



Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Μελέτη της Επίδρασης της Καύσης Χαμηλών Θερμοκρασιών σε
Κινητήρα Diesel με χρήση Πολυζωνικού Μοντέλου Καύσης

ΤΕΡΤΙΠΗΣ ΑΘΑΝΑΣΙΟΣ

Επιβλέπων: Δ.Θ. ΧΟΥΝΤΑΛΑΣ, Καθηγητής Ε.Μ.Π.



Αθήνα, Νοέμβριος 2007

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

<i>Πρόλογος</i>	4
<i>Κεφάλαιο 1</i> <i><u>Ο Κινητήρας Diesel</u></i>	
1.1 Γενικά – Βασικές αρχές	7
1.2 Το Πρόβλημα των ρύπων	11
<i>Κεφάλαιο 2</i> <i><u>Η Καύση</u></i>	
2.1 Γενικά – Βασικές έννοιες	16
2.2 Ο Σχηματισμός του Μείγματος σε Κινητήρα Diesel	17
2.3 Ο Μηχανισμός της Καύσης Κινητήρα Diesel	18
2.3.1 Η Καθυστέρηση Αναφλέξεως	19
2.3.2 Η Ανεξέλεγκτη Καύση	23
2.3.3 Η Ελεγχόμενη Καύση	24
<i>Κεφάλαιο 3</i> <i><u>Συνοπτική Περιγραφή του Μηχανισμού Σχηματισμού Ρύπων</u></i>	
3.1 Γενικά	26
3.2 Τα Οξείδια του αζώτου NO _x	
3.2.1 Συνθήκες Σχηματισμού	27
3.2.2 Ο Μηχανισμός Σχηματισμού του NO	28
3.2.3 Ο Μηχανισμός Σχηματισμού του NO ₂	31
3.2.4 Επίδραση των Παραμέτρων Λειτουργίας στις Εκπομπές NO	32
3.3 Το Μονοξείδιο του Άνθρακα CO	36
3.4 Οι Άκαυστοι Υδρογονάνθρακες HC	
3.4.1 Γενικά	36
3.4.2 Η Υπεραναμειξιμότητα	37
3.4.3 Η Υποαναμειξιμότητα	38
3.5 Οι Σωματιδιακές Εκπομπές	
3.5.1 Γενικά	40
3.5.2 Μηχανισμός Σχηματισμού Αιθάλης	42
3.5.3 Επίδραση των Παραμέτρων Λειτουργίας στις Εκπομπές Σωματιδίων	46

Κεφάλαιο 4 **Τεχνικές Μείωσης των Εκπομπών των Ρύπων**

4.1	Εισαγωγή	49
4.2	Πρακτικές Μέθοδοι Μείωσης των Εκπομπών	
4.2.1	Η Επίδραση της Προπορείας	49
4.2.2	Η Επίδραση της Πίεσης Εγχύσεως του Καυσίμου	50
4.2.3	Η Επίδραση της Υπερπλήρωσης	52
4.2.4	Η Ανακυκλοφορία του Καυσαερίου (EGR)	54
4.2.5	Η Κάυση με Έγχυση Νερού	59
4.3	Οι Μέθοδοι Περιστολής	
4.3.1	Οι Παγίδες Αιθάλης	61
4.3.2	Η μέθοδος SCR	63

Κεφάλαιο 5 **Παρουσίαση του Κώδικα Προσομοίωσης**

5.1	Συνοπτική Παρουσίαση του Κώδικα	66
5.2	Ανάλυση Ευαισθησίας και Έλεγχος Αξιοπιστίας του Μοντέλου	74

Κεφάλαιο 6 **Μελέτη της Καύσης Χαμηλών Θερμοκρασιών**

6.1	Εισαγωγή	77
6.2	Βαθμονόμηση του κώδικα (calibration)	78
6.2.1	Αξιολόγηση των Αποτελεσμάτων	
6.2.1.1	Εκπομπές NO και Αιθάλης	82
6.2.1.2	Ισχύς – Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου	83
6.3	Επέκταση της Χρήσης EGR	85
6.4	Εφαρμογή Υψηλής Πίεσης Υπερπλήρωσης	90
6.5	Παραμετρική Ανάλυση ως προς την Ενέργεια Ενεργοποίησης	96

Κεφάλαιο 7 **Συμπεράσματα** 104

Βιβλιογραφία 107

Πρόλογος

Οι εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ. αποτέλεσαν και αποτελούν μία από τις πιο πετυχημένες επινοήσεις που έκανε ποτέ ο άνθρωπος. Η εγκυρότητα της άποψης αυτής επιβεβαιώνεται από το γεγονός, ότι ο εμβολοφόρος κινητήρας είναι παγκοσμίως η πιο διαδεδομένη, θερμική μηχανή παραγωγής μηχανικής ισχύος. Πράγματι αν παρατηρήσουμε γύρω μας, οι εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ. έχουν σχεδόν επικρατήσει στον τομέα των επίγειων και θαλάσσιων μεταφορών, ενώ χρησιμοποιούνται σε πολλές περιπτώσεις και για ηλεκτροπαραγωγή. Από τα μέσα του 19ου αιώνα(περίοδος κατασκευής των πρώτων εμβολοφόρων κινητήρων) μέχρι και σήμερα οι εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ. έχουν υποστεί μια αλματώδη εξέλιξη, εξέλιξη, η οποία αντικατοπτρίζεται όχι μόνο στη βελτίωση των επιδόσεων τους, αλλά και στην μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και της εκπομπής ρύπων.

Η κινούσα δύναμη βέβαια της όλης αυτής εξέλιξης, δεν έμεινε σταθερή με το πέρασμα του χρόνου, αλλά παρακολουθούσε συνεχώς τις όλες εξελίξεις και τα στάδια από τα οποία περνούσε η ανθρωπότητα. Έτσι ενώ σε αρχική φάση (διάστημα πρώτης εφαρμογής των εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. σε εμπορική και βιομηχανική χρήση) κύριο κίνητρο ήταν η βελτίωση των επιδόσεων των κινητήρων αυτών χωρίς συνυπολογισμό των επιπτώσεων στις εκπομπές ρύπων, ήρθαμε στη σημερινή εποχή όπου κύριο κίνητρο πλέον είναι η επίτευξη επιδόσεων σε συνδυασμό όμως με την οικονομία καυσίμου και περιορισμό των εκπομπών, κερδίζοντας έτσι το στοίχημα για κατασκευή κινητήρων **φιλικότερων** προς το περιβάλλον. Η ευαισθητοποίηση της κοινής γνώμης έχει γίνει πιο έντονη τα τελευταία χρόνια, αφού όλοι πλέον αρχίζουν να αντιλαμβάνονται το βαθμό ρύπανσης του περιβάλλοντος με όλες τις επακόλουθες συνέπειες (μόλυνση του νερού, αέρα, κλιματικές αλλαγές, υπερθέρμανση του πλανήτη). Έτσι μεταξύ των άλλων πηγών μόλυνσης (ηλεκτροπαραγωγή, κεντρικές θερμάνσεις κατοικιών) ευθύνες επιρρίπτονται και στις μεταφορές. Η ευαισθητοποίηση αυτή έχει οδηγήσει παγκοσμίως τις κυβερνήσεις σε έκδοση ολοένα και αυστηρότερων ορίων στις εκπομπές ρύπων (π.χ Euro standards), περιορισμοί όμως οι οποίοι επιβάλλονται και για τους ρύπους κινητήρων Diesel ελαφρού και βαρέως τύπου.

