύβου της καύσης σε μεταβατικές συνθήκες οφείλονται στην υψηλότερη ένταση του αντίστοιχου μηχανισμού σε σχέση με τη μόνιμη λειτουργία.
- Η αύξηση του φορτίου (αντίστασης) στο συγκεκριμένο τύπο κινητήρων (οχημάτων) οδηγεί σε σημαντική πτώση της ταχύτητας περιστροφής, γεγονός που καθορίζει την απόκριση όλου του συστήματος.

➤ Εκκίνηση

- Η εκκίνηση αποτελεί μία ιδιαίτερη μεταβατική κατάσταση λειτουργίας ενός κινητήρα diesel με πολύ μεγάλη σημασία στις εφαρμογές οχημάτων. Η διεξαγωγή δοκιμών εκκίνησης σε διαφορετικές συνθήκες (θερμοκρασία ψυκτικού μέσου, ταχύτητα περιστροφής κινητήρα) αναδεικνύει τις συνιστώσες της υστέρησης του υπερπληρωτή, ενός από τα σημαντικότερα φαινόμενα κατά την εκκίνηση υπερπληρωμένων κινητήρων diesel.
- Η αρχική απότομη επιτάχυνση του κινητήρα, ανεξαρτήτως των συνθηκών εκκίνησης, οφείλεται στην επίδραση του εκκινητή (για κινητήρες οχημάτων). Γι' αυτόν το λόγο, η αρχική πτώση της πίεσης εισαγωγής είναι σε κάθε περίπτωση η ίδια.
- Παρατηρείται έντονη αστάθεια της καύσης κατά την ψυχρή εκκίνηση του κινητήρα, χωρίς ωστόσο να σημειωθεί αστοχία έναυσης στη συγκεκριμένη δοκιμή (τουλάχιστον στον κύλινδρο όπου μετρήθηκε το δυναμοδεικτικό διάγραμμα), πιθανώς λόγω της σχετικά υψηλής θερμοκρασίας του περιβάλλοντος (σε σχέση με πιο ακραίες συνθήκες, π.χ. για θερμοκρασία περιβάλλοντος έως και $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$). Η θερμική κατάσταση του

κινητήρα και η τελική ταχύτητα περιστροφής κατά την άφορτη λειτουργία του (“ρελαντί”) επηρεάζουν σημαντικά τη σταθερότητα της καύσης και την απόκριση του υπερπληρωτή.

- Η μελέτη των εκπομπών NO είναι ιδιαίτερα σημαντική κατά την εκκίνηση ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel, σε αντίθεση με την κοινή πεποίθηση ότι αυτές είναι δευτερεύουσας σημασίας σε αυτές τις συνθήκες, χωρίς ωστόσο αυτή η θέση να στηρίζεται από αντίστοιχες πειραματικές μετρήσεις. Λόγω των αντίθετων παρατηρήσεων των διαφόρων ερευνών σχετικά με τις εκπομπές NO κατά την ψυχρή εκκίνηση υπερπληρωμένων κινητήρων diesel, απαιτείται περαιτέρω έρευνα για τη διατύπωση ενός γενικότερου συμπεράσματος.
- Παρατηρούνται υπερβολικά υψηλές τιμές αδιαφάνειας καπνού κατά την ψυχρή εκκίνηση ενός υπερπληρωμένου κινητήρα diesel. Σημαντική επίδραση στις μετρούμενες εκπομπές αιθάλης έχει η διαδικασία προετοιμασίας της εξάτμισης του κινητήρα. Η αδυναμία εφαρμογής της απέτρεψε την ανάδειξη της επίδρασης της θερμοκρασίας του ψυκτικού στις εκπομπές αιθάλης. Επιπλέον, για την ίδια θερμοκή κατάσταση του κινητήρα, υψηλότερη τελική ταχύτητα περιστροφής οδηγεί σε αυξημένες εκπομπές αιθάλης και παρατεταμένη διάρκεια υψηλών τιμών αδιαφάνειας.
- Ο συνδυασμός της θερμοκής κατάστασης του κινητήρα και της ταχύτητας περιστροφής του καθορίζουν τις εκπομπές του θορύβου της καύσης κατά την εκκίνηση. Μείωση της θερμοκρασίας του ψυκτικού ή αύξηση της ταχύτητας περιστροφής αυξάνουν τα επίπεδα του εκπεμπόμενου θορύβου λόγω καύσης.

➤ **Επιτάχυνση και Εκκίνηση με Εναλλακτικά Καύσιμα**

- Η μεταβατική απόκριση του κινητήρα και του υπερπληρωτή κατά την επιτάχυνση δεν επηρεάζεται ιδιαίτερα από τον τύπο του καυσίμου. Αντίθετα, οι φυσικές ιδιότητες των διαφόρων καυσίμων έχουν σημαντική επίδραση στη διαδικασία της έγχυσης (δυναμική προπορεία και πίεση έγχυσης, παροχή μάζας καυσίμου) και στο μηχανισμό της καύσης (καθυστέρηση ανάφλεξης), ενώ το περιεχόμενο στο καύσιμο (βιοντήζελ, βουτανόλη) οξυγόνο παίζει σημαντικό ρόλο στο σχηματισμό του NO και της αιθάλης εντός του κυλίνδρου.
- Και τα δύο μίγματα που χρησιμοποιήθηκαν προκαλούν αύξηση των (στιγμαίων και αθροιστικών) εκπομπών NO και μείωση των εκπομπών αιθάλης κατά την επιτάχυνση. Η αύξηση των εκπομπών NO είναι μεγαλύτερη για το μίγμα του βιοντήζελ, ενώ η μείωση της αδιαφάνειας καπνού είναι μεγαλύτερη για το μίγμα της βουτανόλης.
- Η προσθήκη βουτανόλης στο πετρέλαιο αυξάνει το θόρυβο της καύσης κατά την επιτάχυνση, ιδιαίτερα όταν εμφανίζονται υψηλά φορτία. Αντίθετα, το μίγμα του

βιοντήζελ εμφανίζει μικρή απόκλιση από το αμιγές πετρέλαιο ως προς τις εκπομπές θορύβου της καύσης.

