

ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Διπλωματική Εργασία

ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΥΑΙΣΘΗΣΙΑΣ ΠΟΛΥΖΩΝΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΚΑΥΣΗΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ ΝΤΗΖΕΛ ΑΜΕΣΗΣ ΕΓΧΥΣΗΣ



ΜΑΣΕΛΗΣ ΑΛΒΕΡΤΟΣ

Επιβλέπων :

ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ Θ. ΧΟΥΝΤΑΛΑΣ
Καθηγητής Ε.Μ.Π.

ΑΘΗΝΑ, 2013

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Πρώτα απ' όλα, θέλω να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα της διπλωματικής εργασίας μου, τον Καθηγητή κ. Δημήτριο Χουντάλα, για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγησή του κατά τη διάρκεια της εκπόνησής της. Επίσης, είμαι ευγνώμων στα υπόλοιπα μέλη της εξεταστικής επιτροπής της διπλωματικής εργασίας μου, τους Καθηγητές κ. Ρακόπουλο Κωνσταντίνο και κ. Γιακουμή Ευάγγελο, για τις γνώσεις που μου προσέφεραν κατά τη διάρκεια της φοιτητικής μου πορείας.

Οφείλω επίσης ευχαριστίες στον υποψήφιο διδάκτορα κ. Ραπποτάσιο Σπυρίδων για τη συμβολή του στην επίλυση των δυσκολιών που αντιμετώπισα. Ευχαριστώ την οικογένειά μου και τους φίλους(ες) μου για την ηθική υποστήριξή τους, ιδιαίτερα κατά τη διάρκεια των τελευταίων μηνών της προσπάθειάς μου.

Πάνω απ' όλα, είμαι ευγνώμων στους γονείς μου, Συμεών και Αναστασία Μασέλη για την ολόψυχη αγάπη και υποστήριξή τους όλα αυτά τα χρόνια. Αφιερώνω αυτή την εργασία στη μητέρα μου και στον πατέρα μου.

Μασέλης Αλβέρτος

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

	Σκοπός της Διπλωματικής Εργασίας	7
1.	Συνοπτική Αναφορά στους Εμβολοφόρους Κινητήρες	8
1.1	Εισαγωγή	8
1.2	Διάκριση κινητήρων Otto, Diesel	9
2.	Γενική περιγραφή των κινητήρων Diesel	13
2.1	Εισαγωγή	13
2.2	Θερμοδυναμική Μελέτη Κύκλου Diesel	16
2.3	Λεπτομερής Περιγραφή του Κύκλου Λειτουργίας	17
2.4	Συνοπτική περιγραφή της διαδικασίας της καύσης στους Κινητήρες Ντήζελ	19
2.4.1	Καύση	19
2.4.2	Το Καύσιμο Ντήζελ	20
2.4.3	Μηχανισμός Καύσης στους Κινητήρες Ντήζελ	22
2.4.4	Μηχανισμός των σταδίων της καύσης	23
2.4.4α	Καθυστέρηση αναφλέξεως	23
2.4.4β	Ανεξέλεγκτη καύση	25
2.4.4γ	Ελεγχόμενη καύση	26
2.5	Σχηματισμός και εκπομπή ρύπων από κινητήρες Diesel	26
2.5.1	Εισαγωγή	26
2.5.2	Σχηματισμός των οξειδίων του αζώτου NO _x	28
2.5.3	Σχηματισμός του NO στο θάλαμο καύσης των κινητήρων Diesel	29
2.5.4	Σχηματισμός του μονοξειδίου του άνθρακα CO	34
2.5.5	Σχηματισμός των άκαυστων υδρογονανθράκων HC σε κινητήρες Diesel	36
2.5.6	Σωματιδιακές εκπομπές – σχηματισμός αιθάλης των κινητήρων Diesel	39
2.6	Συνέπειες των Εκπεμπόμενων Ρύπων	51
3.	Μοντελοποίηση της Καύσης στους Κινητήρες Ντήζελ	53
3.1	Εισαγωγή	53
3.1.1	Φαινομενολογικά Μοντέλα	54
3.1.2	Ρευστομηχανικά Μοντέλα	55
3.2	Περιγραφή του Πολυζωνικού Μοντέλου Καύσης που εξετάζεται στην παρούσα εργασία	55
3.3	Προσομοίωση των διεργασιών μέσα στο θάλαμο καύσης	56
3.3.1	Προσομοίωση του μηχανισμού μεταφοράς θερμότητας (Heat Transfer)	57
3.3.2	Προσομοίωση συστροφής του αέρα (Air Swirl)	58
3.3.3	Προσομοίωση της δέσμης καυσίμου	59
3.3.4	Προσομοίωση της διείδυση του αέρα (Air entrainment)	62

3.3.5	Προσομοίωση του διασκορπισμού του καυσίμου σε σταγονίδια και η ατμοποίησή του	62
3.3.6	Προσομοίωση της καύσης	64
3.4	Προσομοίωση της έγχυσης του καυσίμου	65
3.5	Μοντελοποίηση του σχηματισμού των οξειδίων του αζώτου	66
3.6	Μοντελοποίηση του σχηματισμού της αιθάλης	67
3.7	Εισαγωγή Δεδομένων	68
4.	Περιγραφή του κινητήρα που εξετάζεται και των πειραματικών μετρήσεων	76
4.1	Κινητήρας που χρησιμοποιείται στην παρούσα εργασία	76
4.2	Πειραματικά Δεδομένα	78
4.3	Περιγραφή της διαδικασίας που ακολουθήθηκε για την ανάλυση της ευαισθησίας του λογισμικού	80
4.3.1	Βαθμονόμηση του λογισμικού στα 12 ESC σημεία	82
4.3.2	Μεθοδολογία πρόβλεψης του συντελεστή διόρθωσης του NO	83
4.3.3	Μεθοδολογία πρόβλεψης των τιμών του συντελεστή οξειδωσης της αιθάλης	85
5.	Παρουσίαση των Δυναμοδεικτικών Διαγραμμάτων στα 12 ESC σημεία και εξαγωγή συμπερασμάτων	88
	Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 1400 rpm και στο 25% του φορτίου	90
	Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 1400 rpm και στο 50% του φορτίου	92
	Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 1400 rpm και στο 75% του φορτίου	94
	Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 1400 rpm και στο 100% του φορτίου	97
	Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 1800 rpm και στο 25% του φορτίου	99
	Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 1800 rpm και στο 50% του φορτίου	101
	Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 1800 rpm και στο 75% του φορτίου	103
	Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 1800 rpm και στο 100% του φορτίου	105
	Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 2200 rpm και στο 25% του φορτίου	107
	Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 2200 rpm και στο 50% του φορτίου	109
	Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 2200 rpm και στο 75% του φορτίου	111
	Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 2200 rpm και στο 100% του φορτίου	113
	Γενικά συμπεράσματα από τη σύγκριση των υπολογιστικών δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων με τα αντίστοιχα πειραματικά	115
6.	Αποτελέσματα για το Μονοξείδιο του Αζώτου (NO)	116
	Σύγκριση των υπολογιστικών διαγραμμάτων του NO συναρτήσεως του φορτίου με τα αντίστοιχα πειραματικά στις 1400 rpm	118
	Σύγκριση των υπολογιστικών διαγραμμάτων του NO συναρτήσεως του φορτίου με τα αντίστοιχα πειραματικά στις 1800rpm	120
	Σύγκριση των υπολογιστικών διαγραμμάτων του NO συναρτήσεως του φορτίου με τα αντίστοιχα πειραματικά στις 2200rpm	122

7.	Αποτελέσματα για το Συντελεστή του Ρυθμού Οξείδωσης της Αιθάλης (SOC)	124
	Τιμές συντελεστή SOC των 12 ESC σημείων στην περίπτωση «a»	126
	Τιμές συντελεστή SOC των 12 ESC σημείων στην περίπτωση «b»	128
	Τιμές συντελεστή SOC των 12 ESC σημείων στην περίπτωση «c»	130
	Τιμές συντελεστή SOC των 12 ESC σημείων στην περίπτωση «d»	132
8.	Γενικά Συμπεράσματα – Παρατηρήσεις	134
	Βιβλιογραφία	137

ΥΠΟΜΝΗΜΑ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 4.1	: Τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα	76
Πίνακας 4.2	: Πειραματικά δεδομένα ESC σημείων	79
Πίνακας 4.3	: Τιμές του A.E.C. στις 1400 rpm	82
Πίνακας 4.4	: Τιμές του A.E.C. στις 1800 rpm	83
Πίνακας 4.5	: Τιμές του A.E.C. στις 2200 rpm	83
Πίνακας 4.6	: Τιμές του συντελεστή διόρθωσης του NO στις 1400 rpm	84
Πίνακας 4.7	: Τιμές του συντελεστή διόρθωσης του NO στις 1800 rpm	84
Πίνακας 4.8	: Τιμές του συντελεστή διόρθωσης του NO στις 2200 rpm	84
Πίνακας 4.9	: Τιμές του Συντελεστή Οξειδωσης της Αιθάλης στην περίπτωση «a»	86
Πίνακας 4.10	: Τιμές του Συντελεστή Οξειδωσης της Αιθάλης στην περίπτωση «b»	86
Πίνακας 4.11	: Τιμές του Συντελεστή Οξειδωσης της Αιθάλης στην περίπτωση «c»	87
Πίνακας 4.12	: Τιμές του Συντελεστή Οξειδωσης της Αιθάλης στην περίπτωση «d»	87
Πίνακας 5.1	: Τιμές παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 1400 rpm-25% load	91
Πίνακας 5.2	: Τιμές παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 1400 rpm-50% load	93
Πίνακας 5.3	: Τιμές παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 1400 rpm-75% load	95
Πίνακας 5.4	: Τιμές παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 1400 rpm-100% load	98
Πίνακας 5.5	: Τιμές Δειναμοδεικτικών στο σημείο λειτουργίας 1800 rpm-25% load	100
Πίνακας 5.6	: Τιμές Δειναμοδεικτικών στο σημείο λειτουργίας 1800 rpm-50% load	102
Πίνακας 5.7	: Τιμές παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 1800 rpm-75% load	104
Πίνακας 5.8	: Τιμές παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 1800 rpm-100% load	106
Πίνακας 5.9	: Τιμές παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 2200 rpm-25% load	108
Πίνακας 5.10	: Τιμές παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 2200 rpm-50% load	110
Πίνακας 5.11	: Τιμές παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 2200 rpm-75% load	112
Πίνακας 5.12	: Τιμές παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 2200rpm-100% load	114
Πίνακας 6.1	: Τιμές του NO στις 1400 rpm	119
Πίνακας 6.2	: Τιμές του NO στις 1800 rpm	121
Πίνακας 6.3	: Τιμές του NO στις 2200 rpm	123
Πίνακας 7.1	: Τιμές του συντελεστή SOC για την περίπτωση «a»	127
Πίνακας 7.2	: Τιμές του συντελεστή SOC για την περίπτωση «b»	129
Πίνακας 7.3	: Τιμές του συντελεστή SOC για την περίπτωση «c»	131
Πίνακας 7.4	: Τιμές του συντελεστή SOC για την περίπτωση «d»	133

Σκοπός της Διπλωματικής Εργασίας

Σκοπός της διπλωματικής εργασίας είναι η εκτέλεση εκτεταμένης ανάλυσης ευαισθησίας για τον προσδιορισμό των παραμέτρων που επηρεάζουν την προβλεπτική ικανότητα του πολυζωνικού μοντέλου, του οποίου η περιγραφή θα γίνει στο κεφάλαιο 3.

Συγκεκριμένα εξετάζεται η επίδραση παραμέτρων και σταθερών του μοντέλου στις προβλεπόμενες τιμές που αφορούν στη λειτουργική συμπεριφορά και τις εκπομπές ρύπων ενός κινητήρα Diesel άμεσης έγχυσης.

Για το σκοπό αυτό, χρησιμοποιήθηκαν πειραματικά δεδομένα από μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν στα εργαστήρια της εταιρείας AVL List GmbH στην Αυστρία. Τα στοιχεία αυτά διατέθηκαν στο εργαστήριο του ΕΜΠ κατά τη διάρκεια της συνεργασίας στα πλαίσια ενός ευρωπαϊκού ερευνητικού προγράμματος.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο

Συνοπτική Αναφορά στους Εμβολοφόρους Κινητήρες

1.1 Εισαγωγή

Οι εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσεως (ΜΕΚ) αποτελούν στις μέρες μας τις πιο διαδεδομένες θερμικές μηχανές παραγωγής έργου. Οι μηχανές αυτές χρησιμοποιούνται κατά κύριο λόγο στον τομέα μεταφορών, δηλαδή στα αυτοκίνητα, στα πλοία, στα τραίνα, και στον τομέα της ηλεκτροπαραγωγής, καλύπτοντας τις αυξημένες ανάγκες παραγωγής φορτίου.

Κύριος μηχανισμός λειτουργίας των μηχανών αυτών είναι η μετατροπή της παλινδρομικής κίνησης ενός ή περισσοτέρων εμβόλων σε περιστροφική, αξιοποιώντας την αποταμιευόμενη στα καύσιμα χημική ενέργεια.

Οι εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης κατηγοριοποιούνται σύμφωνα με διάφορα κριτήρια, όπως είναι ο τρόπος έγχυσης του καυσίμου, ο σκοπός χρήσης τους και η ταχύτητα περιστροφής. Όμως, το κριτήριο που έχει κυριαρχήσει και είναι ευρύτερα γνωστό είναι ο τρόπος με τον οποίο γίνεται η ανάφλεξη σε κάθε μηχανή.

1.2 Διάκριση κινητήρων Otto, Diesel

Με βάση τον τρόπο έναυσης του καυσίμου οι κινητήρες διακρίνονται στους κινητήρες Otto και στους κινητήρες Diesel, ονόματα που προέρχονται από τους εφευρέτες των δύο αυτών διαφορετικών τύπων κινητήρων.

Συγκεκριμένα, στους κινητήρες Otto πραγματοποιείται η ανάφλεξη με τη βοήθεια εξωτερικού μέσου, συνήθως ηλεκτρικού σπινθήρα. Για να συμβεί αυτό θα πρέπει να εισέλθει στον κύλινδρο ομογενές μείγμα αέρα-καυσίμου και την κατάλληλη στιγμή με την εμφάνιση του σπινθήρα γίνεται η καύση του. Αυτό επιτυγχάνεται με τη βοήθεια ειδικού οργάνου που ονομάζεται εξαεριωτής, μέσα στο οποίο γίνεται η ανάμιξη του αέρα με το καύσιμο. Εναλλακτικά, είναι δυνατό να γίνει έγχυση του καυσίμου σε προκαθορισμένη θέση στον αγωγό εισαγωγής ή ακόμα και άμεση έγχυση στο θάλαμο καύσης.

Από την άλλη πλευρά, στους κινητήρες Diesel έχουμε αυτανάφλεξη του καυσίμου μίγματος. Ο κινητήρας αναρροφά ατμοσφαιρικό αέρα τον οποίο συμπιέζει σε έντονο βαθμό. Λόγω της έντονης αυτής συμπίεσης ο ατμοσφαιρικός αέρας θερμαίνεται σε υψηλή θερμοκρασία. Έτσι λοιπόν, τη στιγμή που εισάγεται το καύσιμο απευθείας στο θάλαμο καύσης και λόγω των συνθηκών υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας που επικρατούν, αυτό αυταναφλέγεται.

Οι κινητήρες Otto και Diesel εμφανίζουν μία ακόμα βασική διαφορά που απορρέει από τον τρόπο λειτουργίας τους που εξηγήθηκε παραπάνω. Αυτή έχει να κάνει με τον τρόπο ρύθμισης της ισχύος τους.

Ειδικότερα, στους κινητήρες Otto η ρύθμιση της ισχύος τους ονομάζεται ποσοτική. Αυτό συμβαίνει διότι πρακτικά ο λόγος μαζών αέρα-καυσίμου, του εισερχόμενου στον κύλινδρο μίγματος, είναι σταθερός. Έτσι λοιπόν εμείς αυτό που μπορούμε ουσιαστικά να μεταβάλλουμε είναι η ποσότητα του εισερχόμενου μίγματος κάτι που οδηγεί στην αλλαγή της αποδιδόμενης ισχύος.

Αντίθετα, στον κινητήρα Diesel έχουμε ποιοτική ρύθμιση της ισχύος του. Εδώ η ποσότητα του αέρα που αναρροφάται σε κάθε κύκλο λειτουργίας, εφόσον οι στροφές διατηρούνται σταθερές, είναι ίδια. Συνεπώς εμείς ελέγχουμε την ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου στο θάλαμο καύσης, δηλαδή αλλάζουμε το λόγο μαζών αέρα-καυσίμου.

Για να επιλεγεί ένας κινητήρας Otto ή Diesel για μία εφαρμογή θα πρέπει να ληφθεί υπ' όψη ο τομέας στον οποίο θα χρησιμοποιηθεί, έτσι ώστε να ανάλογα με τη φύση της εργασίας που πρέπει να εκτελεστεί, να επιτευχθεί το βέλτιστο αποτέλεσμα.

Στις περισσότερες περιπτώσεις η λύση στο πρόβλημα αυτό δίνεται απ' ευθείας από τον τύπο του καυσίμου που μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε ή που μας είναι διαθέσιμος στον εκάστοτε χώρο. Σε κινητήρες μεγάλης διαμέτρου εμβόλου συναντούμε δυσκολίες στην κατασκευή τους για χρήση με έναυση με τη βοήθεια εξωτερικού μέσου (Otto), επομένως αυτόματα επιλέγουμε τη χρήση Diesel κινητήρα.

Ο κινητήρας Diesel υπερτερεί του Otto όσον αφορά το βαθμό απόδοσης και την τιμή του καυσίμου που χρησιμοποιεί. Ωστόσο, εάν είναι φυσικής αναπνοής, είναι βαρύτερος, μεγαλύτερος σε διαστάσεις, με υψηλότερο κόστος κτήσεως, τραχύτερη λειτουργία και πιο θορυβώδης από τον Otto. Παρ' όλα αυτά με σωστή υπερπλήρωση μπορεί να γίνει αρκετά ανταγωνιστικός, αφού μειώνεται τόσο το μέγεθος όσο και το βάρος του για συγκεκριμένη ισχύ.

Γενικά, οι κινητήρες Otto χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές που απαιτείται αθόρυβη και ελαστική λειτουργία, μικρό βάρος και κόστος κτήσεως. Κατασκευάζονται κυρίως σαν τετράχρονοι κινητήρες με ισχύ μέχρι 250kW περίπου και κυριαρχούν στο χώρο των επιβατικών αυτοκινήτων, ωστόσο τα τελευταία χρόνια ο Diesel κινητήρας έχει κάνει και εκεί την εμφάνισή του κυρίως λόγω της υπερπλήρωσης που τον έχει φέρει σε ανταγωνιστικό επίπεδο και νέων τεχνολογιών περιορισμού των ρύπων. Εξαιρέση αποτελούν τετράχρονοι κινητήρες Otto, που χρησιμοποιούνται σε αεροσκάφη χαμηλής ταχύτητας και κατασκευάζονται με μεγάλη ισχύ.

Δίχρονοι κινητήρες Otto βρίσκονται πιο σπάνια πλέον, λόγω της υψηλής κατανάλωσης καυσίμου και λαδιού σε ορισμένες περιπτώσεις. Τα πεδία εφαρμογής τους μπορεί να είναι μικρού μεγέθους κινητήρες για μοτοσυκλέτες, μικρά σκάφη ή άλλου είδους φορητές μηχανές. Ένας επιπλέον παράγοντας που περιορίζει τη χρήση τους είναι η αυξημένη παραγωγή ρύπων και συνεπώς η δυσκολία στη συμμόρφωσή τους με την όλο και πιο αυστηρή νομοθεσία για τα όρια εκπομπών ρύπων.

Όσον αφορά τον κινητήρα Diesel, αυτός καλύπτει ικανοποιητικά όλο το φάσμα ισχύος που αναφέρθηκε παραπάνω, εκτός από τους πολύ μικρού μεγέθους κινητήρες, με την επιπρόσθετη χρήση του σε εφαρμογές που απαιτούν μεγάλη ισχύ και κυρίως μεγάλες διαμέτρους εμβόλου. Σε μικρές και μέσες διαστάσεις έχουμε κατά κύριο λόγο την εμφάνιση του 4-Χ Diesel, ενώ σε εφαρμογές μεγάλων διαστάσεων, όπως παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ή ναυτικοί κινητήρες μεγάλων πλοίων, κυριαρχεί ο 2-Χ κινητήρας χωρίς όμως να αποκλείεται και η χρήση τετράχρονου. Ένα βασικό πλεονέκτημα για την προτίμηση του 2-Χ κινητήρα σε Diesel έναντι του Otto, είναι ότι ο κινητήρας Diesel αναρροφά αποκλειστικά ατμοσφαιρικό αέρα. Έτσι κατά τη διαδικασία της απόπλυσης, στην οποία είναι δυνατό να χαθεί μέρος του εργαζόμενου μέσου που αναρροφάται, έχουμε σπατάλη ατμοσφαιρικού αέρα και όχι καυσίμου, όπως θα συνέβαινε στον Otto. Με αυτόν τον τρόπο διατηρούμε τα πλεονεκτήματα του 2-Χ κινητήρα που είναι η μεγαλύτερη συγκέντρωση ισχύος από τον 4-Χ και η απλότητα του μηχανισμού του, με το επιπρόσθετο κέρδος της χαμηλότερης κατανάλωσης καυσίμου.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο

Γενική περιγραφή των κινητήρων Diesel

2.1 Εισαγωγή

Οι κινητήρες Diesel, οι οποίοι εφευρέθηκαν από τον Rudolf Diesel, ονομάζονται αλλιώς και κινητήρες αυτανάφλεξης ή κινητήρες έναυσης με συμπιεστή. Στους εν λόγω κινητήρες υπάρχει πάντα αυτανάφλεξη (αυτόματη ανάφλεξη) λόγω της κατάλληλης εισαγωγής του καυσίμου στον κύλινδρο τη στιγμή κατά την οποία το περιεχόμενο του έχει ήδη θερμανθεί σε επαρκώς υψηλή θερμοκρασία, λόγω της ισχυρής συμπίεσης που έχει προηγηθεί.

Ο κινητήρας Diesel αναρροφά ατμοσφαιρικό αέρα και χρησιμοποιεί σαν καύσιμα τα βαρύτερα της βενζίνης υγρά καύσιμα της κατηγορίας των πετρελαίων, τα οποία είναι φθηνότερα και λιγότερο πτητικά. Τέτοια καύσιμα είναι το αεριέλαιο και το ελαφρό ή βαρύ καύσιμο λεβήτων που χρησιμοποιείται στους μεσαίων και μεγάλων διαστάσεων κινητήρες.

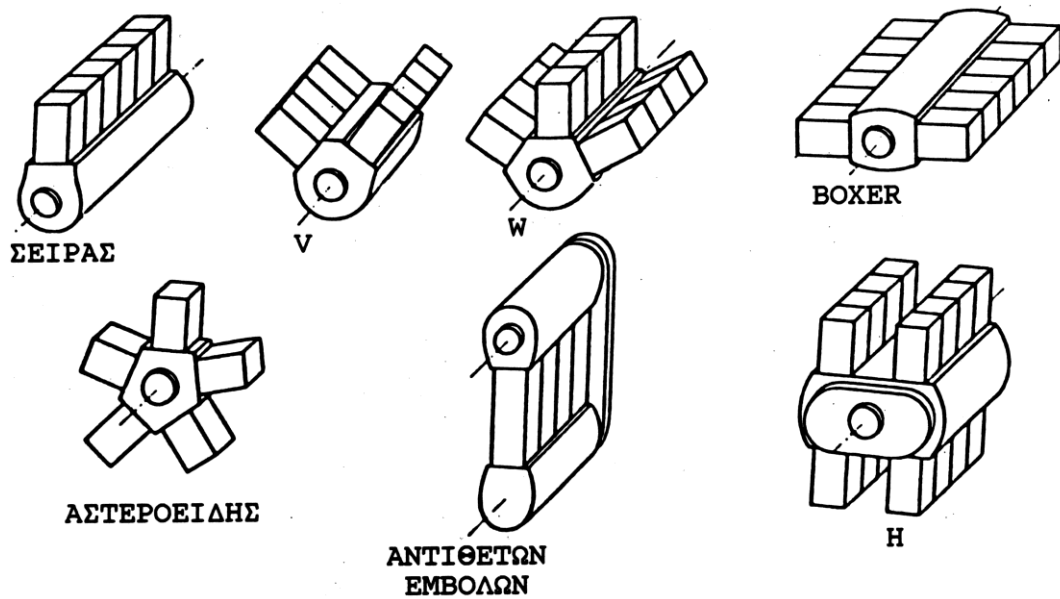
Για το σχηματισμό του καυσίμου μίγματος το πετρέλαιο εισάγεται στον κύλινδρο, διασκορπιζόμενο στη μάζα του ήδη συμπιεσμένου αέρα, με τη βοήθεια μηχανικής εγχύσεως, δηλαδή υπό την επίδραση της ισχυρής πίεσης, που δημιουργείται από το σύστημα αντλίας καυσίμου-εγχυτήρα.

Οι μηχανές Diesel μπορούν να ταξινομηθούν με διάφορα κριτήρια:

- Ανάλογα με το μέγιστο αριθμό στροφών που αναπτύσσουν ανά λεπτό, διακρίνονται σε αργόστροφες (μέχρι 350 rpm) ,σε μεσαίων στροφών (μέχρι 1200 rpm) και σε πολύστροφες που φτάνουν τις 5000 rpm.
- Ανάλογα με την ισχύ που αποδίδουν στις κανονικές στροφές λειτουργίας τους τις διακρίνουμε σε μηχανές μικρής ισχύος (μέχρι 25 HP ανά κύλινδρο), σε μηχανές μέσης ισχύος (από 25-200 ίππους ανά κύλινδρο) και σε μηχανές υψηλής ισχύος (πάνω από 200 ίππους ανά κύλινδρο).
- Αναλόγως με τον αριθμό των κυλίνδρων διακρίνονται σε μηχανές μονοκύλινδρες μέχρι και 24κύλινδρες.
- Ανάλογα με τον αριθμό των χρόνων του κύκλου λειτουργίας τους χωρίζονται σε δίχρονες και τετράχρονες μηχανές.

Όσο αφορά τις διατάξεις των κινητήρων Diesel αυτές επιγραμματικά είναι οι ακόλουθες (Σχήμα 2.1) :

- Μηχανές σειράς
- Μηχανές τύπου V
- Επίπεδες μηχανές
- Μηχανές αστεροειδούς τύπου
- Μηχανές με ειδική διάταξη κυλίνδρων



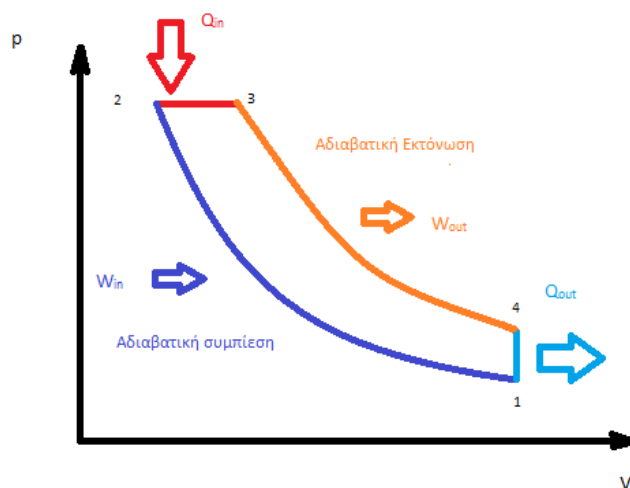
Σχήμα 2.1. Διάφορες διατάξεις πολυκυλίνδρων κινητήρων

Τέλος, υπάρχει μεγάλη ποικιλία κινητήρων Diesel, οι οποίοι έχουν ευρεία εφαρμογή στα μέσα μεταφοράς και στην παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος. Οι κινητήρες αυτοί είναι οι φυσικής αναπνοής και οι υπερπληρωμένοι, όπου η υπερπλήρωση μπορεί να επιτευχθεί μηχανικώς ή με μονοβάθμια ή με διβάθμια συμπίεση στροβίλου. Ως υπερπλήρωση ορίζεται η αύξηση της πυκνότητας του αέρα εισαγωγής, μέσω της αύξησης της πίεσης του πριν εισέλθει στον κύλινδρο και χρησιμοποιείται, συνήθως σε μεγαλύτερους κινητήρες, με σκοπό την μείωση του μεγέθους και του βάρους ενός κινητήρα για δεδομένη εξαγόμενη ισχύ.

2.2 Θερμοδυναμική Μελέτη Κύκλου Diesel

Ο ιδανικός κύκλος λειτουργίας αυτής της μηχανής στηρίζεται στα εξής θερμοδυναμικές μεταβολές :

- Αδιαβατική Συμπύεση
- Ισοβαρής Θέρμανση
- Αδιαβατική Εκτόνωση
- Ισόχωρη Ψύξη



Σχήμα 2.2. Θεωρητικός κύκλος Diesel σε άξονες P-V

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου δίνεται από τη σχέση :

$$\eta_D = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} \quad (2.1)$$

Με την υπόθεση ότι οι ειδικές θερμοχωρητικότητες υπό σταθερή πίεση C_p και υπό σταθερό όγκο παραμένουν σταθερές καθώς μεταβάλλεται η θερμοκρασία, ο βαθμός απόδοσης ισούται με :

$$\eta_D = 1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (2.2)$$

Επειδή ο λόγος των ειδικών θερμοχωρητικοτήτων γ είναι μεγαλύτερος της μονάδος συμπεραίνεται άμεσα ότι ο βαθμός απόδοσης του συγκεκριμένου κύκλου είναι μεγαλύτερος από τον αντίστοιχο του κύκλου Otto για τις ίδιες διαφορές θερμοκρασίας, αφού σε αυτόν η θέρμανση και η ψύξη είναι ισόχωρες, διατηρώντας στη σχέση του βαθμού απόδοσης μόνο των λόγο των θερμοκρασιακών διαφορών. Ο υπολογισμός του έργου που παράγεται σύμφωνα με αυτόν τον κύκλο δίνεται από την σχέση :

$$W_D = W_{out} - W_{in} \quad (2.3)$$

2.3 Λεπτομερής Περιγραφή του Κύκλου Λειτουργίας

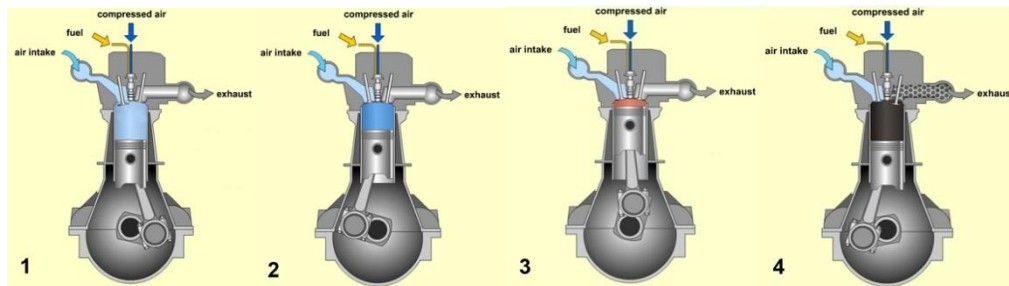
Το έργο που παράγεται από τον παραπάνω κύκλο, μπορεί να αξιοποιηθεί χρησιμοποιώντας το σύστημα εμβόλου – διωστήρα - στροφάλου. Μέσω του συστήματος αυτού μετατρέπεται η παλινδρομική κίνηση σε περιστροφική για την αξιοποίησή της από την εκάστοτε εφαρμογή.

Οι κινητήρες Diesel όπως αναφέρθηκε και παραπάνω διακρίνονται σε δίχρονης (2-X) και τετράχρονης (4-X) λειτουργίας. Η διάκριση μεταξύ 4-X και 2-X κινητήρα γίνεται βάσει των αριθμών περιστροφής που χρειάζονται για να πραγματοποιηθούν τα στάδια λειτουργίας του κάθε κινητήρα. Στην πρώτη περίπτωση ο κύκλος ολοκληρώνεται σε δύο περιστροφές, ενώ στην δεύτερη σε μία περιστροφή.

Όσον αφορά τους τετράχρονους κινητήρες Diesel ο κύκλος λειτουργίας τους αποτελείται από τις παρακάτω φάσεις (Σχήμα 2.3) :

- **1η φάση-αναρρόφησης** : Το έμβολο μετατοπίζεται προς το Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ). Όση ώρα η βαλβίδα εισαγωγής παραμένει ανοικτή ο θάλαμος καύσης γεμίζει με ατμοσφαιρικό αέρα που μπορεί να περιέχει και καυσαέρια αν υπάρχει σύστημα επανακυκλοφορίας.
- **2η φάση-συμπίεσης** : Την στιγμή που όλες οι βαλβίδες κλείνουν, το έμβολο κινείται από το Κάτω Νεκρό Σημείο προς τα πάνω μέχρι να φτάσει στο Άνω Νεκρό Σημείο. Η αυξημένη συμπίεση (25-55bar) προκαλεί την αύξηση της θερμοκρασίας του αέρα (600-900C) η οποία είναι σχεδόν η διπλάσια από τη θερμοκρασία αυτανάφλεξης του καυσίμου.
- **3η φάση-ανάφλεξη & εκτόνωση** : Προς το τέλος του χρόνου συμπίεσης πραγματοποιούνται οι ψεκασμοί του καυσίμου στην μορφή ατμών οι οποίοι αναμειγνύονται με το θερμό αέρα. Τότε αυτοαναφλέγονται σε περιβάλλον που φτάνει τους 2.500 °C και σε πίεση μπορεί να φτάσει έως και τα 200bar. Από τη στιγμή που θα εγχυθεί το καύσιμο, μέχρι την ανάφλεξη του, υπάρχει καθυστέρηση της αυτανάφλεξης που διαρκεί συνήθως 0,5-2 χιλιοστά του δευτερολέπτου. Για το λόγο αυτό στα σύγχρονα συστήματα της αυτοκίνησης πραγματοποιείται προέγχυση μικρής ποσότητας, η οποία αναφλέγεται πρώτη και μειώνει την καθυστέρηση ανάφλεξης της κύριας ποσότητας του καυσίμου, μειώνοντας τα επίπεδα θορύβου.

- **4η φάση-εξαγωγή** : Όταν η φάση εκτόνωσης πλησιάζει στην ολοκλήρωση της και αφού το έμβολο έχει αρχίσει να ξανανεβαίνει ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής και εξωθούνται τα καυσαέρια. Η πίεση μειώνεται απότομα στα 3-4bar και προοδευτικά αγγίζει αυτήν του σχετού εξαγωγής και η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει με ένα μικρό βαθμό επικάλυψης με τις εισαγωγής (συνήθως 20 μοίρες).



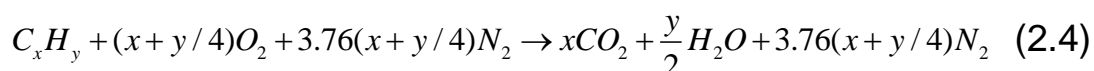
Σχήμα 2.3. Κύκλος 4-Χ λειτουργίας κινητήρα Diesel

2.4 Συνοπτική περιγραφή της διαδικασίας της καύσης στους Κινητήρες Ντήζελ

2.4.1 Καύση

Η καύση είναι μια διεργασία μετατροπής μάζας και ενέργειας κατά την οποία η ενέργεια των χημικών δεσμών του καυσίμου μετατρέπεται σε θερμική ενέργεια. Είναι εξώθερμη χημική αντίδραση μεταξύ του καυσίμου και του οξυγόνου, η οποία λαμβάνει χώρα με αρκετά υψηλό βαθμό απόδοσης θερμότητας. Το καύσιμο αντιδρά με το οξυγόνο του αέρα και παράγει προϊόντα όπως το διοξείδιο του άνθρακα και ο υδρατμός.

Η στοιχειομετρική καύση ενός καυσίμου υδρογονάνθρακα (C_xH_y) με οξυγόνο παρουσιάζεται μέσω της εξίσωσης :



όπου χρησιμοποιείται το απαιτούμενο στοιχειομετρικό ποσό O_2 .

Στην πραγματικότητα όμως μόνο με την ύπαρξη ικανής περίσσειας αέρα μπορούμε να πετύχουμε τέλεια καύση. Υπό συνθήκες περίσσειας αέρα έχουμε εμφάνιση οξυγόνου στα προϊόντα της καύσης και λόγο ισοδυναμίας καυσίμου Φ μικρότερο της μονάδας όπου :

$$\Phi = \frac{\frac{\text{μάζα καυσίμου}}{\text{μάζα αέρα}}}{\left(\frac{\text{μάζα καυσίμου}}{\text{μάζα αέρα}} \right)_{\text{στοιχ.}}} \quad (2.5)$$

2.4.2 Το Καύσιμο Ντίζελ

Το συμβατικό καύσιμο ντίζελ είναι αποστάγμα του αργού πετρελαίου με περιοχή βρασμού από 200 ° C έως 400 ° C. Η τυπική πυκνότητα του είναι 0,85 kg/l ενώ η θερμογόνος ικανότητα του 45,41MJ/kg ή 38,6 MJ/l. Το καύσιμο Diesel διαθέτει επαρκή συνεκτικότητα για την λίπανση των διαφόρων τμημάτων του συστήματος προσαγωγής και εγχύσεώς του. Σε αυτήν τίθεται ορισμένα όρια , προς τα πάνω μεν από την ανάγκη ευχερούς διασκορπίσεως εντός της μάζας του αέρα κατά την έγχυση στον κύλινδρο, προς τα κάτω δε από την απαίτηση περιορισμού της απώλειας καυσίμου λόγω διαφυγών. Σημαντική ιδιότητα του αποτελεί η δραστικότητα προς το O_2 , η οποία αποτελεί και το κυριότερο κριτήριο για την διάκριση διαφόρων ποιοτήτων Καυσίμου Diesel σύμφωνα με τους διάφορους κανονισμούς (π.χ. κατά ASTM των 1-D,2-D και 4-D).

Οι ταχύστροφοι κινητήρες (συνήθως οχημάτων) απαιτούν πιο δραστικό καύσιμο, στο οποίο συνήθως τίθενται και απαιτήσεις αυξημένης πτητικότητας για ευχερέστερη εξασφάλιση της τέλει καύσης σε πολύ βραχύ χρονικό διάστημα, και το οποίο κατά κανόνα κατέχει επίσης μειωμένη συνεκτικότητα και αυξημένη καθαρότητα (π.χ. θείο).