Οι τεχνολογίες που έχουν αναπτυχθεί τα τελευταία χρόνια για την αντιμετώπιση του προβλήματος των ρύπων εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. είναι αρκετές και μπορούν γενικά να ταξινομηθούν σε δύο κατηγορίες: σε εκείνες που αντιμετωπίζουν το πρόβλημα στην **πηγή του(μέθοδοι πρόληψης)** και σε εκείνες που προσπαθούν να το **“θεραπεύσουν”** (μέθοδοι **περιστολής**). Λέγοντας μέθοδοι περιστολής εννοούμε όλες εκείνες τις τεχνολογίες που εφαρμόζονται **“εκτός κινητήρα”** και σα σκοπό έχουν να περιορίσουν τους εκπεμπόμενους ρύπους, είτε παγιδεύοντας τους, είτε χημικά μετασχηματίζοντας τους σε άλλες φιλικότερες προς το περιβάλλον ουσίες. Το αντίθετο ακριβώς επιχειρούν οι μέθοδοι πρόληψης, οι οποίες εφαρμόζονται **“μέσα στον κινητήρα”** (θάλαμο καύσης) και ειδικότερα στην διαδικασία της καύσης, προσπαθώντας να περιορίσουν την **παραγωγή** ανεπιθύμητων ρύπων.

Αναμφισβήτητα , πολύτιμη στην όλη εξέλιξη των εμβολοφόρων κινητήρων , θεωρείται η ανάπτυξη κατάλληλων υπολογιστικών μοντέλων προσομοίωσης . Τα μοντέλα αυτά χρησιμοποιούν μαθηματικές σχέσεις για να περιγράψουν όλες τις θερμικές διεργασίες , που συμβαίνουν κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα , διευκολύνοντας το έργο των μηχανικών . Αυτό , γιατί έχουν τη δυνατότητα να κάνουν πρόβλεψη της συμπεριφοράς ενός κινητήρα , είτε πρόκειται για νέο , είτε για ήδη υπάρχων όπου η δοκιμή του , θα ήταν σχετικά δύσκολη . Στα πλαίσια της παρούσης διπλωματικής , ένα τέτοιο υπολογιστικό μοντέλο χρησιμοποιήθηκε , προκειμένου να μελετήσουμε την επίδραση της καύσης χαμηλών θερμοκρασιών σε έναν κινητήρα Diesel , επιτυγχανόμενης δια της εφαρμογής υψηλών ποσοστών ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) .

Η παρούσα εργασία αποτελείται συνολικά από επτά κεφάλαια εκ των οποίων τα τέσσερα πρώτα αντιστοιχούν στο θεωρητικό μέρος και τα υπόλοιπα τρία στο υπολογιστικό . Πιο συγκεκριμένα , στο θεωρητικό μέρος κάνοντας αρχικά μια σύντομη αναφορά στη λειτουργία ενός κινητήρα Diesel και στο πρόβλημα των ρύπων (κεφάλαιο 1) , προχωρούμε στη θεωρητική ανάλυση περιγράφοντας τη διαδικασία της καύσης (κεφάλαιο 2) , τον τρόπο σχηματισμού των εκπεμπόμενων ρύπων (κεφάλαιο 3) και τις εφαρμοζόμενες τεχνικές μείωσης τους (κεφάλαιο 4) . Στο υπολογιστικό μέρος , αφού περιγράψουμε συνοπτικά τον χρησιμοποιούμενο υπολογιστικό κώδικα (κεφάλαιο 5) , παρουσιάζουμε τα αποτελέσματα που μας έδωσε η ανάλυση (κεφάλαιο 6) , ενώ στο κεφάλαιο 7 προβένουμε στη διατύπωση των συμπερασμάτων .

Η διπλωματική αυτή εργασία αποτελεί το επιστέγασμα των σπουδών μου στη σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. πράγμα που της δίδει μια ιδιαίτερη για μένα σημασία . Για το λόγο αυτό θα ήταν παράλειψη μου να μην αναφέρω όλους εκείνους , που με βοήθησαν για την εκπόνηση της . Έτσι θα ήθελα να ευχαριστήσω όλο το διδακτικό προσωπικό του Εργαστηρίου Μηχανών Εσωτερικής Καύσης και πιο συγκεκριμένα : τον επιβλέποντα Καθηγητή της παρούσας εργασίας κ. Δ.Θ. Χουντάλα για την όλη επίβλεψη και καθοδήγηση του , τους Καθηγητές κ. Κ.Δ. Ρακόπουλο και Ε.Γ. Γιακουμή για τις γνώσεις που μου προσέφεραν , καθώς επίσης και τον υποψήφιο διδάκτορα κ. Β. Λάμαρη για τις χρήσιμες συμβουλές του . Πάνω από όλους θα ήθελα να ευχαριστήσω βέβαια την οικογένεια μου για την όλη στήριξη και συμπαράσταση , που μου παρείχε κατά την διάρκεια των σπουδών μου .

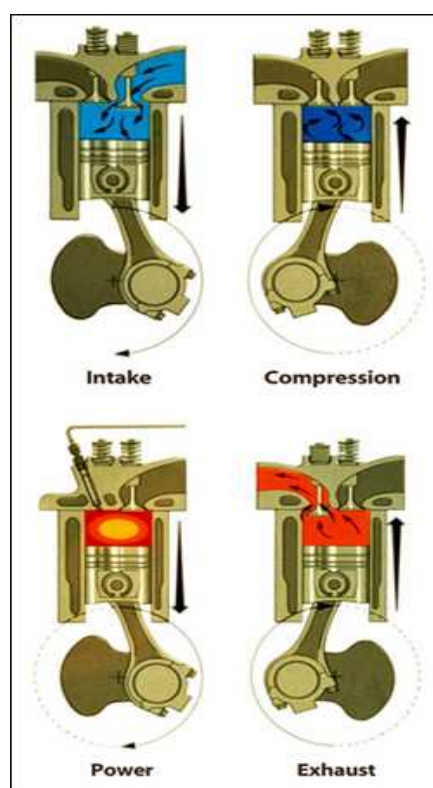
A. Τερτίπης

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

Ο ΚΙΝΗΤΗΡΑΣ DIESEL

1.1 Γενικά – Βασικές αρχές

Ο κινητήρας Diesel είναι μια εμβολοφόρος Μ.Ε.Κ. η οποία, όσον αφορά την εξωτερική λειτουργία, διακρίνεται σε δίχρονη(2-Χ) και τετράχρονη(4-Χ), όπως ξέρουμε δηλαδή και από τον κινητήρα Otto. Η θεμελιώδης διαφορά όμως, που τον διακρίνει από τον τελευταίο είναι η εσωτερική του λειτουργία και πιο συγκεκριμένα ο μηχανισμός της καύσης του. Στους κινητήρες Diesel (από το όνομα του Γερμανού εφευρέτη τους Rudolf Diesel) ή καύσεως ή εναύσεως με συμπίεση (αυτανάφλεξη), υπάρχει πάντοτε **αυτανάφλεξη** (δηλ. 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 προηγηθείσης ισχύρους συμπίεσεως. Όσον αφορά την τετράχρονη λειτουργία ο κινητήρας Diesel διαφοροποιείται στα εξής σημεία:



Σχήμα 1.1
4-Χ λειτουργία κινητήρα Diesel

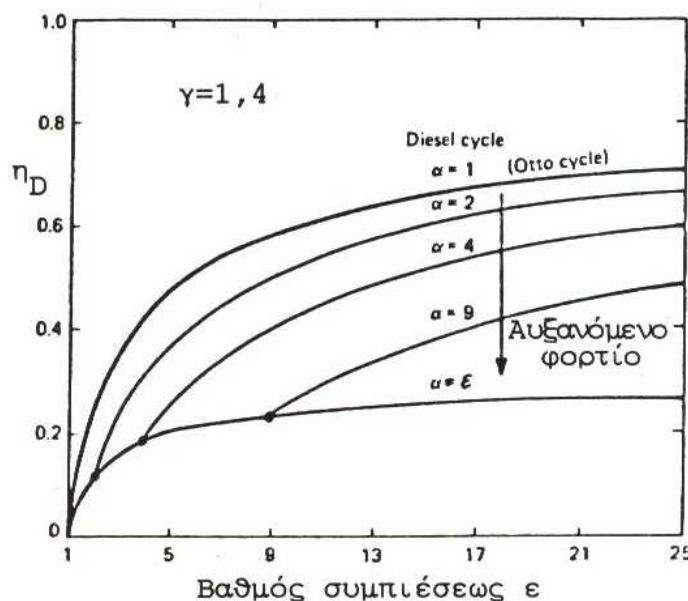
- Στη φάση της αναρρόφησης (intake, βλ. παραπάνω σχήμα) έχουμε αναρρόφηση μόνον αέρα.
- Η συμπίεση (compression) επιτελείται με μόνο μέσο αυτήν την ποσότητα του αέρα, που εγκλωβίζεται μέσα στον κύλινδρο κατά το στάδιο της αναρρόφησης.
- Ο ψεκασμός του καυσίμου γίνεται απευθείας μέσα στον κύλινδρο, περί το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) της διαδρομής του, με αποτέλεσμα να έχουμε το σχηματισμό ενός **ετερογενούς** μίγματος καυσίμου – αέρα. Το μίγμα

χαρακτηρίζεται έτσι , διότι δεν έχει ομοιομορφία σε ότι αφορά την αναλογία καυσίμου – αέρα , με αποτέλεσμα σε κάποια σημεία μέσα στο θάλαμο καύσης το μίγμα να είναι φτωχό και σε άλλα πλούσιο.