- Η εκκίνηση του κινητήρα δυσχεραίνεται με τη χρήση των συγκεκριμένων καυσίμων και ιδιαίτερα στην περίπτωση της βουτανόλης. Επίσης, αυξημένη αστάθεια της καύσης παρατηρείται κατά την εκκίνηση του κινητήρα, φαινόμενο το οποίο είναι εντονότερο για το μίγμα του βιοντήζελ.
- Αυξημένες εκπομπές NO και αιθάλης παρατηρούνται κατά την εκκίνηση του κινητήρα με το μίγμα του βιοντήζελ. Αντίθετα, το μίγμα της βουτανόλης περιορίζει σημαντικά την αδιαφάνεια καπνού, όμως αυξάνει σε μεγαλύτερο βαθμό τις εκπομπές NO. Αντίθετα, η επίδραση του τύπου του καυσίμου στις εκπομπές θορύβου της καύσης κατά την εκκίνηση ήταν πολύ μικρή.

➤ **Κώδικας Προσομοίωσης**

- Η εφαρμογή και η προκαταρκτική αξιολόγηση του κώδικα προσομοίωσης της μεταβατικής λειτουργίας κινητήρων diesel ανέδειξαν τη δυνατότητά του για σωστή εκτίμηση της ποιοτικής επίδρασης διαφόρων λειτουργικών και σχεδιαστικών παραμέτρων του κινητήρα στις εκπομπές NO και αιθάλης.

Συνοψίζοντας, σημειώνεται ότι τα προαναφερθέντα συμπεράσματα προέκυψαν από την πειραματική διερεύνηση σε ένα συγκεκριμένο κινητήρα diesel, τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά του οποίου καθορίζουν τα αποτελέσματα. Διαφορετική συμπεριφορά σε ποσοτικό επίπεδο είναι πιθανό να παρατηρηθεί σε άλλους κινητήρες εξοπλισμένους με διαφορετικά υποσυστήματα. Ωστόσο, οι θεμελιώδεις αρχές και μηχανισμοί που αναλύθηκαν στα πλαίσια της παρούσας εργασίας δεν αλλάζουν.

10.2 Στοιχεία Πρωτοτυπίας

Λαμβάνοντας υπόψη την ερευνητική δραστηριότητα σχετικά με τις εκπομπές ρύπων και θορύβου της καύσης κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel, τα πρωτότυπα στοιχεία της παρούσας διδακτορικής διατριβής είναι:

- Η συνδυασμένη μελέτη τριών εκπομπών ρύπων για ένα μεγάλο εύρος των τριών βασικών μεταβατικών καταστάσεων ενός κινητήρα diesel οχήματος. Συγκεκριμένα, η διερεύνηση των εκπομπών NO, αιθάλης και θορύβου της καύσης κατά την επιτάχυνση, την αύξηση φορτίου και την εκκίνηση του στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα diesel Mercedes-Benz OM 366 LA, συνετέλεσε στην πληρέστερη αντιμετώπιση του αντικειμένου της εργασίας.
- Η εξαγωγή συμπερασμάτων σχετικά με το μηχανισμό σχηματισμού της αιθάλης σε συνθήκες μεταβατικής λειτουργίας, όπου διαφοροποιείται πλήρως σε σχέση με τη μόνιμη λειτουργία του κινητήρα.
- Η ανάδειξη της σπουδαιότητας των εκπομπών NO κατά την ψυχρή εκκίνηση, σε αντίθεση με την κοινή αντιμετώπισή τους ως δευτερεύουσες σε αυτές τις συνθήκες, θέση η οποία, ωστόσο, δεν υποστηρίζεται από αντίστοιχα πειραματικά αποτελέσματα.
- Η εξαγωγή συμπερασμάτων σχετικά με τη συσχέτιση των εκπομπών NO και θορύβου της καύσης τόσο σε μόνιμες όσο και σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Η έλλειψη σχετικής έρευνας επάνω στο συγκεκριμένο αυτό θέμα καθιστά ιδιαίτερος σημαντικές και πρωτότυπες τις παρατηρήσεις της παρούσας εργασίας.
- Η αυτή καθαυτή μελέτη του θορύβου της καύσης σε ένα πολύ μεγάλο εύρος περιπτώσεων μεταβατικής λειτουργίας. Γενικότερα, ο θόρυβος της καύσης σπανίως συμπεριλαμβάνεται στη μελέτη των κινητήρων diesel, παρόλο που αποτελεί ένα από τα σημαντικότερα (αρνητικά) χαρακτηριστικά του.
- Η διερεύνηση της επίδρασης δύο εναλλακτικών καυσίμων (βιοντήζελ και βουτανόλη) στις εκπομπές ρύπων κατά την επιτάχυνση και την εκκίνηση του κινητήρα. Η διεξαγωγή της μελέτης σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας αποτελεί πολύ σημαντικό στοιχείο, σε αντίθεση με τις μέσες τιμές κατά το σύνολο της μεταβολής που αποτελεί την κοινή πρακτική σε αυτές τις περιπτώσεις. Ιδιαίτερα για τη βουτανόλη, οι μετρήσεις κατά τη μεταβατική λειτουργία είναι ιδιαίτερα πρωτοπόρες.
- Η μελέτη του θορύβου της καύσης χρησιμοποιώντας εναλλακτικά καύσιμα σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Η παντελής έλλειψη έρευνας αυτού του αντικειμένου καθιστά ιδιαίτερος σημαντικές τις παρατηρήσεις και τα συμπεράσματα της παρούσας εργασίας.