Η ποιότητα ανάφλεξης του καυσίμου καθορίζεται από τον αριθμό κετανίου (Cetane Number ή CN). Η ποιότητα της ανάφλεξης πρέπει να είναι υψηλή και συνεπώς και ο αριθμός κετανίου πρέπει να είναι ψηλός, ώστε η καύση να είναι ομαλή (όχι τύπου κρουστικής λειτουργίας). Ο αριθμός κετανίου εκφράζει την σε Κετάνιο κατ' όγκο περιεκτικότητα επί της % ενός Προτύπου Μείγματος από Κετάνιο/ $C_{16}H_{34}$ (ευπαθές συστατικό με άριστη ποιότητα αναφλέξεως) και α -Μεθυλοναφθαλένιο/ $C_{11}H_{10}$ ή $C_{10}H_7CH_3$ (αδρανής αρωματικός υδρογονάνθρακας). Ο αριθμός που αντιστοιχεί σε κάθε καύσιμο ελέγχεται πειραματικώς στα εργαστήρια συγκρίνοντας τη θερμοκρασία που γίνεται αυτανάφλεξη του προς μέτρηση δείγματος, με αυτή του πρότυπου.

Μεταβάλλοντας την περιεκτικότητα του προτύπου ως προς το κετάνιο, καταβάλλεται προσπάθεια ώστε η καθυστέρηση ανάφλεξης να είναι ίδια με αυτή του δείγματος. Με αυτό τον τρόπο καθορίζεται ποιος είναι ο αντίστοιχος αριθμός του κετανίου.

Αναλόγως με την ταχύτητα περιστροφής του κάθε κινητήρα μεταβάλλεται και ο ελάχιστος αριθμός κετανίου που μπορεί να διαθέτει το αντίστοιχο καύσιμο.

Συνεπώς ισχύουν τα παρακάτω:

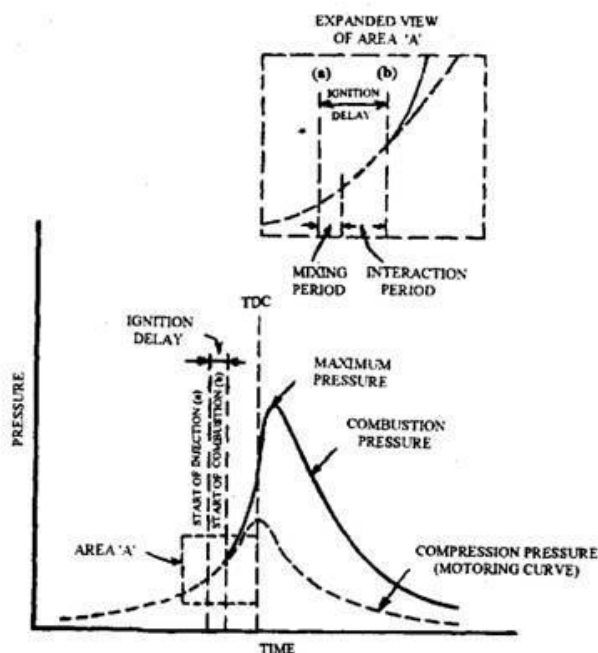
- Για πολύ ταχύστροφους κινητήρες → CN>45
- Για κοινούς ταχύστροφους κινητήρες → CN>40
- Για μεσόστροφους κινητήρες → CN>35
- Για βραδύστροφους κινητήρες → CN>30

2.4.3 Μηχανισμός Καύσης στους Κινητήρες Ντήζελ

Στους Diesel κινητήρες ο σχηματισμός του καυσίμου μίγματος, η ανάφλεξη και η καύση του είναι αλληλένδετες λειτουργίες και επικαλυπτόμενες χρονικώς. Σε έναν τυπικό θάλαμο καύσης κινητήρα Diesel η καύση μπορεί να χωριστεί σε τρία διαδοχικά στάδια:

- Καθυστέρηση Αναφλέξεως
- Ανεξέλεγκτη Καύση
- Ελεγχόμενη Καύση

Τα τρία αυτά στάδια διακρίνονται στο παρακάτω δυναμοδεικτικό διάγραμμα του κυλίνδρου:



Σχήμα 2.4. Στάδια καύσης σε δυναμοδεικτικό διάγραμμα σε κινητήρα Diesel

2.4.4 Μηχανισμός των σταδίων της καύσης

2.4.4α Καθυστερήση αναφλέξεως

Σε αυτό το στάδιο της καύσης καθοριστικό ρόλο έχει η φυσική και η χημική προετοιμασία που χρειάζεται κάθε καύσιμο για να αναφλεγεί. Ο χρόνος αυτός μέσα στον οποίο γίνεται αυτή η προετοιμασία αποτελεί τον χρόνο καθυστέρησης αναφλέξεως και ορίζεται ως το διάστημα μεταξύ της εμφάνισης των πρώτων σταγόνων καυσίμου μέσα στο θάλαμο και την εμφάνιση των πρώτων φαινομένων καύσης. Τα χαρακτηριστικά φαινόμενα καύσης, τα οποία φαίνονται στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα του κυλίνδρου, διαπιστώνονται καθώς αυξάνεται η μεταβολή της πίεσης πάνω από την κανονική γραμμή συμπίεσης. Συνήθεις τιμές του Χρόνου Καθυστερήσεως Αναφλέξεως είναι μεταξύ 0.5 και 2 msec.

Όπως ήδη αναφέρθηκε κάθε καύσιμο για να αναφλεγεί χρειάζεται φυσική και χημική προετοιμασία., αναλόγως με τα φαινόμενα που συμβαίνουν σε κάθε περίπτωση.

Η φυσική προετοιμασία συνίσταται στην ατμοποίηση των σταγόνων του καυσίμου λόγω της μετάδοσης θερμότητας με τον περιβάλλοντα αέρα που είναι ήδη συμπιεσμένος και με αυξημένη θερμοκρασία, αλλά και από την ανάμιξη με τον ίδιο τον αέρα. Η ατμοποίηση είναι τόσο εντονότερη όσο είναι μεγαλύτερη η θερμοκρασία του αέρα, μικρότερο το μέγεθος των σταγόνων και μεγαλύτερη η ταχύτητα της δέσμης.

Σημαντικό κριτήριο για την καλή προετοιμασία της αναφλέξεως αποτελεί ο σχηματισμός πολύ μικρών σταγόνων. Η ατμοποίηση γίνεται προοδευτικά, δηλαδή από την περιφέρεια προς το κέντρο των σταγόνων.

Ταυτόχρονα γίνεται και η χημική προετοιμασία του καυσίμου. Κατά την διάρκειά της, διασπώνται οι βαρύτεροι και αδρανέστεροι υδρογονάνθρακες σε ελαφρύτερους και δραστικότερους ώστε να αντιδράσουν με το περιβάλλον οξυγόνο. Το ατμοποιημένο καύσιμο, που έχει αναμειχθεί πλέον με τον αέρα, αποτελεί την εστία έναρξης της καύσης. Ο χρόνος καθυστέρησης αναφλέξεως επηρεάζεται από διάφορους παράγοντες σύμφωνα με τους παρακάτω κανόνες :

- Κάθε αίτιο, όπως η αύξηση του βαθμού συμπίεσης, η υπερπλήρωση, η αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος, το οποίο προκαλεί την αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας της γομώσεως του κυλίνδρου έχει ως συνέπεια την μείωση του χρόνου καθυστέρησης ανάφλεξης.
- Ο χρόνος καθυστέρησης ανάφλεξης μειώνεται όταν αυξάνεται η θερμοκρασία των τοιχωμάτων , η οποία προκαλείται από αύξηση του φορτίου ή από αύξηση του μεγέθους του κυλίνδρου ή από τη διατήρηση του ύδατος ψύξης σε υψηλότερη θερμοκρασία.
- Αν μειωθεί η διάμετρος των σταγονιδίων τότε μειώνεται και ο χρόνος καθυστέρησης ανάφλεξης.
- Η ένταση των κινήσεων του αέρα στον θάλαμο καύσης κατά την έγχυση του καυσίμου επηρεάζει σημαντικά τον εν λόγω χρόνο , διότι μέσω αυτών των κινήσεων σχηματίζεται το μίγμα και προάγεται η φυσική προετοιμασία του καυσίμου.
- Σημαντική μείωση του χρόνου καθυστέρησης ανάφλεξης προκαλεί η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής. Η αύξηση αυτή δεν μπορεί να υπερβεί το άνω όριο της ταχύτητας περιστροφής γιατί τότε η λειτουργία του κινητήρα δεν θα είναι ομαλή.

- Η προπορεία έγχυσης επηρεάζει τον εν λόγω χρόνο, ενώ για κάθε ταχύτητα περιστροφής υπάρχει μια βέλτιστη προπορεία έγχυσης η οποίας δίνει τον ελάχιστο χρόνο καθυστέρησης ανάφλεξης.

2.4.4β Ανεξέλεγκτη καύση

Το στάδιο αυτό ξεκινάει με την ανάφλεξη, η οποία εμφανίζεται εκεί όπου έχουν δημιουργηθεί οι καταλληλότερες προϋποθέσεις, δηλαδή η πληρέστερη φυσική και χημική προετοιμασία. Η ανάφλεξη εμφανίζεται κατά κύριο λόγο στην περιφέρεια των σταγονιδίων που βρίσκονται στις παρυφές της δέσμης του καυσίμου. Στους κινητήρες Diesel εμφανίζονται περισσότερες εστίες είτε ταυτόχρονα είτε με μια πολύ μικρή φασική απόκλιση μεταξύ τους, οι οποίες ενώνονται πολύ γρήγορα επεκτεινόμενες σε όλη την ποσότητα καυσίμου, η οποία έχει εγχυθεί μέχρι εκείνη τη στιγμή. Η προσφορά θερμότητας από τις πρώτες εστίες αναφλέξεως είναι απαραίτητη για τη στιγμιαία ανάφλεξη της ποσότητας του καυσίμου που έχει ήδη αναμειχθεί με την ποσότητα του αέρα μέσα στον κύλινδρο, δημιουργώντας μια φλόγα τύπου προαναμίξεως με περίσσεια ποσότητας αέρα.

Λόγω της μικρής χρονικής διάρκειάς αυτού του σταδίου, συνήθως είναι δύσκολο ο διαχωρισμός του από το επόμενο και τελευταίο στάδιο, της κανονικής καύσης.

2.4.4γ Ελεγχόμενη καύση

Κατά το στάδιο αυτό το εγχυόμενο καύσιμο βρίσκει ιδανικές συνθήκες στον θάλαμο καύσης, οπότε και καίγεται πλέον με την ελάχιστη δυνατή καθυστέρηση αναφλέξεως. Αυτό συμβαίνει όταν οι συνολικές συνθήκες στον θάλαμο καύσης επιτρέπουν την ταχεία ανάμιξη με τον αέρα, ώστε για κάθε ποσότητα καυσίμου να διατίθενται εγκαίρως η απαιτούμενη ποσότητα αέρα, εφόσον η καύση είναι τύπου φλόγας διάχυσης.

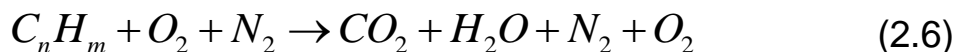
2.5 Σχηματισμός και εκπομπή ρύπων από κινητήρες Diesel

2.5.1 Εισαγωγή

Στην προσπάθεια αντιμετώπισης του προβλήματος εκπομπής ρυπογόνων ουσιών από τους εμβολοφόρους κινητήρες επιστρατεύονται διάφορες τεχνικές που βασίστηκαν στη βελτίωση του μηχανισμού της καύσης, είτε στη χρήση μέσων περιστολής (ενδεικτικά : καταλύτες, παγίδες στερεών σωματιδίων). Η πρόληψη ωστόσο για την αποφυγή του σχηματισμού των ρυπογόνων ουσιών στην πηγή είναι προτιμότερη λύση από τη λήψη μέτρων για τη δέσμευση ή την καταστροφή του με τη χρήση μέσων μερικής περιστολής. Προς τη κατεύθυνση αυτή της πρόληψης έχουν ληφθεί μέτρα που αφορούν στη σχεδίαση του θαλάμου καύσης και του συστήματος τροφοδοσίας, λαμβάνοντας υπόψη τους και τους επιμέρους παράγοντες για τη λειτουργική συμπεριφορά και την ελαχιστοποίηση εκπομπής ρύπων.

Ο σχηματισμός των ρυπογόνων ουσιών οφείλεται στη χημική διάσπαση των προϊόντων της καύσης, λόγω των υψηλών θερμοκρασιών που αναπτύσσονται στο θάλαμο καύσης που φθάνουν έως και 3000°K.

Τα προϊόντα της καύσης θεωρητικά είναι τέλεια και δεν υφίσταται χημική διάσπαση, που δίνονται από το ακόλουθο γενικό σχήμα χημικής αντιδράσεως:



Στην πράξη όμως υφίσταται διάσπαση των προϊόντων της τέλει καύσης, με αποτέλεσμα την εμφάνιση των ακόλουθων ριζών και ενώσεων στα προϊόντα της :H₂O, H₂, O₂, N₂, N, O, OH, H, CO, CO₂, NO, HC, κλπ, καθώς και αρκετών άλλων (αλδεΐδες, κετόνες, O₃, κλπ).

Οι κυριότερες αέριες ρυπογόνες ουσίες είναι τα NO_x, CO και HC, οι οποίες μαζί με την εκπεμπόμενη αιθάλη (καπνό) από τους κινητήρες Diesel, αποτελούν τους λεγόμενους ελεγχόμενους ρύπους (regulated emissions), των οποίων τα επίπεδα συγκεντρώσεων στα καυσαέρια της εξαγωγής των εμβολοφόρων κινητήρων είναι νομοθετημένα σε αναπτυγμένες χώρες (ΗΠΑ, Ιαπωνία, Ε.Ε.) ακολουθώντας πρότυπες συσκευές και μεθόδους μετρήσεως. Όσον αφορά στα οχήματα η διάκριση των οδηγιών για τα όρια των ρύπων γίνεται με την ένδειξη EURO ακολουθούμενο από έναν αριθμό (π.χ. EURO 1) για τα ελαφρού τύπου οχήματα και η αντίστοιχη διάκριση με λατινικούς χαρακτήρες για αυτά του βαρέως τύπου. Η πρώτη κατηγορία εκδόθηκε το 1993 και από τότε ακολούθησαν οι υπόλοιπες. Σήμερα όλοι οι κατασκευαστές πρέπει να παράγουν οχήματα που υπακούουν στο EURO 5, ενώ ήδη έχει εκδοθεί η επόμενη οδηγία η οποία θα τεθεί σε λειτουργία το 2014, το EURO 6. Τα επίπεδα εκπομπής των κύριων αέριων αυτών ρύπων διαφοροποιούνται ωστόσο και ανάλογα με τον τύπο του κινητήρα (ενδεικτικά : μεταξύ των κινητήρων Dieselάμεσης και έμμεσης έγχυσης, κλπ).

Εκτός των αερίων ρυπαντών παρατηρείται και εκπομπή στερεών σωματιδίων (particulates) από τους εμβολοφόρους κινητήρες. Για τους κινητήρες Diesel τα σωματίδια που εκπέμπονται είναι αυτά της αιθάλης (soot) που σχηματίζεται κατά την καύση με τις προσροφημένες σε αυτή οργανικές ενώσεις (κυρίως HC), που είναι ορατή με γυμνό οφθαλμό (σχηματισμός νέφους από αιωρούμενα σωματίδια – ονομαζόμενο αιθαλομίχλη).

Ακολούθως, περιγράφεται συνοπτικά ο μηχανισμός σχηματισμού καθενός από τους βασικούς ρυπαντές (NO_x, CO, HC και αιθάλη) για τους κινητήρες Diesel, αναφέροντας τα επίπεδα συγκέντρωσής τους στο καυσαέριο, εξετάζοντας και την επίδρασή τους από τις διάφορες παραμέτρους λειτουργίας του κινητήρα.

2.5.2 Σχηματισμός των οξειδίων του αζώτου NO_x

Ο όρος οξειδία του αζώτου NO_x, που σχηματίζονται στο θάλαμο καύσης των εμβολοφόρων κινητήρων, περιλαμβάνει μονοξείδιο του αζώτου NO και διοξείδιο του αζώτου NO₂, ενδεχομένως με ίχνη άλλων οξειδίων του αζώτου (όπως το N₂O₅), αλλά στις συνθήκες που επικρατούν στους θαλάμους καύσης των κινητήρων Diesel στα μέσα και μεγάλα φορτία το NO₂ αποτελεί ελάχιστο ποσοστό (1-2%), ενώ στα χαμηλά φορτία αποτελεί σχετικά μικρό ποσοστό (10-25%), με αποτέλεσμα να θεωρείται όσον αφορά στο σχηματισμό τους στον κινητήρα ότι NO_x ≈ NO.

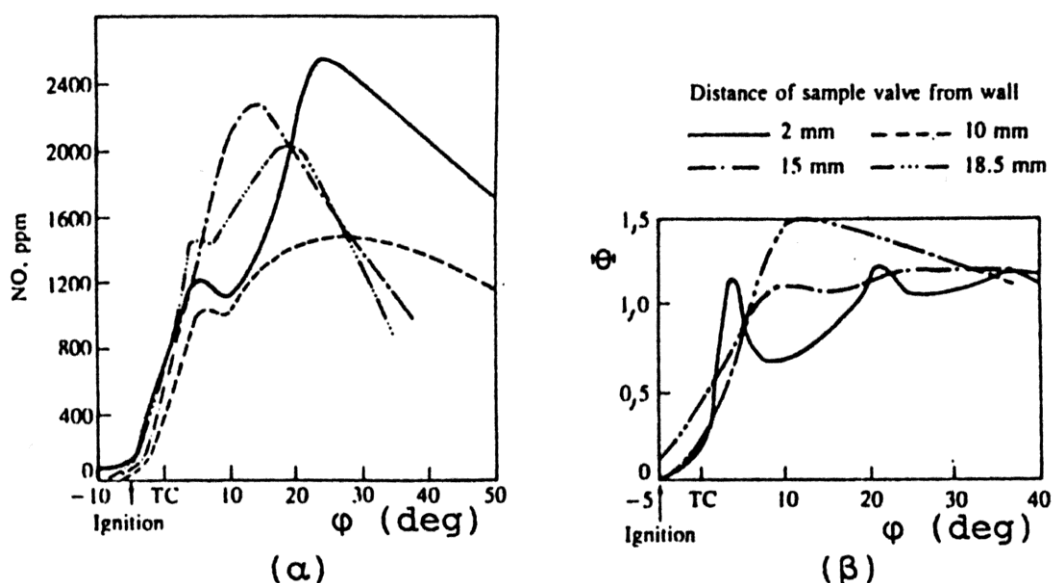
Στα ποσοστά εκπομπής NO και NO₂ από τυπικό κινητήρα Diesel, όπου παρατηρείται ότι το ποσοστό NO₂ είναι υψηλό (> 2%) μεταβαλλόμενο έντονα με την ταχύτητα περιστροφής και με το φορτίο.

Το NO σχηματίζεται στις περιοχές υψηλής θερμοκρασίας εντός της καμένης ή καιόμενης ζώνης, με απαραίτητη προϋπόθεση την απαιτούμενη ποσότητα οξυγόνου. Στη φάση της αποτόνωσης, ορισμένες αντιδράσεις που συμμετέχουν στο σχηματισμό του NO 'παγώνουν', με αποτέλεσμα στο καυσαέριο της εξαγωγής να υπάρχουν συγκεντρώσεις NO αρκετά μεγαλύτερες από τις αντιστοιχούσες τιμές της χημικής ισορροπίας στην ίδια θερμοκρασία εξαγωγής. Για το λόγο αυτό αναφέρεται ότι ο σχηματισμός του NO καθορίζεται από τη χημική κινητική των αντιδράσεων παρά από τη χημική ισορροπία.

2.5.3 Σχηματισμός του NO στο θάλαμο καύσης των κινητήρων Diesel

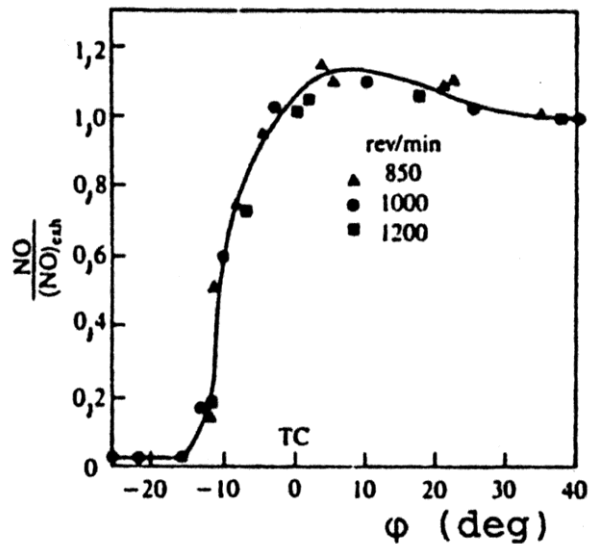
Στους κινητήρες Diesel το καύσιμο εγχύεται στο θάλαμο καύσης σε υγρή μορφή και στη συνέχεια ατμοποιούμενο αναμειγνύεται με τον αέρα που απαιτείται για την καύση του. Εξαιτίας του γεγονότος αυτού υπάρχει μεγάλη στρωμάτωση κατανομής της θερμοκρασίας και συγκέντρωσης του καυσίμου στο θάλαμο καύσης, με αποτέλεσμα ο σχηματισμός του μεγαλύτερου ποσοστού του NO να σχηματίζεται κυρίως κατά το δεύτερο στάδιο της καύσης που η φλόγα είναι τύπου προαναμείξεως με ιδιαίτερα υψηλή θερμοκρασία. Στο τρίτο στάδιο της ελεγχόμενης καύσης γίνεται πτώση της θερμοκρασίας λόγω της επαφής με το ψυχρό αέρα που περιβάλλει τις ζώνες της αντίδρασης και πάγωμα των αντιδράσεων διάσπασης του NO.

Ο τοπικός χαρακτήρας σχηματισμού του NO, λόγω της έντονα ανομοιόμορφης σύστασης του θαλάμου καύσης, επιβεβαιώνεται και από μετρήσεις με λήψη δειγμάτων (Σχήμα 2.5) στον προθάλαμο στροβιλισμού κινητήρα εμμέσου έγχυσης, σε διάφορες αποστάσεις από το τοίχωμα του προθαλάμου και για διάφορες χρονικές στιγμές στον κύκλο λειτουργίας, με βαλβίδες ταχείας δειγματοληψίας (sampling valves).



Σχήμα 2.5. Μετρημένες συγκεντρώσεις NO (σχήμα (α)) και υπολογισμένες τιμές του Φ (σχήμα (β)), σε διάφορες θέσεις του προθαλάμου κινητήρα Diesel.

Όπως προκύπτει, το σπουδαιότερο τμήμα του κύκλου, για το σχηματισμό του NO στον κινητήρα Diesel, είναι αυτό από την αρχική έναυση έως και περίπου 25° γωνίας στροφάλου μετά από την έναυση. Αυτό είναι εμφανές στο Σχήμα 2.6 το οποίο δείχνει την μεταβολή της συγκέντρωσης του NO (ως κλάσματος προς την αντίστοιχη τιμή της εξαγωγής) σε συνάρτηση της γωνίας στροφάλου, όπου φαίνεται ότι η συγκέντρωση του NO παγώνει λίγο μετά το ANΣ, ενώ ο αρχικός ρυθμός μεταβολής (αύξησης του NO) στο στάδιο της προαναμειγμένης (ανεξέλεγκτης) καύσης είναι ιδιαίτερα έντονος.



Σχήμα 2.6. Λόγος του σχηματιζόμενου NO προς την τιμή εξαγωγής, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, σε κινητήρα Diesel DI.

Στους κινητήρες Diesel έμμεσης έγχυσης μεταβολής, η έγχυση του καυσίμου και η αρχική έναυση λαμβάνουν χώρα στον προθάλαμο, με αποτέλεσμα ο σχηματισμός του NO να ξεκινά από αυτό όπου υπάρχει πλούσια σύσταση και υψηλή θερμοκρασία. Ακολούθως, μεταφέρεται ένα μεγάλο ποσοστό του NO στον κύριο θάλαμο καύσης που αναμειγνύεται με ψυχρότερες μάζες ρευστού, οπότε παγώνουν οι σχετικές αντιδράσεις διάσπασης. Τελικά προκύπτει ότι τα επίπεδα εκπομπής του NO στην εξαγωγή του κινητήρα εμμέσου έγχυσης είναι αρκετά χαμηλότερα σε σχέση με αυτά των αντίστοιχων της άμεσης έγχυσης.

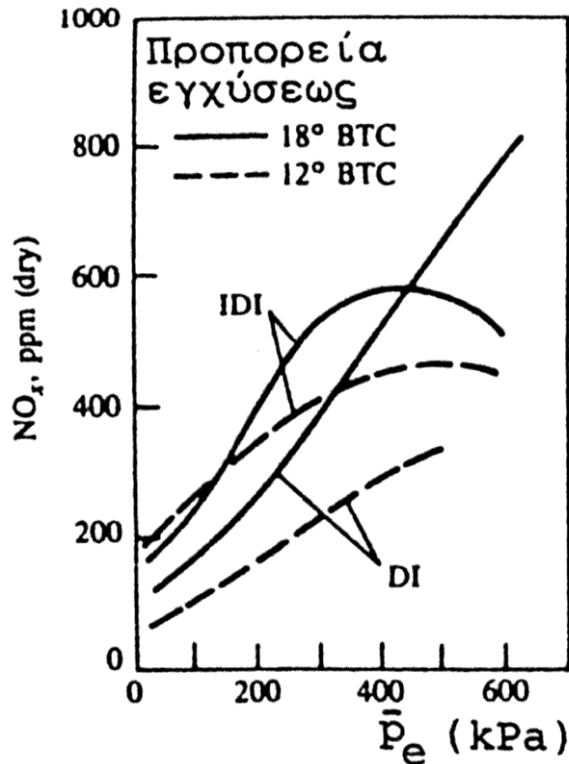
Για τη μελέτη του σχηματισμού του NO στο θάλαμο καύσης των κινητήρων Diesel χρησιμοποιείται το μοντέλο των τριών αντιδράσεων Zeldovich, με την προϋπόθεση ότι γνωρίζουμε την τοπική σύσταση και τη θερμοκρασία. Για να γίνει αυτό εφικτό γίνεται χρήση προωθημένων πολυζωνικών μοντέλων προσομοίωσης της καύσης, που λαμβάνουν υπόψη τους την κατανομή του καυσίμου, διαχωρίζοντας το θάλαμο καύσης σε υποπεριοχές (ζώνες).

Στη συγκέντρωση του NO επιδρούν διάφοροι παράγοντες λειτουργίας, από τους οποίους οι κυριότεροι είναι :

- το φορτίο
- η προπορεία έγχυσης του καυσίμου και
- το κλάσμα του παραμένουτος καυσίμου.

Συγκεκριμένα, με την αύξηση του φορτίου παρατηρείται γενικά αύξηση της συγκέντρωσης του NO στο καυσαέριο, λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας στη ζώνη αντίδρασης και λόγω της ύπαρξης αρκετών περιοχών με συγκέντρωση αέρα – καυσίμου περίπου στη στοιχειομετρική τιμή.

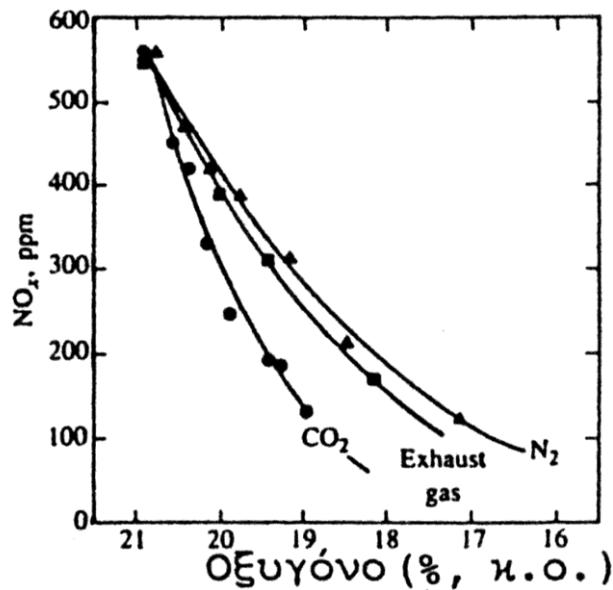
Στο Σχήμα 2.7 φαίνεται η μεταβολή αυτή και για τα δύο είδη των κινητήρων Ντήζελ, άμεσου και εμμέσου εγχύσεως, απ' όπου προκύπτει ότι στους κινητήρες άμεσης έγχυσης (DI) η εκπομπή NO βαίνει συνεχώς αυξανόμενη με το φορτίο \bar{p}_e , ενώ για τους έμμεσης έγχυσης (IDI) η μέγιστη τιμή του NO επιτυγχάνεται αρκετά πριν το μέγιστο φορτίο. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η σύσταση του προθαλάμου με την αύξηση του φορτίου καθίσταται ιδιαίτερα πλούσια, με αποτέλεσμα την έλλειψη O_2 που επιβραδύνει τις αντιδράσεις σχηματισμού του NO. Επιπλέον και η μέγιστη θερμοκρασία στον προθάλαμο παρουσιάζει κάμψη, επιβραδύνοντας περαιτέρω αυτόν τον σχηματισμό.



Σχήμα 2.7. Συγκέντρωση NO_x συναρτήσει του φορτίου, σε κινητήρες Diesel DI και IDI, για δύο προπορείες έγχυσης.

Με την αύξηση της προπορείας έγχυσης και στις δύο κατηγορίες κινητήρων (άμεσης και έμμεσης έγχυσης) παρατηρείται σημαντική αύξηση του παραγόμενου NO, λόγω της σημαντικής αύξησης της πίεσης και της θερμοκρασίας των αερίων στο θάλαμο καύσης, με πιο αυξημένη παραγόμενου NO στον κινητήρα έμμεσης έγχυσης. Το Σχήμα 2.7 δείχνει την επίδραση αυτή.

Με την αύξηση του ποσοστού του παραμένουτος καυσαερίου στο θάλαμο καύσης προκαλείται σημαντική μείωση του NO, όπως δείχνει και το Σχήμα 2.8, λόγω της αύξησης της ειδικής θερμοχωρητικότητας του περιβάλλοντος μέσου με τη συνεπαγόμενη μείωση της πίεσης και της θερμοκρασίας εντός της ζώνης αντίδρασης στη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας.



Σχήμα 2.8. Συγκέντρωση NO_x συναρτήσει της μείωσης του οξυγόνου (λόγω αύξησης του παραμένουτος καυσαερίου), σε κινητήρα Diesel DI.

2.5.4 Σχηματισμός του μονοξειδίου του άνθρακα CO

Το μονοξείδιο του άνθρακα CO, λόγω της τοξικότητάς του, αποτελεί ένα από τους σοβαρότερους και πλέον επιβλαβείς ρύπους που εκπέμπονται από τις εμβολοφόρες ΜΕΚ. Ο σχηματισμός του CO λαμβάνει χώρα όταν το διαθέσιμο οξυγόνο δεν επαρκεί για τη στοιχειομετρική καύση του μείγματος καυσίμου – αέρα και έτσι ο λόγος ισοδυναμίας αέρα (λ_a) αποτελεί τη βασικότερη παράμετρο επηρεασμού της εκπομπής του CO.

Το ποσοστό του CO στα προϊόντα της καύσης των κινητήρων Diesel εμφανίζεται σε πολύ μικρά ποσοστά (ποσοτικά ασήμαντα), εφόσον λειτουργούν με μεγάλη περίσσεια αέρα ακόμη και στο πλήρες φορτίο τους.

Κατά τον προσδιορισμό της σύστασης των προϊόντων της καύσης, υποθέτοντας κατάσταση χημικής ισορροπίας, περιλαμβάνει και το CO.

Στην εξαγωγή των κινητήρων προκύπτουν, από μετρήσεις, τιμές CO που είναι κατώτερες από τις μέγιστες εντός του θαλάμου καύσης, αλλά πολύ ανώτερες από αυτές της χημικής ισορροπίας στις επικρατούσες συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας στην εξαγωγή, με αποτέλεσμα να προκύπτει ότι ο σχηματισμός του CO ελέγχεται από τη χημική κινητική. Εντός του θαλάμου καύσης και για τιμές θερμοκρασίας άνω των 1800°K οι συγκεντρώσεις του CO προσεγγίζουν αυτές της χημικής ισορροπίας, ανεξάρτητα από τη σύσταση του καιόμενου μείγματος (πλούσιο ή φτωχό), αλλά στη συνέχεια, με την πτώση της θερμοκρασίας, ο σχηματισμός του CO αρχίζει να ελέγχεται από την κινητική των αντιδράσεων και η συγκέντρωσή του παγώνει πριν ακόμη τελειώσει η φάση της αποτόνωσης.

Η εκπομπή του CO είναι ιδιαίτερα σημαντική κατά την εκκίνηση των κινητήρων, λόγω του τότε υφιστάμενου εμπλουτισμού του μείγματος σε καύσιμο και μέχρι ο κινητήρας να αποκτήσει την επιθυμητή θερμοκρασία λειτουργίας του. Παρόμοιο πρόβλημα παρουσιάζεται και κατά τις μεταβατικές φάσεις λειτουργίας (π.χ. επιτάχυνση) όπου το μείγμα καθίσταται παροδικά πλούσιο, με αποτέλεσμα τη σημαντική αύξηση της τιμής συγκέντρωσης του CO στο καυσαέριο της εξαγωγής. Η οξείδωση του CO στο σύστημα εξαγωγής είναι αμελητέα, λόγω του ότι οι εκεί επικρατούσες θερμοκρασίες είναι κατά κανόνα μικρότερες της απαιτούμενης ελάχιστης θερμοκρασίας των 700°C.

2.5.5 Σχηματισμός των άκαυστων υδρογονανθράκων HC σε κινητήρες Diesel

Οι υδρογονάνθρακες καλύπτουν την περιοχή από μεθάνιο έως τους βαρύτερους υδρογονάνθρακες που μπορούν να παραμείνουν σε αέρια φάση μέχρι τη θερμοκρασία των 190°C, στην οποία διατηρείται η θερμαινόμενη γραμμή που χρησιμοποιείται για την αναρρόφηση του μετρητικού δείγματος των HC.

Οι ακόμη βαρύτεροι υδρογονάνθρακες, με σημείο συμπύκνωσης κάτω των 190°C και άνω των 52°C, συμπυκνώνονται και αφαιρούνται μαζί με την αιθάλη από την εξαγωγή, όπου γίνεται και η μέτρησή τους. Η θερμοκρασία των 52°C αντιστοιχεί στη θερμοκρασία μέχρι της οποίας γίνεται αραίωση του δείγματος σε σήραγγα αραιώσεως. Τέλος οι υδρογονάνθρακες που συμπυκνώνονται σε θερμοκρασίες κάτω των 52°C προσροφώνται από την αιθάλη, οπότε μπορούν να εξαχθούν από αυτήν με τη χρήση ενός ισχυρού διαλύτη και έτσι να μετρηθούν.

Οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες HC που παρουσιάζονται στην εξαγωγή των κινητήρων Diesel αποτελούν συνέπεια της ατελούς καύσης του καυσίμου και λόγω της μικρής τιμής συγκέντρωσής τους εκφράζεται σε μέρη ανά εκατομμύριο (ppm).

Τα σπουδαιότερα είδη υδρογονανθράκων που παρατηρούνται στο καυσαέριο είναι οι παραφίνες, ολεφίνες, αρωματικοί υδρογονάνθρακες και λιγότερο ακετυλένια, που είτε προέρχονται απευθείας από το χρησιμοποιούμενο καύσιμο, είτε είναι προϊόντα πολυμερισμού ή πυρόλυσης του καυσίμου, που λαμβάνουν χώρα κυρίως στις φάσεις της καύσης και της αποτόνωσης.

Όλοι οι εκπεμπόμενοι υδρογονάνθρακες, με εξαίρεση του Μεθάνιο (μη αντιδραστικό), χαρακτηρίζονται από ποικίλους βαθμούς αντιδραστικότητας (reactivity) λόγω της τάσης τους για συμμετοχή στη 'χημεία' σχηματισμού του φωτοχημικού νέφους αφού εξέλθουν στην ατμόσφαιρα.

Η σύνθεση του καυσαερίου εξαγωγής σε HC εξαρτάται κατά κύριο λόγο από την αρχική σύσταση του χρησιμοποιούμενου καυσίμου. Επομένως, καύσιμα που περιέχουν μεγάλη αναλογία ολεφινών και αρωματικών ενώσεων, παράγουν αντίστοιχα υψηλά ποσοστά τέτοιων υδρογονανθράκων στην εξαγωγή του κινητήρα, που χαρακτηρίζονται από τη μεγαλύτερη αντιδραστικότητα έναντι των άλλων ειδών υδρογονανθράκων, ενώ σε πολλές περιπτώσεις παρατηρείται επίσης σημαντική συγκέντρωση τοξικών οξυγονούχων και καρβονυλικών ενώσεων (αλδεΐδες, κετόνες, αλκοόλες και φαινόλες) στην εξαγωγή, που συμμετέχουν και αυτές στο σχηματισμό του φωτοχημικού νέφους και προσβάλλουν το αναπνευστικό σύστημα του ανθρώπου.

Η κύρια αιτία που οδηγεί στο σχηματισμό υδρογονανθράκων είναι το πολύ φτωχό μείγμα, το οποίο δεν αυταναφλέγεται ή είναι ανίκανο να συντηρήσει την καύση. Το φαινόμενο αυτό παρατηρείται κυρίως στο καύσιμο που εγχύεται κατά τη διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης, ενώ αυτό το οποίο εγχύεται μετά από αυτήν, στο στάδιο της ελεγχόμενης καύσης, οξειδώνεται ραγδαία και οδηγεί ουσιαστικά σε τέλεια καύση.

Η εκπομπή υδρογονανθράκων από τους κινητήρες Diesel επηρεάζεται σημαντικά από τις συνθήκες λειτουργίας, ενώ οι μηχανισμοί που οδηγούν στο σχηματισμό τους ποικίλουν με αυτές. Οι εκπομπές υδρογονανθράκων στο κενό φορτίο ή στα πολύ χαμηλά φορτία (μεγάλο λ_a) είναι σημαντικά μεγαλύτερες από ότι στο πλήρες φορτίο, ενώ όταν ο κινητήρας υπερφορτωθεί (υπερβολική παροχή καυσίμου) τότε οι εκπομπές HC αυξάνονται ραγδαία.