- Η έναυση γίνεται χωρίς καμμία εξωτερική βοήθεια , αλλά από την υψηλή θερμοκρασία του εγκλωβισμένου αέρα (λόγω της συμπίεσής του) .

Η ρύθμιση της ισχύος (αυξομείωση του παραγόμενου έργου) σε έναν κινητήρα Diesel είναι **ποιοτική** , μεταβάλλοντας δηλαδή την ποιότητα του σχηματιζόμενου μέσα στον κύλινδρο μίγματος αέρα – καυσίμου (μαθηματικώς το λ), το οποίο πρακτικά σημαίνει αλλάζοντας μόνο την ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου . Αντιθέτως η ποσότητα του αέρα δεν μεταβάλλεται για συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής παραμένοντας (στους ατμοσφαιρικούς κινητήρες) σχεδόν σταθερή σε όλα τα φορτία .

Για να έχουμε αυτανάφλεξη του μίγματος καυσίμου – αέρα πρέπει τμήματα της μάζας του να αποκτήσουν τέτοια τιμή θερμοκρασίας , η οποία θα εξασφαλίσει ικανοποιητική ταχύτητα αντίδρασεως (καύσεως) με επακόλουθη , απότομη αύξηση της θερμοκρασίας και της πίεσης . Η ελάχιστη αυτή τιμή της θερμοκρασίας καλείται **θερμοκρασία αυτανάφλεξης** και είναι δυνατό να αποκτηθεί από τον περιεχόμενο στον κύλινδρο αέρα μόνο δια της συμπίεσής του . Καταλαβαίνουμε λοιπόν πόσο καθοριστικό ρόλο παίζει η συμπίεση στη λειτουργία των κινητήρων Diesel καθώς και το λόγο για τον οποίο οι κινητήρες αυτοί κατασκευάζονται με υψηλούς βαθμούς συμπίεσης (ϵ) (από 12 έως και 24 για κινητήρες Diesel με διμερείς θαλάμους καύσης). Πέραν όμως αυτού ο υψηλός βαθμός συμπίεσης έχει και ένα άλλο μεγάλο πλεονέκτημα : εξασφαλίζει σχετικά υψηλό θερμικό βαθμό απόδοσης .



Σχήμα. 1.2

Διάγραμμα μεταβολής του βαθμού απόδοσης (η_D) συναρτήσει του βαθμού συμπίεσης (ϵ)

Πράγματι όπως βλέπουμε και στο σχήμα 1.2, ο βαθμός απόδοσης εξαρτάται κατά ομόσημο τρόπο από το βαθμό συμπίεσης (έως ένα σημείο - βέλτιστος), αλλά και κατά ετερόσημο τρόπο από το φορτίο.

Από την άλλη όμως βλέπουμε, ότι στον κινητήρα Diesel οι συνθήκες καύσεως είναι εν γένει πολύ δυσμενείς. Ο διατιθέμενος χρόνος για την όλη διαδικασία σχηματισμού του μίγματος (ψεκασμός καυσίμου, ατμοποίηση του, ανάμιξη του με αέρα) είναι μικρός, αντιστοιχώντας σε λίγες μόνο μοίρες γωνίας στροφάλου. Όλη αυτή η προαναφερθείσα διαδικασία είναι μια **φυσική διεργασία**, που δεν επιδέχεται εξωτερική παρέμβαση, επιβάλλοντας με τον τρόπο αυτό δύο περιορισμούς σε ότι αφορά τη λειτουργία του κινητήρα: περιορισμό στην ταχύτητα περιστροφής και στο λόγο ισοδυναμίας αέρα (λ). Πράγματι οι πετρελαιοκινήρες είναι αρκετά αργόστροφοι με τιμές, που για τους πλέον ταχύστροφους να μην ξεπερνούν τις 5.000 με 5.500 rpm. Επίσης οι κινητήρες αυτοί είναι αναγκασμένοι να λειτουργούν με μεγάλη περίσσεια αέρα, ούτως ώστε να διευκολύνεται η έναρξη της καύσης. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα η τιμή του λ να κυμαίνεται στο πλήρες φορτίο μεταξύ 1,2 – 1,8, γεγονός το οποίο συνεπάγεται μειωμένη συγκέντρωση ισχύος. Το όφελος δηλαδή της οικονομίας στην κατανάλωση καυσίμου (φτωχό μίγμα, $\lambda > 1$) αντισταθμίζεται από το γεγονός της χαμηλής συγκέντρωσης ισχύος ή αλλιώς ότι για δεδομένη ισχύ απαιτείται κινητήρας μεγάλου όγκου εμβολισμού (στην περίπτωση ατμοσφαιρικού κινητήρα).

Παρά ταύτα, λόγω του ίδιου του θερμοδυναμικού τους κύκλου (κύκλος Diesel) οι πιέσεις των αερίων που αναπτύσσονται κατά τον κύκλο λειτουργίας τους είναι αρκετά υψηλές, ιδιότητα που έχει σαν αποτέλεσμα οι πετρελαιοκινητήρες να εμφανίζουν αρκετά υψηλές τιμές **ροπής** αλλά και κατασκευαστικά να είναι αρκετά στιβαροί (βαρείς και ογκώδεις). Πράγματι το μεγάλο πλεονέκτημα της υψηλής ροπής τους καθιστά κυρίαρχους σε ότι αφορά την κάλυψη μεγάλων φορτίων εξ ου και η ευρεία εφαρμογή τους στις μεταφορές και την ηλεκτροπαραγωγή (φορτηγά, πρόωση πλοίων, αμαξοστοιχίες, ηλεκτρομηχανές).

Βέβαια στο σημείο αυτό δεν πρέπει να ξεχνούμε και τον σπουδαίο ρόλο που παίζει η **υπερπλήρωση (turbocharging)** στους κινητήρες αυτούς. Γενικά ως υπερπλήρωση ορίζουμε την προ- συμπίεση μέρους ή όλης της γόμωσης (μόνον αέρα) εξωτερικά του κυλίνδρου με τη βοήθεια κάποιου συμπιεστή. Δηλαδή πέρα από την εσωτερική συμπίεση (με την ανοδική κίνηση του εμβόλου) υπάρχει και εξωτερική συμπίεση. Με τη συμπίεση αυτή αυξάνεται η πυκνότητα του εισερχόμενου αέρα (σε σύγκριση με τον αντίστοιχο φυσικής αναπνοής ή αλλιώς ατμοσφαιρικό κινητήρα) πράγμα που σημαίνει ότι μπορούμε να αυξήσουμε και την αντίστοιχη ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου μέσα στον κύλινδρο. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να αυξάνεται σημαντικά η παραγόμενη ισχύς του κινητήρα με θεαματικά βέβαια αποτελέσματα και στις τιμές της ροπής. Στην περίπτωση των κινητήρων Diesel η εφαρμογή υπερπλήρωσης αποτελεί μονόδρομο σε ότι αφορά την αύξηση της ισχύος, αφού ως γνωστό η πραγματική ισχύς (P_e) που αποδίδει μια εμβολοφόρος M.E.K. δίνεται από το γινόμενο:

$$P_e = M \times \omega \quad (\text{Watt}) \quad (1.1)$$

όπου ,

M (Nm): η αναπτυσσόμενη στρεπτική ροπή στη στροφαλοφόρο άτρακτο.