10.3 Προτάσεις για Μελλοντική Εργασία

Η διερεύνηση που πραγματοποιήθηκε στα πλαίσια της παρούσας διατριβής μπορεί να επεκταθεί σε περαιτέρω μελέτη του σημαντικού θέματος των εκπομπών ρύπων και θορύβου της καύσης κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel. Ενδεικτικά, δίνονται κάποια σημεία που παρουσιάζουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον:

- Ανάλυση ρυθμού έκλυσης θερμότητας από τα μετρημένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για κάθε κύκλο λειτουργίας κατά τη διάρκεια μίας μεταβολής. Αυτή η εργασία θα συντελούσε στην επιβεβαίωση των ερμηνειών που δόθηκαν για τις εκπομπές του NO, της αιθάλης και του θορύβου της καύσης. Ειδικά για το θόρυβο της καύσης, το διάγραμμα του ρυθμού έκλυσης θερμότητας έχει ιδιαίτερη σημασία, εφόσον μπορεί να δώσει σημαντικές πληροφορίες σχετικά με το στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης.
- Επέκταση της πειραματικής διερεύνησης σε δοκιμές εκκίνησης σε πολύ χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος (έως και $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$). Σε αυτές τις περιπτώσεις πολύ σημαντική είναι η μελέτη των εκπομπών NO, καθώς και της αστάθειας της καύσης. Η μεγάλη πιθανότητα πλήρους αστοχίας έναυσης σε αυτές τις συνθήκες καθιστά ιδιαίτερης σημασίας τη μέτρηση των εκπομπών του μονοξειδίου του άνθρακα και των άκαυστων υδρογονανθράκων (με τη χρήση κατάλληλων αναλυτών καυσαερίων υπερταχείας απόκρισης). Για την υλοποίηση τέτοιων εκκινήσεων και εφόσον σε κάποια περιοχή η θερμοκρασία δε φτάνει ποτέ σε τόσο χαμηλά επίπεδα, απαιτείται η τοποθέτηση της πειραματικής κλίνης εντός χώρου ελεγχόμενων συνθηκών.
- Διεξαγωγή μετρήσεων των εκπομπών NO και θορύβου της καύσης σε ένα μεγάλο εύρος κινητήρων (διαφορετικών τεχνολογιών και γενεών), με σκοπό τη διερεύνηση πιθανής ύπαρξης συστηματικής συσχέτισης ανάμεσά τους. Έναυσμα γι' αυτήν την πρόταση αποτελεί η ποιοτική συμφωνία που παρατηρήθηκε ανάμεσα στις εκπομπές NO και στο θόρυβο της καύσης στα πλαίσια της παρούσας εργασίας.
- Επέκταση της πειραματικής διερεύνησης σε θερμοθετημένους Μεταβατικούς Κύκλους (Transient Cycles) με χρήση του κατάλληλου εξοπλισμού (ηλεκτρονικά ελεγχόμενη πέδη) και μελέτη των εκπομπών ρύπων σε επίπεδο κύκλου λειτουργίας, σε αντίθεση με τις μέσες τιμές καθόλη τη διάρκεια του Μεταβατικού Κύκλου που αποτελεί την κοινή πρακτική στις περισσότερες περιπτώσεις.
- Διεξαγωγή μετρήσεων κατά την ψυχρή εκκίνηση με τα βιοκαύσιμα που χρησιμοποιήθηκαν στην παρούσα εργασία, καθώς και επέκταση και σε άλλα εναλλακτικά καύσιμα για κάθε είδους μεταβολή.
- Αξιοποίηση της μέτρησης της συγκέντρωσης NO ενός κυλίνδρου (μετά τη βαλβίδα εξαγωγής του) αρχικά σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας, όπως πραγματοποιήθηκε στα πλαίσια της παρούσας εργασίας. Τελικός σκοπός θα μπορούσε να είναι η

συνδυασμένη μελέτη μαζί με το δυναμοδεικτικό διάγραμμα και η εξαγωγή συμπερασμάτων σχετικά με τη συσχέτιση ανάμεσά τους. Ακόμα, μέσω αυτής της μέτρησης σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας μπορούν να προκύψουν χρήσιμα συμπεράσματα, π.χ. να εντοπιστεί η αστοχία έναυσης σε κάποιον κύκλο κατά την εκκίνηση (όπου η συγκέντρωση NO θα είναι πολύ χαμηλή).

- Τέλος, σχετικά με τον κώδικα προσομοίωσης, προτείνεται η πειραματική επιβεβαίωση των εκτιμήσεων για τις εκπομπές ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία του κινητήρα, καθώς και η εισαγωγή ενός πολυζωνικού μοντέλου καύσης για τον ακριβέστερο υπολογισμό των εκπομπών NO και αιθάλης.

10.4 Δημοσιεύσεις

Στα πλαίσια της παρούσας διατριβής πραγματοποιήθηκαν οι ακόλουθες δημοσιεύσεις σε επιστημονικά περιοδικά και διεθνή συνέδρια με σύστημα κριτών και κρίση στο πλήρες κείμενο.

10.4.1 Επιστημονικά Περιοδικά

1. Giakoumis E.G., Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., 'Study of Crankshaft Torsional Deformation under Steady-State and Transient Operation of Turbocharged Diesel Engines', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-Body Dynamics, Vol. 222, pp. 17-30, 2008.
2. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., Rakopoulos D.C., 'Exhaust Emissions Estimation during Transient Turbocharged Diesel Engine Operation Using a Two-Zone Combustion Model', International Journal of Vehicle Design, Vol. 49, pp. 125-149, 2009.
3. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., Rakopoulos D.C., 'Evaluation of the Effect of Engine, Load and Turbocharger Parameters on Transient Emissions of Diesel Engine', Energy Conversion and Management, Vol. 50, pp. 2381-2393, 2009.
4. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., Rakopoulos D.C., 'Investigating the Emissions during Acceleration of a Turbocharged Diesel Engine Operating with Bio-Diesel or n-Butanol Diesel Fuel Blends', Energy, Vol. 35, pp. 5173-5184, 2010.
5. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., 'Experimental Study of Transient Nitric Oxide, Smoke and Combustion Noise Emissions during Acceleration of an Automotive Turbocharged Diesel Engine', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 225, pp. 260-279, 2011.
6. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., 'Investigation of Turbocharged Diesel Engine Operation, Exhaust Emissions and Combustion Noise Radiation during Starting under Cold, Warm and Hot Conditions', Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, doi: 10.1177/0954407011400155, 2011.
7. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., Rakopoulos D.C., 'Study of Turbocharged Diesel Engine Operation, Pollutant Emissions and Combustion Noise Radiation during Starting with Bio-Diesel or n-Butanol Diesel Fuel Blends', Applied Energy, doi:10.1016/j.apenegy.2011.03.051, 2011.