Ο μηχανισμός που οδηγεί στο σχηματισμό HC στο κενό ή στα μερικά φορτία είναι αυτός του πτωχού μείγματος ($\Phi < \sim 0.3$), που οδηγεί δηλ. σε υπερανάμειξικότητα (Overmixing) με αέρα, ενώ αντιθέτως σε υπερβολικά υψηλά φορτία το πλούσιο μείγμα που σχηματίζεται λόγω υποανάμειξικότητας (undermixing) ή κακής ανάμειξης με τον αέρα είναι ο μηχανισμός που οδηγεί στην ατελή καύση του καυσίμου και άρα στο σχηματισμό HC. Ο τελευταίος μηχανισμός περιλαμβάνει και την περίπτωση της ποσότητας του καυσίμου που παραμένει στο σάκο του ακροφυσίου του εγχυτήρα (όγκος κάτω από τη βελόνα του εγχυτήρα) όταν αυτός είναι μεγάλος, η οποία διαφεύγει την καύση (εισερχόμενη αργοπορημένα) προκαλώντας έτσι την εκπομπή HC. Σημαντική επίδραση στην εκπομπή HC έχει και η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης που μπορεί να οδηγήσει σε σβέση της φλόγας λόγω σχετικά χαμηλής θερμοκρασίας ή/και σε ακραίες περιπτώσεις σε αστοχία της έναυσης.

Οι κυριότερες επομένως αιτίες που οδηγούν στο σχηματισμό και την εκπομπή των άκαυστων υδρογονανθράκων HC από την εξαγωγή των κινητήρων, εκτός από το πολύ πτωχό μείγμα, είναι :

- η σβέση της φλόγας (flame quenching) κατά την πρόσπτωση της πλησίον των ψυχρών τοιχωμάτων, με συνέπεια το αντίστοιχο ποσοστό μείγματος να μένει άκαυστο.
και
- η αδυναμία της φλόγας να διεισδύσει σε περιοχές που είναι ιδιαίτερα στενές (ενδεικτικά : διάκενα των ελατηρίων, γύρω από το κεντρικό ηλεκτρόδιο του σπινθηριστή, χώρος μεταξύ των βαλβίδων και των εδρών τους).

2.5.6 Σωματιδιακές εκπομπές – σχηματισμός αιθάλης των κινητήρων Diesel

Οι σωματιδιακές εκπομπές του κινητήρα Diesel περιλαμβάνουν σχεδόν κατά αποκλειστικότητα (το λιπαντικό έλαιο συνεισφέρει στη συνολική μάζα των σωματιδίων) ανθρακώδες υλικό παραγόμενο κατά την καύση, που ονομάζεται αιθάλη (soot), στο οποίο είναι προσροφημένες κατά κανόνα αρκετές οργανικές ενώσεις αλλά και μερικές ανόργανες.

Τυπικές τιμές τέτοιων εκπομπών είναι 0,2-0,6 gr/km για ελαφρού τύπου κινητήρες Diesel οχημάτων και 0,5-1,5 gr/km για μεγαλύτερους κινητήρες Diesel.

Η χροιά των καυσαερίων των καυσαερίων του κινητήρα Diesel στα πιο μεγάλα φορτία εξαιτίας των σωματιδιακών εκπομπών είναι ορατή και στην πράξη γίνεται διάκριση του λεγόμενου καπνού (smoke) των εκπεμπόμενων καυσαερίων του στις ακόλουθες τρεις (3) κατηγορίες :

- I. Λευκός καπνός, που σύγκειται από ομίχλη υγρών ακαύστων σωματιδίων καυσίμου και εμφανίζεται κατά την εκκίνηση εν ψυχρώ.
- II. Κυανός καπνός, που σύγκειται από την ομίχλη υγρών ακαύστων σωματιδίων λιπαντικού ελαίου και εμφανίζεται όταν υπάρχει πρόβλημα με τη λίπανση (π.χ. φθαρμένανή κολλημένα ελατήρια εμβόλου).
- III. Μελανός καπνός ή καπνός 'τύπου αιθάλης', που σύγκειται βασικά από λεπτά σωματίδια στερεού άκαυστου άνθρακα (ανθρακώδες υλικό) δηλαδή την αιθάλη, που δημιουργείται από την πυρόλυση του καυσίμου τοπικά σε ζώνες με σχετική ανεπάρκεια οξυγόνου, εμφανιζόμενος στην περιοχή των υψηλών φορτίων (> 85% του μεγίστου) (χαρακτηριστικό γνώρισμα του κινητήρα Diesel).

Ο μελανός καπνός αποτελεί σύμπτωμα ατελούς καύσης, που γίνεται ορατός στον άνθρωπο, ώστε να λάβει τα απαραίτητα διορθωτικά μέτρα αν χρειαστεί, σε αντίθεση με τους αέριους ρύπους NO_x, CO και HC, που είναι άχρωμοι, δηλαδή αόρατοι.

Επειδή ο καπνός 'τύπου αιθάλης' είναι σημαντικός ρύπος στην υγεία των ανθρώπων θα εξεταστούν τα χαρακτηριστικά των σωματιδίων με τις προσροφημένες ενώσεις σε αυτήν, η σύσταση, η δομή η κατανομή στο θάλαμο καύσης και οι θεμελιώδεις αρχές σχηματισμού και οξειδωσής τους, ενώ θα εξεταστεί και η επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα στην εκπομπή τους.

Η σύσταση του υλικού των σωματιδίων εξαρτάται από τις συνθήκες στην εξαγωγή του κινητήρα και από το σύστημα συλλογής των σωματιδίων. Σε θερμοκρασίες $>500^{\circ}\text{C}$ τα μεμονωμένα σωματίδια είναι αρχικά συγκροτήματα πολλών μικρών σφαιριδίων άνθρακα (με μικρή ποσότητα υδρογόνου) με διαμέτρους περίπου 15-30mm.

Καθώς οι θερμοκρασίες μειώνονται κάτω των 500°C τα σωματίδια καλύπτονται με προσροφώμενες και συμπυκνούμενες οργανικές ενώσεις μεγάλου μοριακού βάρους, που περιλαμβάνουν άκαυστους υδρογονάνθρακες, οξυγονωμένους υδρογονάνθρακες (κετόνες, εστέρες, αιθέρες, οργανικά οξέα) και πολυκυρηνικούς αρωματικούς υδρογονάνθρακες, καθώς και ανόργανα συστατικά (διοξειδίο του Θείου, διοξειδίο του Αζώτου και Θειϊκό οξύ).

Το αντικείμενο των περισσότερων τεχνικών μέτρησης σωματιδίων είναι ο προσδιορισμός της ποσότητας των σωματιδίων που εκπέμπονται στην ατμόσφαιρα. Οι μετρητές καπνού (smokemeters) μετρούν τη σχετική ποσότητα φωτός που περνά από την εξαγωγή ή τη σχετική ικανότητα ανάκλασης των σωματιδίων που συλλέγονται σε χάρτινο φίλτρο, χωρίς όμως να μετρούν τη μάζα απευθείας, αλλά παρέχοντας μόνο κατά προσέγγιση την ποσότητα μάζας των σωματιδιακών εκπομπών. Στην προτυποποιημένη διαδικασία μέτρησης χρησιμοποιούνται σήραγγες διαλύσεως (dilution channel) για την προσομοίωση των φυσικών και χημικών διεργασιών στις οποίες υπόκεινται τα σωματίδια στην ατμόσφαιρα. Στη σήραγγα διαλύσεως, τα εξερχόμενα από την εξαγωγή του κινητήρα καυσαέρια διαλύονται με αέρα περιβάλλοντος σε τελική θερμοκρασία 52°C ή / και μικρότερη, με ένα τμήμα (ρεύμα) αυτού του 'διαλυμένου' δείγματος να φιλτράρεται για την απομάκρυνση των σωματιδίων.

Από μικροφωτογραφίες σωματιδίων των καυσαερίων εξαγωγής κινητήρων Diesel προκύπτει ότι αποτελούνται από σύνολα σφαιριδίων (spherules), τα οποία είναι συσσωρευμένα σε συναθροίσεις (aggregates), καλούμενα ως σωματίδια (particles), με συσσωμάτωση καθενός σωματιδίου περίπου 10^5 - 10^6 ατόμων άνθρακα. Τα μεμονωμένα σωματίδια ποικίλουν σε εμφάνιση από συγκροτήματα (clusters) περιέχοντα έως και 4000 σφαιρίδια, έως και αλυσίδες (chains) σφαιριδίων που περιέχουν μικρή ποσότητα υδρογόνου. Τα σφαιρίδια είναι σωματίδια παραγόμενα στην καύση, που παρουσιάζουν μια κατανομή διαμέτρων στην περιοχή 10-80nm, με τα περισσότερα εξ αυτών στην περιοχή 15-30nm.

Παρότι το μεγαλύτερο μέρος των σωματιδιακών εκπομπών σχηματίζεται λόγω ατελούς καύσης των καυσίμων υδρογονανθράκων, το λιπαντικό έλαιο μερικές φορές μπορεί να συμβάλλει σημαντικά, που εμφανίζεται στο διαλυτό κλάσμα από το διαχωρισμό των σωματιδίων εξαγωγής (σε διαλυτό και σε αδιάλυτο κλάσμα), καθώς και στη συνεισφορά του στο σχηματισμό των σωματιδίων, των επιμέρους ομάδων ενώσεων του (δηλ. παραφίνες, ολεφίνες, αρωματικοί υδρογονάνθρακες).

Εκτός από τα στοιχεία C και H₂ (και σε μικρό βαθμό O₂ και N₂), που αποτελούν την κύρια μάζα των σωματιδίων (διαλυτό και αδιάλυτο κλάσμα), έχουν βρεθεί στα σωματίδια Θείο και ίχνη Ca, Fe, Si και Cr, τα οποία περιέχονται στο καύσιμο Ντήζελ και ίχνη Zn και P, τα οποία μαζί με Ca συχνά χρησιμοποιούνται σαν πρόσθετα του λιπαντικού ελαίου.

Οι διαστάσεις των σωματιδίων αιθάλης της τάξεως των 100nm = 0,1μm δημιουργούν κίνδυνο στην υγεία και είναι αρκετά μικρές για να συλληφθούν από τη μύτη και αρκετά μεγάλες για να επικαθήσουν στους πνεύμονες. Το διαλυτό οργανικό κλάσμα περιλαμβάνει ενώσεις που έχουν επικίνδυνη βιολογική δράση στην υγεία του ανθρώπου, για αυτό γίνεται χημικός και βιολογικός χαρακτηρισμός των διαφόρων συστατικών του με σχετικές μεθόδους.

Έχουν γίνει μετρήσεις της κατανομής των σωματιδίων εντός του θαλάμου καύσης των κινητήρων σε λειτουργία, που παρέχουν χρήσιμες πληροφορίες για τις διεργασίες σχηματισμού και οξειδωσής τους, καθώς και τη συσχέτισή τους με την κατανομή του καυσίμου και την εξέλιξη της έκλυσης θερμότητας εντός του θαλάμου της καύσης.

Από τη μελέτη των αποτελεσμάτων των μετρήσεων κυρίως για κινητήρες άμεσης έγχυσης, αλλά και για προθαλάμους κινητήρων έμμεσης έγχυσης, προκύπτει ότι οι μεγαλύτερες συγκεντρώσεις αιθάλης βρίσκονται στον πυρήνα της κάθε δέσμης καυσίμου, όπου το μείγμα είναι εξαιρετικά πλούσιο, οπότε ο μηχανισμός σχηματισμού των σωματιδίων είναι η πυρόλυση, δηλαδή η διάσπαση των υδρογονανθράκων σε άλλους μικρότερου μοριακού βάρους λόγω της υψηλής θερμοκρασίας με υψηλή ανεπάρκεια οξυγόνου. Οι συγκεντρώσεις της αιθάλης στον πυρήνα αυξάνουν ραγδαία αμέσως με την έναρξη της καύσης, ενώ μειώνονται επίσης έντονα όταν σταματήσει η έγχυση του καυσίμου και το καύσιμο αναμειχθεί με αέρα προς πτωχότερες αναλογίες. Οι συγκεντρώσεις στα τμήματα της δέσμης, που βρίσκονται κοντά στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης αυξάνουν αργότερα, ενώ μειώνονται πιο αργότερα με βραδύτερο ρυθμό.

Μακριά από τον πυρήνα της δέσμης και από τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης, οι συγκεντρώσεις αιθάλης μειώνονται σημαντικά καθώς απομακρυνόμαστε από τον άξονα της δέσμης.

Η διαδικασία σχηματισμού της αιθάλης ξεκινά με ένα μόριο καυσίμου που περιέχει περίπου 12 έως 22 άτομα άνθρακα και ένα λόγο ατόμων $H/C \sim 2$, ενώ καταλήγει σε σωματίδια με διάμετρο μερικές εκατοντάδες nm, συγκείμενα από σφαιρίδια $\Phi 20-30\text{nm}$, έκαστο των οποίων περιέχει $\sim 10^5$ άτομα άνθρακα και έχει λόγο $H/C \sim 0,1$.

Ο σχηματισμός αιθάλης λαμβάνει χώρα στο περιβάλλον των κινητήρων Diesel σε θερμοκρασίες μεταξύ 1000 και 2800 °K, σε πιέσεις από 50 έως 100atm και με αρκετή συνολική ποσότητα αέρα για την πλήρη καύση του καυσίμου, ενώ ο χρόνος που είναι διαθέσιμος για το σχηματισμό των στερεών σωματιδίων αιθάλης από το καύσιμο είναι της τάξης μερικών μόνο ms.

Το σχηματιζόμενο αερόλυμα μπορεί να χαρακτηριστεί :

1. Από την ολική ποσότητα της συμπυκνωθείσας φάσης, που εκφράζεται από το κλάσμα όγκου αιθάλης (F_V) τον όγκο της αιθάλης προς το ολικό όγκο.
2. Από τον αριθμό σωματιδίων ανά μονάδα όγκου (N).
3. Από το μέγεθος των σωματιδίων (d).

Τα F_V , N και d είναι μεταξύ τους εξαρτημένα (π.χ. για σφαιρικά σωματίδια $F_V = (\pi/6)Nd^3$), οπότε οποιεσδήποτε από τις δύο αυτές τις μεταβλητές χαρακτηρίζει το σύστημα. Κάθε μία από τις ανεξάρτητες μεταβλητές F_V και N συνδέονται με τα σχεδόν ανεξάρτητα στάδια της γέννησης των σωματιδίων (πηγή του N) και της μεγέθυνσής τους (πηγή του F_V).

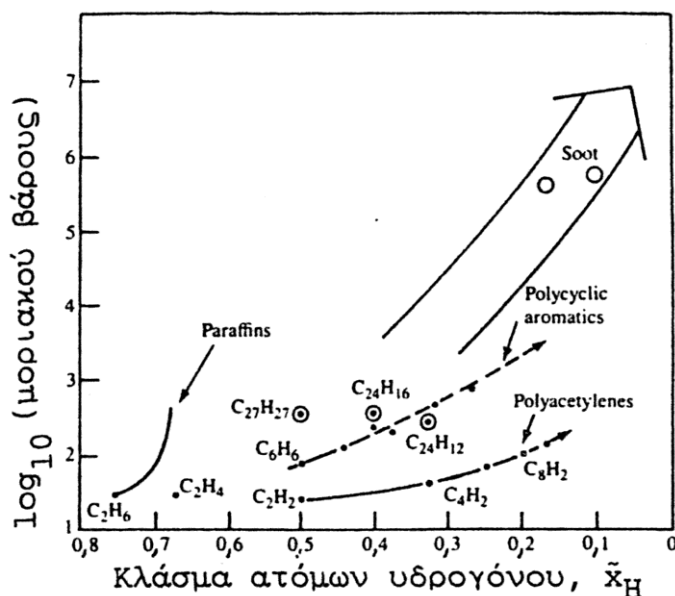
Τα ακόλουθα δύο (2) στάδια, της γέννησης και της μεγέθυνσης των σωματιδίων, συνιστούν τη διαδικασία σχηματισμού της αιθάλης. Ήτοι:

Στο στάδιο της γέννησης παράγεται το πρώτο υλικό συμπυκνωμένης φάσης, το οποίο προκύπτει από τα προϊόντα της οξειδωσης και πυρόλυσης των μορίων του καυσίμου. Περιέχουν ακόρεστους αέριους υδρογονάνθρακες ιδιαίτερα ακετυλένιο και τα ανώτερα αυτού πολυακετυλένια ($C_{2n}H_2$) και πολυκυκλικούς αρωματικούς υδρογονάνθρακες (PAH). Τα δύο αυτά είδη μορίων θεωρούνται ως οι πιο πιθανοί πρόδρομοι (precursors) αιθάλης στις φλόγες, οι αντιδράσεις συμπύκνωσης των οποίων οδηγούν στην εμφάνιση των πρώτων αναγνωρίσιμων σωματιδίων αιθάλης (nuclei). Τα σωματίδια αυτά είναι μικρά ($d < 2nm$) διότι ο ρυθμός σχηματισμού τους είναι πολύ μεγάλος, ώστε στο στάδιο αυτό της γέννησής τους να μην προλαβαίνουν να μεγεθυνθούν.

Στο στάδιο της μεγέθυνσης σωματιδίων (growth stage) δημιουργείται αύξηση του μεγέθους των σωματιδίων, που περιλαμβάνει τόσο αύξηση επιφανείας όσο και σύμπτυξη και συνάθροιση. Η επιφανειακή αύξηση με την οποία παράγεται το μεγαλύτερο μέρος του στερεού υλικού περιλαμβάνει την προσκόλληση συστατικών αέριας φάσης στην επιφάνεια των σωματιδίων και την ενσωμάτωσή τους στη σωματιδιακή φάση. Το Σχήμα 2.9 δείχνει το λογάριθμο του μοριακού βάρους αυτών των συστατικών συναρτήσει του κλάσματος ατόμων υδρογόνου $H/(H+C) = \tilde{x}_H$, φανερώνοντας μερικά σημαντικά σημεία αυτής της διαδικασίας.

Ξεκινώντας με ένα μόριο καυσίμου με $\tilde{x}_H > 0.5$, φαίνεται ότι ούτε η καθαρή αύξηση του μεγέθους της αλυσίδας του πολυακετυλενίου, ούτε η αντίστοιχη αύξηση των PAH, μπορούν να οδηγήσουν σε σωματίδια αιθάλης, τα οποία έχουν \tilde{x}_H στην περιοχή 0,1 έως 0,2. Αυτό λοιπόν που απαιτείται είναι η συμπύκνωση συστατικών με σωστή ποσότητα σε υδρογόνο ή η συμπύκνωση συστατικών σε υψηλότερη περιεκτικότητα σε υδρογόνο, ακολουθούμενη από αφυδρογόνωση ή ένα συνδυασμό τους (μερικά πολυακετυλένια και μερικά PAH). Οι αντιδράσεις αύξησης της επιφανείας οδηγούν σε αύξηση της ποσότητας της αιθάλης (F_V), αλλά ο αριθμός των σωματιδίων (N), παραμένει αμετάβλητος.

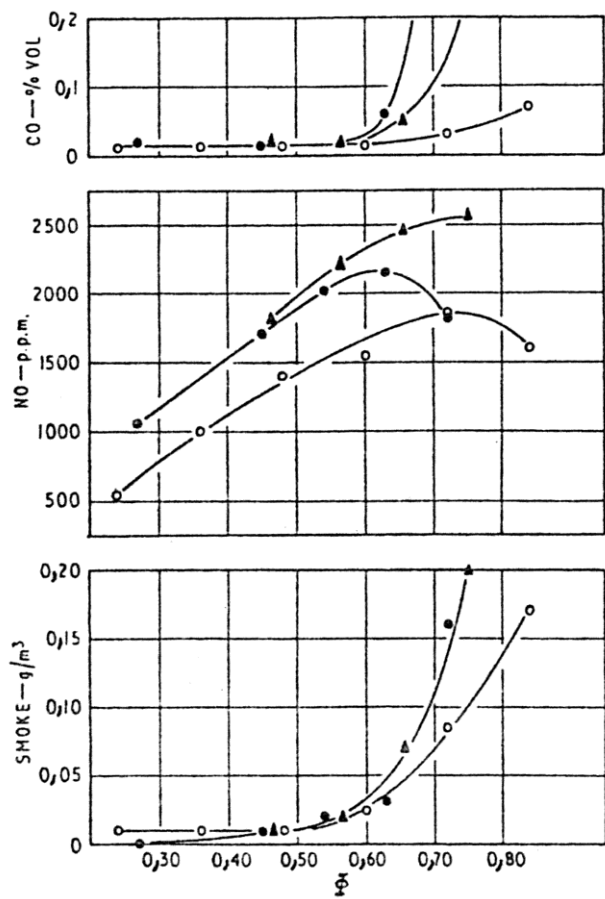
Το αντίθετο συμβαίνει με τη σύμπληξη, όπου τα σωματίδια συγκρούονται και συνενώνονται (coalesce), μειώνοντας το N και αφήνοντας το F_V αμετάβλητο. Όταν σταματήσει η επιφανειακή αύξηση, μπορεί να λάβει χώρα και συνεχιζόμενη συνάθροιση σωματιδίων με αλυσίδες και συγκροτήματα.



Σχήμα 2.9. Λογάριθμος μοριακού βάρους συναρτήσει του κλάσματος ατόμων υδρογόνου ορισμένων HC (‘οδοί’ σχηματισμού αιθάλης).

Σε κάθε από τα παραπάνω στάδια μπορεί να συμβεί οξείδωση, όπου αιθάλη ή πρόδρομοι αιθάλης καίγονται με την παρουσία οξειδωτικών συστατικών προς σχηματισμό αέριων προϊόντων όπως CO και CO₂. Η συνεπαγόμενη καθαρή (net) εκπομπή αιθάλης από τον κινητήρα εξαρτάται λοιπόν από το ισοζύγιο μεταξύ αυτών των διεργασιών σχηματισμού και καύσης. Η εκπεμπόμενη αιθάλη υπόκειται στη συνέχεια σε μία επιπλέον διαδικασία αύξησης της μάζας της, καθώς τα καυσαέρια κατά την εξαγωγή τους ψύχονται και αναμειγνύονται με τον αέρα του περιβάλλοντος.

Η κυρίαρχη παράμετρος λειτουργίας για τις σωματιδιακές εκπομπές είναι το φορτίο (Φ), στην αύξηση του οποίου άλλωστε οφείλεται και ο σχηματισμός της αιθάλης, δείχνοντας έντονη εξάρτηση. Το Σχήμα 2.10 δείχνει, για κινητήρα Diesel άμεσης έγχυσης μια τυπική τέτοια εικόνα μεταβολής των εκπεμπόμενων σωματιδίων συναρτήσει του Φ , δείχνοντας και την αντίστοιχη μεταβολή των NO και CO. Για κινητήρα έμμεσης έγχυσης η μεταβολή για τα εκπεμπόμενα σωματίδια είναι η ίδια ποιοτικώς, αλλά με πολύ μικρότερες τιμές λόγω της έντονης αναταραχής στον θάλαμο καύσης, που επιτυγχάνεται λόγω της διαδικασίας της καύσης στο διμερή θάλαμο καύσης.

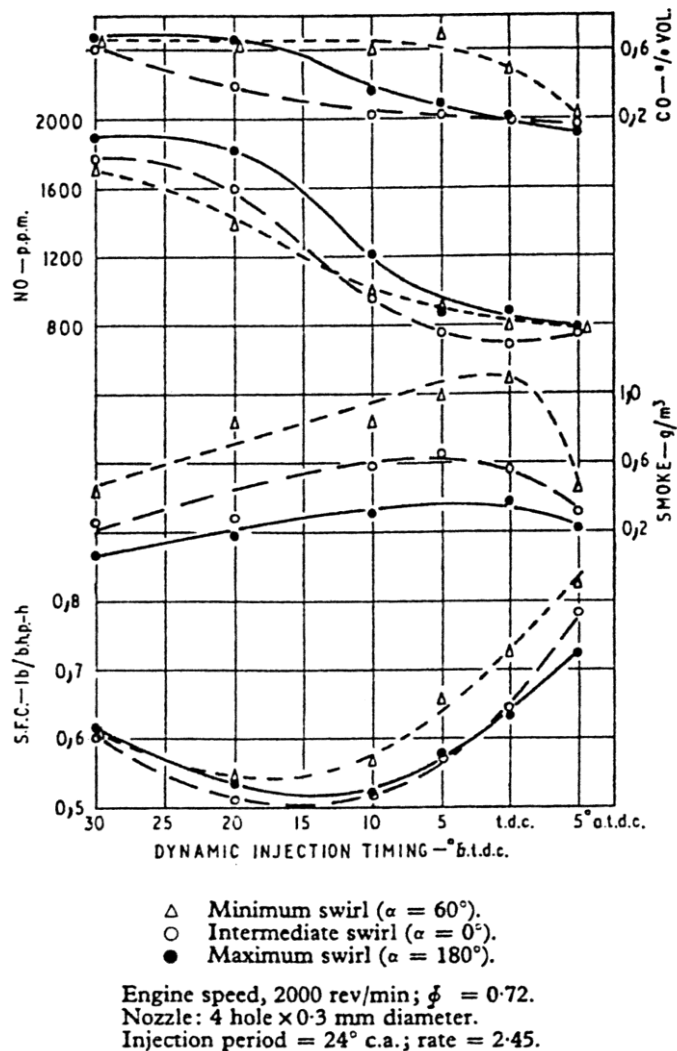


Engine	Nozzle diameter	Injection timing	Rate at F.L. fuelling
○ A	4 × 0.25 mm	20° b.t.d.c.	2.95
● C (high swirl)	4 × 0.30 mm	20° b.t.d.c.	2.45
▲ C (without shroud)	4 × 0.33 mm	25° b.t.d.c.	2.80

Σχήμα 2.10. Μεταβολή εκπεμπόμενων σωματιδίων (smoke), NO και CO συναρτήσει του φορτίου Φ, για κινητήρα Diesel DI.

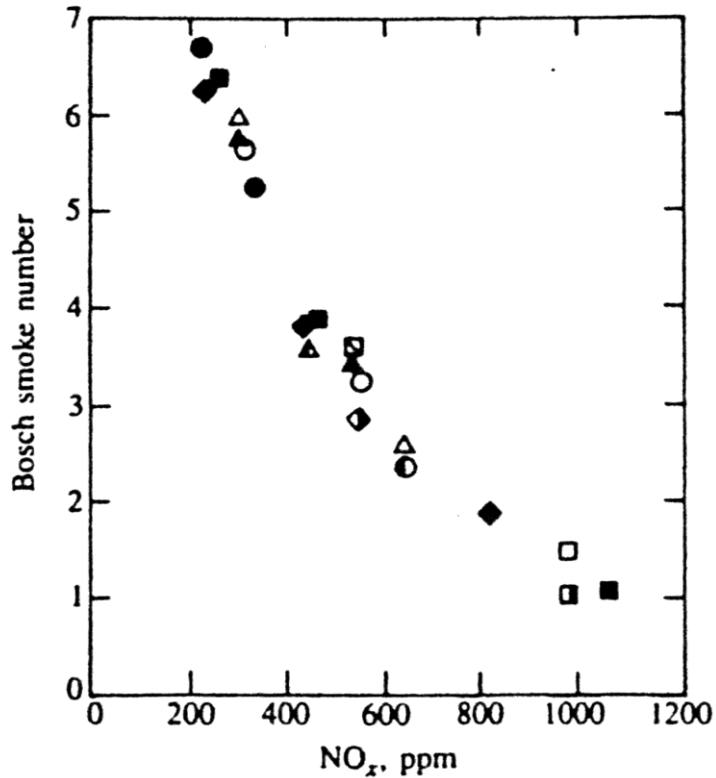
Το Σχήμα 2.11 δείχνει, για κινητήρα Ντήζελ αμέσου εγχύσεως, την εξάρτηση των εκπεμπόμενων σωματιδίων από μία άλλη σημαντική λειτουργική παράμετρο, την προπορεία έγχυσης, με μεταβλητή τον λεγόμενο λόγο συστροφής. Το σχήμα αυτό περιλαμβάνει και την αντίστοιχη μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης SFC καυσίμου, καθώς και των NO και CO. Από το σχήμα φαίνεται ότι η αύξηση του λόγου συστροφής μειώνει τις σωματιδιακές εκπομπές αλλά αυξάνει το NO. Επίσης αύξηση της προπορείας έγχυσης μειώνει τις σωματιδιακές εκπομπές αλλά αυξάνει το NO.

Από το Σχήμα 2.11 φαίνεται επίσης η αντίθετη εξάρτηση μεταβολής των σωματιδιακών εκπομπών και του NO από την προπορεία έγχυσης.



Σχήμα 2.11. Μεταβολή εκπεμπόμενων σωματιδίων (smoke), NO και CO και ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (SFC) συναρτήσει της προπορείας έγχυσης, για διάφορες συστροφές αέρα (swirl), Diesel DI.

Το Σχήμα 2.12 δείχνει καθαρά αυτή την αντίθετη εξάρτηση, η οποία ισχύει μάλιστα όχι μόνο για διάφορες προπορείες εγχύσεως, αλλά και για διάφορες ταχύτητες περιστροφής, πιέσεις εγχύσεως καυσίμου, ρυθμούς εγχύσεως καυσίμου και ποσοστά ανακυκλοφορίας καυσαερίου, για σταθερό Φ .



Σχήμα 2.12. Συσχέτιση εκπομπής καπνού (σε μονάδες κλίμακας Bosch) και NO_x κινητήρα Diesel DI, για σταθερό Φ αλλά διάφορες άλλες λειτουργικές παραμέτρους.

Για το λόγο αυτό, αλλά και επιπρόσθετα επειδή τα πρόσθετα μέτρα περιστολής των εκπεμπόμενων ρύπων από τους κινητήρες Diesel δεν εφαρμόζονται ικανοποιητικά, θα πρέπει ο σχεδιαστής μηχανικός του κινητήρα Diesel να αντιμετωπίσει τη δύσκολη αυτή κατάσταση με την κατάλληλη σχεδίαση της καύσης ή/και την εκλογή των κατάλληλων συνθηκών λειτουργίας.

2.6 Συνέπειες των Εκπεμπόμενων Ρύπων

Αναπνέοντας, τα τοξικά αέρια και τα μικρά σωματίδια που εκπέμπονται από τους κινητήρες Diesel εισέρχονται μέσα στους πνεύμονες των ανθρώπων. Τα μικροσκοπικά σωματίδια στα καυσαέρια είναι αρκετά μικρά για να διεισδύουν βαθιά μέσα στους πνεύμονες και δημιουργούν μια σειρά από προβλήματα υγείας.

Τα καυσαέρια των Diesel κινητήρων και πολλές μεμονωμένες ουσίες που περιέχονται σε αυτά (συμπεριλαμβανομένου του αρσενικού, βενζόλιο, φορμαλδεΐδη και νικέλιο) συνεισφέρουν στις κυτταρικές μεταλλάξεις που μπορούν να οδηγήσουν σε καρκίνο.

Η έκθεση σε καυσαέρια των κινητήρων Diesel μπορεί να έχει ακόμα και άμεσες επιπτώσεις στην υγεία. Τα καυσαέρια των Diesel μπορούν να ερεθίσουν τα μάτια, τη μύτη, το λαιμό και τους πνεύμονες, και μπορούν να προκαλέσουν βήχα, πονοκεφάλους, ζάλη και ναυτία. Σε μελέτες με ανθρώπους εθελοντές, σωματίδια καυσαερίων έκαναν τους ανθρώπους με αλλεργίες πιο επιρρεπή στα υλικά για τα οποία είναι αλλεργικοί, όπως η σκόνη και η γύρη. Έκθεση σε καυσαέρια προκαλεί επίσης φλεγμονή στους πνεύμονες, που μπορεί να επιδεινώσει χρόνια αναπνευστικά συμπτώματα και να αυξήσει τη συχνότητα ή την ένταση των κρίσεων άσθματος.

Οι ηλικιωμένοι και τα άτομα με εμφύσημα, άσθμα και χρόνια καρδιακή και πνευμονική νόσο είναι ιδιαίτερα ευαίσθητα σε λεπτόκοκκο ρύπανσης. Πολυάριθμες μελέτες έχουν συνδέσει τα αυξημένα επίπεδα σωματιδίων στον αέρα με την αύξηση των εισαγωγών σε νοσοκομεία, επισκέψεις δωμάτιο έκτακτης ανάγκης, κρίσεις άσθματος και των πρόωρων θανάτων μεταξύ εκείνων που υποφέρουν από αναπνευστικά προβλήματα. Επειδή οι πνεύμονες των παιδιών και το αναπνευστικό σύστημα εξακολουθούν να αναπτύσσονται, αλλά είναι και πιο ευαίσθητα από τους υγιείς ενήλικες σε λεπτά σωματίδια.

Έκθεση σε λεπτά σωματίδια συνδέεται με αυξημένη συχνότητα των ασθενειών της παιδικής ηλικίας και μπορεί επίσης να μειώσει τη λειτουργία των πνευμόνων στα παιδιά.

Όπως και το σύνολο του εξοπλισμού των καυσίμων-καύση, οι κινητήρες Diesel παράγουν οξειδία του αζώτου. Τα οξειδία του αζώτου μπορούν να προκαλέσουν βλάβη των ιστών των πνευμόνων, μειώνουν την αντίσταση του οργανισμού σε λοίμωξη του αναπνευστικού και επιδεινώνουν τις χρόνιες παθήσεις των πνευμόνων, όπως το άσθμα. Μπορούν επίσης να αντιδράσουν με άλλους ρύπους στην ατμόσφαιρα για να σχηματίσουν το όζον, ένα σημαντικό συστατικό της αιθαλομίχλης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο

Μοντελοποίηση της Καύσης στους Κινητήρες Ντήζελ

3.1 Εισαγωγή

Για την οικονομικότερη και καλύτερη μελέτη των κινητήρων έχει δοθεί στο παρελθόν έμφαση στην ανάπτυξη μοντέλων προσομοίωσης της καύσης που λαμβάνει χώρα εντός του κυλίνδρου της μηχανής. Μέσω των μοντέλων αυτών γίνεται προσομοίωση του θαλάμου καύσης του κυλίνδρου, αναπαριστώντας τις συνθήκες που επικρατούν στην πραγματικότητα μέσα σε αυτόν, και με τον κατάλληλο συνδυασμό υποθέσεων και εξισώσεων οι οποίες επιλύονται με την βοήθεια του ηλεκτρονικού υπολογιστή μπορεί να γίνει μια θεωρητική προσέγγιση των φυσικών μηχανισμών που λαμβάνουν χώρα. Η δυσκολία έγκειται στην ορθή περιγραφή των διαφόρων φυσικών μηχανισμών και στην πρόβλεψη των λειτουργικών και περιβαλλοντικών μεγεθών των κινητήρων.

Τα μοντέλα που υπάρχουν σε ερευνητικό επίπεδο για τη προσομοίωση της καύσης μέσα στον κύλινδρο χωρίζονται σε δύο κύριες κατηγορίες ανάλογα με το αν η προσέγγιση που γίνεται βασίζεται στις αρχές της θερμοδυναμικής ή στην επίλυση των θεμελιωδών εξισώσεων που περιγράφουν την κίνηση των ρευστών εντός του κυλίνδρου (ρευστοδυναμική). Οι κατηγορίες αυτές είναι :

- Τα φαινομενολογικά μοντέλα (μονοζωνικά, διζωνικά, πολυζωνικά).
- Τα ρευστομηχανικά μοντέλα

3.1.1 Φαινομενολογικά Μοντέλα

Στα μονοζωνικά μοντέλα η γόμωση του κυλίνδρου θεωρείται ομοιόμορφη όσο αφορά στη θερμοκρασία και στη σύσταση κάθε στιγμή κατά την διάρκεια του κύκλου λειτουργίας. Με το συγκεκριμένο μοντέλο μπορούν να προβλεφθούν με καλή ακρίβεια τόσο η ισχύς όσο και το διάγραμμα πιέσεων (δυναμοδεικτικό διάγραμμα). Όμως δεν μπορεί να γίνει πρόβλεψη των εκπομπών ρύπων του κινητήρα.

Στα διαζωνικά μοντέλα το περιεχόμενο του κυλίνδρου χωρίζεται σε δύο ζώνες. Η μία ζώνη είναι η καιόμενη/καμμένη, όπου αντιστοιχεί στην περιοχή της αντίδρασης και η άλλη ζώνη είναι η άκαυστη, η οποία αντιστοιχεί στην περιβάλλουσα αυτό περιοχή. Ενώ το διζωνικό μοντέλο μπορεί να προβλέψει με καλή ακρίβεια το ρυθμό της εκλυόμενης ενέργειας και τις εκπομπές των οξειδίων του αζώτου, δεν μπορεί να κάνει το ίδιο για τις εκπομπές του μονοξειδίου του άνθρακα και αιθάλης.

Τέλος, στα πολυζωνικά μοντέλα η δέσμη του καυσίμου που εγχύεται στον κύλινδρο χωρίζεται σε ζώνες. Σε κάθε ζώνη επικρατούν κάθε χρονική στιγμή διαφορετικές συνθήκες σύστασης και θερμοκρασίας. Οι ζώνες αυτές μπορεί να αναπτύσσονται σε δύο ή σε τρεις διαστάσεις. Στα διδιάστατα πολυζωνικά μοντέλα θεωρείται ότι η δέσμη καυσίμου είναι συμμετρική γύρω από τον κύριο άξονα. Αυτή η υπόθεση επηρεάζει την κατανομή των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων μέσα στη δέσμη και συνεπώς δεν είναι τόσο ακριβής σ' αυτά τα μοντέλα, δεδομένου ότι η κατανομή των μεγεθών δεν είναι ομοιόμορφη στην τρίτη διάσταση εξαιτίας κυρίως της κίνησης του αέρα στο θάλαμο καύσης (air swirl & squish).

Για να λυθεί αυτό το πρόβλημα αναπτύχθηκαν τα τρισδιάστατα πολυζωνικά μοντέλα, στα οποία δε γίνεται η υπόθεση της συμμετρίας κι έτσι είναι πιο ρεαλιστικά.

3.1.2 Ρευστομηχανικά Μοντέλα

Τα ρευστομηχανικά μοντέλα έχουν σαν βάση τους την υπολογιστική ρευστομηχανική και στόχος τους είναι η ανάλυση του πεδίου ροής στον κύλινδρο με εφαρμογή των θεμελιωδών διαφορικών εξισώσεων διατήρησης της συνέχειας, της ορμής (Navier-Stokes εξισώσεις) και της ενέργειας. Η επίλυση των εξισώσεων αυτών γίνεται αριθμητικά.