ω (rad/sec): η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα .

Εφόσον λοιπόν υπάρχει πάντοτε ένας άνω περιορισμός στην ταχύτητα περιστροφής (ω) η διέξοδος , που απομένει , είναι να αυξήσουμε την τιμή της ροπής (M) .

Η εφαρμογή της υπερπλήρωσης στους εμβολοφόρους κινητήρες γίνεται συνήθως με χρήση στροβιλο-υπερπλήρωσης .

Στροβιλο - συμπιεστής



Σχήμα 1.3

Υπερπληρωμένος Κινητήρας Diesel

Η επιλογή (turbo - matching) του κατάλληλου στροβιλο – υπερπληρωτή για έναν κινητήρα είναι αρκετά δύσκολη και έχει να κάνει με τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα . Για μεγάλους κινητήρες Diesel που δουλεύουν στο μέγιστο φορτίο και σταθερές στροφές καθόλη τη διάρκεια λειτουργίας τους (π.χ. μεγάλοι 2-X ναυτικοί ή κινητήρες για ηλεκτροπαραγωγή) η επιλογή του στροβιλο – υπερπληρωτή είναι σχετικά εύκολη . Αντιθέτως η επιλογή είναι αρκετά δύσκολη στους κινητήρες οχημάτων , όπου τόσο το φορτίο και οι στροφές μεταβάλλονται συνεχώς και ακανόνιστα . Το πρόβλημα εστιάζεται κυρίως στα χαμηλά φορτία όπου η παροχή καυσαερίων του κινητήρα είναι αρκετά μικρή με αποτέλεσμα ο στροβιλο – υπερπληρωτής να μην λειτουργεί και να μην ανταποκρίνεται στις απότομες αλλαγές του φορτίου(υστέρηση , turbo – lag). Για το λόγο αυτό συνηθίζεται σε τέτοιες περιπτώσεις η επιλογή υπερπληρωτή να γίνεται με βάση τα χαμηλά φορτία , δηλαδή επιλογή μικρών υπερπληρωτών (μικρών διαστάσεων , με μικρή ροπή αδρανείας) για ταχύτερη απόκριση . Βέβαια αυτό έχει ως αποτέλεσμα στα μεγάλα φορτία να έχουμε μια υπερπροσφορά ισχύος (πίεσης) από τον υπερπληρωτή(overboost) με άμεσο τον κίνδυνο βλάβης του κινητήρα .

Το πρόβλημα αντιμετωπίζεται συνήθως είτε με χρήση παρακαμπτηρίας βαλβίδας καυσαερίων (wastegate) είτε μέσω χρήσης **στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας** . Η τελευταία μέθοδος , γνωστή και με τον αγγλικό όρο **VGT**

(Variable Geometry Turbine) αρχίζει να εφαρμόζεται όλο και περισσότερο τα τελευταία χρόνια στους κινητήρες Diesel, αφού, όπως θα αναλυθεί παρακάτω, πέρα από την εύκολη ρύθμιση τους στις εκάστοτε συνθήκες λειτουργίας, χρησιμοποιούνται για την εφαρμογή της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων (EGR).

1.2 Το Πρόβλημα των Ρύπων

Το πρόβλημα της μόλυνσης του περιβάλλοντος και η μελέτη των επιπτώσεων από την ανεξέλεγκτη εκπομπή ρύπων δεν περιορίζεται μόνο στις εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης. Μεγάλο μερίδιο ευθύνης φέρουν επίσης τόσο η ηλεκτροπαραγωγή (καύση λιγνίτη, πετρελαίου) όσο και οι κεντρικές θερμάνσεις κατοικιών (καλοριφέρ κτλ.), αφού συνεισφέρουν και αυτές δραστικά στο όλο πρόβλημα. Σε ότι αφορά τις μεταφορές, αυτές κατέχουν ένα ποσοστό γύρω στο 30% στις παγκόσμιες εκπομπές ρύπων, ένα ποσοστό όμως που είναι διόλου αμελητέο.

Τα ενδιαφέροντα τις εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ. υγρά καύσιμα (βενζίνη, πετρέλαιο κτλ.) δεν διαφέρουν σοβαρώς μεταξύ τους ως προς τη στοιχειακή σύσταση, δηλαδή την περιεκτικότητα τους σε άνθρακα (C) και υδρογόνο (H₂) αλλά μόνο ως προς το είδος των υδρογονανθράκων υπο τη μορφή των οποίων εμφανίζονται τα στοιχεία αυτά στο καύσιμο. Έτσι οι εκπεμπόμενοι ρύποι των κινητήρων Otto και Diesel είναι πρακτικά οι ίδιοι, με εξαίρεση βέβαια την **αιθάλη** (soot), η οποία αποτελεί τον κύριο ρύπο του κινητήρα Diesel. Από τις υπόλοιπες αέριες ρυπογόνες ουσίες κυριώτερες είναι τα NO_x (οξειδία του αζώτου), το CO (μονοξείδιο του άνθρακα) και οι HC (άκαυστοι υδρογονάνθρακες). Οι αέριες αυτές ουσίες μαζί με την αιθάλη αποτελούν τους λεγόμενους ελεγχόμενους ρύπους (regulated emissions) των οποίων τα επίπεδα συγκέντρωσης στα καυσαέρια της εξαγωγής των εμβολοφόρων κινητήρων είναι νομοθετημένα σε ανεπτυγμένες χώρες (Η.Π.Α., Ε.Ε., Ιαπωνία κτλ.). Ο σχηματισμός (θα εξηγηθεί αναλυτικά στα επόμενα κεφάλαια) των ουσιών αυτών οφείλεται στη διάσταση των προϊόντων της καύσης λόγω των πολύ υψηλών θερμοκρασιών που αναπτύσσονται στο θάλαμο καύσεως, οι οποίες τοπικά φθάνουν ακόμη και τους 3.000 K.

Όμως αυτό που διακρίνει τους κινητήρες Diesel από τους κινητήρες Otto (σε ότι αφορά τους αέριους ρύπους) είναι η συγκέντρωση των ρύπων. Πράγματι, όπως αναφέρθηκε, οι συνθήκες καύσης στον κινητήρα Diesel είναι αρκετά δυσμενείς, πράγμα που όπως είδαμε επιβάλλει στον κινητήρα την καύση φτωχών μιγμάτων (περίσσεια αέρα). Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα μια διαφορά στη συγκέντρωση των παραγόμενων ρύπων μεταξύ Otto και Diesel. Έτσι τα NO_x εμφανίζονται και στα δύο είδη κινητήρων με παρόμοιες συγκεντρώσεις, το CO είναι δύο τάξεις μεγέθους μικρότερο στους Diesel και οι HC μια τάξη μεγέθους μικρότερα από ότι στους Otto. Βέβαια, όπως ελέγχθη, ο ρύπαντης που παράγεται σχεδόν αποκλειστικά από κινητήρες Diesel είναι η αιθάλη.

Η αιθάλη είναι υπεύθυνη για το σχηματισμό νέφους, πιο γνωστή σε όλους ως αιθαλομίχλη. Πρόκειται για στερεά σωματίδια (μαύρος καπνός) που σχηματίζονται

κατά την καύση και είναι ορατά δια γυμνού οφθαλμού κατά τις απότομες αλλαγές φορτίου των πετρελαιοκινητήρων .



Σχήμα. 1.4
Νέφος στη Νέα Υόρκη

Τα σωματίδια της αιθάλης συμβάλλουν αρνητικά στα επίπεδα σωματιδιακών εκπομπών PM (particulates) του αέρα που εισπνέουμε . Βέβαια πέρα από την αιθάλη και οι υπόλοιποι αέριοι ρύποι όπως τα οξείδια του αζώτου (NO_x) και τα οξείδια του θείου (SO_x) σχηματίζουν σωματίδια μετά την εκπομπή τους , όταν αντιδρούν με διάφορα άλλα στοιχεία του ατμοσφαιρικού αέρα . Ωστόσο , επειδή το μεγαλύτερο ποσοστό (80 – 95 %) των σωματιδίων αιθάλης είναι μικρότερα του $0,1 \mu\text{m}$, αυτά καθίστανται ιδιαίτερα επικίνδυνα για τον ανθρώπινο οργανισμό , δυνάμενα να εισβάλλουν δια της αναπνοής ακόμα και στα βαθύτερα σημεία των πνευμόνων .