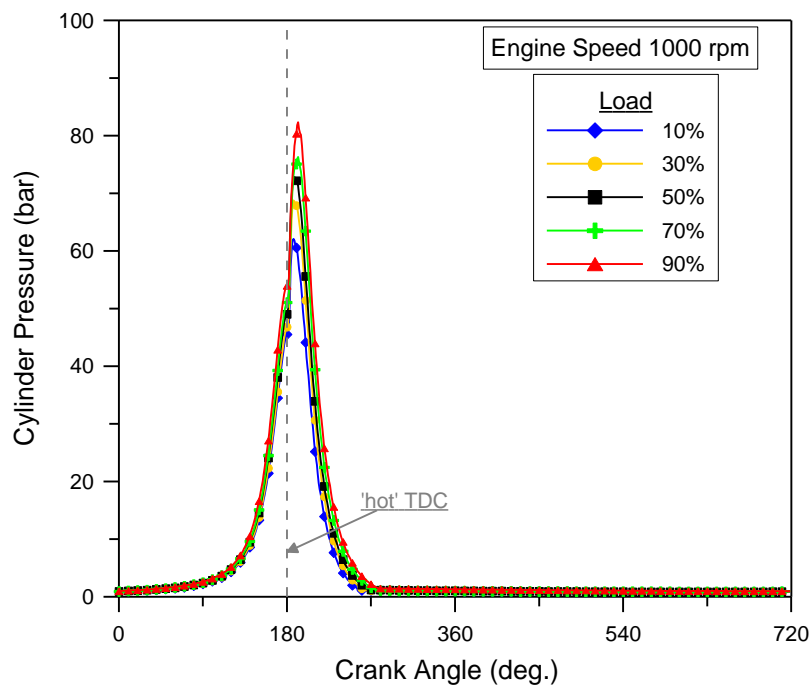
10.4.2 Διεθνή Συνέδρια με Κρίση στο Πλήρες Κείμενο

8. Rakopoulos C.D., Giakoumis E.G., Dimaratos A.M., 'Evaluation of Various Dynamic Issues during Transient Operation of Turbocharged Diesel Engine with Special Reference to Friction Development', SAE 2007 World Congress and Exhibition, 16-19 April 2007, Detroit, MI, USA, Paper No. 2007-01-0136.
9. Giakoumis E.G., Dimaratos A.M., 'The Effect of Various Parameters on the Crankshaft Torsional Deformation of a Turbocharged Diesel Engine Operating under Transient Load Conditions', In: A. Mirandola, O. Arnas, A. Lazzaretto, editors. Proceedings of the 20th International Conference 'ECOS 2007', Padova, Italy, June 25-28, 2007, Vol. 1, pp. 79-86.
10. Giakoumis E.G., Dimaratos A.M., Rakopoulos D.C., 'A Parametric Analysis of Exhaust Emissions Prediction during Transient Turbocharged Diesel Engine Operation', In: A. Ziębik, Z. Kolenda, W. Stanek, editors. Proceedings of the 21st International Conference 'ECOS 2008', Cracow-Gliwice, June 24-27, 2008, Vol. 1, pp. 507-514.
11. Rakopoulos C.D., Dimaratos A.M., Giakoumis E.G., Peckham M.S., 'Experimental Assessment of Turbocharged Diesel Engine Transient Emissions during Acceleration, Load Change and Starting', SAE 2010 World Congress and Exhibition, 13-15 April 2010, Detroit, MI, USA, Paper No. 2010-01-1287.

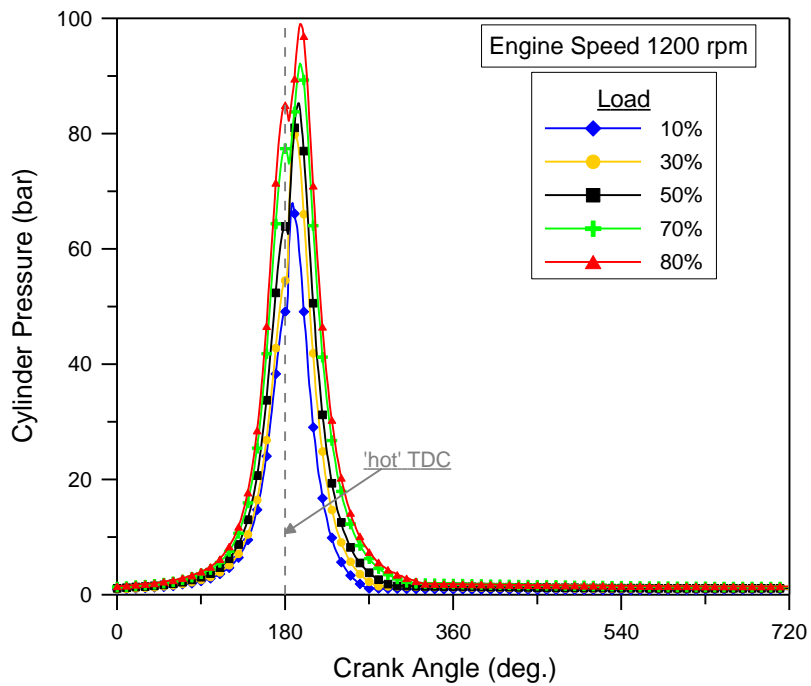
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α

Αποτελέσματα των Πειραματικών Μετρήσεων της Μόνιμης Λειτουργίας εντός του Κύκλου Λειτουργίας (σε Επίπεδο Γωνίας Στροφάλου)