3.2 Περιγραφή του Πολυζωνικού Μοντέλου Καύσης που εξετάζεται στη παρούσα εργασία

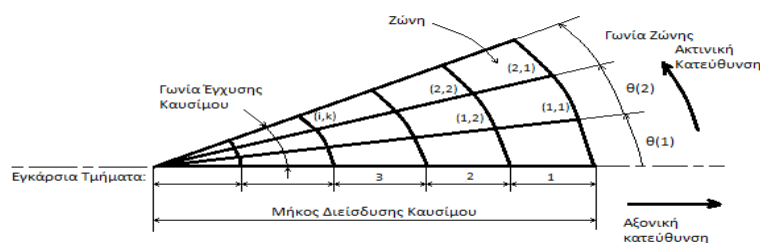
Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιήθηκε το μοντέλο 'Ntua-Engine Performance & Emissions Code', το οποίο έχει αναπτυχθεί από τον Καθηγητή Δ. Χουντάλα στο εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Πρόκειται για ένα τρισδιάστατο, πολυζωνικό, φαινομενολογικό μοντέλο γραμμένο σε γλώσσα προγραμματισμού Visual Fortran το οποίο προσομοιώνει ολόκληρο τον κύκλο λειτουργίας του κινητήρα, δηλαδή όχι μόνο την περίοδο της καύσης αλλά και το διάστημα εναλλαγής των αερίων.

Στην παρούσα εργασία το μοντέλο θα χρησιμοποιηθεί για την προσομοίωση της περίπτωσης του κλειστού κύκλου λειτουργίας, δηλαδή θα μελετηθεί η περίοδος όπου οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής είναι κλειστές. Στον ανοιχτό κύκλο λειτουργίας προσομοιώνεται επιπλέον και το σύστημα εναλλαγής των αερίων, μελετάται δηλαδή η πλήρης τετράχρονη λειτουργία του κινητήρα.

3.3 Προσομοίωση των διεργασιών μέσα στο θάλαμο καύσης

Όπως αναφέρθηκε, το εν λόγω μοντέλο είναι ένα τρισδιάστατο πολυζωνικό μοντέλο στο οποίο η εγχυόμενη δέσμη καυσίμου χωρίζεται σε n διακριτούς όγκους, τις λεγόμενες «ζώνες» (ή κελιά) κατά την αξονική κατεύθυνση, η οποία αποτελεί και την αρχική κατεύθυνση της δέσμης μέσα στο θάλαμο. Οι συνθήκες θερμοκρασίας και σύστασης μεταβάλλονται με το χρόνο και είναι διαφορετικές για κάθε ζώνη. Η πίεση θεωρείται ομοιόμορφη εντός του θαλάμου καύσεως. Η θερμοκρασία και η σύσταση κάθε ζώνης υπολογίζονται εφαρμόζοντας τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο και τις εξισώσεις διατήρησης μάζας και ορμής.

Στο σχήμα 3.1 φαίνεται ο χωρισμός της δέσμης καυσίμου σε ζώνες κατά την αξονική κατεύθυνση :



Σχήμα 3.1: Διαχωρισμός της δέσμης σε ζώνες

Παρακάτω γίνεται μια περιγραφή των μηχανισμών που προσομοιώνονται, και των χημικών και φυσικών μοντέλων που εφαρμόζονται για τον υπολογισμό της εκπομπής των ρύπων και της καύσης.

3.3.1 Προσομοίωση του μηχανισμού μεταφοράς θερμότητας (Heat Transfer)

Η χαρακτηριστική ταχύτητα μετάδοσης θερμότητας προσδιορίζεται χρησιμοποιώντας μοντέλο τύρβης βασισμένο σε δύο εξισώσεις για την τυρβώδη κινητική ενέργεια και τον ρυθμό καταστροφής της $k \sim \epsilon$. Έχοντας καθορίσει τη χαρακτηριστική ταχύτητα, ο αριθμός Nusselt δίνεται από τη σχέση:

$$Nu = c Re^{0.8} Pr \quad (3.1)$$

Ο αντίστοιχος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας h_c δίνεται από την εξίσωση:

$$h_c = c Re^{0.8} Pr^{0.33} \frac{\lambda}{l_{car}} \quad (3.2)$$

ενώ ο στιγμιαίος ρυθμός μεταφοράς θερμότητας από την εξίσωση:

$$\dot{Q} = A \left[h_c (T_g - T_w) + c_r (T_g^4 - T_w^4) \right] \quad (3.3)$$

όπου T_g είναι η θερμοκρασία της δέσμης όπως προσδιορίζεται από την παρακάτω εξίσωση όπου ο δείκτης k υποδεικνύει την k -ιοστή ζώνη από τις n :

$$T_g = \frac{\sum_{k=1}^n m_k c_{vk} T_k}{\sum_{k=1}^n m_k c_{vk}} \quad (3.4)$$

Ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας διανέμεται στις ζώνες ανάλογα με τη μάζα τους, τη θερμοκρασία και την τοπική θερμοχωρητικότητα:

$$\dot{Q}_k = \frac{\dot{Q}(m_k c_{vk} T_k)}{\sum_{k=1}^n m_k c_{vk} T_k} \quad (3.5)$$

3.3.2 Προσομοίωση συστροφής του αέρα (Air Swirl)

Η συστροφή είναι η εγκάρσια περιστροφή που κάνει ο εισερχόμενος στο θάλαμο καύσης αέρας, που έχει ως αποτέλεσμα τη βελτίωση της ανάμιξης του εγχυόμενου καυσίμου με τον αέρα. Το μοντέλο που χρησιμοποιείται είναι απλό και επαρκές. Το πεδίο ροής θεωρείται παρόμοιο με αυτό γύρω από περιστρεφόμενο στερεό σώμα. Λαμβάνεται υπόψη το ιξώδες του αέρα εξαιτίας του οποίου δημιουργείται οριακό στρώμα στα τοιχώματα του κυλίνδρου.

Η εφαπτομενική ταχύτητα δίνεται από τις εξισώσεις που πρότεινε ο Heywood:

$$u = W_p R \quad , \quad 0 \leq R \leq R_c \quad (3.6\alpha)$$

$$u = W_p R_c (R_c / R)^{0.05} \quad , \quad R_c \leq R \leq R_p \quad (3.6\beta)$$

όπου R_c είναι το σημείο που διακόπτεται η περιστροφή του στερεού σώματος και δίνεται από τη σχέση:

$$R_c = R_{in} (D_b / 2R_p) \quad (3.7)$$

όπου R_p η ακτίνα του κυλίνδρου, D_b η διάμετρος της κοιλότητας του εμβόλου και R_{in} η αξονική απόσταση κυλίνδρου - βαλβίδας. Από τη διατήρηση της στροφορμής υπολογίζεται η γωνιακή ταχύτητα.

3.3.3 Προσομοίωση της δέσμης καυσίμου

Οι συνθήκες που επικρατούν στη δέσμη του καυσίμου κατά την έξοδο της από το ακροφύσιο εγχύσεως υπολογίζονται από το μοντέλο προσομοίωσης του συστήματος εγχύσεως, όπως θα δούμε στη συνέχεια.

Το καύσιμο διανύει ένα ορισμένο μήκος, το μήκος διασπάσεως (breakup length) και διασπάται σε σταγονίδια. Το μήκος διασπάσεως δίνεται από την παρακάτω έκφραση (breakup theory of Levich):

$$L = u_{inj} t_{break} \cong c_1 \left(\frac{\rho_l}{\rho_a} \right)^{0.5} d_{inj} \quad (3.8)$$

όπου u_{inj} η ταχύτητα με την οποία εγχύεται το καύσιμο στον κύλινδρο, c_1 σταθερά, t_{break} ο χρόνος που μεσολαβεί έως τη διάσπαση, d_{inj} η διάμετρος της οπής του εγχυτήρα και ρ_a και ρ_l οι πυκνότητες του αέρα και του καυσίμου αντίστοιχα. Χρησιμοποιώντας τις σχέσεις για τη διείδυση της δέσμης προκύπτει η παρακάτω σχέση για την ταχύτητα διείδυσης του μετώπου της δέσμης:

$$u_p = \frac{2.95}{2} \left(\frac{\Delta P}{\rho_g} \right)^{0.25} d_{inj}^{0.5} t^{-0.5} \quad (3.9)$$

Η ταχύτητα διείσδυσης, όμως, της εκάστοτε ζώνης στην περιφέρεια της δέσμης προκύπτει μετά από πολλαπλασιασμό της παραπάνω ταχύτητας με τον διορθωτικό παράγοντα:

$$n_{j,i} = \exp \left[-n_1 \left(\frac{r_{j,i}}{r_{inj}} \right) a \right]^{n_2} \quad (3.10)$$

Αυτό γίνεται για να προσομοιωθεί η μείωση της αξονικής συνιστώσας της ταχύτητας όσο απομακρυνόμαστε από τον άξονα της δέσμης.

Για να καθορίσουμε τις συνιστώσες της ταχύτητας κάθε ζώνης ορίζουμε ένα επιπλέον σύστημα συντεταγμένων. Αυτό ονομάζεται αρχικό σύστημα συντεταγμένων και περιλαμβάνει τον άξονα « x_0 » που είναι παράλληλος προς τον εγχυτήρα και τους κανονικούς προς αυτόν άξονες r_0 και z_0 .

Ο άξονας x_0 σχηματίζει γωνία Φ με το x - r επίπεδο ενώ η προβολή του σε αυτό σχηματίζει γωνία Θ με τον άξονα x .

Για να υπολογίσουμε τις συνιστώσες της ταχύτητας στους κύριους άξονες βρίσκουμε πρώτα αυτές στους αρχικούς κι έπειτα τις προβολές τους στους x, r, z . Έτσι, έχουμε:

$$\begin{aligned} u_{j,ix_0} &= u_p \tan \left(\frac{a}{r_c} r_{j,i} \right) \\ u_{j,iro} &= u_{j,ix_0} \cos(\varphi_{j,i_0}) \\ u_{j,izo} &= u_{j,ix_0} \sin(\varphi_{j,i_0}) \end{aligned} \quad (3.11)$$

όπου r_c η ακτίνα της εγκάρσιας τομής της δέσμης, $r_{j,i}$ η ακτινική απόσταση της ζώνης j,i από την κεντρική γραμμή της δέσμης, φ_{j,i_0} η γωνιακή θέση της ζώνης στο $x_0 - r_0$ επίπεδο και a η αρχική γωνία της δέσμης:

$$a = 0.05 \left(\frac{d_{inj}^2 \rho_a \Delta P}{\mu_a^2} \right)^{0.25} \quad (3.12)$$

Έτσι λοιπόν, προκύπτουν οι συνιστώσες στους κύριους άξονες:

$$\begin{aligned} u_{j,ix} &= u_p \cos(\Phi) \cos(\Theta) - u_{j,iro} \sin(\Theta) - u_{j,izo} \sin(\Phi) \cos(\Theta) \\ u_{j,ir} &= u_p \cos(\Phi) \cos(\Theta) + u_{j,iro} \cos(\Theta) - u_{j,izo} \sin(\Phi) \sin(\Theta) \\ u_{j,iz} &= u_p \sin(\Phi) + u_{j,izo} \cos(\Phi) \end{aligned} \quad (3.13)$$

Η συστροφή του αέρα έχει ως αποτέλεσμα την περαιτέρω μείωση της διείσδυσης της δέσμης και την αύξηση του ρυθμού διείσδυσης του αέρα (air entrainment). Εξαιτίας αυτής οι ζώνες αποκλίνουν από την αρχική τους κατεύθυνση.

Έτσι λαμβάνοντας υπόψη την τοπική ταχύτητα της περιστροφής του αέρα έχουμε:

$$\begin{aligned} u_{j,ixt} &= u_{j,ix} + u_a \sin(\varphi_{j,i}) \\ u_{j,irt} &= u_{j,ir} - u_a \cos(\varphi_{j,i}) \end{aligned} \quad (3.14)$$

Μετά την πρόσκρουση της δέσμης στα τοιχώματα του κυλίνδρου (wall impingement) η ταχύτητα διείσδυσης της δέσμης δίνεται από τη σχέση:

$$u_p = \frac{2.95}{2} \left(\frac{\Delta P}{\rho_g} \right)^{0.25} d_{inj}^{0.5} \frac{t_{hit}^{0.25}}{t^{0.75}} \quad (3.15)$$

Θεωρείται ότι μετά την πρόσκρουση στα τοιχώματα οι ζώνες κινούνται παράλληλα σε αυτά, υπόθεση που είναι σχετικά ρεαλιστική.

3.3.4 Προσομοίωση της διείδυσης του αέρα (Air entrainment)

Η ποσότητα του αέρα που εισέρχεται στις ζώνες υπολογίζεται από την εξίσωση της διατήρησης της ορμής. Η επίδραση που έχει η πίεση έγχυσης στην ποιότητα της ανάμιξης του καυσίμου με τον αέρα, γίνεται εμφανής μέσω της αρχικής ταχύτητας κάθε ζώνης (που είναι εξάλλου συνάρτηση της πίεσης έγχυσης). Η εξίσωση, που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της ταχύτητας διείδυσης του αέρα στις ζώνες, είναι η ακόλουθη:

$$m_f u_{inj} = (f_{cor} m_a + m_f) u_p \Rightarrow m_a = \left(m_f \frac{u_{inj}}{u_p} - m_f \right) \frac{1}{f_{cor}} \quad (3.16)$$

όπου f_{cor} είναι μια σταθερά που χρησιμοποιείται για τη διόρθωση του ρυθμού διείδυσης του αέρα.

3.3.5 Προσομοίωση του διασκορπισμού του καυσίμου σε σταγονίδια και η ατμοποίηση του

Το καύσιμο που περιέχεται εντός των ζωνών, θεωρείται ότι κατηγοριοποιείται σε ομάδες των οποίων τα σταγονίδια έχουν την ίδια διάμετρο σταγονιδίων (Sauter Mean Diameter). Η κατανομή της διαμέτρου των σταγονιδίων στα πακέτα αυτά δίνεται από τη χ^2 συνάρτηση κατανομής (Hiroyasu et al.) :

$$\frac{dV}{V} = 13.5 \left(\frac{D_d}{D_{SM}} \right)^3 \exp \left[-3 \left(\frac{D_d}{D_{SM}} \right) \right] d \left(\frac{D_d}{D_{SM}} \right) \quad (3.17)$$

Η μέση διάμετρος Sauter λαμβάνεται ως η μέγιστη εκ των τιμών $D_{SM,1}$, $D_{SM,2}$, που ορίζονται από τις ακόλουθες ημιεμπειρικές σχέσεις:

$$D_{SM,1} = 0.38 \text{Re}_{inj}^{0.25} \text{We}_{inj}^{-0.32} \left(\frac{v_l}{v_a} \right)^{0.37} \left(\frac{\rho_l}{\rho_a} \right)^{-0.47} d_{inj}$$

$$D_{SM,2} = 4.12 \text{Re}_{inj}^{0.12} \text{We}_{inj}^{-0.75} \left(\frac{v_l}{v_a} \right)^{0.54} \left(\frac{\rho_l}{\rho_a} \right)^{0.18} d_{inj} \quad (3.18)$$

όπου οι δείκτες «1» και «2» δηλώνουν πλήρη και ατελή διασκορπισμό, ενώ οι αριθμοί Reynolds και Weber δίνονται από τις σχέσεις:

$$\text{Re}_{inj} = \frac{u_{inj} d_{inj}}{\nu_l}$$

$$\text{We}_{inj} = \frac{u_{inj}^2 d_{inj} \rho_l}{\sigma} \quad (3.19)$$

Για τη διαδικασία της ατμοποίησης χρησιμοποιείται το μοντέλο των Borman και Johnson. Με βάση αυτό το μοντέλο ο ρυθμός ατμοποίησης δίνεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$\frac{dm_t}{dt} = K_{diff} [-\pi d_l D \rho_{mix} \ln(1+B) Sh] \quad (3.20)$$

όπου K_{diff} είναι σταθερά της οποίας η τιμή στον προαναφερθέν μοντέλο Borman και Johnson κανονικά είναι 1.

3.3.6 Προσομοίωση της καύσης

Η ποσότητα του αέρα που εισέρχεται σε μια ζώνη θεωρείται ότι αναμειγνύεται με το ατμοποιημένο καύσιμο, ενώ ο τοπικός βαθμός αντίδρασης εξαρτάται από την τοπική συγκέντρωση μάζας του καυσίμου, του οξυγόνου και την τοπική θερμοκρασία. Η ανάφλεξη λαμβάνει χώρα μετά από καθυστέρηση (ignition delay) που δίνεται από τη σχέση:

$$S_{pr} = \int_0^t \frac{1}{a_{del} P_g^{-2.5} \Phi_{eq}^{-1.04} \exp(5000/T_g)} dt = 1 \quad (3.21)$$

όπου a_{del} είναι σταθερά.

Ο ρυθμός καύσης του καυσίμου δίνεται από την εξίσωση:

$$\dot{m}_{fb} = K_b C_f^{af} C_o^{ao} e^{\frac{-E_c}{T}} \frac{1}{6N} \quad (3.22)$$

όπου K_b είναι μια σταθερά, E_c η ενέργεια ενεργοποίησης, C_f και C_o οι συγκεντρώσεις μάζας του καυσίμου και του οξυγόνου αντίστοιχα.

3.4 Προσομοίωση της έγχυσης του καυσίμου

Οι αρχικές συνθήκες στις εξόδους των οπών του εγχυτήρα είναι σημαντικής σημασίας για την λειτουργία του κώδικα, καθώς από αυτές επηρεάζεται ο σχηματισμός της δέσμης του καυσίμου και η διάδοση της μέσα στον κύλινδρο. Για τις ανάγκες της προσομοίωσης του συστήματος έγχυσης θεωρούνται στο μοντέλο οι ακόλουθοι όγκοι ελέγχου:

- Κοινός οχετός καυσίμου
- Αγωγός προσαγωγής καυσίμου από τον κοινό οχετό στον εγχυτήρα
- Κύριος όγκος εγχυτήρα
- Όγκος εγχυτήρα κάτω από την βελόνα (sac volume)

Η παροχή όγκου καυσίμου μέσω των οπών του εγχυτήρα δίνεται από την σχέση:

$$\dot{Q}_j = A_j C_{dj} \left(\frac{2\Delta P_j}{P_j} \right)^{0.5} \quad (3.23)$$

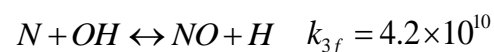
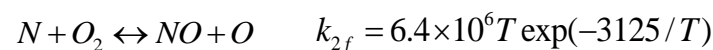
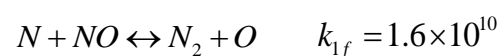
Υπενθυμίζεται, ότι λόγω της απουσίας των πειραματικών διαγραμμάτων έγχυσης, αποθέτουμε ότι το προφίλ έγχυσης είναι ορθογωνικό.

3.5 Μοντελοποίηση του σχηματισμού των οξειδίων του αζώτου

Θεωρείται ότι σε κάθε ζώνη υπάρχουν τα παρακάτω 11 στοιχεία σε ισορροπία:



Τα NO υπολογίζονται στο παρόν μοντέλο με το μηχανισμό του Zeldovich που περιλαμβάνει τις εξής τρεις εξισώσεις χημικής ισορροπίας:



(3.24)

Η μεταβολή της συγκέντρωσης [NO] σε κάθε ζώνη εκφράζεται ως εξής:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2 \left(1 - \frac{[NO]^2}{[NO]_e^2} \right) R_1}{\left(1 + \frac{[NO]}{[NO]_e} \frac{R_1}{R_2 + R_3} \right)} \quad (3.25)$$

Όπου

$$R_1 = k_{1f} [N]_e [NO]_e$$

$$R_2 = k_{2f} [N]_e [O_2]_e$$

$$R_3 = k_{3f} [N]_e [OH]_e$$

(3.26)

Ο δείκτης e δηλώνει χημική ισορροπία.

Ολοκληρώνοντας την εξίσωση (3.25) παίρνουμε τη συγκέντρωση [NO] σε κάθε ζώνη.

Εισάγεται, στο σημείο αυτό, μια σταθερά ακόμα, η A_{NO} , που αποτελεί διορθωτικό παράγοντα στους υπολογισμούς των οξειδίων του αζώτου και προσδιορίζεται κατά τη διαδικασία βαθμονόμησης του μοντέλου με σκοπό τη βέλτιστη σύμπτωση των τιμών που προκύπτουν από το μοντέλο με τις πειραματικές τιμές.

Διορθωτικός παράγοντας (A_{CO}), επίσης, χρησιμοποιείται και κατά τον υπολογισμό των εκπεμπόμενων CO από το μοντέλο.

3.6 Μοντελοποίηση του σχηματισμού της αιθάλης

Η ανάπτυξη λεπτομερούς μοντέλου για το σχηματισμό της αιθάλης στις μηχανές εσωτερικής καύσης είναι πολύ δύσκολη έως και αδύνατη, διότι, όπως αναφέρθηκε, τα φαινόμενα σχηματισμού και οξειδωσης της αιθάλης δεν έχουν γίνει πλήρως κατανοητά μέχρι σήμερα. Για το λόγο αυτό στο εν λόγω μοντέλο χρησιμοποιείται ένα ευρέως δοκιμασμένο ημιεμπειρικό μοντέλο που προβλέπει το ρυθμό σχηματισμού της αιθάλης.

Συγκεκριμένα, ο ρυθμός σχηματισμού και η οξειδωσης της αιθάλης σε κάθε ζώνη δίνεται από τις επόμενες δύο εξισώσεις:

$$\begin{aligned}\frac{dm_{sf}}{dt} &= A_f m_{f,ev} P^{0.5} \exp\left[-E_{sf} / (R_{mol} T)\right] \\ \frac{dm_{sb}}{dt} &= A_b m_s \left(\frac{P_{O_2}}{P}\right)^{1.8} \exp\left[E_{sb} / (R_{mol} T)\right]\end{aligned}\quad (3.27)$$

όπου ο δείκτης «f» αναφέρεται στο σχηματισμό αιθάλης ενώ ο «b» στην οξείδωση, « m_{ev} » είναι η ποσότητα του διαθέσιμου ατμοποιημένου καυσίμου στη ζώνη και P_{O_2} είναι η μερική πίεση του οξυγόνου.

A_f είναι η σταθερά σχηματισμού και A_b η σταθερά οξείδωσης της αιθάλης.

Οι ενέργειες ενεργοποίησης του σχηματισμού της αιθάλης E_{sf} και της οξείδωσης αυτής E_{sb} είναι αντίστοιχα 82000 kJ/kmol και 120000 kJ/kmol.

Τελικά, ο καθαρός ρυθμός σχηματισμού της αιθάλης προκύπτει από τη σχέση:

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{sf}}{dt} - \frac{dm_{sb}}{dt}$$

(3.28)

3.7 Εισαγωγή Δεδομένων

Για να γίνει η προσομοίωση, πρέπει να εισαχθούν τα απαραίτητα δεδομένα στον κώδικα και να γίνουν οι απαραίτητες ρυθμίσεις. Αυτά τα απαραίτητα δεδομένα περιγράφονται παρακάτω.

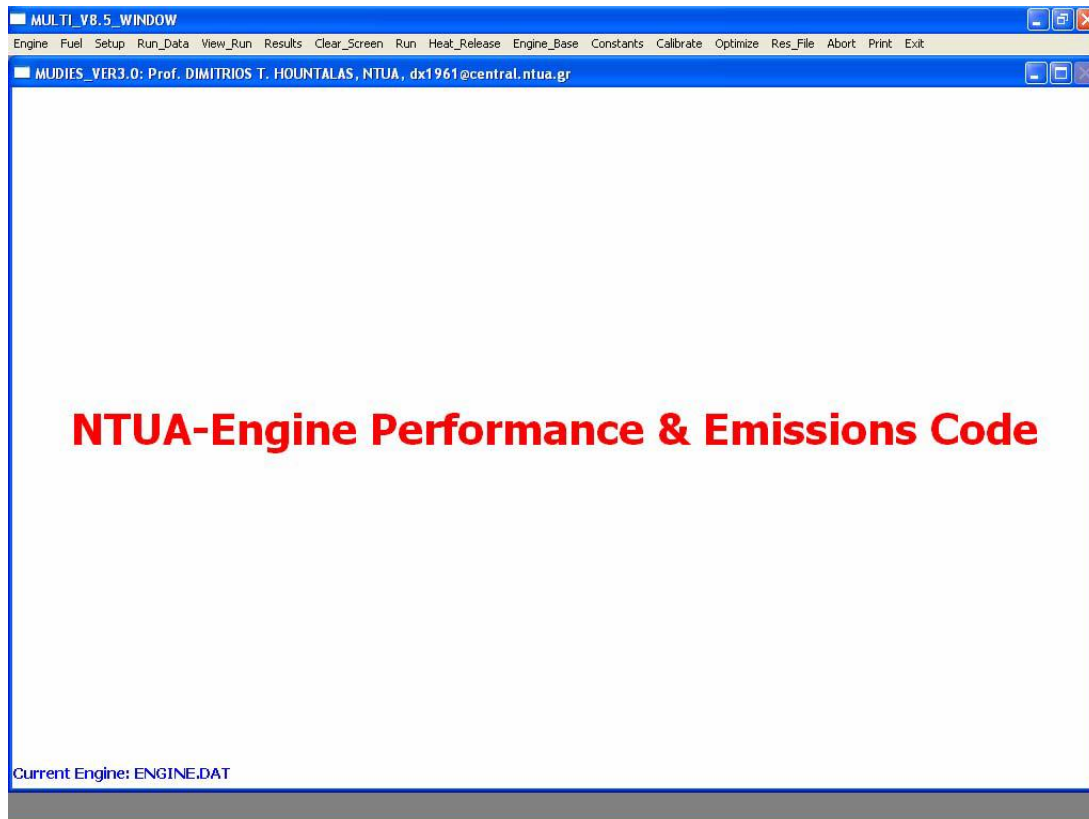
Αρχικά πρέπει να εισαχθούν τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του κινητήρα, τα δεδομένα του συστήματος αέρα εισαγωγής, τα δεδομένα του συστήματος εξαγωγής, καθώς επίσης και αυτά του συστήματος εγχύσεως του καυσίμου. Απαραίτητα επίσης δεδομένα εισαγωγής είναι και οι ιδιότητες του καυσίμου (πυκνότητα, σύσταση, θερμογόνος δύναμη, χημικές ιδιότητες του καυσίμου, ποσοστό υγρασίας).

Σημαντικός επίσης είναι ο καθορισμός των ρυθμίσεων προσομοίωσης (π.χ. υπομοντέλα) και ο καθορισμός των συνθηκών λειτουργίας που θα χρησιμοποιηθούν. Πριν από κάθε προσομοίωση πρέπει να ορίζονται οι συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα, για τις οποίες είναι επιθυμητό να γίνει η προσομοίωση.

Τα απαιτούμενα δεδομένα δίνονται από κατάλληλα αρχεία μορφής .dat (input.dat), στα οποία περιέχονται όλες οι αρχικές συνθήκες (π.χ. πίεση, θερμοκρασία), λεπτομέρειες για τη σύσταση του αερίου που εγκλωβίζεται στον κύλινδρο, κατά το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής, καθώς και δεδομένα εγχύσεως (rate of injection files-αρχεία ROI). Τέλος βασικά δεδομένα εισαγωγής αποτελούν οι τιμές των συντελεστών, που σχετίζονται με διάφορες εργασίες που εκτελούνται μέσα στον κύλινδρο του κινητήρα. Τα υπομοντέλα που χρησιμοποιούνται από κάθε υπολογιστικό μοντέλο εισάγουν κάποιους περιορισμούς στην ακρίβεια των αποτελεσμάτων. Με τον τρόπο αυτό οι τιμές των σταθερών αυτών επηρεάζουν τα παρεχόμενα αποτελέσματα και για το λόγο αυτό απαιτείται η βαθμονόμησή τους από το μοντέλο. Οι σταθερές που επιδρούν κυρίως στην καύση και στους ρύπους είναι : ο ρυθμός διείσδυσης του αέρα (Air Entrainment Rate Coefficient) και ο συντελεστής του ρυθμού οξειδωσης της αιθάλης (Soot Oxidation Rate Coefficient). Για τα CO και NO χρησιμοποιούνται μόνο συντελεστές αναλογίας που προκύπτουν από το λόγο πειραματικών και υπολογισμένων τιμών από το μοντέλο. Οι υπόλοιπες σταθερές διατηρούνται αμετάβλητες για κάθε κινητήρα.

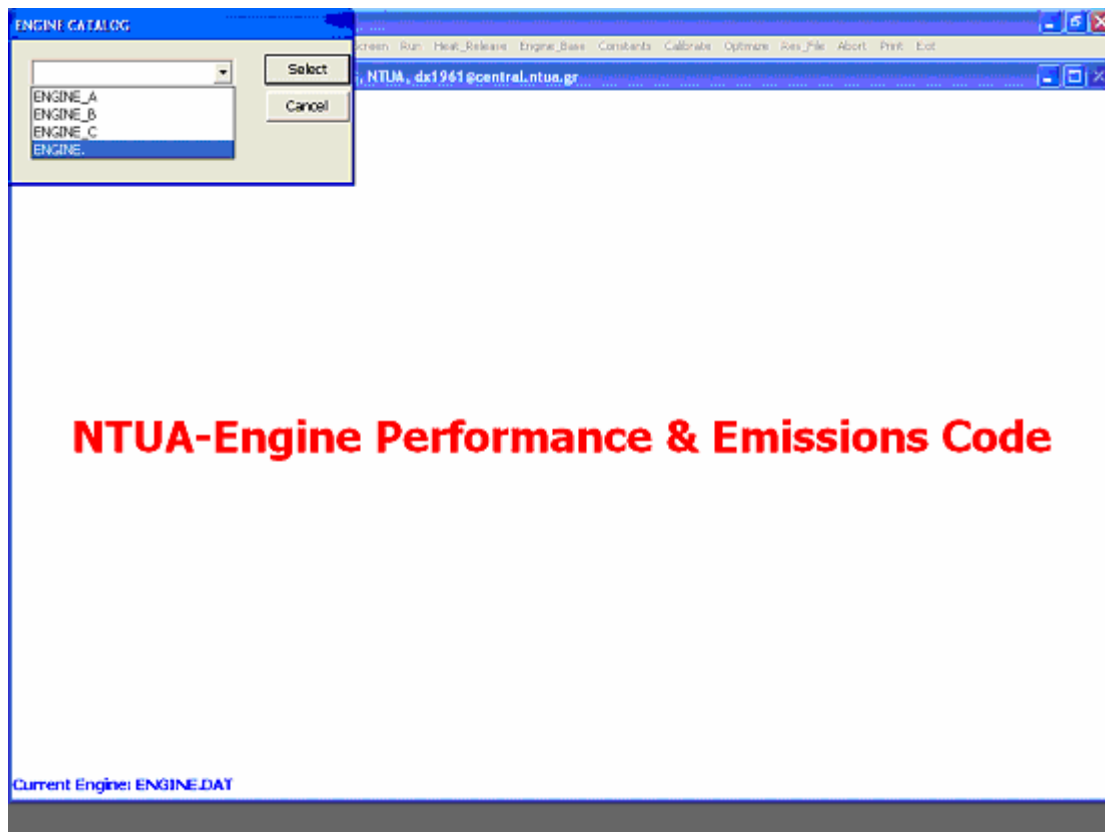
Παρακάτω παρουσιάζονται ορισμένες εικόνες από το λογισμικό που χρησιμοποιήθηκε στην παρούσα εργασία.

Στην εικόνα 3.1 φαίνεται το μενού επιλογών του λογισμικού



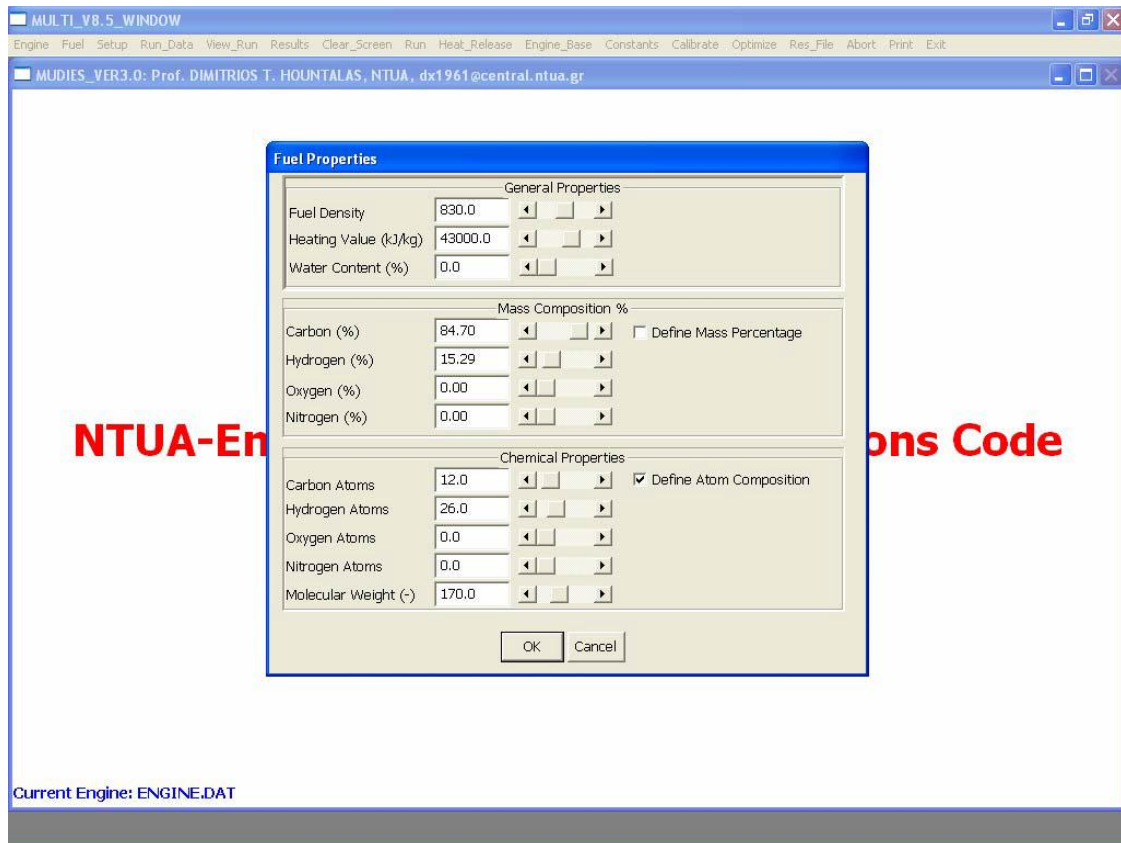
Εικόνα 3.1. Γενικό μενού προσομοίωσης μηχανής

Στην παρακάτω εικόνα φαίνεται πως γίνεται η επιλογή του κινητήρα. Στην επιλογή “Engine” εμφανίζεται ένας κατάλογος με όλες τις αποθηκευμένες μηχανές. Αφού επιλεγεί η επιθυμητή μηχανή τότε το όνομα αυτής θα πρέπει να εμφανιστεί στο κάτω μέρος της οθόνης.



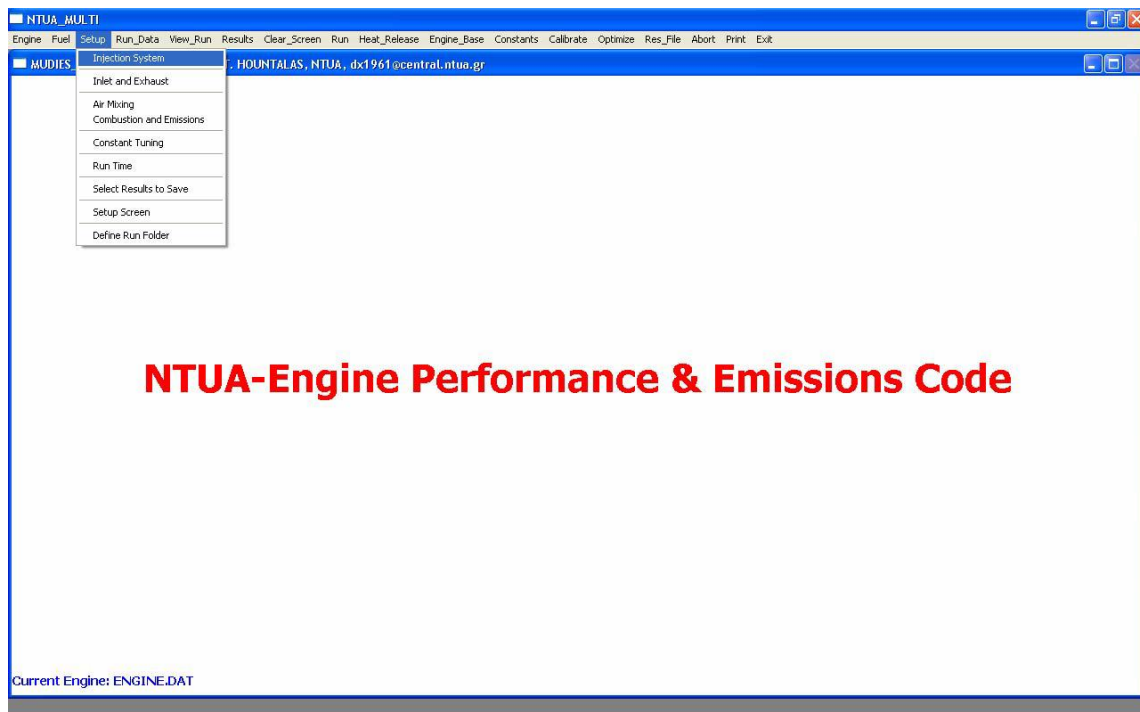
Εικόνα 3.2. Επιλογή μηχανής

Στην εικόνα 3.3 που ακολουθεί φαίνεται πως μπορεί να ρυθμιστούν οι ιδιότητες του καυσίμου.