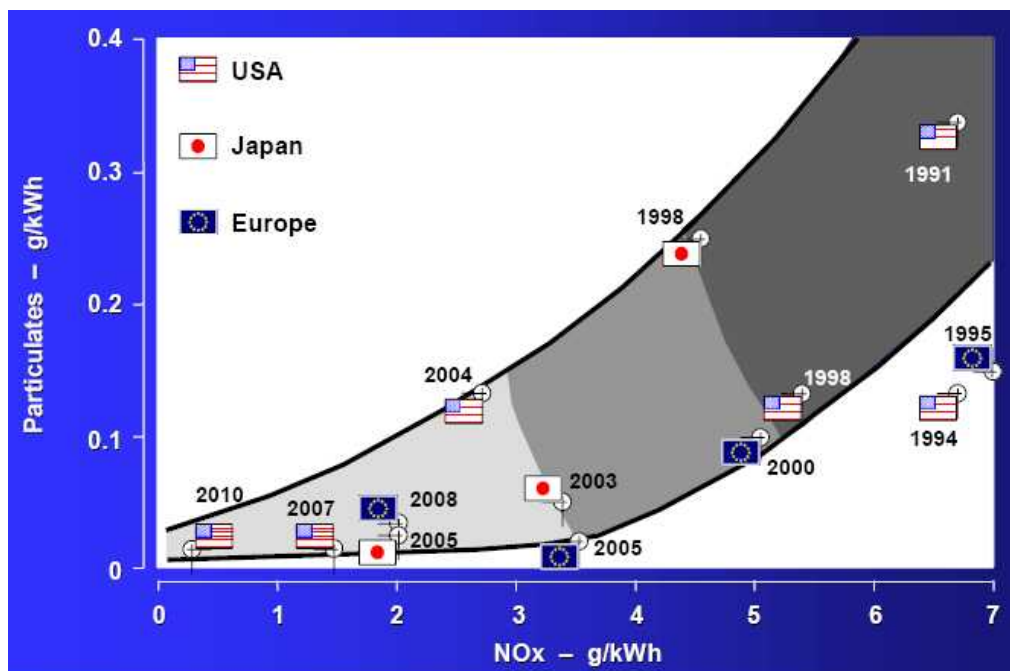
Τα οξείδια του αζώτου (NO_x) προκαλούν επίσης μια μεγάλη ποικιλία περιβαλλοντικών επιπτώσεων και νοσημάτων . Χαρακτηριστικό πρόβλημα αποτελεί η **παραγωγή όζοντος (O_3)** , καθώς και άλλων τοξικών αερίων . Το όζον σχηματίζεται από την αντίδραση των NO_x με ασταθή οργανικά μίγματα (VOCs) υπό την έντονη παρουσία ηλιακού φωτός . Ενώ είναι αρκετά χρήσιμο στα υψηλότερα στρώματα της ατμόσφαιρας , το όζον είναι ιδιαίτερα επιβλαβές όταν βρίσκεται στα πολύ χαμηλά . Παιδιά , άτομα με προβλήματα στους πνεύμονες ή άτομα που εργάζονται σε εξωτερικούς χώρους είναι ιδιαίτερα ευάλωτα , δεδομένου ότι το όζον μπορεί να προκαλέσει ζημιά στους ιστούς των πνευμόνων ή δυσλειτουργία κατά την αναπνοή .

Όσον αφορά την περιβαλλοντική συνιστώσα , η παρουσία των NO_x προκαλεί πληθώρα επιπτώσεων . Πέρα του ότι αποτελούν μερικά από τα αέρια που συμβάλλουν **στο φαινόμενο του θερμοκηπίου** (αύξηση της θερμοκρασίας του πλανήτη) , στα NO_x αποδίδεται η διαταραχή της τροφικής αλυσίδας στη φύση (φαινόμενο του **ευτροφισμού**) καθώς και η δημιουργία της **όξινης βροχής** . Η τελευταία είναι γνωστή για τις διάφορες καταστροφές που προκαλεί , όταν πέσει

στη γή, όπως καταστροφή αυτοκινήτων, κτιρίων, ιστορικών μνημείων καθώς και οικοσυστημάτων (π.χ λιμνών) λόγω του έντονα όξινου περιεχομένου της (νιτρικά & θειικά οξέα).

Το πρόβλημα της εκπομπής ρύπων από τις εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ. άρχισε να γίνεται έντονα αισθητό κατά τη δεκαετία του '80, ενώ οι ρίζες του ξεκινούν ήδη από τη δεκαετία του '60. Κλασικό πρόβλημα, το οποίο απασχόλησε ιδιαίτερα την κοινή γνώμη τότε, ήταν το το φωτοχημικό νέφος στην πόλη Los Angeles των Η.Π.Α. λόγω της εκπομπής ρύπων κυρίως από τους κινητήρες Otto των αυτοκινήτων. Για την αντιμετώπιση του προβλήματος έχουν επιστρατευθεί διάφορες τεχνικές, οι οποίες είτε βασίστηκαν στην βελτίωση του μηχανισμού της κάυσεως (μέθοδοι πρόληψης) είτε στην περιστολή των παραγόμενων ρυπογόνων ουσιών (καταλύτες, παγίδες στερεών σωματιδίων). Ιδιαίτερη βέβαια προσπάθεια γίνεται προς την πρώτη κατεύθυνση (σχεδίαση του θαλάμου καύσης και συστημάτων τροφοδοσίας καυσίμου) υπό το σκεπτικό ότι οι μέθοδοι περιστολής δεν επιλύουν το πρόβλημα στην πηγή του (στην παραγωγή των ρύπων), αλλά απλά δεσμεύουν αυτούς μεταθέτοντας έτσι το πρόβλημα. Ωστόσο όλες αυτές οι εφαρμοζόμενες τεχνικές έχουν το τίμημα τους, δηλαδή γίνονται κατά κανόνα εις βάρος της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και της συγκεντρώσεως ισχύος του κινητήρα, καθόσον οι επηρεάζοντες σχετικοί παράγοντες έχουν συνήθως αντίθετη δράση.

Από όλους τους αέριους ρύπους μπορούμε να πούμε λοιπόν ότι **δύο** είναι αυτοί που αφορούν άμεσα τους κινητήρες Diesel: τα NO_x και η αιθάλη (σωματίδια).



Σχήμα. 1.5

Διαχρονική εξέλιξη στα όρια εκπομπών ρύπων κινητήρων Diesel (βαρέως τύπου) στις Η.Π.Α., Ε.Ε., Ιαπωνία

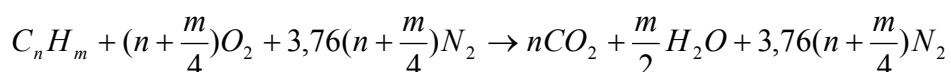
Πράγματι , όπως βλέπουμε και στο παραπάνω γράφημα , οι περιορισμοί που εκδίδονται κατά καιρούς για τους ρύπους κινητήρων Diesel , αφορούν αυτούς τους δύο , με αυστηρότερα κάθε φορά όρια . Οι δύο αυτοί ρύποι θα αποτελέσουν το αντικείμενο της παρούσης διπλωματικής εργασίας .