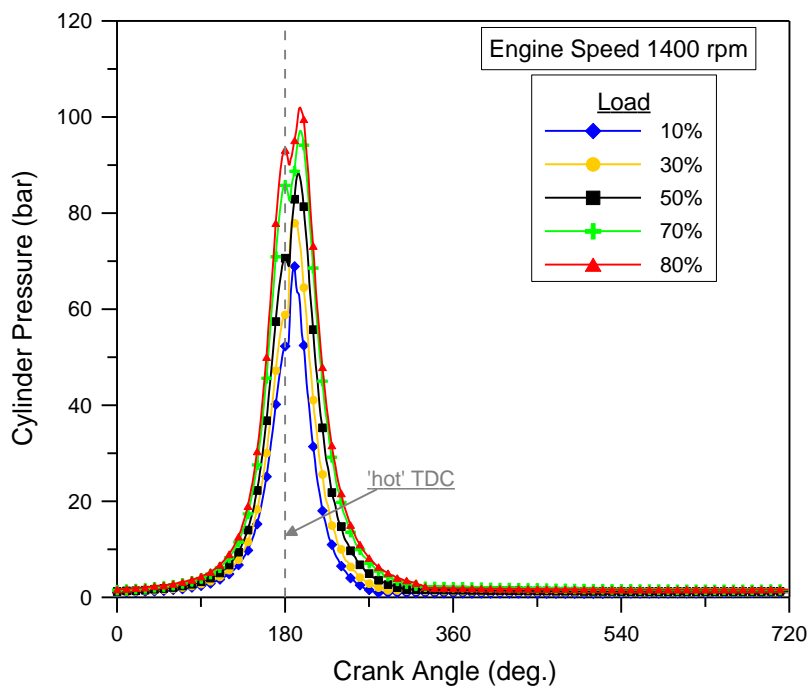
A.1 Δυναμοδεικτικά Διαγράμματα



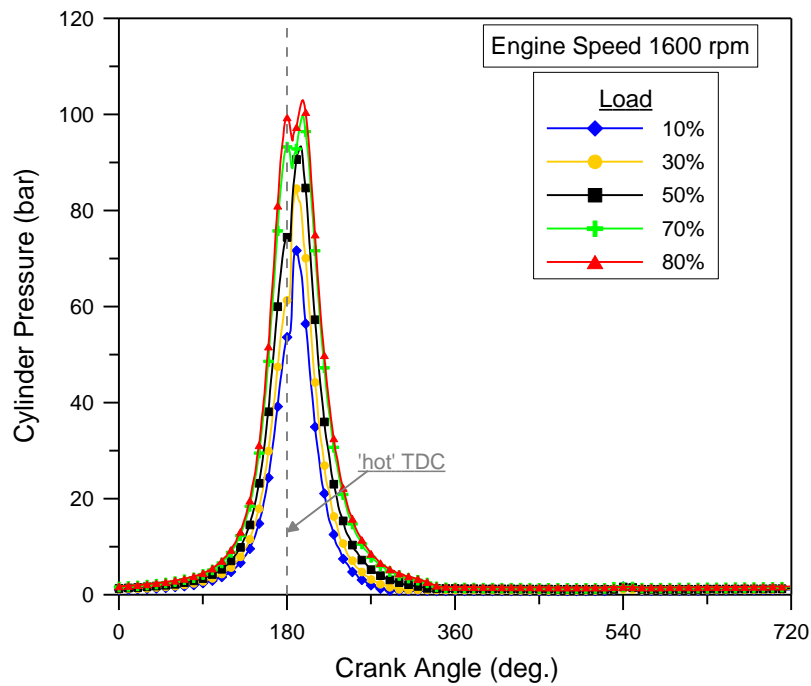
Σχήμα Α.1.1 Δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 1000 rpm και πέντε φορτία.



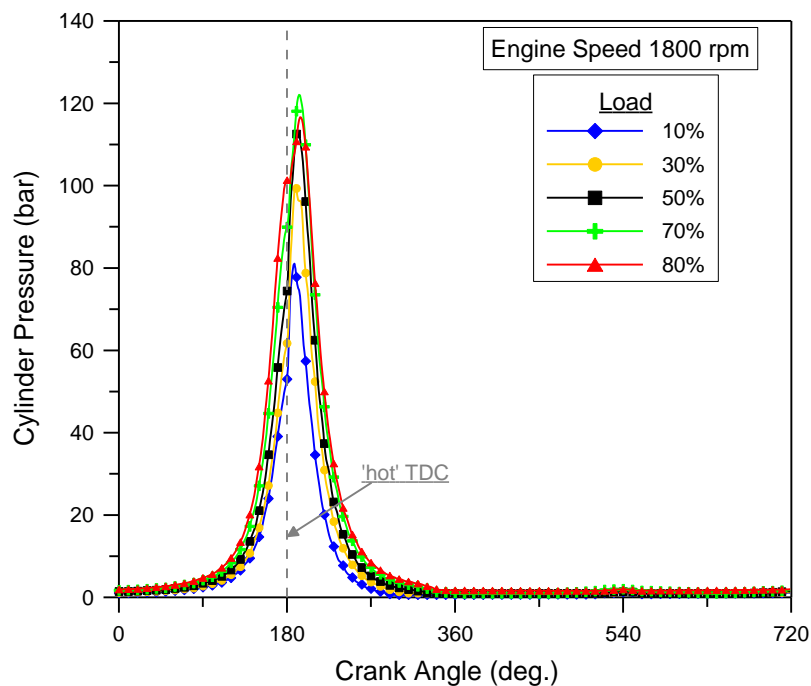
Σχήμα Α.1.2 Δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 1200 rpm και πέντε φορτία.