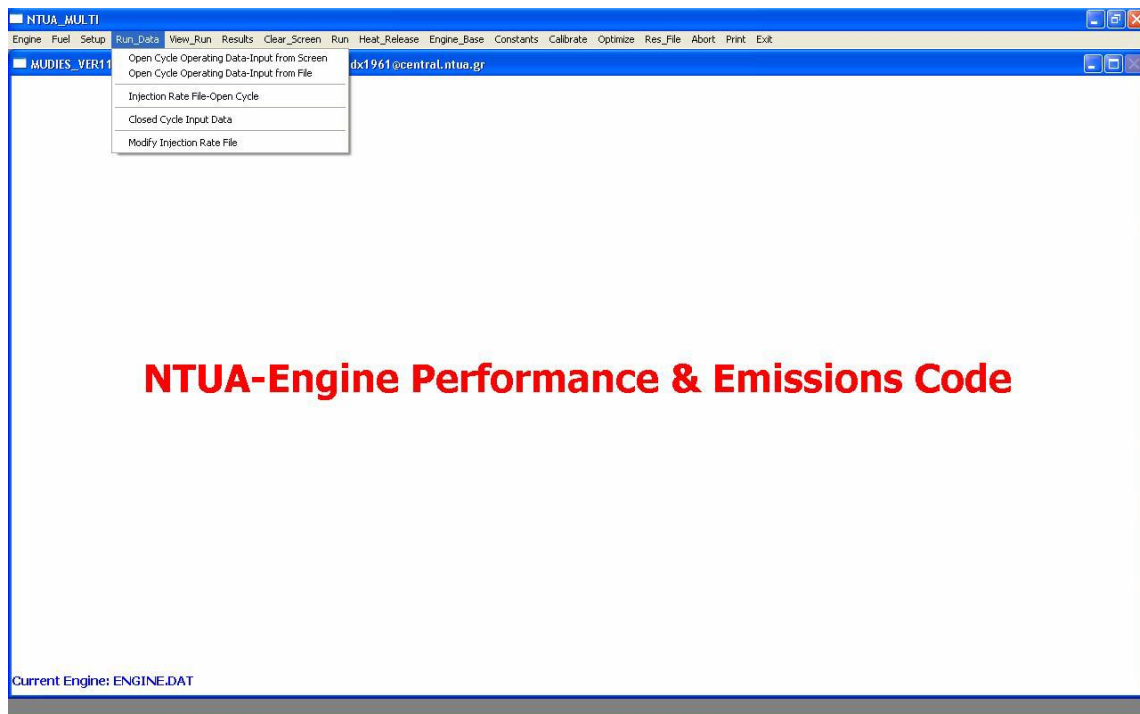
Εικόνα 3.3 Ρύθμιση των ιδιοτήτων του καυσίμου

Στην εικόνα 3.4 φαίνεται το μενού ρυθμίσεων της προσομοίωσης. Η επιλογή αυτή χρησιμοποιείται για τη ρύθμιση της διαδικασίας προσομοίωσης. Οι ρυθμίσεις διαμόρφωσης αποθηκεύονται στο αρχείο δεδομένων του επιλεγμένου κινητήρα. Υπάρχουν επιλογές για τη ρύθμιση κύριων μηχανισμών όπως καύση, ανάμειξη, χαρακτηριστικά του χρόνου εκτέλεσης, κλπ.



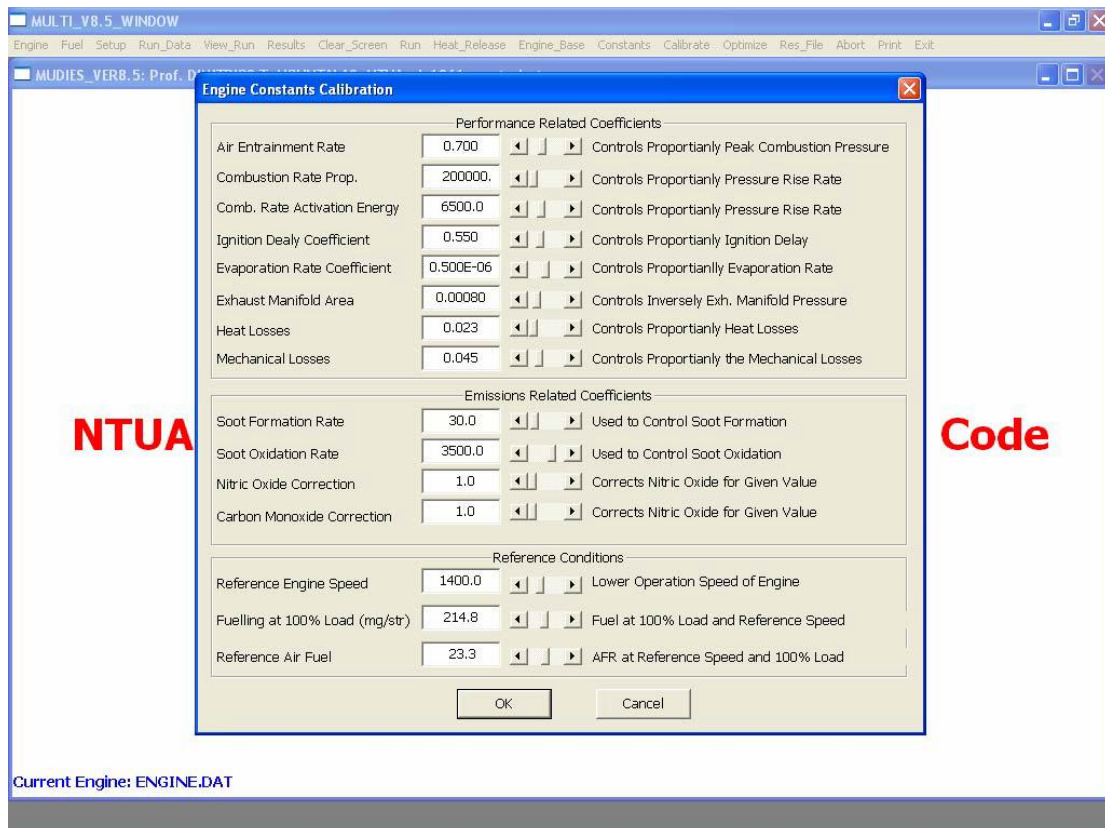
Εικόνα 3.4. Μενού ρυθμίσεων

Στην εικόνα 3.5 που ακολουθεί παρουσιάζεται ο τρόπος με τον οποίο εισάγονται τα δεδομένα της προσομοίωσης. Έτσι πριν την εκτέλεση της προσομοίωσης είναι απαραίτητο να εισαχθούν τα δεδομένα για τη συγκεκριμένη προσομοίωση. Τα δεδομένα εισαγωγής που παρέχονται εξαρτώνται κυρίως από τον τύπο της προσομοίωσης, δηλαδή αν είναι προσομοίωση κλειστού ή ανοιχτού κύκλου.



Εικόνα 3.5. Μενού εισαγωγής δεδομένων

Στην επόμενη εικόνα 3.6 φαίνεται ο πίνακας των κυριότερων σταθερών, τις οποίες μπορεί ο χρήστης να τροποποιήσει επιλέγοντας το “Edit Model Constants”.



Εικόνα 3.6. Χειροκίνητη τροποποίηση των σταθερών

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο

Περιγραφή του κινητήρα που εξετάζεται και των πειραματικών μετρήσεων

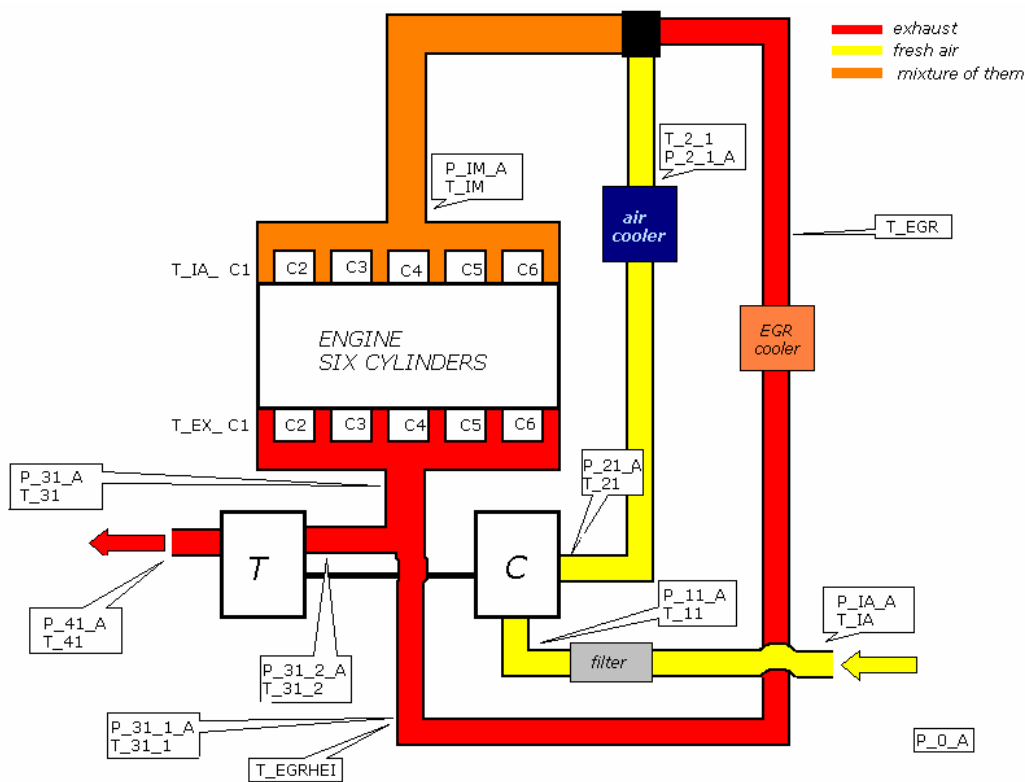
4.1 Κινητήρας που χρησιμοποιείται στην παρούσα εργασία

Στην παρούσα ανάλυση χρησιμοποιήθηκε κινητήρας εμπορικός, βαρέως τύπου, τετράχρονος, εξακύλινδρος, υπερπληρωμένος diesel άμεσης έγχυσης, με σύστημα προσαγωγής καυσίμου κοινού οχετού με τα ακόλουθα χαρακτηριστικά. Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του εν λόγω κινητήρα φαίνονται ακολούθως στον Πίνακα 4.1 :

Πίνακας 4.1 : Τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα

Διάμετρος εμβόλου (mm)	102
Διαδρομή εμβόλου (mm)	130
Μήκος διωστήρα (mm)	215
Βαθμός συμπίεσης	18.5
Συνολικός όγκος εμβολισμού (L)	6.374
Αριθμός κυλίνδρων	6
Όγκος εμβολισμού ανά κύλινδρο (L)	1.062
Σειρά ανάφλεξης	1-5-3-6-2-4
Σύστημα έγχυσης	Bosch CR-System (1600 bar)
Επίπεδο εκλυόμενων ρύπων	Κάτω από τα όρια του Euro III
Καύσιμο	Diesel
Κατώτερη θερμογόνος ικανότητα (kJ/kg)	43000
Στοιχειομετρικός λόγος αέρα καυσίμου (kg/kg)	14.59
Μέγιστη πίεση κατά την καύση (bar)	180

Παρακάτω παρουσιάζεται η πειραματική διάταξη και η ροή που ακολουθεί ο αέρας από την είσοδο μέχρι την έξοδο.



Σχήμα 4.1. Πειραματική διάταξη Diesel κινητήρα άμεσης έγχυσης

Όταν εισέρχεται ο αέρας στη διάταξη, περνάει αρχικά από ένα φίλτρο αέρα με σκοπό να καθαριστεί από πιθανές ακάθαρτες ουσίες και ξένα σωματίδια, ώστε να μη δημιουργηθούν βλάβες στα μηχανικά μέρη. Καθώς όμως ο αέρας εισέρχεται από αυτό το φίλτρο μειώνεται η πίεσή του και συνεπώς κινείται προς τον συμπιεστή ώστε να αυξηθεί η πίεση του και να εισέλθει μέσα στον θάλαμο καύσης. Στη συνέχεια ο αέρας ψύχεται ώστε να αυξηθεί η πυκνότητά του και αναμειγνύεται με μια ποσότητα καυσαερίου που προέρχεται από τον ψύκτη καυσαερίων ανακυκλοφορίας (EGR Cooler). Προκειμένου να διασφαλιστεί η ροή, ο έλεγχος της οποίας γίνεται μέσω της βαλβίδας EGR, θα πρέπει τα καυσαέρια που εισέρχονται στο σημείο αυτό να έχουν υψηλότερη πίεση από τα άλλα δύο ρεύματα.

Το αναμεμειγμένο μείγμα εισέρχεται στον εξακύλινδρο κινητήρα όπου γίνεται η καύση και τα καυσαέρια διαχωρίζονται.

Ένα τμήμα τους ανακυκλοφορεί ενώ τα υπόλοιπα καυσαέρια αποδίδουν μέρος από την ενέργεια τους στον στρόβιλο που κινεί το συμπιεστή και στο τέλος εξέρχονται στο περιβάλλον.

Σε κάθε σημείο της παραπάνω διάταξης έγιναν μετρήσεις στις εγκαταστάσεις της AVL List GmbH στην Αυστρία , ενώ τα πειραματικά δεδομένα των μετρήσεων χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό βασικών μεγεθών (πιέσεις και θερμοκρασίες) σε διάφορες συνθήκες , καθώς επίσης και για τον υπολογισμό των εκπεμπόμενων ρύπων.

4.2 Πειραματικά Δεδομένα

Στη διάρκεια της πειραματικής διαδικασίας ο κινητήρας δοκιμάστηκε σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Συγκεκριμένα έγιναν μετρήσεις στα 12 σημεία λειτουργίας του κινητήρα, όπως αυτά επιβάλλονται από την ευρωπαϊκή νομοθεσία με βάση τον κύκλο ESC, θεωρώντας τρεις ταχύτητες περιστροφής 1400-1800-2200 rpm (σημεία A, B, C) και τέσσερα φορτία λειτουργίας 25%, 50%, 75% και 100%. Στα σημεία αυτού του κύκλου έχει θεσπιστεί από την Ευρωπαϊκή Ένωση να γίνονται οι δοκιμές και οι πιστοποιήσεις, για τους βαρέως τύπου κινητήρες Diesel που πρόκειται να διατεθούν στην αγορά, σχετικά με την έκλυση ρύπων σύμφωνα με το πρότυπο Euro IV.

Οι εκπομπές των ρύπων προκύπτουν από το μέσο όρο των μετρήσεων που έγιναν κατά τη διάρκεια λειτουργίας του κινητήρα, χρησιμοποιώντας ένα σύνολο συντελεστών στάθμισης.

Οι πειραματικές τιμές που διατέθηκαν στο ΕΜΠ και χρησιμοποιήθηκαν στην παρούσα ανάλυση δίνονται στον πίνακα 4.2 :

Πίνακας 4.2 : Πειραματικά δεδομένα ESC σημείων

Σημείο Λειτουργίας	Ισχύς (kW)	Μέση Ενδεικνύμενη Πίεση (kPa)	Γωνία Έγχυσης (deg.ATDC)	EGR (%)	Εκπομπές NO (mg/cycle)	Εκπομπές CO (mg/cycle)	Εκπομπές Αιθάλης (mg/cycle)
A100	139	1867	2.18	11.32	7.535	9.3195	0.5387
A75	102,03	1378	1.18	13.36	5.0991	4.5623	0.2659
A50	69,59	935	-0.82	15.57	3.6273	1.1263	0.0696
A25	34,9	469	-0.91	10.06	2.5005	0.623	0.0490
B100	171,8	1795	-2.22	16.37	4.9905	4.8316	0.5181
B75	128,76	1346	-1.94	16.70	4.3149	1.4065	0.1573
B50	85,75	897	-1.22	17.49	2.9379	0.7464	0.0429
B25	42,97	449	-1.19	19.71	1.4145	0.7629	0.0334
C100	193,52	1656	-2.38	15.56	4.9273	4.0181	0.525
C75	145,18	1242	-2.93	19.10	3.1896	1.2978	0.2112
C50	96,79	828	-1.38	18.99	2.3315	0.8212	0.0704
C25	48,18	413	-1.38	19.28	1.2418	0.8620	0.057

4.3 Περιγραφή της διαδικασίας που ακολουθήθηκε για την ανάλυση της ευαισθησίας του λογισμικού

Στην παρούσα εργασία πραγματοποιήθηκε ανάλυση ευαισθησίας του λογισμικού για να εκτιμηθεί η επίδραση διαφόρων παραμέτρων στην προβλεπτική ικανότητα του μοντέλου. Με τον τρόπο έγινε και μια πρώτη αξιολόγηση και του ίδιου του λογισμικού.

Για την εξέταση της προβλεπτικής ικανότητας του λογισμικού εξετάστηκαν τέσσερις διαφορετικές περιπτώσεις για κάθε σημείο λειτουργίας. Οι περιπτώσεις αυτές είναι οι ακόλουθες :

- a) Μεταβολή της τιμής της προπορείας έγχυσης (Start of Injection), ώστε να προκύψει βέλτιστο δυναμοδεικτικό διάγραμμα (δηλαδή να γίνει καλύτερη προσέγγιση του υπολογιστικού διαγράμματος πιέσεων με το πειραματικό διάγραμμα). Στην περίπτωση αυτή προέκυψε ότι μεταβάλλοντας την προπορεία της έγχυσης, μεταβαλλόταν και η γωνία έναυσης. Αυτό έγινε διότι υπήρχαν κατά την πειραματική διαδικασία αμφιβολίες για την ακριβή τιμή της προπορείας έγχυσης.
- b) Προσδιορισμός του συντελεστή του ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient) ώστε από το μοντέλο να προσεγγιστεί το πειραματικό (μετρημένο) δυναμοδεικτικό διάγραμμα. Σε αυτή την περίπτωση προσδιορίσθηκε ο συγκεκριμένος συντελεστής ώστε ο ρυθμός της καύσης να προσεγγίσει το ρυθμό της καύσης από τα μετρημένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα.

- c) Συνδυασμός των δύο πρώτων περιπτώσεων (a, b), ώστε να προσεγγισθεί η γωνία έναυσης και ο ρυθμός της καύσης για να ταιριάζει το υπολογιστικό με το πειραματικό διάγραμμα πιέσεων. Για το σκοπό αυτό έγινε μεταβολή της τιμής της προπορείας έγχυσης και χρήση του μέσου συντελεστή του ρυθμού καύσης ανά ταχύτητα περιστροφής (1400, 1800, 2200 rpm). Ο εκάστοτε μέσος συντελεστής προκύπτει από τη μέση τιμή των συντελεστών του ρυθμού καύσης για κάθε ταχύτητα περιστροφής.
- d) Μεταβολή της τιμής της προπορείας έγχυσης ώστε η γωνία έναυσης να προσεγγίσει τη γωνία έναυσης από τα μετρημένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα. Ταυτόχρονα, με αυτή τη μεταβολή έγινε χρήση ενός μέσου συντελεστή του ρυθμού καύσης, ώστε ο ρυθμός της καύσης να προσεγγίσει αυτόν από τα μετρημένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα. Ο συντελεστής αυτός είναι κοινός και στις τρεις ταχύτητες περιστροφής, ο οποίος προκύπτει από τη μέση τιμή των συντελεστών του ρυθμού καύσης.

4.3.1 Βαθμονόμηση του λογισμικού στα 12 ESC σημεία

Τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα, σε κάθε σημείο λειτουργίας και στις τέσσερις περιπτώσεις (a, b, c, d), προκύπτουν μετά από βαθμονόμηση του λογισμικού <<NTUA-Engine Performance & Emissions Code>>. Η βαθμονόμηση γίνεται με κριτήριο τη μέγιστη πίεση καύσης, όπως αυτή υποδεικνύεται από τα πειραματικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα των δεδομένων. Μέσω της βαθμονόμησης τα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα προσεγγίζουν με καλύτερη ακρίβεια τα αντίστοιχα πειραματικά διαγράμματα. Η βαθμονόμηση πραγματοποιήθηκε μεταβάλλοντας το συντελεστή του ρυθμού διείδυσης του αέρα (A.E.C.), ο οποίος καθορίζει τη διείδυση του αέρα κατά τη διάρκεια της καύσης και επηρεάζει το ρυθμό της καύσης και κατά συνέπεια τη μέγιστη πίεση της καύσης.

Στους πίνακες 4.3, 4.4, 4.5 φαίνονται οι τιμές του συντελεστή του ρυθμού διείδυσης του αέρα (A.E.C.), που προσδιορίστηκαν από τη βαθμονόμηση σε όλα τα σημεία λειτουργίας (12 ESC) και στις τέσσερις υπό εξέταση περιπτώσεις (a, b, c, d).

Πίνακας 4.3 : Τιμές του A.E.C. στις 1400 rpm

1400 rpm	A.E.C.			
Load (%)	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
25	0,66	0,55	0,56	0,6
50	0,57	0,55	0,54	0,58
75	0,54	0,6	0,51	0,55
100	0,521	0,56	0,54	0,58

Πίνακας 4.4 : Τιμές του A.E.C. στις 1800 rpm

1800 rpm	A.E.C.			
Load (%)	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
25	0,58	0,55	0,54	0,52
50	0,588	0,575	0,53	0,54
75	0,52	0,568	0,51	0,5
100	0,49	0,568	0,5	0,48

Πίνακας 4.5 : Τιμές του A.E.C. στις 2200 rpm

2200 rpm	A.E.C.			
Load (%)	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
25	0,63	0,568	0,568	0,568
50	0,46	0,568	0,51	0,46
75	0,47	0,56	0,49	0,48
100	0,42	0,58	0,5	0,47

4.3.2 Μεθοδολογία πρόβλεψης του συντελεστή διόρθωσης του NO

Για κάθε σημείο λειτουργίας ξεχωριστά υπολογίστηκαν οι τιμές του συντελεστή διόρθωσης του μονοξειδίου του αζώτου (NO Correction Factor), με τέτοιο τρόπο, ώστε να προκύψουν από τον κώδικα οι τιμές των ρύπων NO, οι οποίες θα ταυτίζονται με τις αντίστοιχες πειραματικές τιμές. Οι τιμές αυτές παρατίθενται στους πίνακες 4.6, 4.7 και 4.8, που ακολουθούν :

Πίνακας 4.6 : Τιμές του συντελεστή διόρθωσης του NO στις 1400 rpm

1400 rpm	NO Correction Factor			
Load (%)	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
25	0,65	1	0,89	0,78
50	0,72	0,71	0,77	0,6
75	0,7	0,77	0,72	0,68
100	0,68	0,65	0,66	0,67

Πίνακας 4.7 : Τιμές του συντελεστή διόρθωσης του NO στις 1800 rpm

1800 rpm	NO Correction Factor			
Load (%)	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
25	1,23	1,4	1,5	1,9
50	0,72	0,78	0,885	0,84
75	0,85	0,72	0,89	0,95
100	0,83	0,77	0,82	0,87

Πίνακας 4.8 : Τιμές του συντελεστή διόρθωσης του NO στις 2200 rpm

2200 rpm	NO Correction Factor			
Load (%)	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
25	0,76	1,3	1,3	1,06
50	2,1	0,9	1,2	2,1
75	1,4	0,85	1,18	1,3
100	2,4	0,81	0,944	1,35

Από τις παραπάνω τιμές του συντελεστή διόρθωσης του NO (Πίνακες 4.6 - 4.8) προσδιορίσθηκε η μέση τιμή τους, η οποία είναι περίπου 1 (NO Correction Factor = 0,99 \cong 1). Η μέση αυτή τιμή χρησιμοποιήθηκε στον κώδικα για κάθε σημείο λειτουργίας και για όλες τις υπό εξέταση περιπτώσεις (a,b,c,d). Από τη διαδικασία αυτή προέκυψαν οι τιμές των εκπεμπόμενων NO και στη συνέχεια δημιουργήθηκαν τα υπολογιστικά διαγράμματα του μονοξειδίου του αζώτου συναρτήσει του φορτίου (Κεφάλαιο 6), τα οποία συγκρίθηκαν με τα αντίστοιχα πειραματικά, προκειμένου να αξιολογηθεί το εν λόγω λογισμικό.

4.3.3 Μεθοδολογία πρόβλεψης των τιμών του συντελεστή οξειδωσης της αιθάλης

Αρχικά προσδιορίσθηκαν οι τιμές του συντελεστή του ρυθμού οξειδωσης της αιθάλης στα 12 ESC σημεία και στις τέσσερις εξεταζόμενες περιπτώσεις, ώστε οι τιμές των εκπομπών της αιθάλης να προσεγγίζουν όσο το δυνατόν καλύτερα τις αντίστοιχες πειραματικές τιμές. Στους Πίνακες 4.9, 4.10, 4.11 και 4.12 παρουσιάζονται οι τιμές του συντελεστή του ρυθμού οξειδωσης της αιθάλης για κάθε μία από τις τέσσερις περιπτώσεις (a, b, c, d), ως ακολούθως :

Πίνακας 4.9 : Τιμές του Συντελεστή Οξειδωσης της Αιθάλης στην περίπτωση «α»

	Συντελεστής Οξειδωσης της Αιθάλης		
Load (%)	1400 rpm	1800 rpm	2200 rpm
25	2900	12900	6000
50	2600	3050	16200
75	1370	1900	4880
100	775	1200	3720

Πίνακας 4.10 : Τιμές του Συντελεστή Οξειδωσης της Αιθάλης στην περίπτωση «b»

	Συντελεστής Οξειδωσης της Αιθάλης		
Load (%)	1400 rpm	1800 rpm	2200 rpm
25	7900	19000	13100
50	2900	3400	3850
75	1700	1330	1900
100	700	600	640

Πίνακας 4.11 : Τιμές του Συντελεστή Οξειδωσης της Αιθάλης στην περίπτωση «c»

	Συντελεστής Οξειδωσης της Αιθάλης		
Load (%)	1400 rpm	1800 rpm	2200 rpm
25	6900	22900	13200
50	3300	5200	7100
75	1540	2160	3800
100	750	1100	1380

Πίνακας 4.12 : Τιμές του Συντελεστή Οξειδωσης της Αιθάλης στην περίπτωση «d»

	Συντελεστής Οξειδωσης της Αιθάλης		
Load (%)	1400 rpm	1800 rpm	2200 rpm
25	4500	36400	12800
50	2400	4700	15500
75	1300	2300	3800
100	870	1370	1800

Στη συνέχεια και για κάθε περίπτωση a, b, c, d, δημιουργήθηκαν τα διαγράμματα μεταβολής του Συντελεστή Οξειδωσης της Αιθάλης σε συνάρτηση με το φορτίο (Κεφάλαιο 7). Στο διάγραμμα κάθε περίπτωσης περιλαμβάνονται 3 καμπύλες, που αντιστοιχούν στις 3 ταχύτητες περιστροφής (1400, 1800, 2200 rpm), αντίστοιχα.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5°

Παρουσίαση των Δυναμοδεικτικών Διαγραμμάτων στα 12 ESC σημεία και εξαγωγή συμπερασμάτων

Στο σημείο αυτό υπενθυμίζονται οι τέσσερις περιπτώσεις που εξετάζονται στη παρούσα εργασία.

Οι περιπτώσεις αυτές είναι οι παρακάτω:

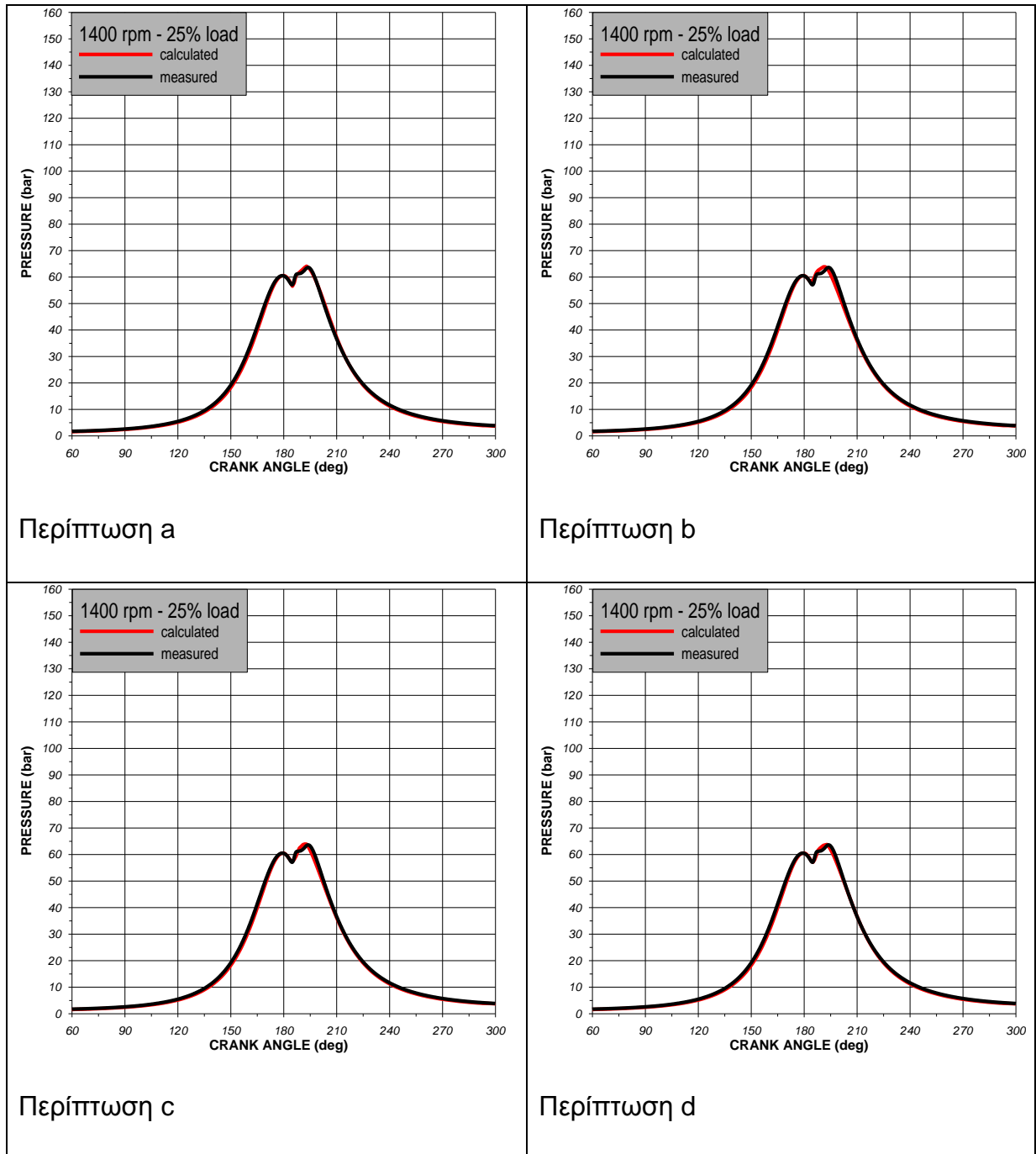
- a) Μεταβολή της τιμής της προπορείας έγχυσης (Start of Injection), ώστε να προκύψει βέλτιστο δυναμοδεικτικό διάγραμμα (δηλαδή να γίνει καλύτερη προσέγγιση του υπολογιστικού διαγράμματος πιέσεων με το πειραματικό διάγραμμα). Στην περίπτωση αυτή προέκυψε ότι μεταβάλλοντας την προπορεία της έγχυσης, μεταβαλλόταν και η γωνία έναυσης. Αυτό έγινε διότι υπήρχαν κατά την πειραματική διαδικασία αμφιβολίες για την ακριβή τιμή της προπορείας έγχυσης.
- b) Προσδιορισμός του συντελεστή του ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient) ώστε από το μοντέλο να προσεγγιστεί το πειραματικό (μετρημένο) δυναμοδεικτικό διάγραμμα. Σε αυτή την περίπτωση προσδιορίσθηκε ο συγκεκριμένος συντελεστής ώστε ο ρυθμός της καύσης να προσεγγίσει το ρυθμό της καύσης από τα μετρημένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα.

- c) Συνδυασμός των δύο πρώτων περιπτώσεων (a, b), ώστε να προσεγγισθεί η γωνία έναυσης και ο ρυθμός της καύσης για να ταιριάζει το υπολογιστικό με το πειραματικό διάγραμμα πιέσεων. Για το σκοπό αυτό έγινε μεταβολή της τιμής της προπορείας έγχυσης και χρήση του μέσου συντελεστή του ρυθμού καύσης ανά ταχύτητα περιστροφής (1400, 1800, 2200 rpm). Ο εκάστοτε μέσος συντελεστής προκύπτει από τη μέση τιμή των συντελεστών του ρυθμού καύσης για κάθε ταχύτητα περιστροφής.
- d) Μεταβολή της τιμής της προπορείας έγχυσης ώστε η γωνία έναυσης να προσεγγίσει τη γωνία έναυσης από τα μετρημένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα. Ταυτόχρονα, με αυτή τη μεταβολή έγινε χρήση ενός μέσου συντελεστή του ρυθμού καύσης, ώστε ο ρυθμός της καύσης να προσεγγίσει αυτόν από τα μετρημένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα. Ο συντελεστής αυτός είναι κοινός και στις τρεις ταχύτητες περιστροφής, ο οποίος προκύπτει από τη μέση τιμή των συντελεστών του ρυθμού καύσης.

Στη συνέχεια γίνεται σύγκριση των υπολογιστικών δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων με τα πειραματικά δυναμοδεικτικά στα 12 ESC σημεία, για κάθε μία από τις τέσσερις εξεταζόμενες περιπτώσεις (a,b,c,d).

Η σύγκριση των δυναμοδεικτικών αυτών διαγραμμάτων φαίνεται ακολούθως στα σχήματα 5.1 - 5.12, για κάθε σημείο λειτουργίας.

Στο Σχήμα 5.1 συγκρίνονται τα υπολογιστικά (calculated) δυναμοδεικτικά διαγράμματα με τα αντίστοιχα πειραματικά (measured) και στις τέσσερις περιπτώσεις a, b, c, d, στο σημείο λειτουργίας (1400rpm - 25% του φορτίου).



Σχήμα 5.1. Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 1400 rpm και στο 25% του φορτίου

Στον Πίνακα 5.1 παρουσιάζονται οι τιμές των σταθερών του συντελεστή διείσδυσης του αέρα (A.E.C.) και του συντελεστή του ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient), καθώς επίσης οι τιμές της προπορείας έγχυσης (S.O.I.), που χρησιμοποιήθηκαν σε κάθε μία από τις τέσσερις περιπτώσεις στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας (1400 rpm-25% load).

Πίνακας 5.1 : Τιμές παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 1400 rpm-25% load

	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
A.E.C.	0,66	0,55	0,56	0,6
Combustion Rate Coefficient	5	0,9	0,75	1,33
S.O.I. (μοίρες)	1	-0,91	-0,91	0

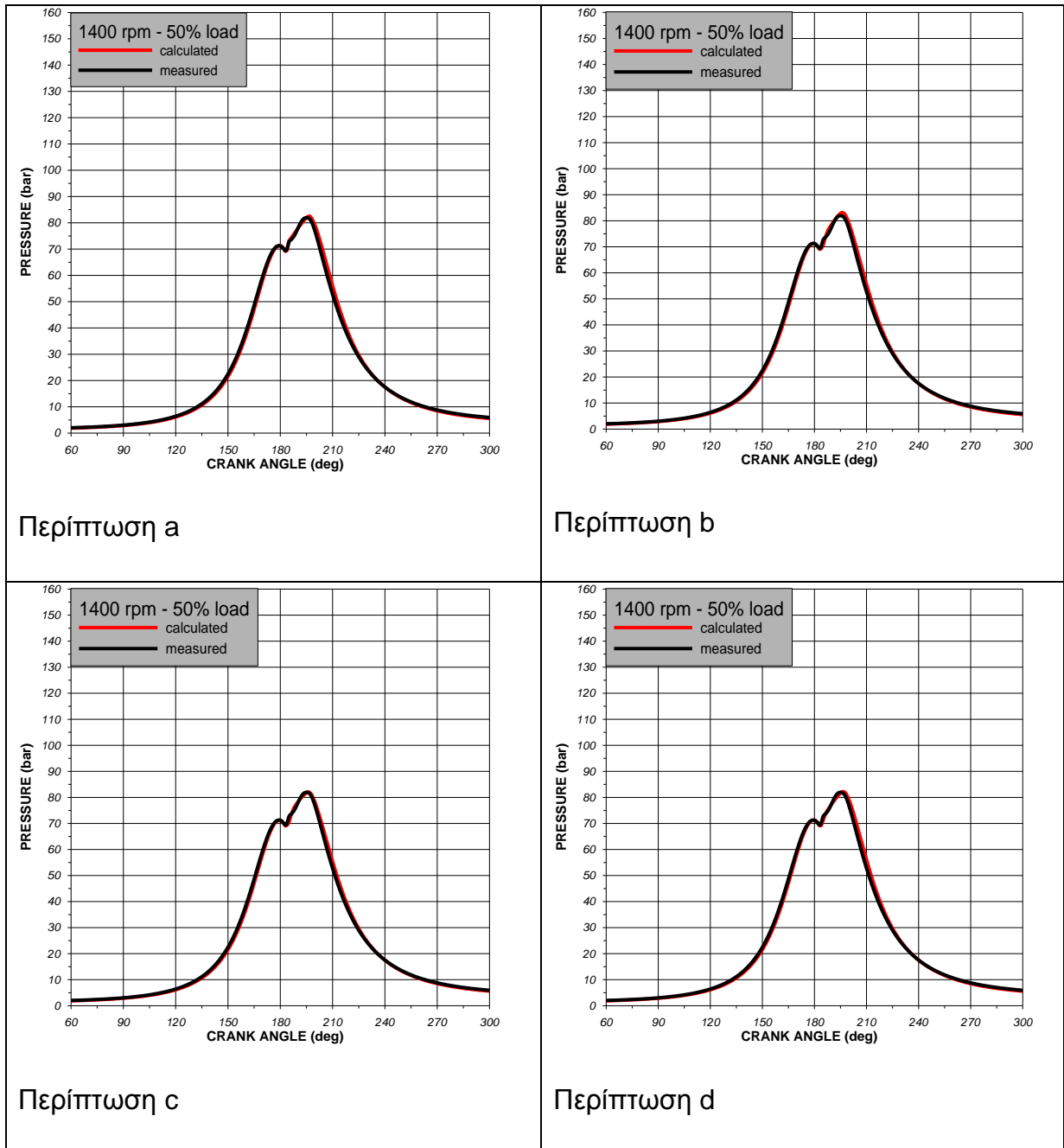
Συμπεράσματα

Όπως προκύπτει από το Σχήμα 5.1, στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας (1400 rpm, 25% load) παρατηρείται ότι σε όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις τα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα προσεγγίζουν με καλή ακρίβεια τα αντίστοιχα πειραματικά σε όλη τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας.

Ο συντελεστής διείσδυσης του αέρα δεν παρουσιάζει μεγάλες αποκλίσεις στις τέσσερις περιπτώσεις, παρά μόνο στην περίπτωση «a», που είναι υψηλότερος συγκριτικά με τις τιμές του A.E.C. στις υπόλοιπες περιπτώσεις.

Όσο αφορά στην τιμή της προπορείας έγχυσης της περίπτωσης «c» είναι ίδια με αυτή των πειραματικών δεδομένων, που σημαίνει ότι μόνο με τη μέση τιμή του συντελεστή του ρυθμού καύσης επιτεύχθηκε η επιθυμητή γωνία έναυσης.

Στο Σχήμα 5.2 συγκρίνονται τα υπολογιστικά (calculated) δυναμοδεικτικά διαγράμματα με τα αντίστοιχα πειραματικά (measured) και στις τέσσερις περιπτώσεις a, b, c, d, στο σημείο λειτουργίας (1400rpm - 50% του φορτίου).