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

Η ΚΑΥΣΗ

2.1 Γενικά – Βασικές Έννοιες

Με βάση τον ορισμό, ως **καύση** εννοούμε την ταχύτερη χημική αντίδραση των στοιχείων ενός χρησιμοποιούμενου καυσίμου με το οξυγόνο. Πρόκειται δηλαδή για μια αντίδραση οξειδωσης, η οποία εξελίσσεται με αρκετά ταχύ ρυθμό συνοδευόμενη από έκλυση σοβαρών ποσοτήτων θερμότητας (ισχυρά εξώθερμη αντίδραση). Μέσω της αντίδρασης αυτής η ενέργεια των χημικών δεσμών των στοιχείων του καυσίμου μετατρέπεται σε θερμότητα με άμεσο επακόλουθο την εμφάνιση των φαινομένων καύσης, δηλαδή έντονη αύξηση της θερμοκρασίας και της πίεσης. Η χημική εξίσωση της στοιχειομετρικής καύσης ενός καυσίμου (υδρογονάνθρακα C_nH_m) με το οξυγόνο είναι η εξής:



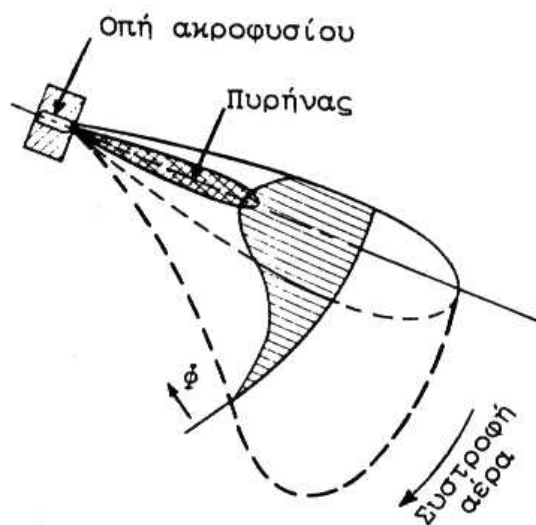
Στην εξίσωση αυτή χρησιμοποιήσαμε το απαιτούμενο ελάχιστο ή θεωρητικό ή **στοιχειομετρικό** ποσό O_2 (και αντίστοιχα αέρα), δηλαδή το ακριβές ποσό του αέρα για μετατροπή του καυσίμου σε πλήρως οξειδομένα προϊόντα (οπότε δεν εμφανίζεται και οξυγόνο στα προϊόντα). Η τέλεια καύση του καυσίμου είναι δυνατή μόνο όταν υπάρχει στενή επαφή μεταξύ των μορίων του καυσίμου και των αναγκαιούντων μορίων O_2 ή των αντίστοιχων μορίων του φέροντος τούτου αέρα. Ως εκ τούτου γενική επιδίωξη σε όλες τις εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ. είναι η δημιουργία όσο το δυνατόν πιο ομοιόμορφου μείγματος καυσίμου – αέρα, που σημαίνει λεπτότατη διασκόρπιση των μορίων του καυσίμου στη μάζα του αέρα. Ωστόσο επειδή στο θάλαμο καύσης οι συνθήκες καύσης είναι γενικά δυσμενείς, η επίτευξη τέλει καύσης επιτυγχάνεται μόνο δια ύπαρξης ικανής περίσσειας αέρα, που ειδικά για τους κινητήρες Diesel είναι, όπως είπαμε, αρκετά υψηλή. Στην κατεύθυνση αυτή συνεισφέρουν αρκετές, αναπτυχθείσες τεχνολογίες κίνησης του αέρα όπως θα αναφερθούν σε επόμενα κεφάλαια. Αντιθέτως η πραγματοποίηση ατελούς καύσης είναι ανεπιθύμητη, δεδομένου ότι σε αυτήν δεν έχουμε πλήρη, αλλά πλημμελή εκμετάλλευση της χημικής ενέργειας του καυσίμου. Τα εκλυόμενα ποσά θερμότητας κατά την καύση αυτή δεν είναι τα μέγιστα δυνατά, αφού τα παραγόμενα προϊόντα δύνανται να οξειδωθούν περαιτέρω.

Η ταχεία καύση ενός καυσίμου μείγματος είναι δυνατή μόνο εφόσον τούτο έχει αποκτήσει θερμοκρασία υψηλότερη μιας οριακής θερμοκρασίας αυταναφλέξεως (θ_z), που εξασφαλίζει τέτοια ταχύτητα αντιδράσεως, ώστε να υπάρχει αρκετή περίσσεια της εκλυόμενης θερμικής ενέργειας έναντι των τυχόν απωλειών προς το περιβάλλον διατιθέμενη για την ταχεία ανύψωση της θερμοκρασίας και την εμφάνιση των λοιπών φαινομένων ταχείας καύσης. Καταλαβαίνουμε δηλαδή ότι για την έναρξη της καύσης (έναυση) απαιτείται κάποιο ποσό θερμότητας, που ειδικά στους κινητήρες Diesel αποκτάται από την θερμοκρασία του αέρα δια της ισχυρής συμπίεσης του μέσα στο θάλαμο καύσης. Από εκεί και πέρα, μετά την πρώτη εμφάνιση των φαινομένων καύσης, η απαιτούμενη θερμότητα διατίθεται πλέον από την ίδια την καύση καθιστώντας

έτσι την καύση του υπολοίπου (άκαυστου) μίγματος αυτοσυντηρούμενη . Η σταδιακή αυτή καύση όλου του καυσίμου μίγματος έχει ως αποτέλεσμα την σημαντική (σταδιακή) αύξηση της πίεσης εντός του θαλάμου καύσης , η οποία στη συνέχεια εξασκείται στην κεφαλή του εμβόλου παράγοντας έτσι το απαιτούμενο έργο.

2.2 Ο Σχηματισμός του Μείγματος σε Κινητήρα Diesel

Ο επιτυγχανόμενος βαθμός τελειότητας του σχηματιζόμενου μέσα στον κύλινδρο μείγματος αέρα – καυσίμου καθορίζεται από την ομοιομορφία και λεπτότητα διανομής του εγχυόμενου καυσίμου σε όλη τη μάζα του , εντός του θαλάμου καύσεως , εγκλωβισμένου αέρα . Εφαρμόζοντας μια υψηλή πίεση στο ακροφύσιο εγχύσεως , το καύσιμο εξέρχεται περί το ΑΝΣ (προπορεία) από τις οπές (διαμέτρου d) του ακροφυσίου του εγχυτήρα σαν δέσμη μεγάλης ταχύτητας u . Αυτή είναι αρχικώς συμπαγής , με μορφή καθοριζόμενη κυρίως από την γεωμετρία του ακροφυσίου . Εφόσον αυτή διεισδύει μέσα στη μάζα του πυκνού (λόγω της ισχυρής συμπίεσης) αέρα , υφιστάμενη επιβράδυνση εκ μέρους των μορίων αυτού , χαλαρώνεται και παραμορφώμενη διασπάται σε μικρά σταγονίδια υπό την επίδραση της επιφανειακής τάσης .



Σχήμα 2.1

Μορφή δέσμης καυσίμου σε κινητήρα Diesel

Η πορεία της δέσμης εντός του θαλάμου καύσης αποτελεί φαινόμενο πολύπλοκο εξαρτώμενο από πολλούς παράγοντες, κυρίως από την διάμετρο d και γενικότερα την όλη γεωμετρία των οπών του ακροφυσίου , την ταχύτητα u εξόδου από αυτές , την πυκνότητα του καυσίμου (ρ_1) και του αέρα αντίστοιχα (ρ_2), την επιφανειακή τάση (σ) μεταξύ καυσίμου και αέρα , και την συνεκτικότητα του αέρα (μ_2). Σοβαρή επίδραση ασκεί βέβαια η έντονη κίνηση του αέρα μέσα στον κύλινδρο .