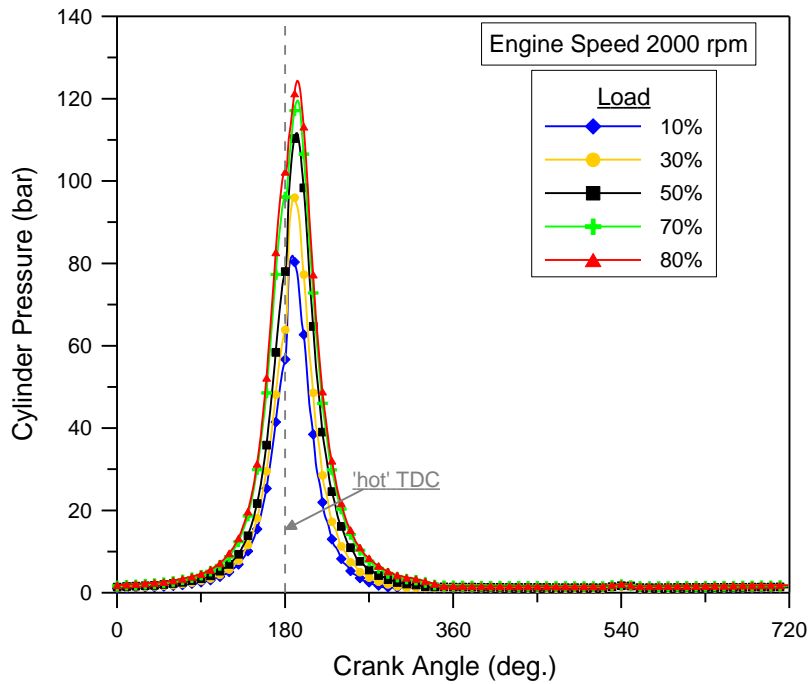
Σχήμα Α.1.3 Δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 1400 rpm και πέντε φορτία.



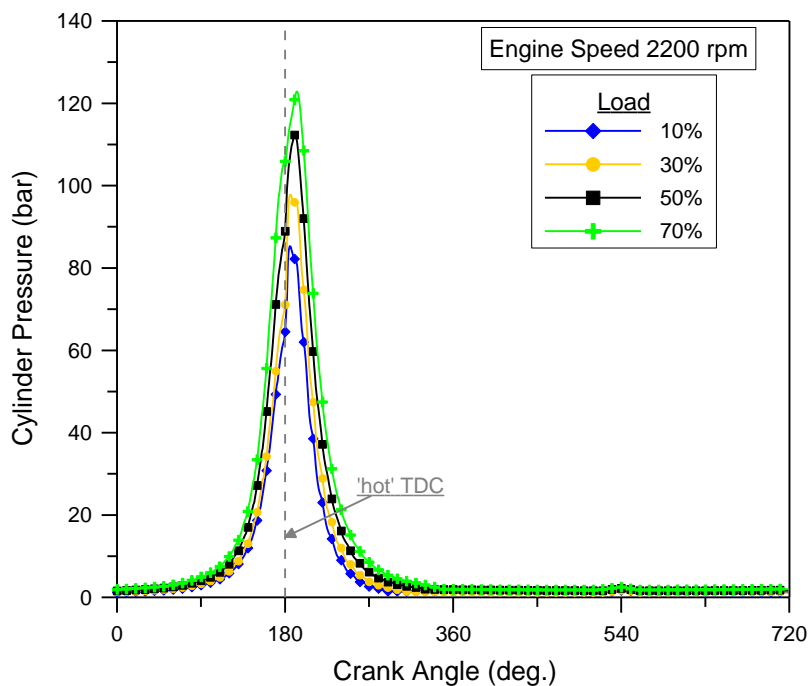
Σχήμα Α.1.4 Δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 1600 rpm και πέντε φορτία.



Σχήμα Α.1.5 Δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 1800 rpm και πέντε φορτία.

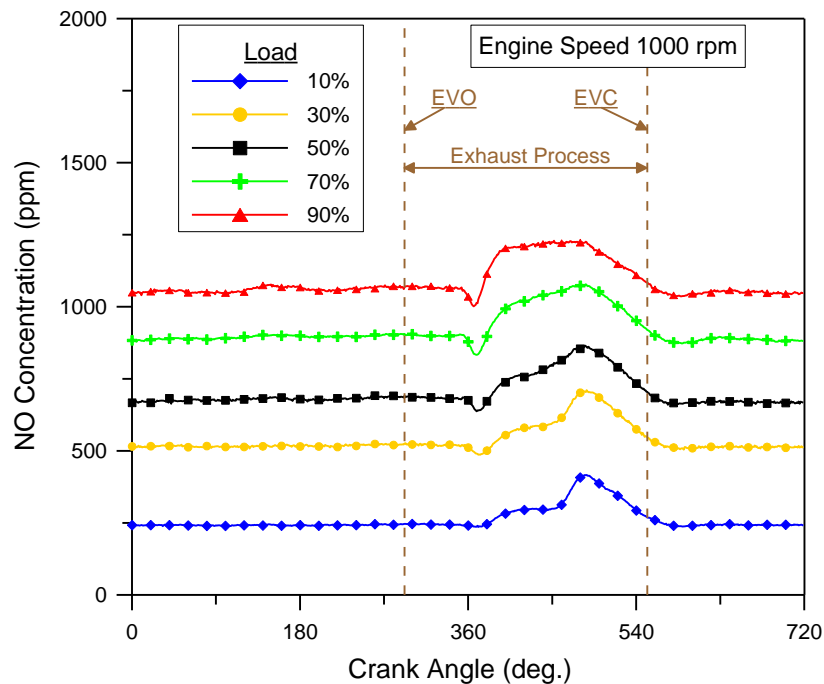


Σχήμα Α.1.6 Δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 2000 rpm και πέντε φορτία.