Σχήμα 5.2. Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 1400 rpm και στο 50% του φορτίου

Στον Πίνακα 5.2 παρουσιάζονται οι τιμές των σταθερών του συντελεστή διείδυσης του αέρα (A.E.C.) και του συντελεστή του ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient), καθώς επίσης οι τιμές της προπορείας έγχυσης (S.O.I.), που χρησιμοποιήθηκαν σε κάθε μία από τις τέσσερις περιπτώσεις στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας (1400 rpm-50% load).

Πίνακας 5.2 : Τιμές Παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 1400 rpm-50% load

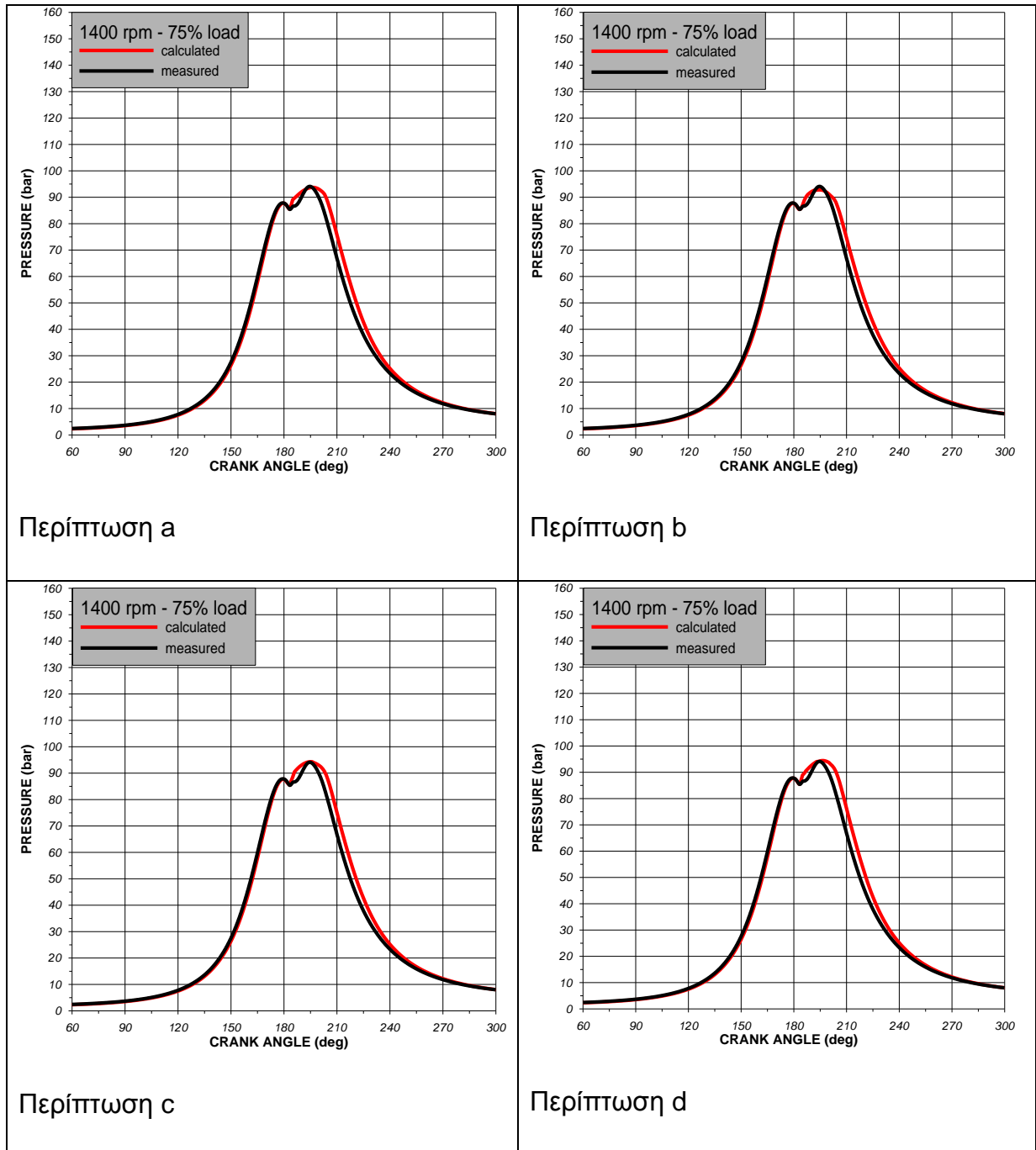
	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
A.E.C.	0,57	0,55	0,54	0,58
Combustion Rate Coefficient	5	0,8	0,75	1,33
S.O.I. (μοίρες)	0	-0,82	-0,82	0

Συμπεράσματα

Από το Σχήμα 5.2 γίνεται φανερό ότι και σε αυτό το σημείο λειτουργίας τα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά προσεγγίζουν με μεγάλη ακρίβεια τα αντίστοιχα πειραματικά. Συγκεκριμένα η γωνία έναυσης, ο ρυθμός καύσης, η μέγιστη πίεση καύσης, αλλά και η διάρκεια καύσης είναι όμοια, τόσο στα υπολογισμένα όσο και στα πειραματικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα και στις τέσσερις διαφορετικές περιπτώσεις.

Επίσης, παρατηρείται ότι ο συντελεστής διείδυσης του αέρα δεν παρουσιάζει μεγάλες αλλαγές σε κάθε μία περίπτωση προκειμένου να επιτευχθεί η μέγιστη πίεση καύσης, η οποία δίνεται στα πειραματικά δεδομένα. Τέλος, στις περίπτωση «c» δε χρειάστηκε να γίνει αλλαγή τις τιμές της προπορείας έγχυσης ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή γωνία έναυσης.

Στο Σχήμα 5.3 συγκρίνονται τα υπολογιστικά (calculated) δυναμοδεικτικά διαγράμματα με τα αντίστοιχα πειραματικά (measured) και στις τέσσερις περιπτώσεις a, b, c, d, στο σημείο λειτουργίας (1400rpm - 75% του φορτίου).



Σχήμα 5.3. Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 1400 rpm και στο 75% του φορτίου

Στον Πίνακα 5.3 παρουσιάζονται οι τιμές των σταθερών του συντελεστή διείσδυσης του αέρα (A.E.C.) και του συντελεστή του ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient), καθώς επίσης οι τιμές της προπορείας έγχυσης (S.O.I.), που χρησιμοποιήθηκαν σε κάθε μία από τις τέσσερις περιπτώσεις στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας (1400 rpm-75% load).

Πίνακας 5.3 : Τιμές Παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 1400 rpm-75% load

	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
A.E.C.	0,54	0,6	0,56	0,55
Combustion Rate Coefficient	5	0,7	0,75	1,33
S.O.I. (μοίρες)	0	-0,62	-0,62	0

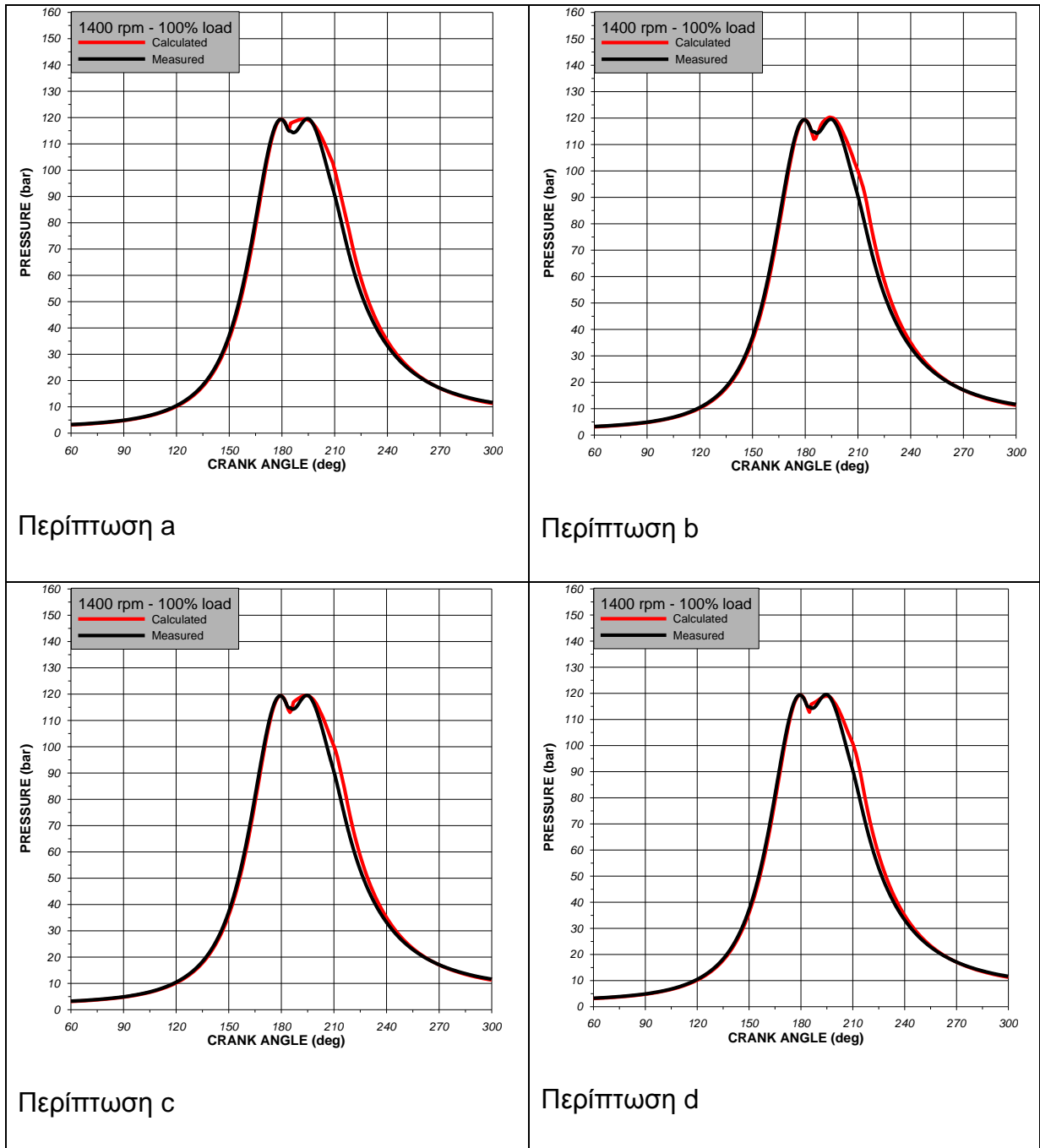
Συμπεράσματα

Όπως προκύπτει από το Σχήμα 5.3, σε αυτό σημείο λειτουργίας (1400 rpm, 75% load) η διάρκεια της καύσης είναι μεγαλύτερη στα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα σε όλες τις περιπτώσεις. Όμοια και ο ρυθμός της καύσης είναι εντονότερος στα υπολογισμένα διαγράμματα με εξαίρεση την περίπτωση «b» (τιμή συντελεστή του ρυθμού της καύσης για βέλτιστο δυναμοδεικτικό διάγραμμα), όπου ο ρυθμός της καύσης είναι μεν μεγαλύτερος, αλλά προσεγγίζει με μεγάλη ακρίβεια αυτόν των πειραματικών δεδομένων.

Επιπρόσθετα, ακριβής είναι και η γωνία έναυσης των υπολογισμένων δυναμοδεικτικών συγκριτικά με τα πειραματικά δυναμοδεικτικά. Παρατηρείται ότι στην περίπτωση «c» δε χρειάστηκε να μεταβληθεί η τιμή της προπορείας έγχυσης, καθώς χρησιμοποιώντας τη μέση τιμή του συντελεστή ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient) ανά ταχύτητα περιστροφής επιτεύχθηκε η επιθυμητή έναρξη της καύσης.

Όσο αφορά το συντελεστή δειξιδυσης του αέρα οι τιμές που χρησιμοποιήθηκαν σε κάθε περίπτωση δεν παρουσιάζουν μεγάλη απόκλιση μεταξύ τους, όπως φαίνεται και στον Πίνακα 5.3.

Στο Σχήμα 5.4 συγκρίνονται τα υπολογιστικά (calculated) δυναμοδεικτικά διαγράμματα με τα αντίστοιχα πειραματικά (measured) και στις τέσσερις περιπτώσεις a, b, c, d, στο σημείο λειτουργίας (1400rpm - 100% του φορτίου).



Σχήμα 5.4. Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 1400 rpm και στο 100% του φορτίου

Στον Πίνακα 5.4 παρουσιάζονται οι τιμές των σταθερών του συντελεστή διείσδυσης του αέρα (A.E.C.) και του συντελεστή του ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient), καθώς επίσης οι τιμές της προπορείας έγχυσης (S.O.I.), που χρησιμοποιήθηκαν σε κάθε μία από τις τέσσερις περιπτώσεις στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας (1400 rpm-100% load).

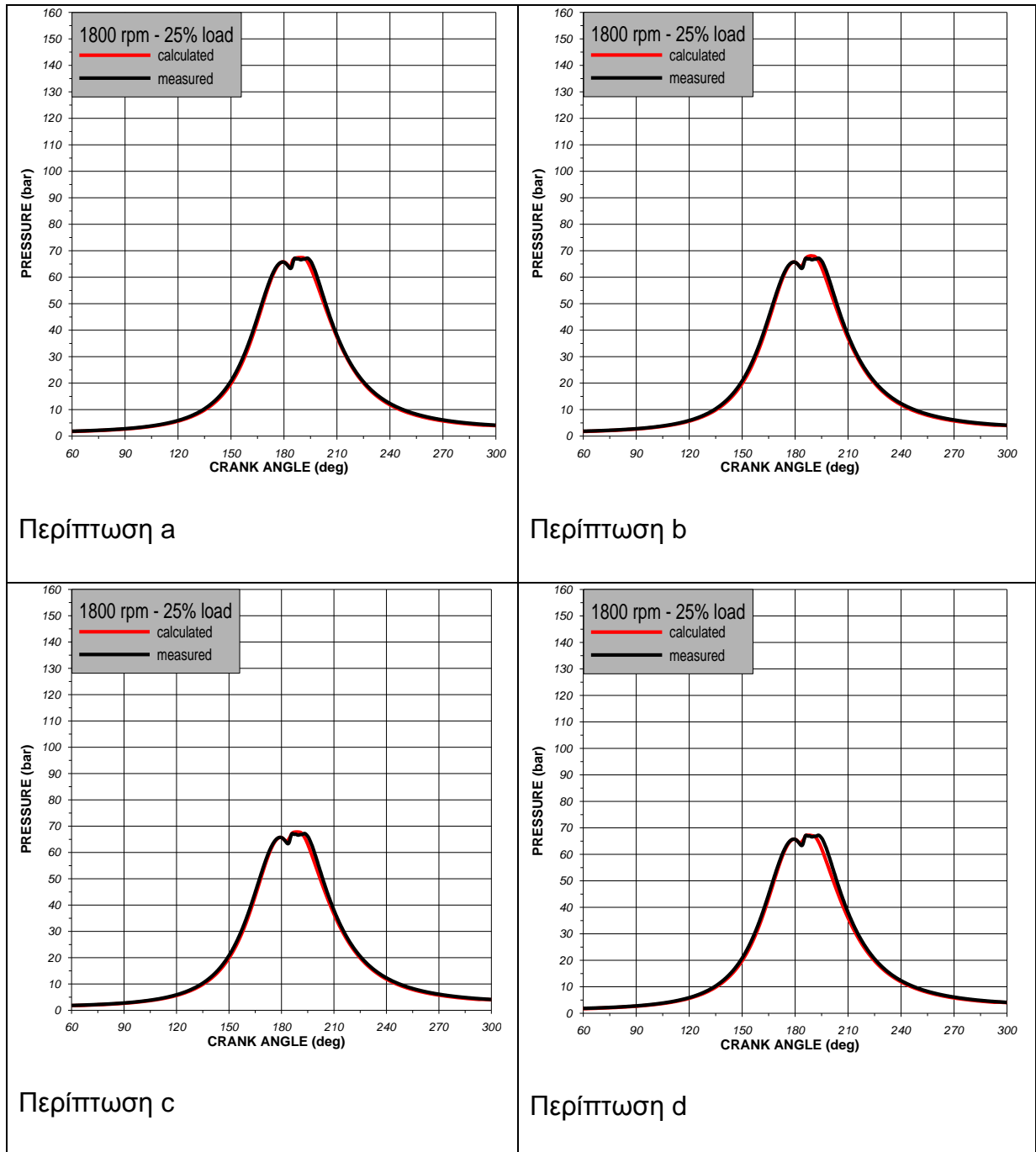
Πίνακας 5.4 : Τιμές Παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 1400 rpm-100% load

	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
A.E.C.	0,521	0,56	0,54	0,58
Combustion Rate Coefficient	5	0,6	0,75	1,33
S.O.I. (μοίρες)	1,18	1,18	1,18	2

Συμπεράσματα

Στο Σχήμα 5.4 γίνεται φανερό ότι στα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα η διάρκεια της καύσης είναι μεγαλύτερη από αυτή στα πειραματικά διαγράμματα. Παρατηρείται ότι σε καμία από τις τέσσερις περιπτώσεις δεν προσεγγίζεται με ακρίβεια η έναρξη της καύσης. Συγκεκριμένα, στην περίπτωση «a» η καύση στο υπολογισμένο δυναμοδεικτικό ξεκινάει νωρίτερα σε σχέση με το πειραματικό, ενώ στις άλλες τρεις περιπτώσεις αρχίζει αργότερα. Οι τιμές του συντελεστή διείσδυσης του αέρα κάθε περίπτωσης παρουσιάζουν κάποιες μικρές αποκλίσεις, χωρίς όμως ιδιαίτερες διαφορές. Αξίζει να σημειωθεί ότι η τιμή της προπορείας έγχυσης στις περιπτώσεις «a» και «c», στις οποίες η τιμή του SOI παίζει σημαντικό ρόλο, είναι ίδια με την τιμή που δίνεται στα πειραματικά δεδομένα. Αυτό σημαίνει ότι αυτή η τιμή είναι η καλύτερη δυνατή, ώστε το υπολογισμένο δυναμοδεικτικό να προσεγγίζει με ακρίβεια το αντίστοιχο πειραματικό διάγραμμα.

Στο Σχήμα 5.5 συγκρίνονται τα υπολογιστικά (calculated) δυναμοδεικτικά διαγράμματα με τα αντίστοιχα πειραματικά (measured) και στις τέσσερις περιπτώσεις a, b, c, d, στο σημείο λειτουργίας (1800rpm - 25% του φορτίου).



Σχήμα 5.5. Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 1800 rpm και στο 25% του φορτίου

Στον Πίνακα 5.5 παρουσιάζονται οι τιμές των σταθερών του συντελεστή διείσδυσης του αέρα (A.E.C.) και του συντελεστή του ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient), καθώς επίσης οι τιμές της προπορείας έγχυσης (S.O.I.), που χρησιμοποιήθηκαν σε κάθε μία από τις τέσσερις περιπτώσεις στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας (1800 rpm-25% load).

Πίνακας 5.5 : Τιμές Παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 1800 rpm-25% load

	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
A.E.C.	0,58	0,55	0,54	0,52
Combustion Rate Coefficient	5	1,1	1,25	1,33
S.O.I. (μοίρες)	-1	-2,19	-2,19	-2

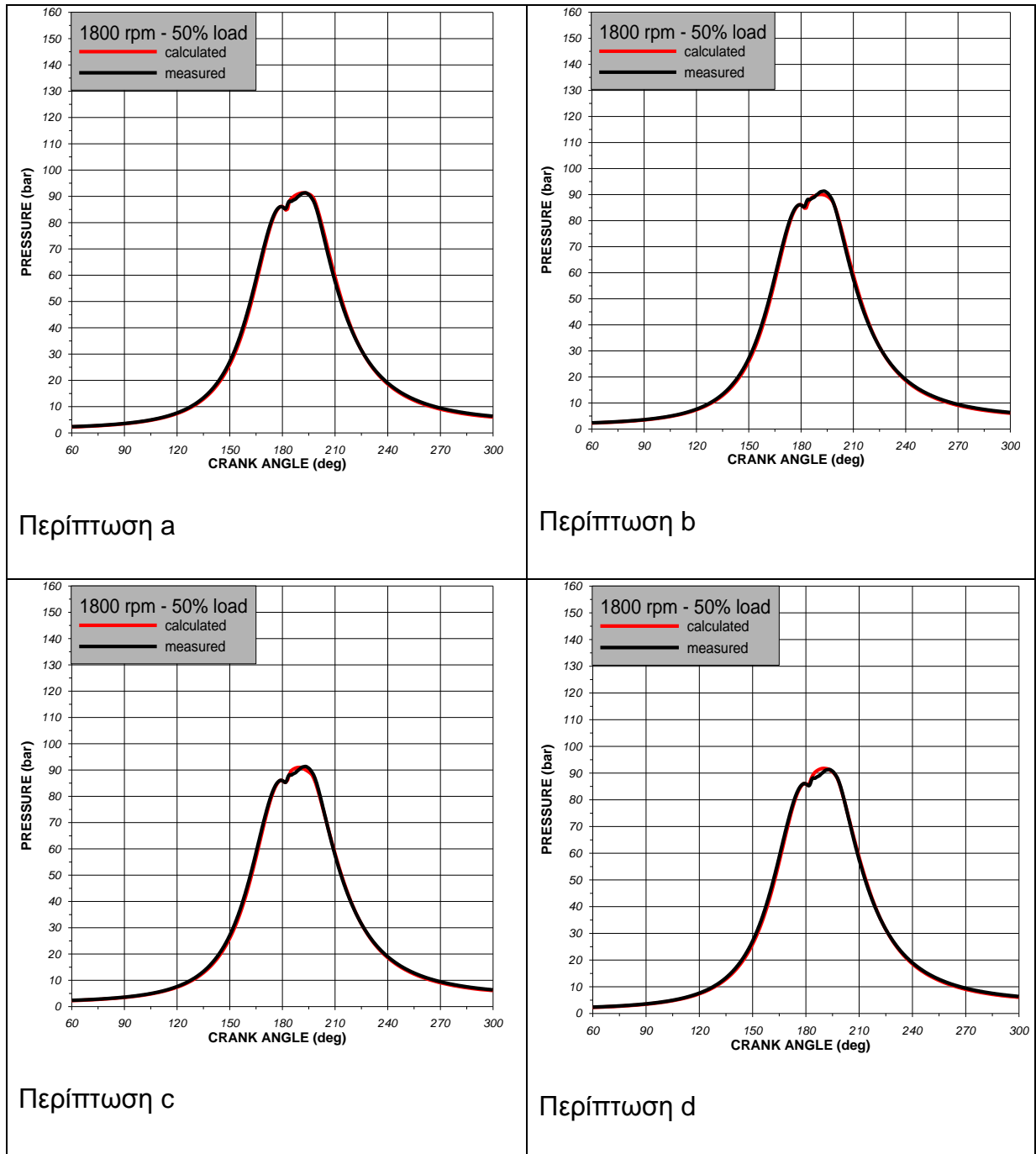
Συμπεράσματα

Από το Σχήμα 5.5 προκύπτει ότι στο σημείο λειτουργίας 1800 rpm, 25% load τα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα προσεγγίζουν με σχετικά καλή ακρίβεια τα πειραματικά διαγράμματα. Απόκλιση παρουσιάζεται μόνο στην τέταρτη περίπτωση όπου η διάρκεια της καύσης στο υπολογισμένο δυναμοδεικτικό είναι μικρότερη από αυτήν στο πειραματικό.

Παρατηρείται ακόμα ότι και σε αυτό το σημείο λειτουργίας η τιμή της προπορείας έγχυσης δεν άλλαξε (από την αρχική) στην περίπτωση «c», αφού πάλι μόνο με τη μέση τιμή του συντελεστή ρυθμού της καύσης ανά ταχύτητα περιστροφής προσεγγίζεται με ακρίβεια το δυναμοδεικτικό.

Τέλος, η μέγιστη πίεση καύσης επιτυγχάνεται χωρίς μεγάλες μεταβολές στην τιμή του συντελεστή διείσδυσης του αέρα σε κάθε περίπτωση.

Στο Σχήμα 5.6 συγκρίνονται τα υπολογιστικά (calculated) δυναμοδεικτικά διαγράμματα με τα αντίστοιχα πειραματικά (measured) και στις τέσσερις περιπτώσεις a, b, c, d, στο σημείο λειτουργίας (1800rpm - 50% του φορτίου).



Σχήμα 5.6. Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 1800 rpm και στο 50% του φορτίου

Στον Πίνακα 5.6 παρουσιάζονται οι τιμές των σταθερών του συντελεστή διείσδυσης του αέρα (A.E.C.) και του συντελεστή του ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient), καθώς επίσης οι τιμές της προπορείας έγχυσης (S.O.I.), που χρησιμοποιήθηκαν σε κάθε μία από τις τέσσερις περιπτώσεις στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας (1800 rpm-50% load).

Πίνακας 5.6 : Τιμές Παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 1800 rpm-50% load

	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
A.E.C.	0,588	0,575	0,53	0,54
Combustion Rate Coefficient	5	1,4	1,25	1,33
S.O.I. (μοίρες)	-1,22	-1,22	-2	-2

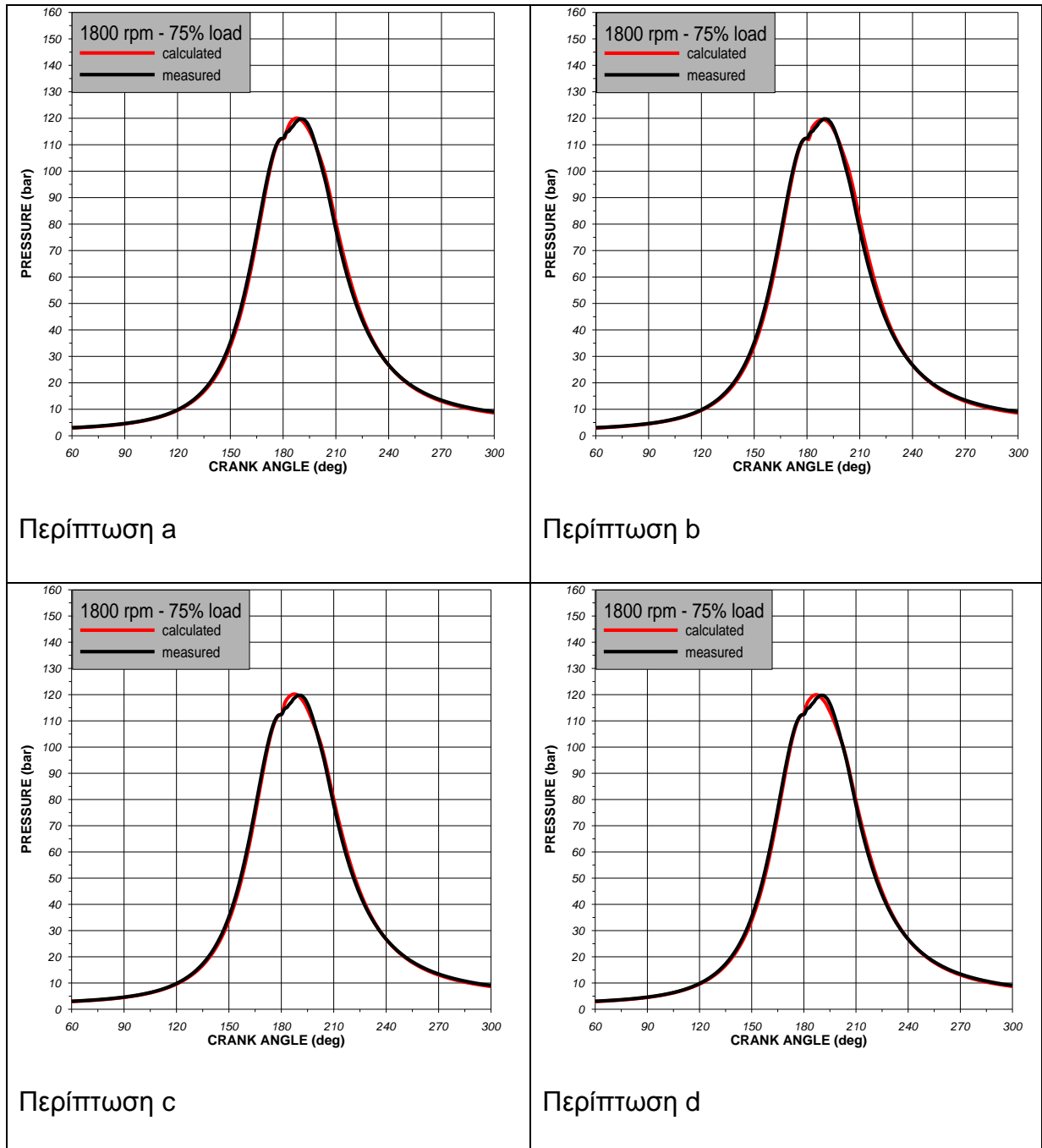
Συμπεράσματα

Από το Σχήμα 5.6 γίνεται φανερό ότι τα υπολογισμένα διαγράμματα προσεγγίζουν με μεγάλη ακρίβεια τα πειραματικά δυναμοδεικτικά.

Στις δύο πρώτες περιπτώσεις ο συντελεστής διείσδυσης του αέρα έχει μεγαλύτερη τιμή συγκριτικά με τις άλλες δύο περιπτώσεις, χωρίς όμως να παρουσιάζει μεγάλες διαφορές. Επίσης, στις περιπτώσεις «a» και «b» η καύση στα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά αρχίζει ελάχιστα πιο μετά, σε σχέση με τα πειραματικά.

Τέλος, παρατηρείται ότι στην πρώτη περίπτωση, που καθοριστικός παράγοντας είναι η τιμή της προπορείας έγχυσης, η τιμή αυτής παραμένει ίδια με αυτή που δίνεται στα πειραματικά δεδομένα.

Στο Σχήμα 5.7 συγκρίνονται τα υπολογιστικά (calculated) δυναμοδεικτικά διαγράμματα με τα αντίστοιχα πειραματικά (measured) και στις τέσσερις περιπτώσεις a, b, c, d, στο σημείο λειτουργίας (1800rpm - 75% του φορτίου).



Σχήμα 5.7. Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 1800 rpm και στο 75% του φορτίου

Στον Πίνακα 5.7 παρουσιάζονται οι τιμές των σταθερών του συντελεστή διείδυσης του αέρα (A.E.C.) και του συντελεστή του ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient), καθώς επίσης οι τιμές της προπορείας έγχυσης (S.O.I.), που χρησιμοποιήθηκαν σε κάθε μία από τις τέσσερις περιπτώσεις στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας (1800 rpm-75% load).

Πίνακας 5.7 : Τιμές Παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 1800 rpm-75% load

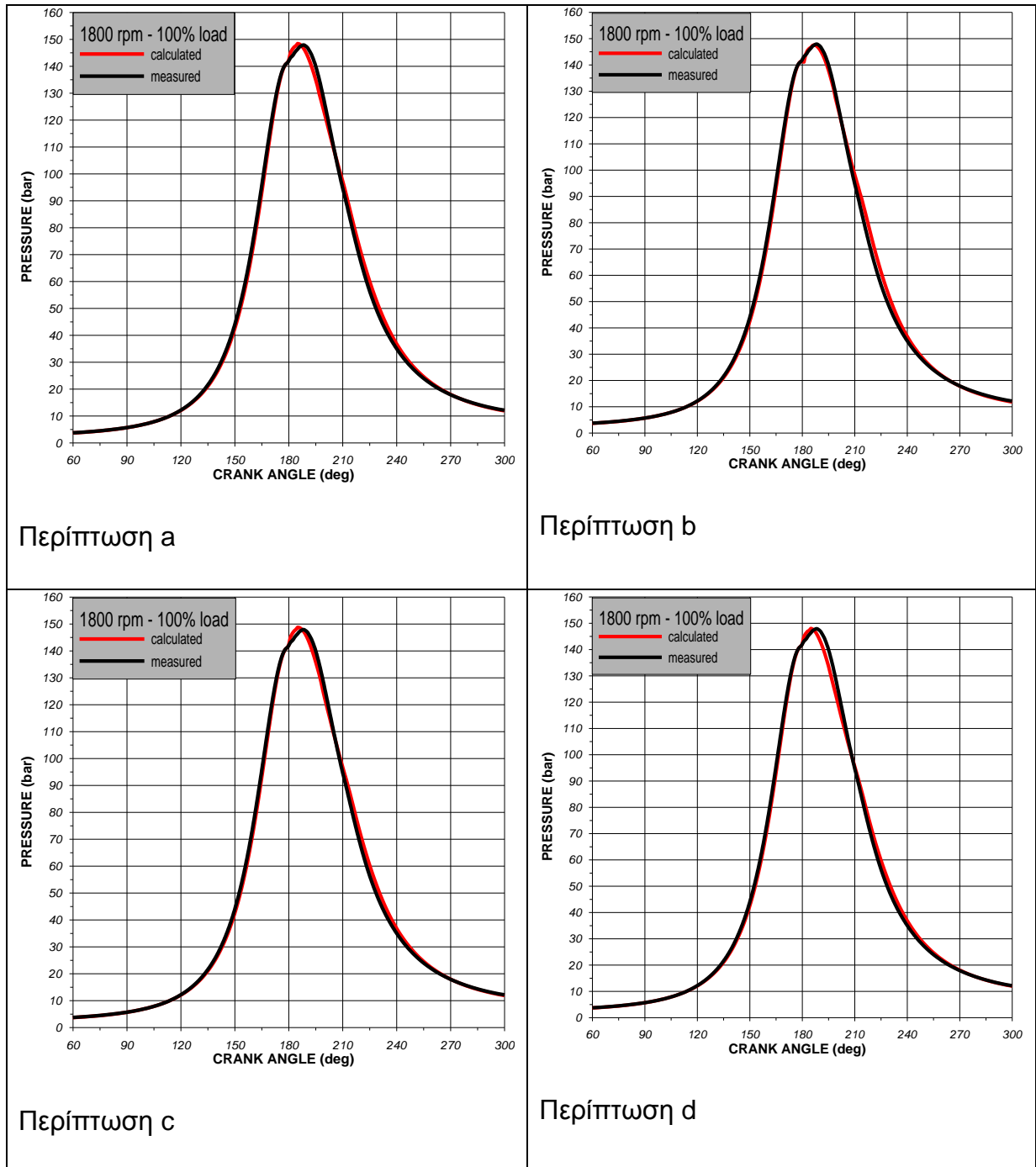
	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
A.E.C.	0,52	0,568	0,51	0,5
Combustion Rate Coefficient	5	1,4	1,25	1,33
S.O.I. (μοίρες)	-3	-1,94	-3	-3

Συμπεράσματα

Από το Σχήμα 5.7 προκύπτει ότι στα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα ο ρυθμός της καύσης στις περιπτώσεις «a» και «b» προσεγγίζεται με πολύ καλή ακρίβεια, συγκριτικά με τα αντίστοιχα πειραματικά. Στις περιπτώσεις «c» και «d» ο ρυθμός καύσης στα υπολογισμένα διαγράμματα είναι μεγαλύτερος από αυτόν στα πειραματικά. Σε όλες τις περιπτώσεις του συγκεκριμένου σημείου λειτουργίας η διάρκεια της καύσης και η γωνία έναυσης στα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα προσεγγίζονται με μεγάλη ακρίβεια σε σχέση με τα πειραματικά.

Επιπρόσθετα, ο συντελεστής διείδυσης του αέρα παρουσιάζει σε όλες τις περιπτώσεις σχεδόν την ίδια τιμή, εκτός της περίπτωσης «b» που είναι λίγο μεγαλύτερος.

Στο Σχήμα 5.8 συγκρίνονται τα υπολογιστικά (calculated) δυναμοδεικτικά διαγράμματα με τα αντίστοιχα πειραματικά (measured) και στις τέσσερις περιπτώσεις a, b, c, d, στο σημείο λειτουργίας (1800rpm - 100% του φορτίου).



Σχήμα 5.8. Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 1800 rpm και στο 100% του φορτίου

Στον Πίνακα 5.8 παρουσιάζονται οι τιμές των σταθερών του συντελεστή διείδυσης του αέρα (A.E.C.) και του συντελεστή του ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient), καθώς επίσης οι τιμές της προπορείας έγχυσης (S.O.I.), που χρησιμοποιήθηκαν σε κάθε μία από τις τέσσερις περιπτώσεις στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας (1800 rpm-100% load).