Βάσει πάντως των πειραματικών κυρίως δεδομένων , μπορούμε να διατυπώσουμε τους εξής κανόνες :

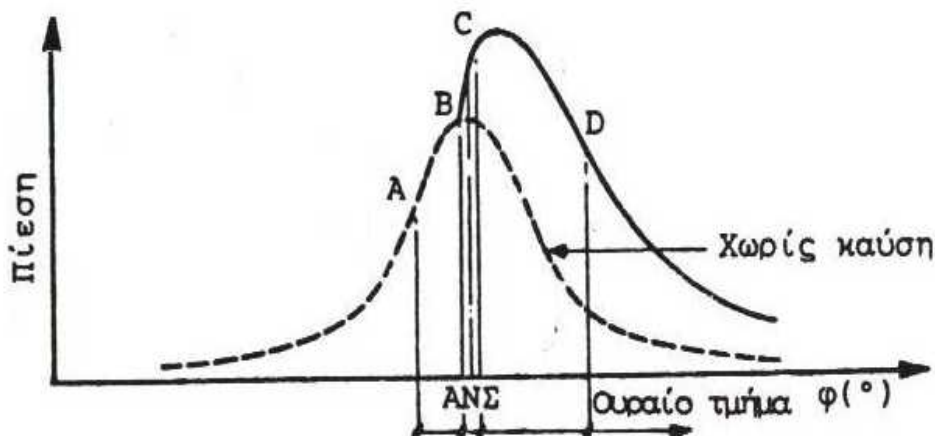
- Η δέσμη του καυσίμου είναι πιο συμπαγής κατά την αρχή της διαδρομής της (δηλ. πλησίον του ακροφυσίου) και στον πυρήνα της, λιγότερο δε προς το τέλος της πορείας της και κοντά στις παρυφές της. Η ταχύτητα προωθήσεως αφετέρου, μειούμενη γενικώς με την πάροδο του χρόνου, είναι μεγαλύτερη στον πυρήνα και μικρότερη στις παρυφές, οι οποίες καθυστερώντας συνεχώς περισσότερο, λόγω πεδήσεως τους από τον περιβάλλοντα αέρα, μετατρέπονται τελικώς σε ομίχλη σταγονιδίων περιβάλουσα την ακόμα συμπαγή (υγρή) δέσμη του πυρήνα, η οποία βεβαίως διασπάται και αυτή αργότερα σε σταγονίδια.
- Λεπτές δέσμες (προερχόμενες από μικρές οπές ακροφυσίου) είναι κατά κανόνα συμπαγέστερες, αλλά μικρότερης εμβέλειας των παχύτερων. Οι έντονες κινήσεις του αέρα μέσα στο θάλαμο καύσης παραμορφώνουν την δέσμη του καυσίμου, με αποτέλεσμα σοβαρή χαλάρωση και μείωση της εμβέλειας της. Παρά ταύτα, κατά κανόνα, βελτιώνουν την ποιότητα εγχύσεως.
- Η ταχύτητα προωθήσεως της δέσμης και η εμβέλεια της μειώνονται όσο αυξάνεται η πυκνότητα (άρα και η πίεση) του αέρα στον κύλινδρο, ενώ ταυτοχρόνως ευνοείται η διάσπαση αυτής.
- Σημαντική σημασία για την καύση έχει η διάμετρος (δ) των σταγονιδίων, στα οποία διασπάται η δέσμη του καυσίμου. Συνήθως η δ κυμαίνεται από 5 έως 50 μm με το μέγιστο μέρος αυτών να έχει $\delta = 10 - 20 \mu\text{m}$. Η (δ) μεταβάλλεται εν γένει ομοσήμως με τη διάμετρο των οπών του ακροφυσίου (d) και ετεροσήμως με την πίεση εγχύσεως (p_k) και την πίεση του κυλίνδρου (p_c). Το σχήμα των σταγονιδίων είναι στρογγυλό στις παρυφές της δέσμης και επιμήκες στον πυρήνα.

2.3 Ο Μηχανισμός της Καύσης Κινητήρα Diesel

Στον κινητήρα Diesel ο σχηματισμός του μείγματος, η ανάφλεξη και η περαιτέρω καύση δεν αποτελούν σαφώς ξεχωριστές λειτουργίες, αλλά οργανικώς αλληλένδετες και χρονικώς επικαλυπτόμενες. Γενικά κατά την καύση σε ένα κινητήρα Diesel διακρίνουμε τρία διαδοχικά στάδια αυτής:

1. **Η Καθυστέρηση Αναφλέξεως(AB).** Πρόκειται για το χρονικό διάστημα στο οποίο εγχύεται ένα μικρό μόνο μέρος της συνολικής εγχυόμενης ποσότητας καυσίμου, χωρίς να επισυμβαίνει (τουλάχιστον εξωτερικώς εμφανής) ανάφλεξη. Στο διάστημα αυτό γίνεται η προετοιμασία της ποσότητας αυτής, δηλαδή η ατμοποίηση και η ανάμειξη της με τον περιβάλλοντα αέρα.
2. **Η Ανεξέλεγκτη Καύση(BC).** Στο στάδιο αυτό έχουμε αιφνίδια ανάφλεξη και ταχύτατη καύση μεγάλου μέρους του μέχρι της στιγμής εκείνης εγχυθέντος και προετοιμασθέντος καυσίμου.

3. **Η Κανονική ή Ελεγχόμενη Καύση(CD).** Στο στάδιο αυτό ο ρυθμός της καύσης (και επακόλουθα της έκλυσης ενέργειας) εξαρτάται από το ρυθμό έγχυσης και ανάμιξης του καυσίμου με τον περιβάλλοντα στον κύλινδρο αέρα (**καύση διάχυσης**). Με τον τρόπο αυτό δηλαδή η καύση είναι δυνατό να ελέγχεται από εμάς (δια του ρυθμού έγχυσης).



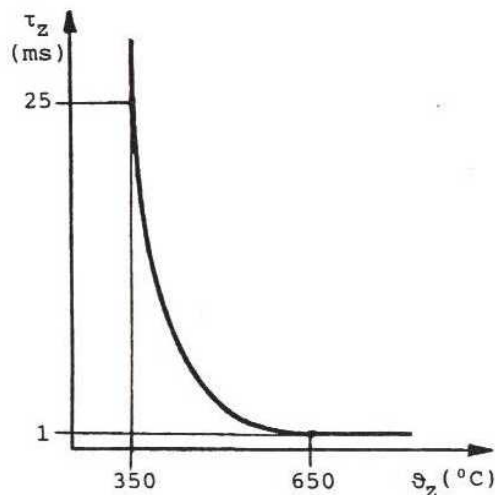
Σχήμα 2.2

Στάδια της καύσης σε δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα Diesel

Όπως βλέπουμε τα τρία αυτά στάδια διακρίνονται εν γένει σε ένα καλό δυναμοδεικτικό διάγραμμα του κυλίνδρου, με πιο ευχερή βέβαια τη διάκριση μεταξύ των πρώτων δύο σταδίων.

2.3.1 Η Καθυστέρηση Αναφλέξεως

Το στάδιο αυτό, έχοντας αποφασιστική σημασία για ολόκληρη την καύση στον κινητήρα, οφείλεται στο γεγονός ότι γενικώς κάθε καύσιμο για να αναφλεγεί έχει ανάγκη **φυσικής** και **χημικής** προετοιμασίας, η οποία απαιτεί ένα μικρό μεν αλλά πάντως πεπερασμένο **χρόνο καθυστέρησης** τ_z , ο οποίος πρέπει απαραίτητως να παρέλθει από της εγχύσεως του καυσίμου σε αέρα θερμοκρασίας θ_z (θερμοκρασία αυτανάφλεξης) μέχρι της αυτανάφλεξης του. Αυτή η θ_z είναι ετερόσημη συνάρτηση του τ_z , πράγμα που αναδεικνύει τον ιδιαίτερα σημαντικό ρόλο που παίζει η ισχυρή συμπίεση του αέρα στον κύλινδρο (μέσω υψηλού βαθμού συμπίεσης ή/και υπερπλήρωσης).