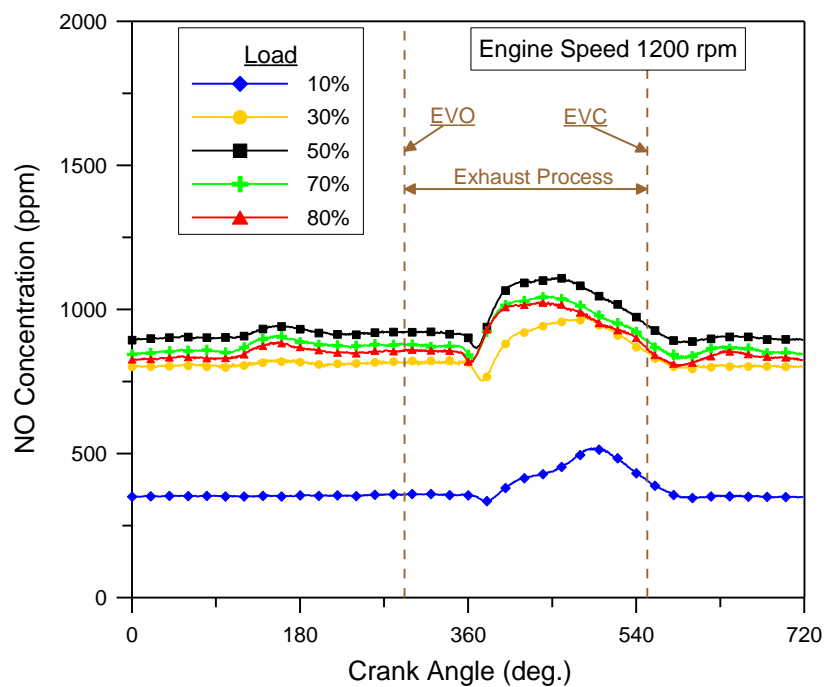


Σχήμα Α.1.7 Δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 2200 rpm και τέσσερα φορτία.

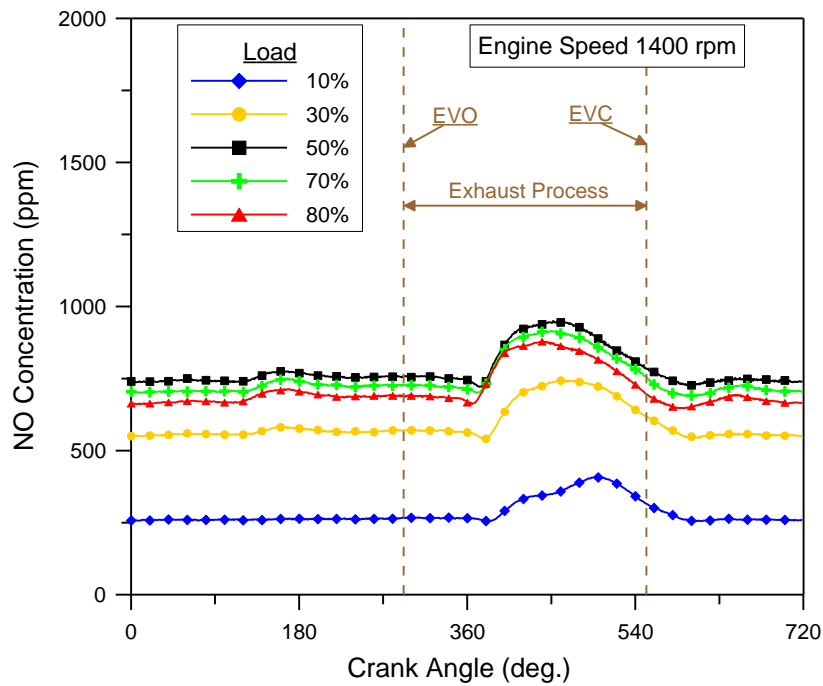
A.2 Διαγράμματα Εκπομπών Μονοξειδίου του Αζώτου από έναν Κύλινδρο



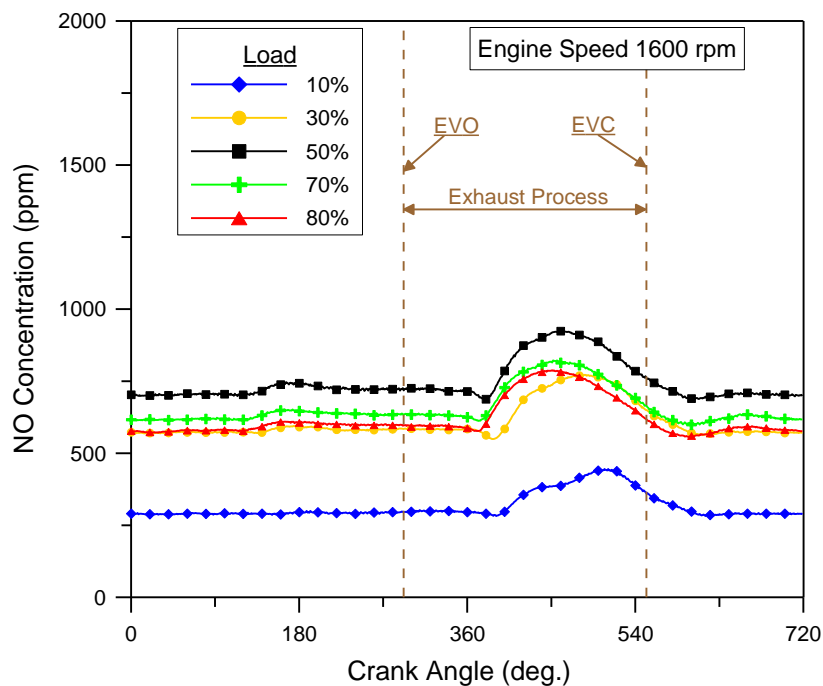
Σχήμα A.2.1 Διαγράμματα εκπομπής μονοξειδίου του αζώτου από έναν κύλινδρο σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 1000 rpm και πέντε φορτία.