Πίνακας 5.8 : Τιμές Παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 1800 rpm-100% load

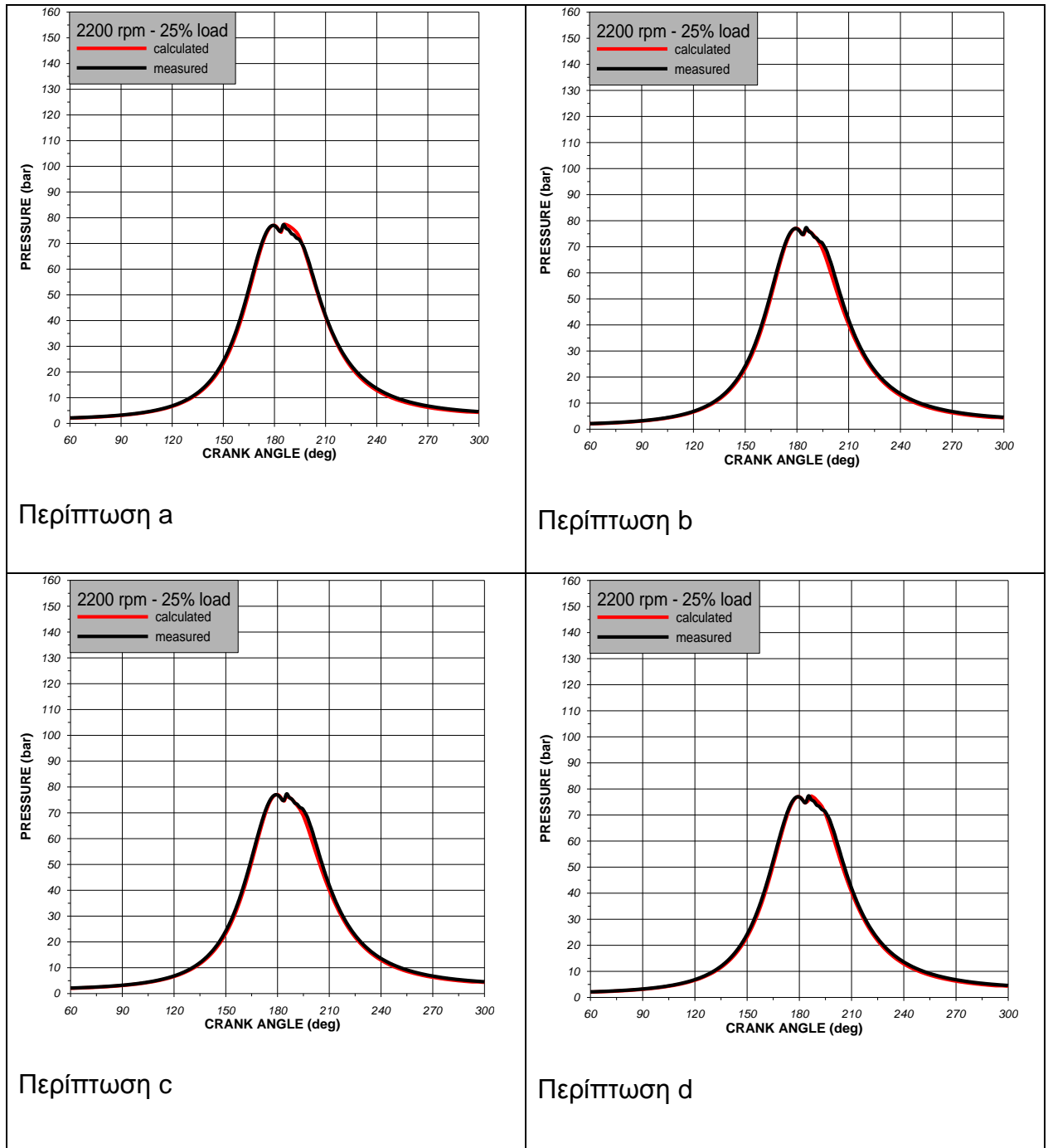
	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
A.E.C.	0,49	0,568	0,50	0,48
Combustion Rate Coefficient	5	1,1	1,25	1,33
S.O.I. (μοίρες)	-3	-2,22	-3	-3

Συμπεράσματα

Στο Σχήμα 5.8 παρατηρείται ότι μόνο στην περίπτωση «b» το υπολογισμένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα προσεγγίζει με καλή ακρίβεια το αντίστοιχο πειραματικό διάγραμμα, παρά το γεγονός ότι η γωνία έναυσης δεν είναι ίδια. Στις υπόλοιπες περιπτώσεις ο ρυθμός της καύσης είναι μεγαλύτερος στα υπολογισμένα διαγράμματα, ενώ στην τέταρτη περίπτωση η καύση στο υπολογισμένο δυναμοδεικτικό διαρκεί λιγότερο απ' ό,τι στο πειραματικό.

Επιπρόσθετα, ο συντελεστής διείδυσης του αέρα και σε αυτό το σημείο λειτουργίας, όπως και στο προηγούμενο, παρουσιάζει σχεδόν την ίδια τιμή, εκτός της περίπτωσης «b» που είναι λίγο μεγαλύτερος.

Στο Σχήμα 5.9 συγκρίνονται τα υπολογιστικά (calculated) δυναμοδεικτικά διαγράμματα με τα αντίστοιχα πειραματικά (measured) και στις τέσσερις περιπτώσεις a, b, c, d, στο σημείο λειτουργίας (2200rpm - 25% του φορτίου).



Σχήμα 5.9. Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 2200 rpm και στο 25% του φορτίου

Στον Πίνακα 5.9 παρουσιάζονται οι τιμές των σταθερών του συντελεστή διείδυσης του αέρα (A.E.C.) και του συντελεστή του ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient), καθώς επίσης οι τιμές της προπορείας έγχυσης (S.O.I.), που χρησιμοποιήθηκαν σε κάθε μία από τις τέσσερις περιπτώσεις στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας (2200 rpm-25% load).

Πίνακας 5.9 : Τιμές Παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 2200 rpm-25% load

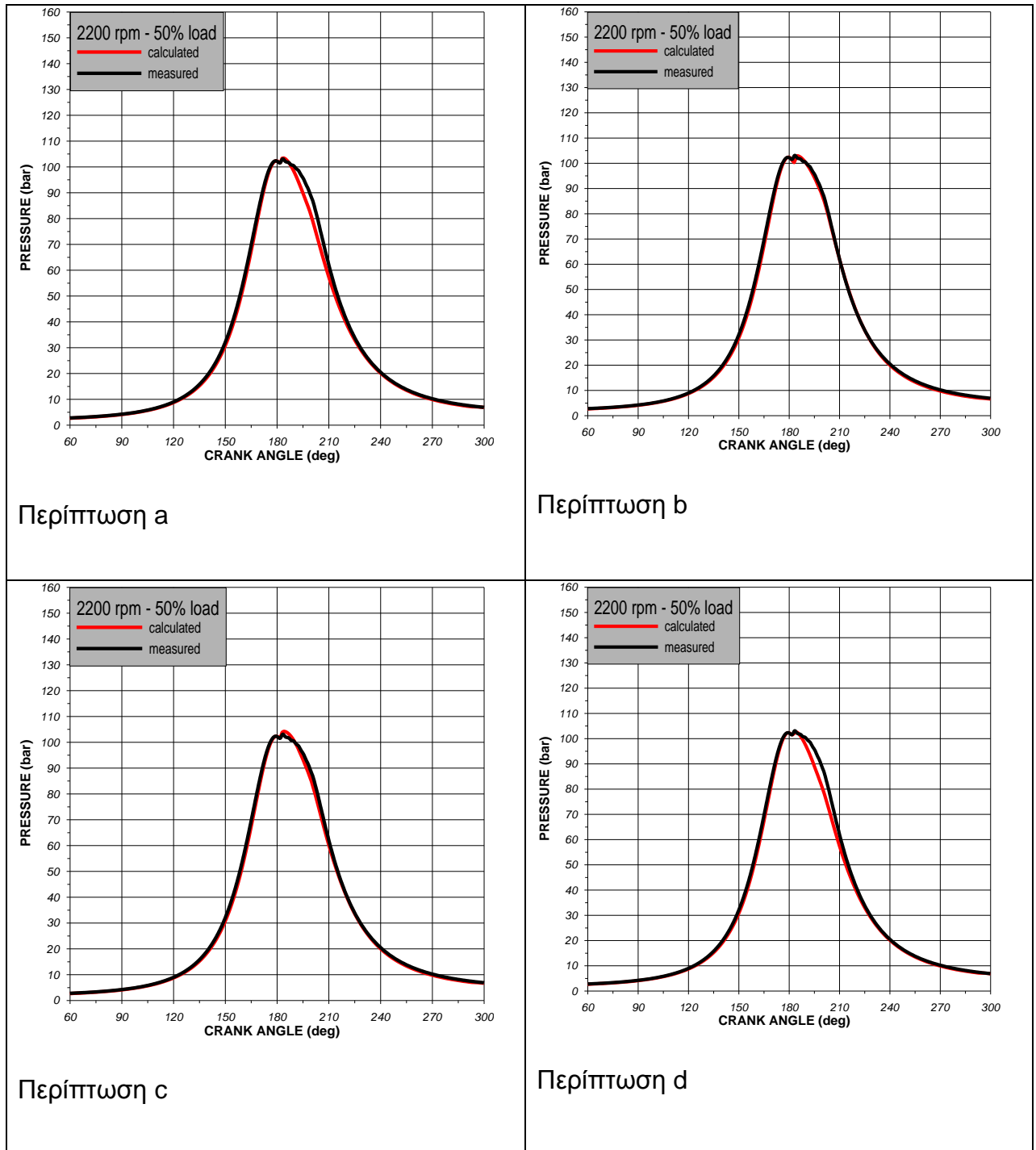
	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
A.E.C.	0,63	0,568	0,568	0,568
Combustion Rate Coefficient	5	2,4	2,05	1,33
S.O.I. (μοίρες)	-1,38	-1,38	-1,38	-2

Συμπεράσματα

Όπως προκύπτει από το Σχήμα 5.9 τα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά προσεγγίζουν με μεγάλη ακρίβεια τα αντίστοιχα πειραματικά. Συγκεκριμένα, η γωνία έναυσης, ο ρυθμός καύσης, η μέγιστη πίεση καύσης, αλλά και η διάρκεια καύσης, είναι όμοια τόσο στα υπολογισμένα όσο και στα πειραματικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα και στις τέσσερις διαφορετικές περιπτώσεις. Επίσης, αξίζει να σημειωθεί ότι η τιμή του συντελεστή διείδυσης του αέρα είναι ίδια στις τρεις τελευταίες περιπτώσεις, ενώ στην περίπτωση «a» είναι λίγο μεγαλύτερη, χωρίς όμως ιδιαίτερη διαφορά.

Τέλος, αξιοσημείωτο είναι ότι στις περιπτώσεις «a» και «c» η τιμή της προπορείας έγχυσης δε χρειάστηκε να αλλάξει από αυτήν που δίνεται στα πειραματικά δεδομένα, προκειμένου να επιτευχθεί όσο το δυνατόν βέλτιστο δυναμοδεικτικό διάγραμμα.

Στο Σχήμα 5.10 συγκρίνονται τα υπολογιστικά (calculated) δυναμοδεικτικά διαγράμματα με τα αντίστοιχα πειραματικά (measured) και στις τέσσερις περιπτώσεις a, b, c, d, στο σημείο λειτουργίας (2200rpm - 50% του φορτίου).



Σχήμα 5.10. Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 2200 rpm και στο 50% του φορτίου

Στον Πίνακα 5.10 παρουσιάζονται οι τιμές των σταθερών του συντελεστή διείσδυσης του αέρα (A.E.C.) και του συντελεστή του ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient), καθώς επίσης οι τιμές της προπορείας έγχυσης (S.O.I.), που χρησιμοποιήθηκαν σε κάθε μία από τις τέσσερις περιπτώσεις στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας (2200 rpm-50% load).

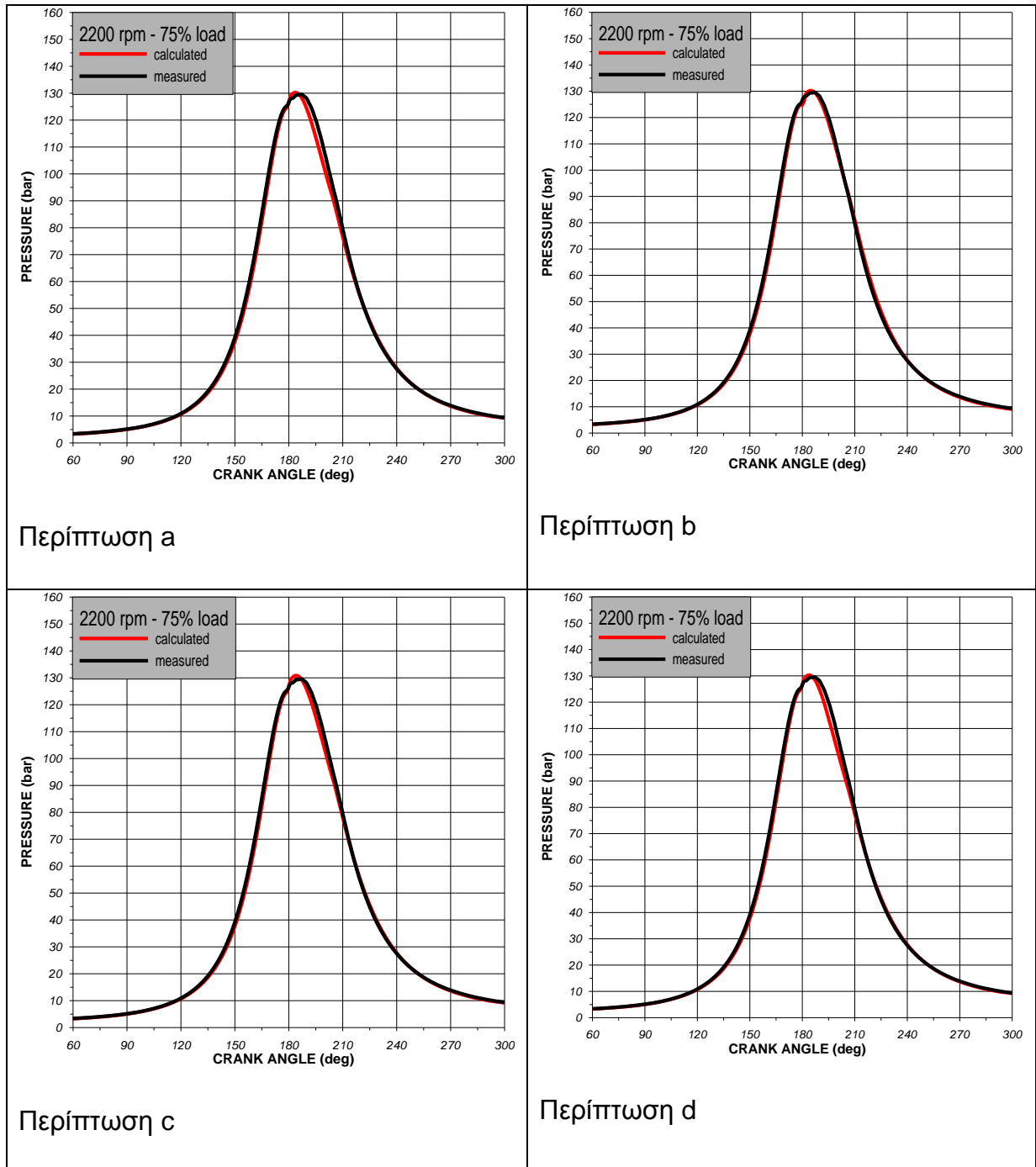
Πίνακας 5.10 : Τιμές Παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 2200 rpm-50% load

	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
A.E.C.	0,46	0,568	0,51	0,46
Combustion Rate Coefficient	5	2,4	2,05	1,33
S.O.I. (μοίρες)	-2	-1,38	-2	-2

Συμπεράσματα

Όπως προκύπτει από το Σχήμα 5.10 τα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα προσεγγίζουν με σχετικά καλή ακρίβεια τα αντίστοιχα πειραματικά, αλλά παρουσιάζουν κάποιες αποκλίσεις. Συγκεκριμένα, στις περιπτώσεις «a» και «d» η διάρκεια καύσης είναι μεγαλύτερη στα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά απ' ό,τι στα αντίστοιχα πειραματικά. Στην περίπτωση «b», ενώ ο ρυθμός της καύσης και η διάρκεια καύσης του υπολογισμένου διαγράμματος προσεγγίζουν με ακρίβεια το ρυθμό και τη διάρκεια καύσης του αντίστοιχου πειραματικού, δε συμβαίνει το ίδιο και με τη γωνία έναυσης. Συγκεκριμένα, στο υπολογισμένο διάγραμμα η καύση καθυστερεί να ξεκινήσει, σε αντίθεση με το πειραματικό που ξεκινάει νωρίτερα. Όσο αφορά το συντελεστή διείσδυσης του αέρα παρατηρείται ότι οι τιμές του δεν παρουσιάζουν μεγάλες διαφορές, με εξαίρεση την τιμή του στην περίπτωση «b» που είναι λίγο μεγαλύτερη από τις άλλες.

Στο Σχήμα 5.11 συγκρίνονται τα υπολογιστικά (calculated) δυναμοδεικτικά διαγράμματα με τα αντίστοιχα πειραματικά (measured) και στις τέσσερις περιπτώσεις a, b, c, d, στο σημείο λειτουργίας (2200rpm - 75% του φορτίου).



Σχήμα 5.11. Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 2200 rpm και στο 75% του φορτίου

Στον Πίνακα 5.11 παρουσιάζονται οι τιμές των σταθερών του συντελεστή διείσδυσης του αέρα (A.E.C.) και του συντελεστή του ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient), καθώς επίσης οι τιμές της προπορείας έγχυσης (S.O.I.), που χρησιμοποιήθηκαν σε κάθε μία από τις τέσσερις περιπτώσεις στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας (2200 rpm-75% load).

Πίνακας 5.11 : Τιμές Παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 2200 rpm-75% load

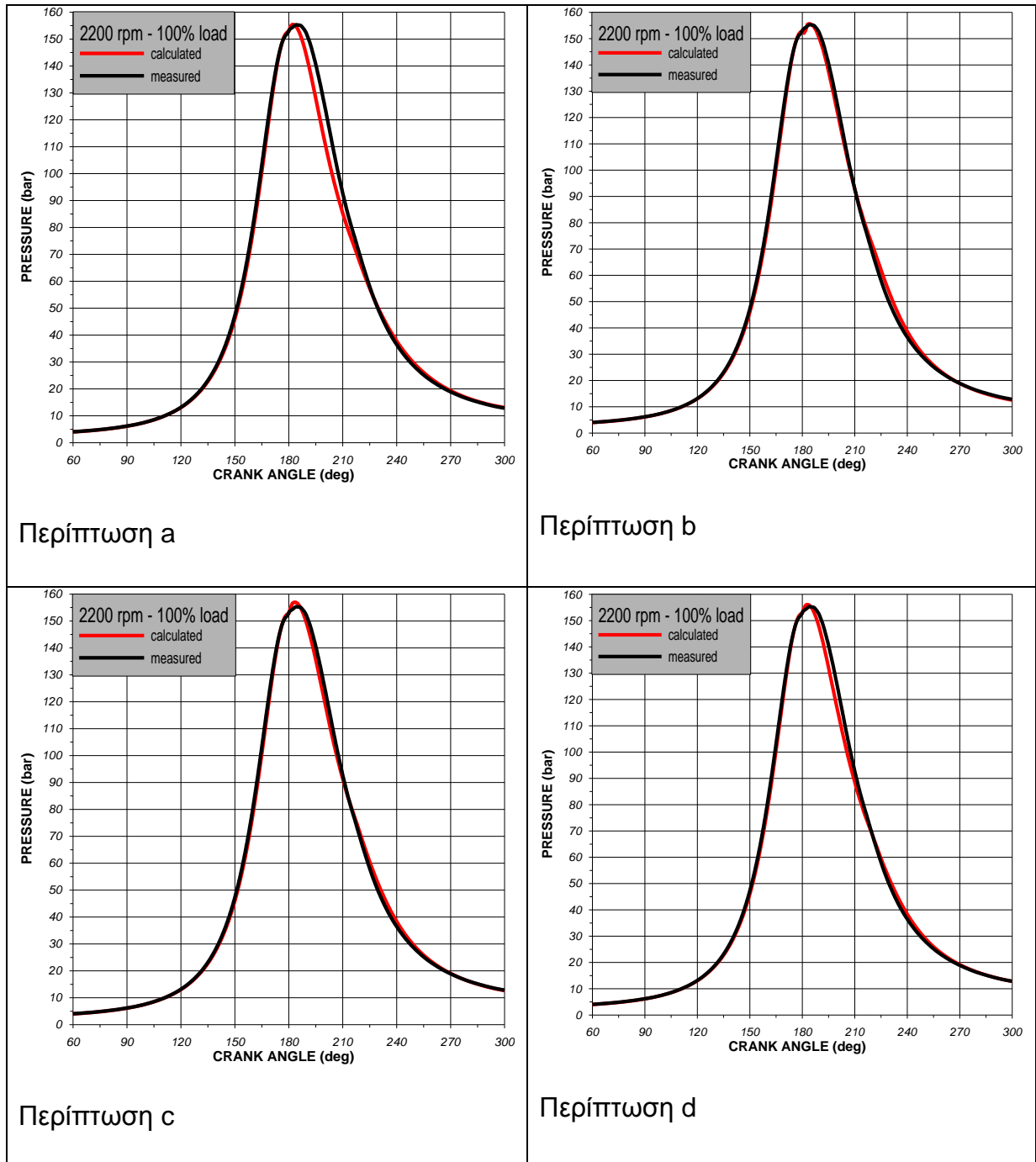
	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
A.E.C.	0,47	0,56	0,49	0,48
Combustion Rate Coefficient	5	2	2,05	1,33
S.O.I. (μοίρες)	-4	-2,93	-4	-4

Συμπεράσματα

Από το Σχήμα 5.11 προκύπτει ότι, στις περιπτώσεις «a» και «d», η καύση διαρκεί λιγότερο στα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά. Επίσης, στις δύο πρώτες περιπτώσεις η καύση καθυστερεί περισσότερο να ξεκινήσει στα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα συγκριτικά με τα αντίστοιχα πειραματικά διαγράμματα, χωρίς όμως να παρουσιάζεται ιδιαίτερα μεγάλη απόκλιση.

Όσο αφορά το συντελεστή διείσδυσης του αέρα παρατηρείται ότι οι τιμές που του δόθηκαν, ώστε να επιτευχθεί η μέγιστη πίεση καύσης, είναι πολύ κοντινές μεταξύ τους, με εξαίρεση την τιμή στην περίπτωση «b» που είναι μεγαλύτερη από τις άλλες.

Στο Σχήμα 5.12 συγκρίνονται τα υπολογιστικά (calculated) δυναμοδεικτικά διαγράμματα με τα αντίστοιχα πειραματικά (measured) και στις τέσσερις περιπτώσεις a, b, c, d, στο σημείο λειτουργίας (2200rpm - 100% του φορτίου).



Σχήμα 5.12. Σύγκριση των δυναμοδεικτικών στις 2200 rpm και στο 100% του φορτίου

Στον Πίνακα 5.12 παρουσιάζονται οι τιμές των σταθερών του συντελεστή διείδυσης του αέρα (A.E.C.) και του συντελεστή του ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient), καθώς επίσης οι τιμές της προπορείας έγχυσης (S.O.I.), που χρησιμοποιήθηκαν σε κάθε μία από τις τέσσερις περιπτώσεις στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας (2200 rpm-100% load).

Πίνακας 5.12 : Τιμές Παραμέτρων στο σημείο λειτουργίας 2200 rpm-100% load

	Περίπτωση a	Περίπτωση b	Περίπτωση c	Περίπτωση d
A.E.C.	0,42	0,58	0,50	0,47
Combustion Rate Coefficient	5	1,4	2,05	1,33
S.O.I. (μοίρες)	-3	-2,38	-3	-3

Συμπεράσματα

Από το Σχήμα 5.12 προκύπτει ότι τα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα στις περιπτώσεις «b» και «c» προσεγγίζουν με αρκετή ακρίβεια τα αντίστοιχα πειραματικά διαγράμματα. Στις άλλες δύο περιπτώσεις επιτυγχάνεται μεν η γωνία έναυσης, η μέγιστη πίεση καύσης και ο ρυθμός καύσης, αλλά η διάρκεια της καύσης στα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα είναι μικρότερη σε σχέση με τα πειραματικά.

Τέλος, σε αυτό το σημείο λειτουργίας παρατηρείται ότι οι τιμές του συντελεστή διείδυσης του αέρα παρουσιάζουν μεγαλύτερες διαφορές συγκριτικά με τα υπόλοιπα σημεία λειτουργίας.

Γενικά συμπεράσματα από τη σύγκριση των υπολογιστικών δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων με τα αντίστοιχα πειραματικά

1. Γενικά, παρατηρούμε ότι και στις τρεις ταχύτητες περιστροφής στα μικρότερα φορτία (25% και 50%) τα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα προσεγγίζουν με μεγάλη ακρίβεια τα αντίστοιχα πειραματικά διαγράμματα σε όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Στα μεγαλύτερα φορτία δεν ισχύει το ίδιο, εκτός από το σημείο λειτουργίας 2200 rpm–75% load.
2. Στην περίπτωση «c» στο 25% του φορτίου σε όλες τις ταχύτητες περιστροφής, η τιμή της προπορείας της έγχυσης ήταν ίδια με αυτή που δινόταν στα πειραματικά δεδομένα. Αυτό σημαίνει ότι με τη μέση τιμή του συντελεστή του ρυθμού καύσης ανά ταχύτητα περιστροφής προσεγγιζόταν ικανοποιητικά το πειραματικό δυναμοδεικτικό. Το συμπέρασμα αυτό εξάγεται για όλα τα φορτία στις 1400 rpm.
3. Οι τιμές του συντελεστή διείδυσης του αέρα κυμαίνονται σχεδόν στο ίδιο εύρος (0.4-0.6) σε όλα τα σημεία λειτουργίας (12 ESC σημεία) και στις τέσσερις περιπτώσεις (a, b, c, d).
4. Από όλα τα παραπάνω δυναμοδεικτικά διαγράμματα προκύπτει ότι σε κάθε σημείο λειτουργίας η περίπτωση «b», όπου γίνεται προσδιορισμός του συντελεστή του ρυθμού καύσης για να προκύψει βέλτιστο δυναμοδεικτικό διάγραμμα, είναι αυτή με την οποία τα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά προσεγγίζουν με τη μεγαλύτερη ακρίβεια τα αντίστοιχα πειραματικά διαγράμματα. Όπως και στις άλλες τρεις περιπτώσεις έτσι και στη δεύτερη περίπτωση παρουσιάζονται κάποιες αποκλίσεις, κυρίως στη γωνία έναυσης, αλλά είναι πολύ μικρότερες.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6^ο

Αποτελέσματα για το Μονοξείδιο του Αζώτου (NO)

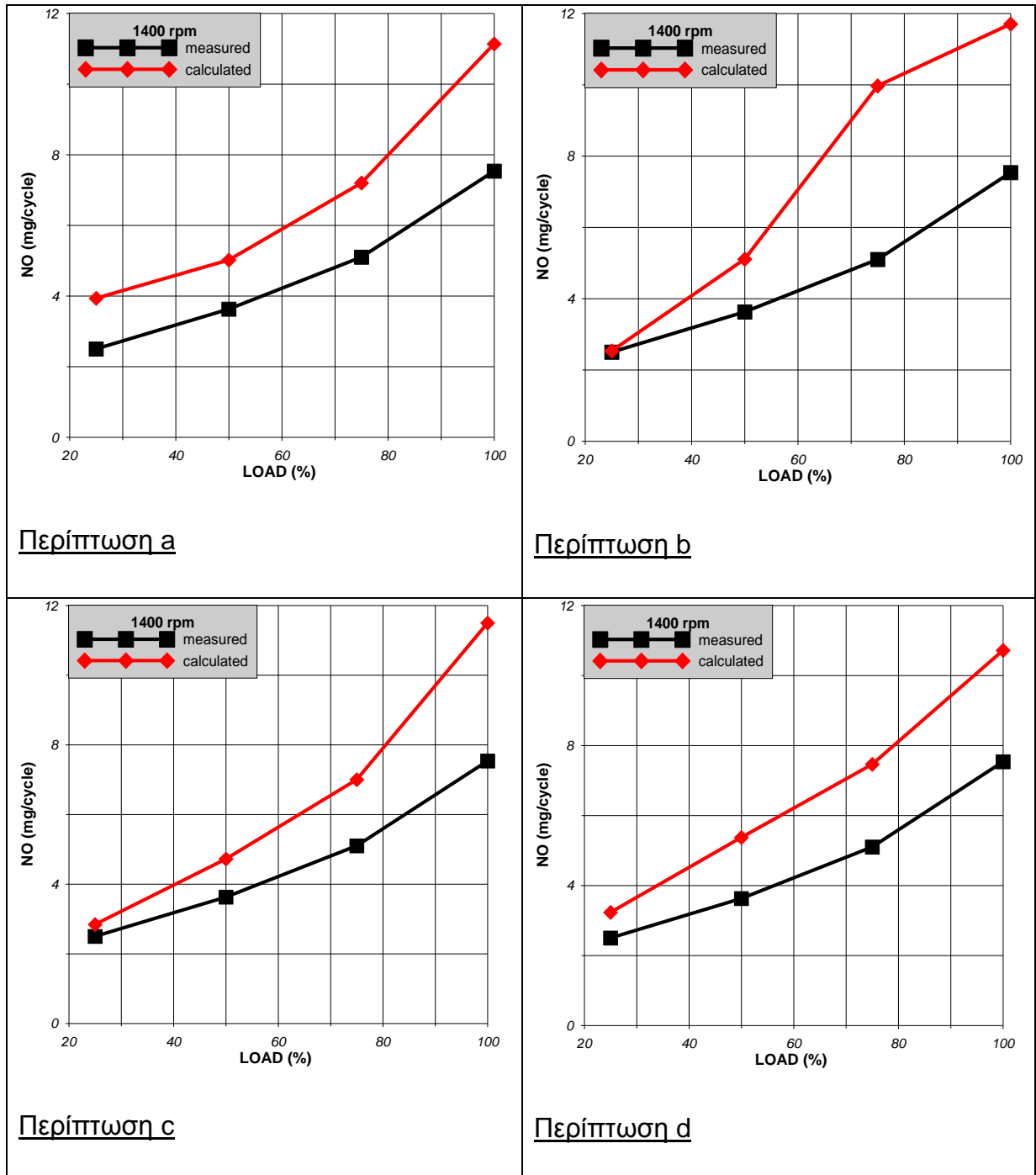
Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται σύγκριση των υπολογιστικών διαγραμμάτων του Μονοξειδίου του Αζώτου (NO) συναρτήσει του φορτίου με τα αντίστοιχα πειραματικά διαγράμματα, ώστε να αξιολογηθεί το μοντέλο ως προς την πρόβλεψη εκπομπών NO.

Όπως ήδη έχει αναφερθεί στο κεφάλαιο 4, τα υπολογιστικά διαγράμματα του μονοξειδίου του αζώτου συναρτήσει του φορτίου προέκυψαν μετά από τη μελέτη τεσσάρων διαφορετικών περιπτώσεων. Οι περιπτώσεις αυτές είναι οι παρακάτω:

- a) Μεταβολή της τιμής της προπορείας έγχυσης (Start of Injection), ώστε να προκύψει βέλτιστο δυναμοδεικτικό διάγραμμα (δηλαδή να γίνει καλύτερη προσέγγιση του υπολογιστικού διαγράμματος πιέσεων με το πειραματικό διάγραμμα). Στην περίπτωση αυτή προέκυψε ότι μεταβάλλοντας την προπορεία της έγχυσης, μεταβαλλόταν και η γωνία έναυσης. Αυτό έγινε διότι υπήρχαν κατά την πειραματική διαδικασία αμφιβολίες για την ακριβή τιμή της προπορείας έγχυσης.
- b) Προσδιορισμός του συντελεστή του ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient) ώστε από το μοντέλο να προσεγγιστεί το πειραματικό (μετρημένο) δυναμοδεικτικό διάγραμμα. Σε αυτή την περίπτωση προσδιορίσθηκε ο συγκεκριμένος συντελεστής ώστε ο ρυθμός της καύσης να προσεγγίσει το ρυθμό της καύσης από τα μετρημένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα.

- c) Συνδυασμός των δύο πρώτων περιπτώσεων (a, b), ώστε να προσεγγισθεί η γωνία έναυσης και ο ρυθμός της καύσης για να ταιριάζει το υπολογιστικό με το πειραματικό διάγραμμα πιέσεων. Για το σκοπό αυτό έγινε μεταβολή της τιμής της προπορείας έγχυσης και χρήση του μέσου συντελεστή του ρυθμού καύσης ανά ταχύτητα περιστροφής (1400, 1800, 2200 rpm). Ο εκάστοτε μέσος συντελεστής προκύπτει από τη μέση τιμή των συντελεστών του ρυθμού καύσης για κάθε ταχύτητα περιστροφής.
- d) Μεταβολή της τιμής της προπορείας έγχυσης ώστε η γωνία έναυσης να προσεγγίσει τη γωνία έναυσης από τα μετρημένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα. Ταυτόχρονα, με αυτή τη μεταβολή έγινε χρήση ενός μέσου συντελεστή του ρυθμού καύσης, ώστε ο ρυθμός της καύσης να προσεγγίσει αυτόν από τα μετρημένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα. Ο συντελεστής αυτός είναι κοινός και στις τρεις ταχύτητες περιστροφής, ο οποίος προκύπτει από τη μέση τιμή των συντελεστών του ρυθμού καύσης.

Στο Σχήμα 6.1 γίνεται σύγκριση των υπολογιστικών διαγραμμάτων του NO συναρτήσε του φορτίου (calculated) με τα αντίστοιχα πειραματικά διαγράμματα (measured) στις 1400 rpm. Η σύγκριση αυτή γίνεται και στις τέσσερις περιπτώσεις a, b, c και d, που αναφέρθηκαν παραπάνω.



Σχήμα 6.1. Σύγκριση των υπολογιστικών διαγραμμάτων του NO συναρτήσε του φορτίου με τα αντίστοιχα πειραματικά στις 1400 rpm

Στον επόμενο Πίνακα 6.1 δίνονται οι πειραματικές τιμές του NO στις 1400 rpm, καθώς επίσης οι τιμές του NO στις 1400 rpm, που προέκυψαν από το μοντέλο σε κάθε μία από τις τέσσερις εξεταζόμενες περιπτώσεις (a, b, c, d).

Πίνακας 6.1 : Τιμές του NO στις 1400 rpm

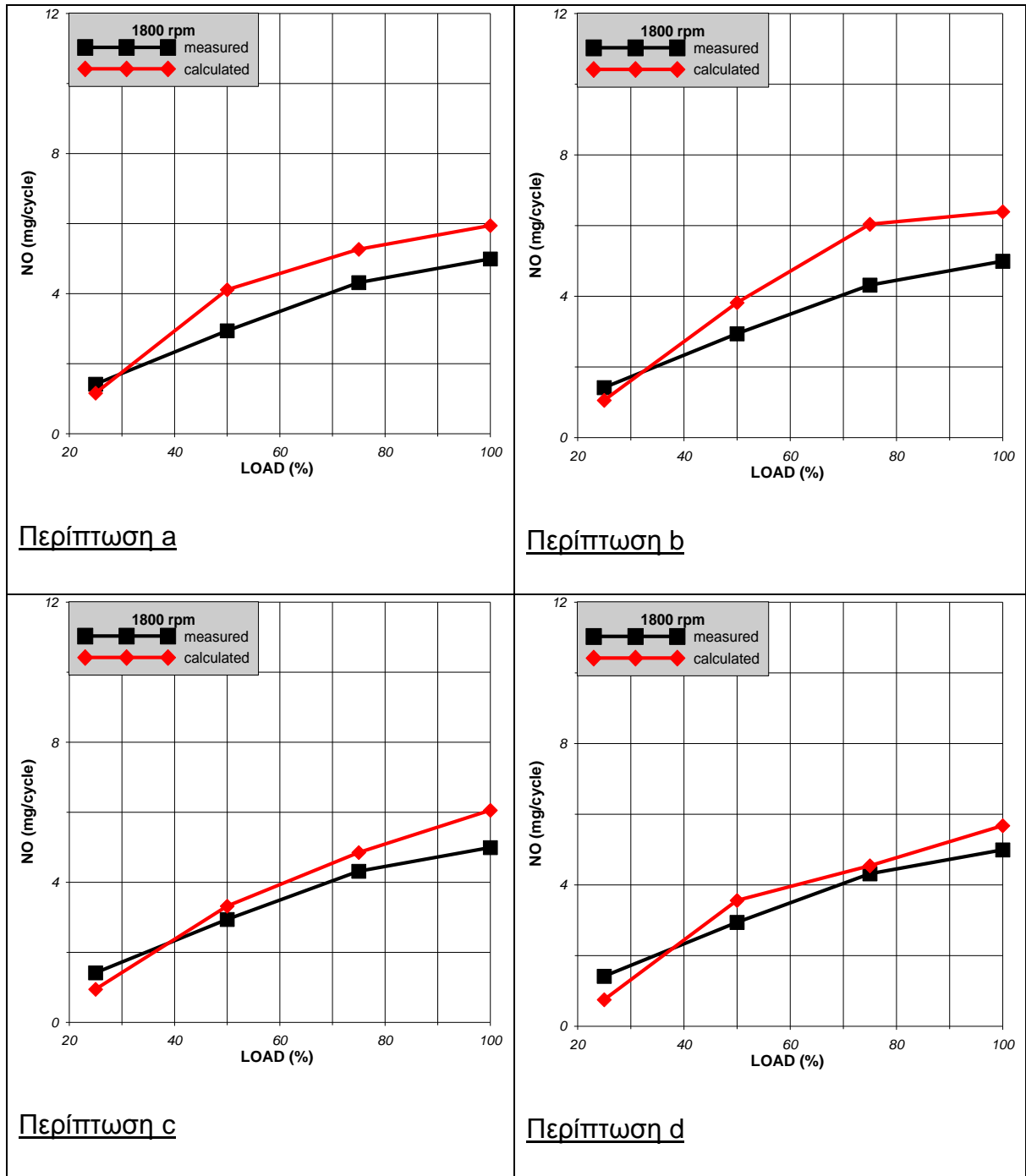
1400 rpm	NO (mg/cycle)				
	Πειραματικές τιμές (%)	περίπτωση a	περίπτωση b	περίπτωση c	περίπτωση d
25	2,5005	3,935	2,532	2,843	3,232
50	3,6273	5,019	5,109	4,722	5,373
75	5,0991	7,2	9,969	6,999	7,462
100	7,535	11,137	11,704	11,495	10,717

Συμπεράσματα

Από το Σχήμα 6.1 παρατηρείται ότι με την αύξηση του φορτίου αυξάνονται οι πειραματικές τιμές του NO και οι τιμές του NO που προέκυψαν από το μοντέλο.

Η μορφή των υπολογισμένων καμπυλών είναι όμοια με αυτή των πειραματικών, με εξαίρεση την καμπύλη της περίπτωσης «b». Σε όλες τις περιπτώσεις οι υπολογισμένες τιμές του NO είναι μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες πειραματικές, δηλαδή υπάρχει μια υπερεκτίμηση του NO από το μοντέλο. Το υπολογισμένο διάγραμμα της περίπτωσης «c» προσεγγίζει καλύτερα το αντίστοιχο πειραματικό συγκριτικά με τις άλλες τρεις περιπτώσεις.

Στο Σχήμα 6.2 γίνεται σύγκριση των υπολογιστικών διαγραμμάτων του NO συναρτήσε του φορτίου (calculated) με τα αντίστοιχα πειραματικά διαγράμματα (measured) στις 1800 rpm. Η σύγκριση αυτή γίνεται και στις τέσσερις περιπτώσεις a, b, c και d, που αναφέρθηκαν παραπάνω.



Σχήμα 6.2. Σύγκριση των υπολογιστικών διαγραμμάτων του NO συναρτήσε του φορτίου με τα αντίστοιχα πειραματικά στις 1800 rpm

Στον επόμενο Πίνακα 6.2 δίνονται οι πειραματικές τιμές του NO στις 1400 rpm, καθώς επίσης οι τιμές του NO στις 1800 rpm, που προέκυψαν από το μοντέλο σε κάθε μία από τις τέσσερις εξεταζόμενες περιπτώσεις (a, b, c, d).