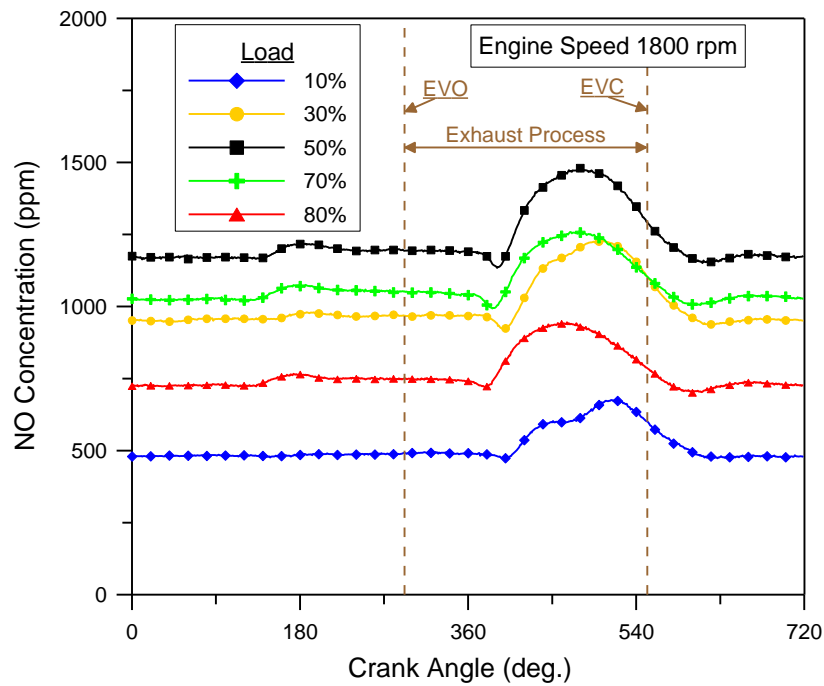
Σχήμα A.2.2 Διαγράμματα εκπομπής μονοξειδίου του αζώτου από έναν κύλινδρο σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 1200 rpm και πέντε φορτία.



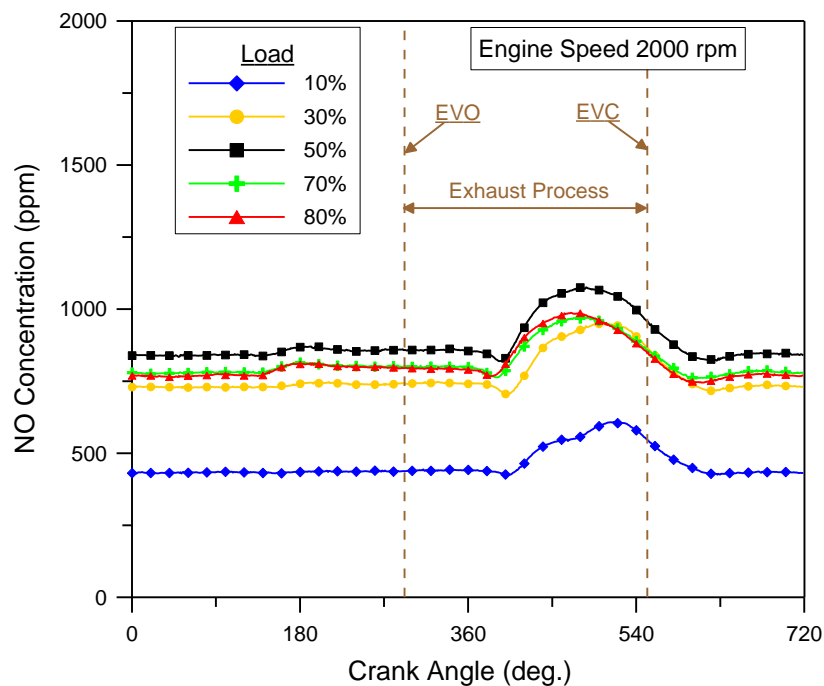
Σχήμα A.2.3 Διαγράμματα εκπομπής μονοξειδίου του αζώτου από έναν κύλινδρο σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 1400 rpm και πέντε φορτία.



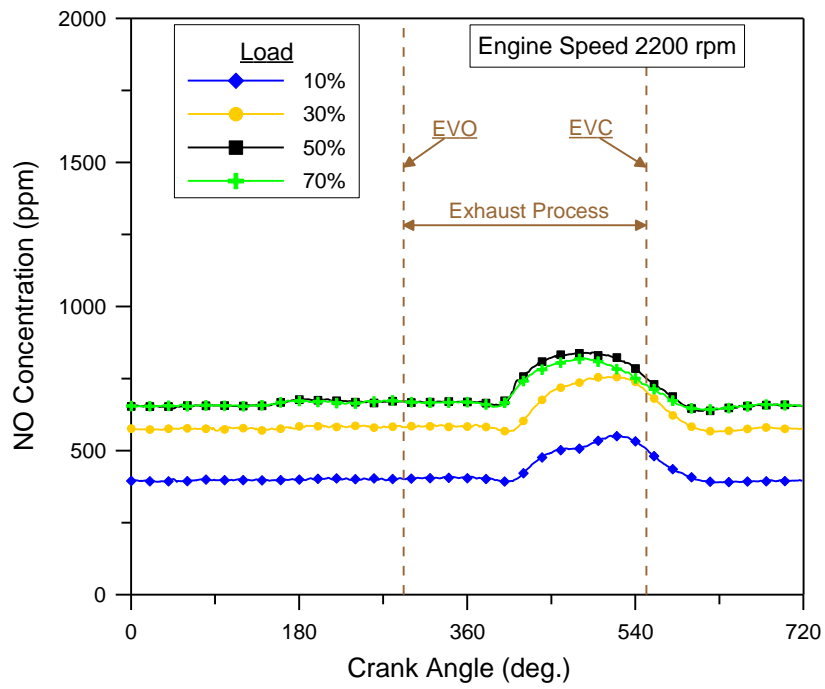
Σχήμα A.2.4 Διαγράμματα εκπομπής μονοξειδίου του αζώτου από έναν κύλινδρο σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 1600 rpm και πέντε φορτία.



Σχήμα Α.2.5 Διαγράμματα εκπομπής μονοξειδίου του αζώτου από έναν κύλινδρο σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 1800 rpm και πέντε φορτία.



Σχήμα Α.2.6 Διαγράμματα εκπομπής μονοξειδίου του αζώτου από έναν κύλινδρο σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 2000 rpm και πέντε φορτία.



Σχήμα Α.2.7 Διαγράμματα εκπομπής μονοξειδίου του αζώτου από έναν κύλινδρο σε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα 2200 rpm και τέσσερα φορτία.