Πίνακας 6.2 : Τιμές του NO στις 1800 rpm

1800 rpm	NO (mg/cycle)				
	Πειραματικές τιμές	περίπτωση a	περίπτωση b	περίπτωση c	περίπτωση d
LOAD (%)					
25	1,4145	1,159	1,055	0,944	0,75
50	2,9379	4,11	3,816	3,319	3,558
75	4,3149	5,265	6,035	4,848	4,54
100	4,9905	5,942	6,389	6,053	5,674

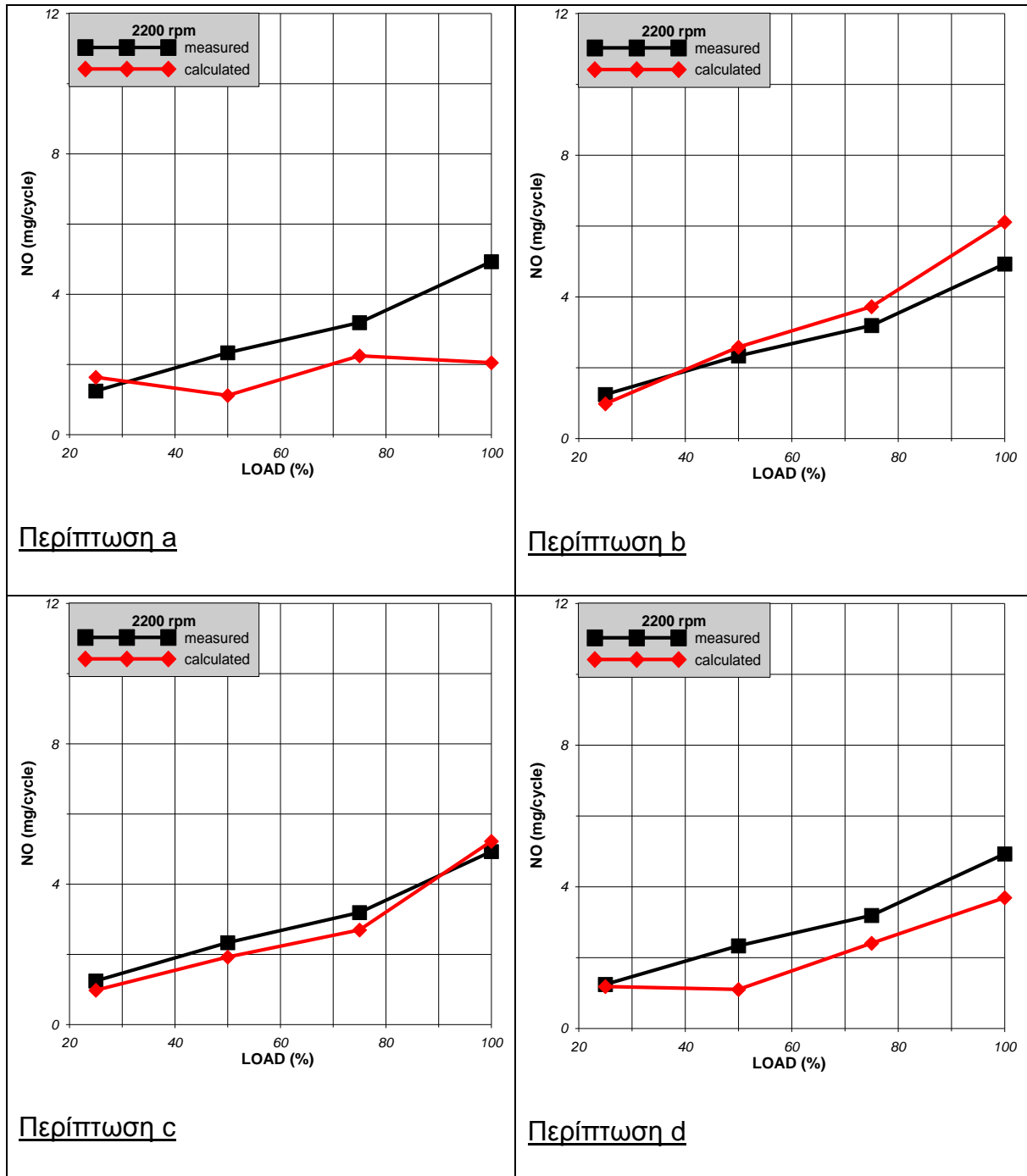
Συμπεράσματα

Όπως προκύπτει από το Σχήμα 6.2 οι υπολογισμένες καμπύλες έχουν όμοια μορφή με τις πειραματικές καμπύλες. Στις περιπτώσεις «c» και «d» παρατηρείται ότι οι υπολογισμένες καμπύλες προσεγγίζουν με περισσότερη ακρίβεια τις αντίστοιχες πειραματικές. Αυτό γίνεται εμφανές και από τον πίνακα 6.2 όπου οι τιμές NO του μοντέλου σε αυτές τις περιπτώσεις «c» και «d» προσεγγίζουν περισσότερο τις αντίστοιχες πειραματικές τιμές.

Στις 1800 rpm η περίπτωση «d» είναι αυτή στην οποία το πειραματικό διάγραμμα προσεγγίζεται ακόμη περισσότερο.

Επίσης και εδώ, όπως και στις 1400 rpm, παρατηρείται ότι με την αύξηση του φορτίου παρουσιάζεται και αύξηση των εκπομπών του μονοξειδίου του αζώτου.

Στο Σχήμα 6.3 γίνεται σύγκριση των υπολογιστικών διαγραμμάτων του NO συναρτήσε του φορτίου (calculated) με τα αντίστοιχα πειραματικά διαγράμματα (measured) στις 2200 rpm. Η σύγκριση αυτή γίνεται και στις τέσσερις περιπτώσεις a, b, c και d, που αναφέρθηκαν παραπάνω.



Σχήμα 6.3. Σύγκριση των υπολογιστικών διαγραμμάτων του NO συναρτήσε του φορτίου με τα αντίστοιχα πειραματικά στις 2200 rpm

Στον επόμενο Πίνακα 6.3 δίνονται οι πειραματικές τιμές του NO στις 1400 rpm, καθώς επίσης οι τιμές του NO στις 2200 rpm, που προέκυψαν από το μοντέλο σε κάθε μία από τις τέσσερις εξεταζόμενες περιπτώσεις (a, b, c, d).

Πίνακας 6.3 : Τιμές του NO στις 2200 rpm

2200 rpm	NO (mg/cycle)				
LOAD (%)	Πειραματικές τιμές	περίπτωση a	περίπτωση b	περίπτωση c	περίπτωση d
25	1,2418	1,634	0,981	0,977	1,182
50	2,3315	1,114	2,58	1,923	1,101
75	3,1896	2,245	3,723	2,695	2,404
100	4,9273	2,048	6,111	5,221	3,69

Συμπεράσματα

Όπως προκύπτει από το Σχήμα 6.3 καθώς αυξάνεται το φορτίο, αυξάνεται ο αριθμός εκπομπής του μονοξειδίου του αζώτου. Εξαίρεση του συμπεράσματος αυτού αποτελεί η πρώτη και η τέταρτη περίπτωση, όπου στο 50% του φορτίου και των δύο περιπτώσεων (a,b), καθώς επίσης στο 100% του φορτίου της πρώτης περίπτωσης, οι εκπομπές του NO μειώνονται αντί να αυξάνονται.

Επίσης, παρατηρείται ότι μόνο στην ταχύτητα περιστροφής 2200 rpm και στις περιπτώσεις «a», «c» και «d» οι υπολογισμένες καμπύλες βρίσκονται κάτω από τις αντίστοιχες πειραματικές.

Τέλος, στις 2200 rpm η περίπτωση «c» προσεγγίζει με μεγαλύτερη ακρίβεια την πειραματική καμπύλη.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7^ο

Αποτελέσματα για το Συντελεστή του Ρυθμού Οξειδωσης της Αιθάλης (SOC)

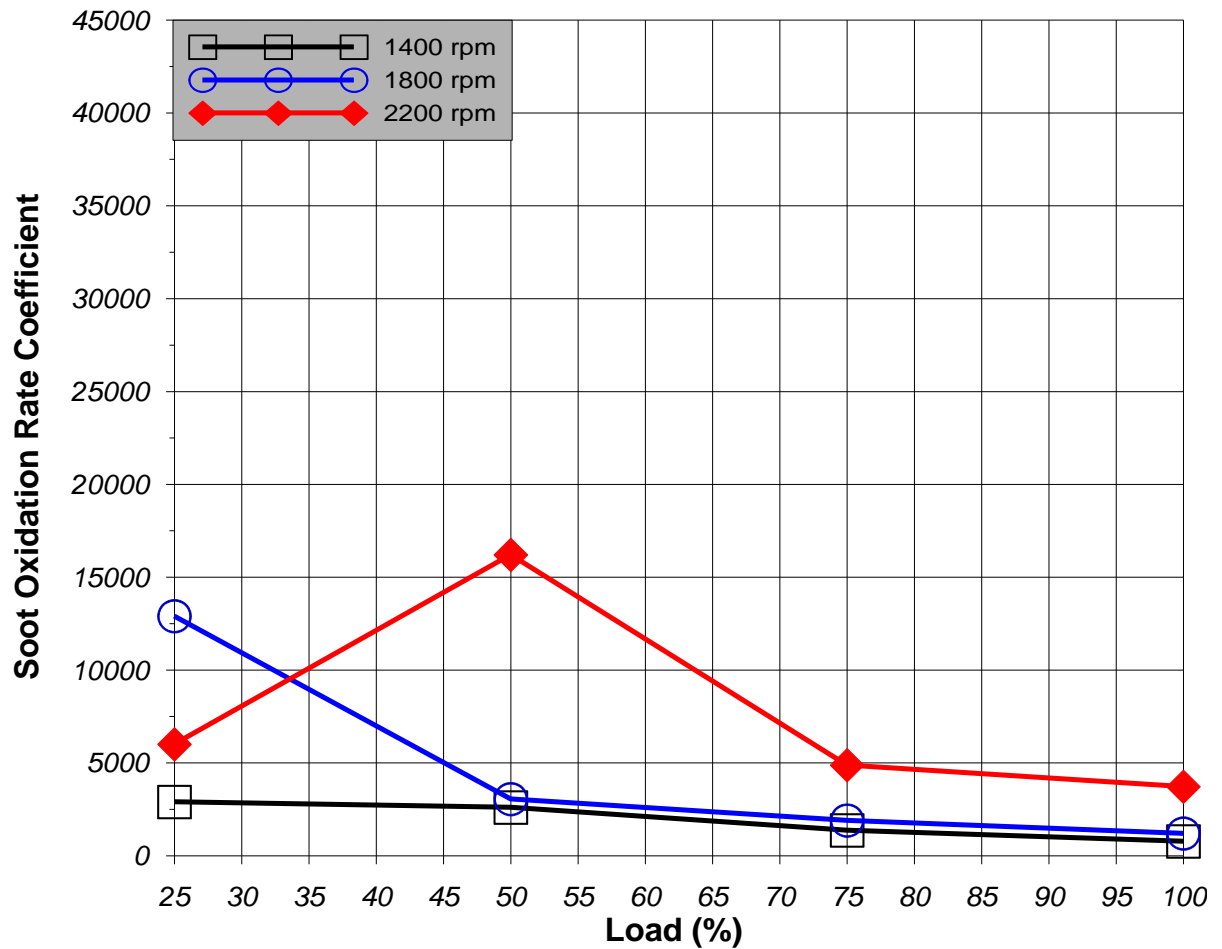
Στο κεφάλαιο αυτό θα μελετηθεί η μεταβολή του συντελεστή ρυθμού οξειδωσης της αιθάλης σε σχέση με το φορτίο, ώστε να αξιολογηθεί το μοντέλο ως προς την πρόβλεψη εκπομπών αιθάλης. Όπως ήδη έχει αναφερθεί στο κεφάλαιο 4 τα αποτελέσματα για το συντελεστή του ρυθμού οξειδωσης της αιθάλης προέκυψαν μετά από τη μελέτη τεσσάρων διαφορετικών περιπτώσεων. Οι περιπτώσεις αυτές είναι οι παρακάτω:

- a) Μεταβολή της τιμής της προπορείας έγχυσης (Start of Injection), ώστε να προκύψει βέλτιστο δυναμοδεικτικό διάγραμμα (δηλαδή να γίνει καλύτερη προσέγγιση του υπολογιστικού διαγράμματος πιέσεων με το πειραματικό διάγραμμα). Στην περίπτωση αυτή προέκυψε ότι μεταβάλλοντας την προπορεία της έγχυσης, μεταβαλλόταν και η γωνία έναυσης. Αυτό έγινε διότι υπήρχαν κατά την πειραματική διαδικασία αμφιβολίες για την ακριβή τιμή της προπορείας έγχυσης.
- b) Προσδιορισμός του συντελεστή του ρυθμού καύσης (Combustion Rate Coefficient) ώστε από το μοντέλο να προσεγγιστεί το πειραματικό (μετρημένο) δυναμοδεικτικό διάγραμμα. Σε αυτή την περίπτωση προσδιορίσθηκε ο συγκεκριμένος συντελεστής ώστε ο ρυθμός της καύσης να προσεγγίσει το ρυθμό της καύσης από τα μετρημένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα.

- c) Συνδυασμός των δύο πρώτων περιπτώσεων (a, b), ώστε να προσεγγισθεί η γωνία έναυσης και ο ρυθμός της καύσης για να ταιριάζει το υπολογιστικό με το πειραματικό διάγραμμα πιέσεων. Για το σκοπό αυτό έγινε μεταβολή της τιμής της προπορείας έγχυσης και χρήση του μέσου συντελεστή του ρυθμού καύσης ανά ταχύτητα περιστροφής (1400, 1800, 2200 rpm). Ο εκάστοτε μέσος συντελεστής προκύπτει από τη μέση τιμή των συντελεστών του ρυθμού καύσης για κάθε ταχύτητα περιστροφής.
- d) Μεταβολή της τιμής της προπορείας έγχυσης ώστε η γωνία έναυσης να προσεγγίσει τη γωνία έναυσης από τα μετρημένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα. Ταυτόχρονα, με αυτή τη μεταβολή έγινε χρήση ενός μέσου συντελεστή του ρυθμού καύσης, ώστε ο ρυθμός της καύσης να προσεγγίσει αυτόν από τα μετρημένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα. Ο συντελεστής αυτός είναι κοινός και στις τρεις ταχύτητες περιστροφής, ο οποίος προκύπτει από τη μέση τιμή των συντελεστών του ρυθμού καύσης.

Στο Σχήμα 7.1 διακρίνεται η μεταβολή του συντελεστή ρυθμού οξείδωσης της αιθάλης σε σχέση με το φορτίο για την περίπτωση «α» και στις τρεις ταχύτητες περιστροφής (1400, 1800, 2200 rpm).

Περίπτωση «α»



Σχήμα 7.1. Τιμές συντελεστή SOC των 12 ESC σημείων στην περίπτωση «α»

Στον Πίνακα 7.1 δίνονται οι τιμές του εν λόγω συντελεστή για την περίπτωση «α» στις τρεις ταχύτητες περιστροφής.

Πίνακας 7.1: Τιμές συντελεστή SOC για την περίπτωση «α».

	Soot Oxidation Rate Coefficient		
Load (%)	1400 rpm	1800 rpm	2200 rpm
25	2900	12900	6000
50	2600	3050	16200
75	1370	1900	4880
100	775	1200	3720

Συμπεράσματα

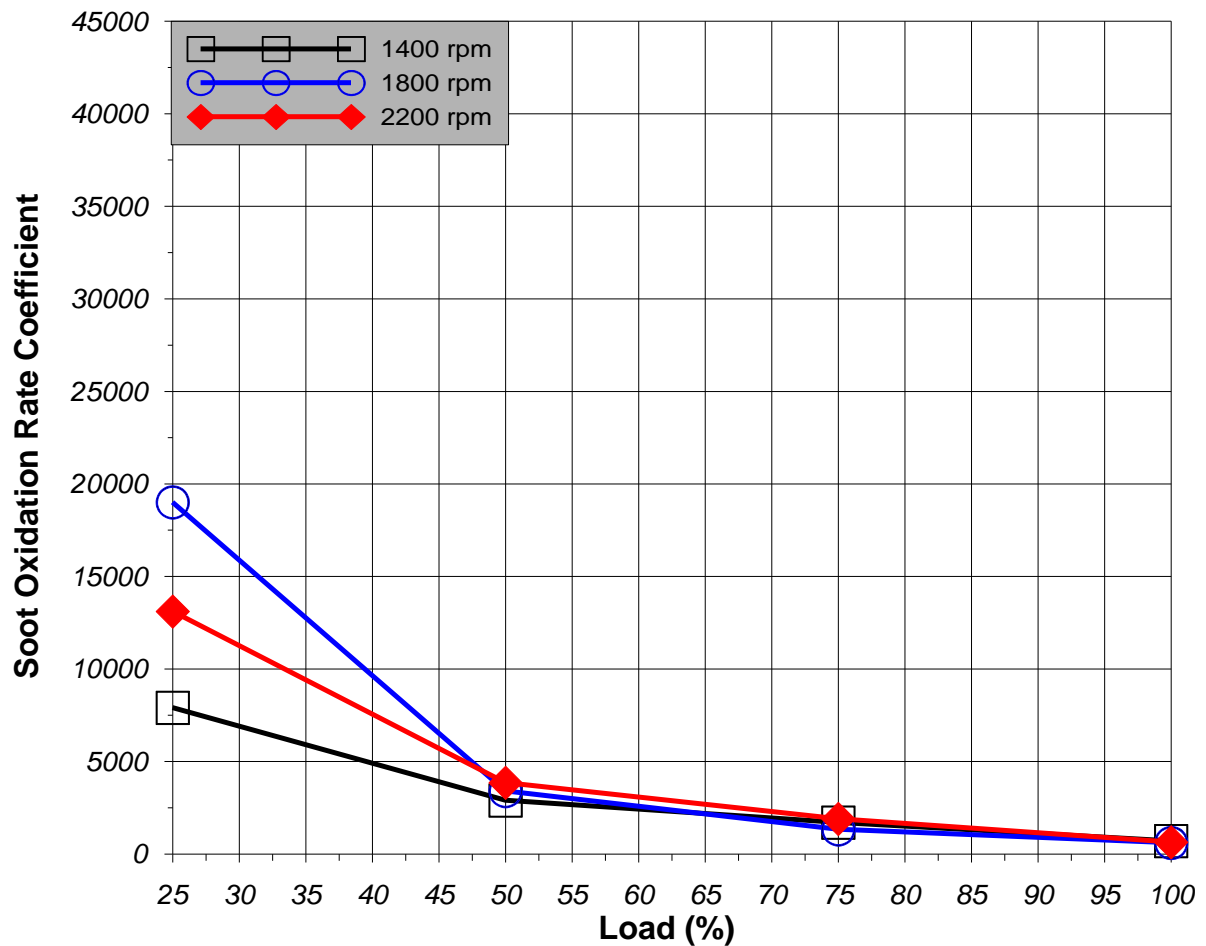
Από το Σχήμα 7.1 γίνεται φανερό ότι απαιτείται αύξηση του συντελεστή ρυθμού οξειδωσης της αιθάλης με τη μείωση του φορτίου και την ταυτόχρονη αύξηση της ταχύτητας περιστροφής.

Εξαίρεση του παραπάνω συμπεράσματος αποτελεί το σημείο λειτουργίας στις 2200 rpm και στο 25% του φορτίου. Στο σημείο αυτό μειώνεται ο εν λόγω συντελεστής αντί να αυξάνεται. Η τιμή του συντελεστή ρυθμού οξειδωσης της αιθάλης γίνεται μάλιστα μικρότερη και από αυτήν στο αντίστοιχο σημείο στις 1800 rpm, που πιθανά οφείλεται σε κάποιο σφάλμα μέτρησης.

Από το Σχήμα 7.1 προκύπτει ότι το μοντέλο δεν προβλέπει ικανοποιητικά τη μεταβολή του ρυθμού οξειδωσης της αιθάλης με το φορτίο στην περίπτωση «α», καθώς οι τιμές του συντελεστή ρυθμού οξειδωσης της αιθάλης στις 2200 rpm είναι αρκετά μεγαλύτερες από αυτές στις 1400 και 1800 rpm.

Στο Σχήμα 7.2 δίνεται η μεταβολή του συντελεστή ρυθμού οξείδωσης της αιθάλης σε σχέση με το φορτίο για την περίπτωση «b» και στις τρεις ταχύτητες περιστροφής (1400, 1800, 2200 rpm).

Περίπτωση «b»



Σχήμα 7.2. Τιμές συντελεστή SOC των 12 ESC σημείων στην περίπτωση «b»

Στον Πίνακα 7.2 δίνονται οι τιμές του εν λόγω συντελεστή για την περίπτωση «b» στις τρεις ταχύτητες περιστροφής.

Πίνακας 7.2 : Τιμές συντελεστή SOC για την περίπτωση «b».

Load (%)	Soot Oxidation Rate Coefficient		
	1400 rpm	1800 rpm	2200 rpm
25	7900	19000	13100
50	2900	3400	3850
75	1700	1330	1900
100	700	600	640

Συμπεράσματα

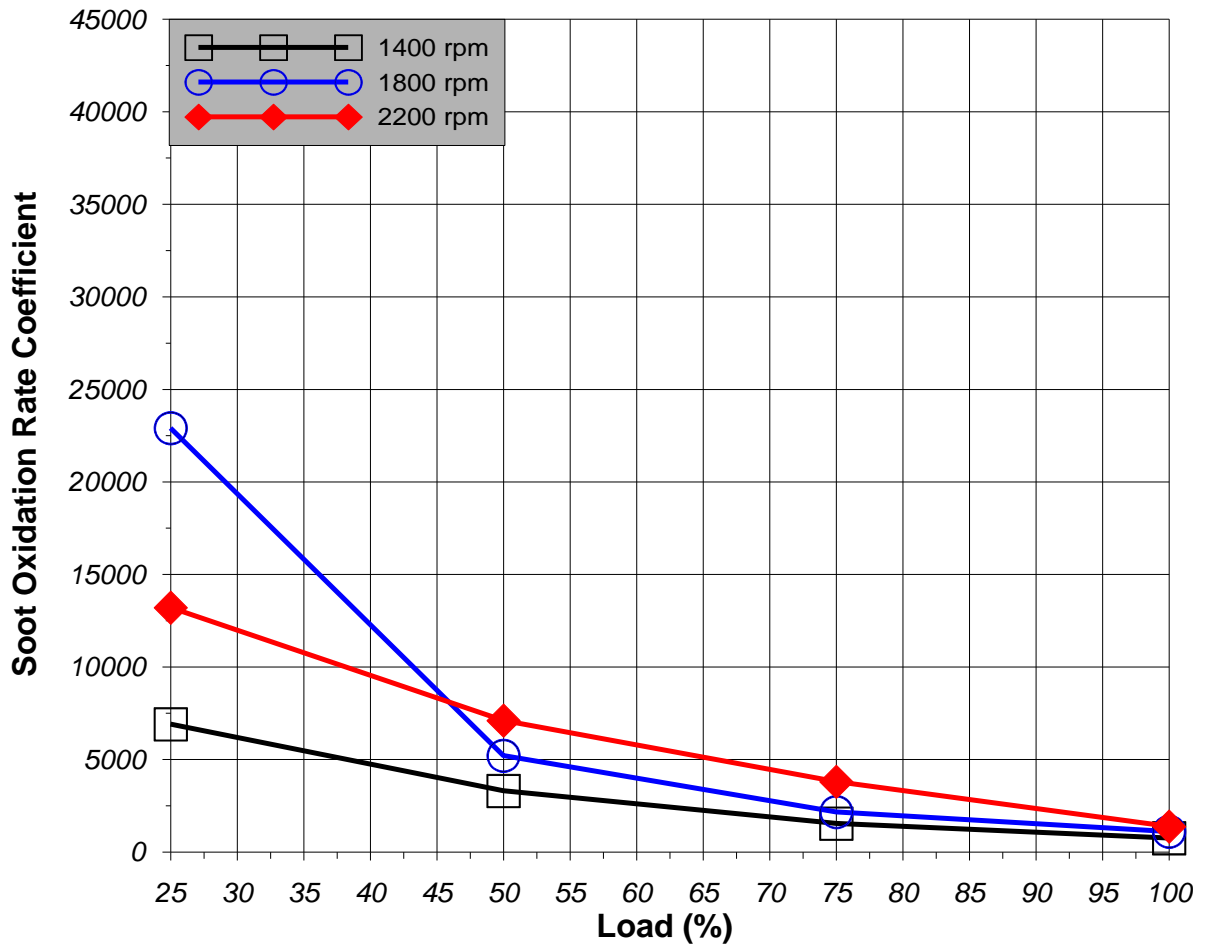
Από το Σχήμα 7.2 προκύπτει γενικά ότι απαιτείται αύξηση του συντελεστή ρυθμού οξειδωσης αιθάλης με τη μείωση του φορτίου και την ταυτόχρονη αύξηση της ταχύτητας περιστροφής.

Το παραπάνω συμπέρασμα δεν ισχύει μόνο για το σημείο λειτουργίας στις 2200 rpm και 25% του φορτίου, όπου ο εν λόγω συντελεστής έχει μικρότερη τιμή από το αντίστοιχο σημείο στις 1800 rpm, που πιθανά οφείλεται σε κάποιο σφάλμα μέτρησης.

Τα αποτελέσματα αυτά φανερώνουν ότι, στην περίπτωση «b», το μοντέλο προβλέπει αρκετά ικανοποιητικά τη μεταβολή του ρυθμού οξειδωσης της αιθάλης σε συνάρτηση με το φορτίο.

Στο Σχήμα 7.3 δίνεται η μεταβολή του συντελεστή ρυθμού οξείδωσης της αιθάλης σε σχέση με το φορτίο για την περίπτωση «c» και στις τρεις ταχύτητες περιστροφής (1400, 1800, 2200 rpm).

Περίπτωση «c»



Σχήμα 7.3. Τιμές συντελεστή SOC των 12 ESC σημείων στην περίπτωση «c»

Στον Πίνακα 7.3 δίνονται οι τιμές του εν λόγω συντελεστή για την περίπτωση «c» στις τρεις ταχύτητες περιστροφής.

Πίνακας 7.3 : Τιμές συντελεστή SOC για την περίπτωση «c».

Load (%)	Soot Oxidation Rate Coefficient		
	1400 rpm	1800 rpm	2200 rpm
25	6900	22900	13200
50	3300	5200	7100
75	1540	2160	3800
100	750	1100	1380

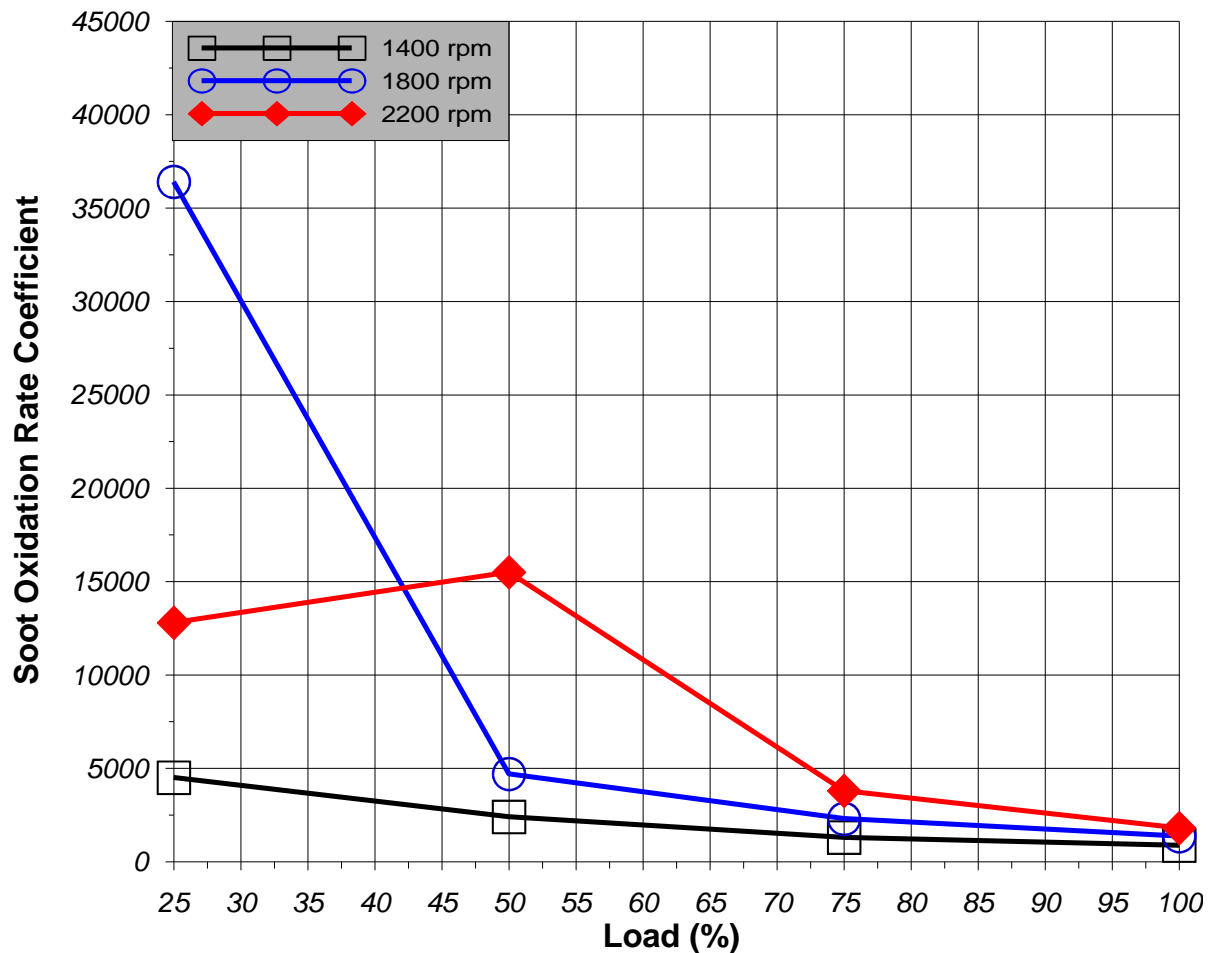
Συμπεράσματα

Όπως προκύπτει από το Σχήμα 7.3 απαιτείται γενικά αύξηση του συντελεστή ρυθμού οξειδωσης αιθάλης με τη μείωση του φορτίου και την ταυτόχρονη αύξηση της ταχύτητας περιστροφής.

Εξαίρεση από την παραπάνω γενική τάση αποτελεί το σημείο στις 1800 rpm και στο 25% του φορτίου. Συγκεκριμένα, στο σημείο αυτό ο εν λόγω συντελεστής αυξάνεται σημαντικά, που ξεπερνά ακόμα και την τιμή του συντελεστή στο αντίστοιχο σημείο στις 2200 rpm. Η απότομη αυτή αύξηση του συντελεστή στο παραπάνω σημείο μπορεί να οφείλεται σε κάποιο σφάλμα μέτρησης.

Στο Σχήμα 7.4 δίνεται η μεταβολή του συντελεστή ρυθμού οξείδωσης της αιθάλης σε σχέση με το φορτίο για την περίπτωση «d» και στις τρεις ταχύτητες περιστροφής (1400, 1800, 2200 rpm).

Περίπτωση «d»



Σχήμα 7.4. Τιμές συντελεστή SOC των 12 ESC σημείων στην περίπτωση «d»

Στον Πίνακα 7.4 δίνονται οι τιμές του εν λόγω συντελεστή για την περίπτωση «d» στις τρεις ταχύτητες περιστροφής.

Πίνακας 7.4 : Τιμές συντελεστή SOC για την περίπτωση «d».

Load (%)	Soot Oxidation Rate Coefficient		
	1400 rpm	1800 rpm	2200 rpm
25	4500	36400	12800
50	2400	4700	15500
75	1300	2300	3800
100	870	1370	1800

Συμπεράσματα

Όπως προκύπτει από το Σχήμα 7.4 απαιτείται γενικά αύξηση του συντελεστή ρυθμού οξειδωσης αιθάλης με τη μείωση του φορτίου και την ταυτόχρονη αύξηση της ταχύτητας περιστροφής.

Εξαίρεση από την παραπάνω γενική τάση αποτελούν τα σημεία στο χαμηλότερο φορτίο 25% στις 1800 rpm και στις 2200 rpm. Συγκεκριμένα, στις 1800 rpm ο συντελεστής ρυθμού οξειδωσης αιθάλης έχει υπερβολικά μεγάλη τιμή, ενώ σύμφωνα με τη γενική τάση του Σχήματος 7.4 θα έπρεπε να έχει πολύ μικρότερη τιμή. Όσο αφορά το σημείο στις 2200 rpm και στο 25% του φορτίου παρατηρείται ότι η τιμή του εν λόγω συντελεστή μειώνεται αντί να αυξάνεται.

Επομένως, από το παραπάνω σχήμα προκύπτει ότι, στην περίπτωση «d», το μοντέλο δεν προβλέπει ικανοποιητικά τη μεταβολή του ρυθμού οξειδωσης της αιθάλης σε συνάρτηση με το φορτίο.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8^ο

Γενικά Συμπεράσματα – Παρατηρήσεις

Στην παρούσα εργασία όπως ήδη αναφέρθηκε έγινε μια ανάλυση ευαισθησίας που αφορά στην επίδραση διαφόρων σταθερών του πολυζωνικού μοντέλου στη πρόβλεψη της λειτουργικής συμπεριφοράς και των εκπομπών NO και αιθάλης.

Βασικός σκοπός ήταν να αναγνωρισθεί σε ποιούς μηχανισμούς του μοντέλου απαιτείται εξέλιξη, ώστε να βελτιωθεί η προβλεπτική ικανότητα του μοντέλου. Για το σκοπό αυτό έγινε αξιοποίηση εκτενών πειραματικών στοιχείων που αφορούν τα 12 ESC σημεία λειτουργίας.

Από την παραπάνω μελέτη προέκυψε ότι πρέπει να μεταβάλλεται η τιμή του συντελεστή διείσδυσης του αέρα (AEC), σε ένα μικρό εύρος τιμών που κυμαίνεται μεταξύ 0.4 - 0.6, ανάλογα με την εξεταζόμενη περίπτωση, ώστε το μοντέλο να προσεγγίζει τις πειραματικές τιμές της μέγιστης πίεσης καύσης. Συγκεκριμένα, στις περιπτώσεις «a» και «c», κατά κανόνα, όσο αυξάνεται το φορτίο και η ταχύτητα περιστροφής, ο συντελεστής μειώνεται. Στην περίπτωση «b», όσο αυξάνεται το φορτίο και η ταχύτητα περιστροφής, ο συντελεστής έχει σχεδόν ίδια τιμή (~0,56). Στην περίπτωση «d» παρατηρείται κατά κανόνα ότι στις 1400 rpm και 2200 rpm, η τιμή του εν λόγω συντελεστή μειώνεται με την αύξηση του φορτίου, ενώ στις 1800 rpm αυξάνεται.

Ακόμα παρατηρήθηκε ότι και στις τέσσερις περιπτώσεις που εξετάστηκαν, ο ρυθμός καύσης, η γωνία έναυσης και η διάρκεια καύσης, δεν παρουσίασαν πολύ μεγάλες αποκλίσεις σε σύγκριση με τις πειραματικές τιμές. Αξίζει να σημειωθεί ότι η περίπτωση «b», όπου έγινε προσδιορισμός του συντελεστή του ρυθμού καύσης για να προκύψει βέλτιστο δυναμοδεικτικό διάγραμμα, ήταν αυτή που προσέγγιζε με τον καλύτερο τρόπο τα πειραματικά διαγράμματα.

Όσον αφορά τις εκπομπές του μονοξειδίου του αζώτου (NO) διαπιστώθηκε ότι προβλέπονται ικανοποιητικά σε όλες τις περιπτώσεις και στις τρεις ταχύτητες περιστροφής, με εξαίρεση την περίπτωση «a» στις 2200 rpm και την περίπτωση «b» στις 1400 rpm. Ο συντελεστής διόρθωσης του NO που χρησιμοποιήθηκε είχε σταθερή τιμή (NO Correction Factor = 1), όπως έχει περιγραφεί στο Κεφάλαιο 4. Ο συντελεστής διόρθωσης του NO δε χρειάστηκε να αλλάζει τιμή με το φορτίο και τις ταχύτητες περιστροφής, καθώς οι πειραματικές τιμές των εκπομπών του NO προσεγγίστηκαν από το μοντέλο ικανοποιητικά. Από τα διαγράμματα των NO προκύπτει ότι η περίπτωση που προσεγγίζει καλύτερα τις πειραματικές τιμές είναι η περίπτωση «c».

Τέλος, όσον αφορά την αιθάλη διαφαίνεται ότι απαιτείται μεταβολή του ρυθμού οξειδωσης για την πρόβλεψη των πειραματικών τιμών. Από τα αποτελέσματα για το Συντελεστή του Ρυθμού Οξειδωσης της Αιθάλης (SOC), που αναφέρονται στο Κεφάλαιο 7, προέκυψε ότι ο συντελεστής οξειδωσης της αιθάλης πρέπει να αυξάνεται με τη μείωση του φορτίου και την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής, ώστε να γίνονται οι επιθυμητές προβλέψεις εκπομπών αιθάλης.

Η συνολική συμπεριφορά του συγκεκριμένου μοντέλου κρίνεται ικανοποιητική από το σύνολο των αποτελεσμάτων που προέκυψαν. Η πρόβλεψη της λειτουργίας και των εκπομπών ρύπων μέσω αυτού του μοντέλου κρίνεται ικανοποιητική και αρκετά υποσχόμενη. Όπως όμως προκύπτει, είναι απαραίτητη η βελτίωση του μηχανισμού οξείδωσης της αιθάλης για τη βελτίωση των αντίστοιχων προβλέψεων.

Βιβλιογραφία

Έντυπη βιβλιογραφία

1. Κωνστ. Δ. Ρακόπουλος , Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ., Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα
2. Κωνστ. Δ. Ρακόπουλος, Δημ. Θ. Χουντάλας. Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ., Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα 1998
3. Μ. Φούντη, Θεωρία Καύσης και Συστήματα Καύσης, Εκδόσεις Ε.Μ.Π., Αθήνα 2005
4. Hountalas D.T., NTUA Multi-Zone Simulation Code User Manual-Description of Available Menus, 2008
5. Rakopoulos C.D., Hountalas D.T., “Development and Validation of a 3-D Multi Zone Combustion Model for the prediction of a DI Diesel Engines Performance and Pollutants Emissions”, SAE Transactions, Journal of Engines, Vol. 107, pp. 1413-1429, 1998
6. Λαμπρούση Γ. Β., Διπλωματική Εργασία 2007
7. Jung D. and Assanis D.N., “Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle Simulation Studies of Engine Performance and Emissions”, SAE paper, 2001

Ηλεκτρονική βιβλιογραφία

1. http://en.wikipedia.org/wiki/Main_Page