Σχήμα. 2.3

Εξάρτηση της χρόνου καθυστέρησης αναφλέξεως από τη θερμοκρασία του αέρα

Ειδικότερα στον κινητήρα ως χρόνο καθυστέρησης αναφλέξεως τ_z εννοούμε τη διάρκεια του σταδίου (AB), την οποία ορίζουμε ως το χρονικό διάστημα μεταξύ της εισόδου στον κύλινδρο των πρώτων σταγόνων του καυσίμου και της πρώτης εμφανίσεως χαρακτηριστικών φαινομένων καύσης, όπως αυτά διαπιστώνονται σαφώς δια της αυξήσεως του ρυθμού μεταβολής της πίεσης υπεράνω της κανονικής γραμμής συμπίεσης (βλ. σχήμα 2.2). Συνήθως η τιμή του τ_z κυμαίνεται μεταξύ 0,5 και 4 ms, κατά τη διάρκεια δε αυτού λαμβάνει χώρα στον θάλαμο καύσεως αφενός μεν ο σχηματισμός του μείγματος δια της λεπτής διασκορπίσεως του καυσίμου εντός της μάζας του αέρα στον κύλινδρο, αφετέρου δε μια "προεργασία" για την ανάφλεξη δηλαδή η Φυσική και Χημική προετοιμασία του καυσίμου.

Εκ τούτων η φυσική προετοιμασία συνίσταται στην μερική τουλάχιστον εξάτμιση των σταγονιδίων του καυσίμου λόγω μεταδόσεως θερμότητας σε αυτά από τον περιβάλλοντα θερμό αέρα. Η εξάτμιση αυτή είναι τόσο εντονότερη όσο είναι μικρότερο το μέγεθος των σταγονιδίων, όσο υψηλότερη η θερμοκρασία του αέρα και όσο μεγαλύτερη η ταχύτητα της δέσμης. Μάλιστα η σημασία της λεπτής διασκορπίσεως, δηλαδή η δημιουργία πολύ μικρών σταγονιδίων, αποτελεί απαραίτητη προϋπόθεση για την καλή προετοιμασία της αναφλέξεως, εξ ου και ο ιδιαίτερος ρόλος των μικρών οπών του ακροφυσίου εγχύσεως. Η εξάτμιση προχωρεί προοδευτικώς από την περιφέρεια προς το κέντρο των σταγονιδίων, είναι δε ευνόητο ότι αυτή, προαγόμενη περισσότερο στις παρυφές της δέσμης του εγχυομένου καυσίμου, εξαπλώνεται αργότερα και προς τον πυρήνα της.

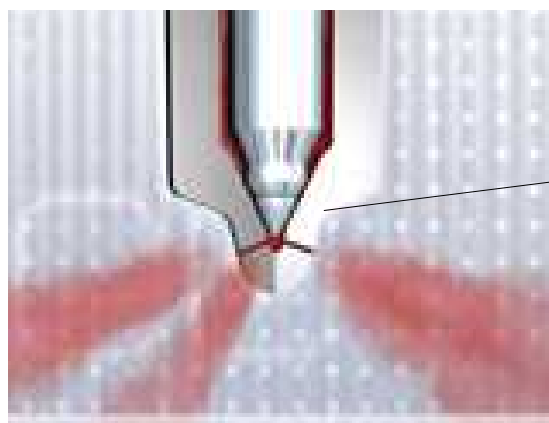
Ταυτοχρόνως λαμβάνει χώρα και η χημική προετοιμασία, η οποία συγκεντρώνεται στο εξατμισθέν τμήμα των σταγονιδίων και η οποία συνίσταται σε διάσπαση των βαρύτερων και κατά κανόνα αδρανέστερων υδρογονανθράκων προς ελαφρότερους και δραστικότερους, εις τους οποίους και εντοπίζονται οι πρώτες εστίες αναφλέξεως, δεδομένου μάλιστα ότι εκεί ακριβώς το καύσιμο έχει την υψηλότερη δυνατή θερμοκρασία και βρίσκει αυξημένη τοπικώς περίσσεια

αέρα . Κατά κανόνα εμφανίζονται περισσότερες τέτοιες εστίες αναφλέξεως εντός της "χαλαρωμένης" πλέον δέσμης του καυσίμου .

Βασικώς δεν αναφλέγεται το καύσιμο στην υγρή μορφή του , αλλά τα δραστικότερα προϊόντα εξατμίσεως του και στη συνέχεια χημικής διασπάσεως αυτού . Στην αυτανάφλεξη δηλαδή του καυσίμου οδηγεί μόνον ο συνδυασμός της φυσικής και χημικής προετοιμασίας του . Έτσι λοιπόν μπορούμε να φαντασθούμε , ότι κατά την καύση του κάθε σταγονίδιο καυσίμου παρουσιάζει κατά κανόνα τρεις ζώνες : μια εξωτερική φλόγινη , μία ενδιάμεση ατμώδη και μια εσωτερική υγρή .

Ο χρόνος καθυστέρησης αναφλέξεως t_z , ο οποίος πρέπει πάντοτε να είναι όσο το δυνατό βραχύτερος , επηρεάζεται από διάφορους παράγοντες συμφώνως προς τους παρακάτω αναφερόμενους , εμπειρικώς διαπιστωθέντες , κανόνες :

- Κάθε αίτιο αύξησεως της πίεσεως ή/και της θερμοκρασίας της γομώσεως του κυλίνδρου δρα ευνοϊκώς μειώνοντας το χρόνο καθυστέρησης αναφλέξεως t_z . Τέτοια αίτια αποτελούν , η αύξηση του βαθμού συμπίεσης , η υπερπλήρωση , η αύξηση της πίεσης του περιβάλλοντος ή/και της θερμοκρασίας αυτού (εξ ου και το χειμώνα η δυσκολία έναρξης λειτουργίας).
- Όμοια επίδραση έχει η αύξηση της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων , η οποία μπορεί να οφείλεται είτε σε αύξηση του φορτίου , είτε σε ηπιότερη ψύξη , είτε τέλος σε αύξηση του μεγέθους του κυλίνδρου . Για το σκοπό αυτό , μερικές φορές σε ορισμένες ιδιαίζουσες θέσεις των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης τηρούνται επίτηδες υψηλές θερμοκρασίες (εκεί συνήθως όπου προσπίπτει η δέσμη του καυσίμου).
- Η πληρέστερη και λεπτότερη διασκόρπιση , καθόσον δίνει καλύτερη διανομή εντός της μάζας του αέρα και μικρότερη διάμετρο των σταγονιδίων του καυσίμου , επιφέρει μείωση του t_z .



Εγχυτήρας
καυσίμου

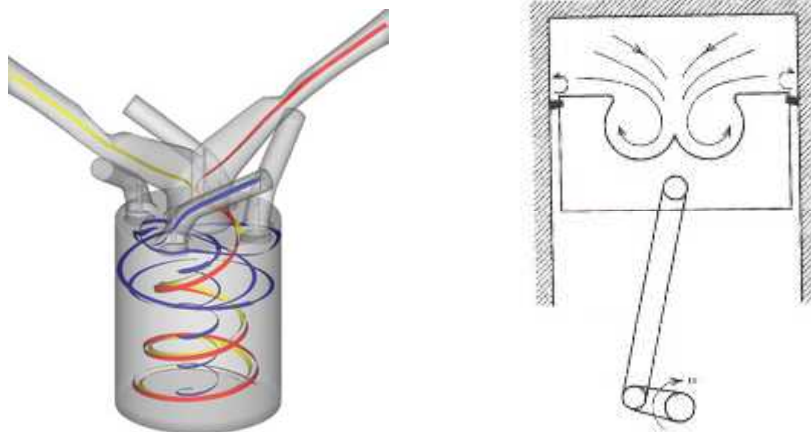
Σχήμα 2.4

Ψεκασμός καυσίμου υπό μορφή σπρέυ

Ο αριθμός των οπών του ακροφυσίου του εγχυτήρα καυσίμου κυμαινόταν παλιότερα από 2 – 5 , ενώ στη σημερινή εποχή λόγω της όλης εξέλιξης έχουμε φτάσει τον αριθμό 8 , παρέχοντας έτσι ισάριθμες δέσμες καυσίμου

δυνάμενες να φέρουν το καύσιμο σε κάθε θέση του θαλάμου καύσης και να το διανείμουν όσο το δυνατό πιο ομοιόμορφα εντός αυτού .

- Δεν έχει διαπιστωθεί ουσιώδης επίδραση της περισσειας του αέρα (δηλαδή του λ), ασφαλώς διότι για την πρώτη ανάφλεξη , τουλάχιστον ολίγων σταγονιδίων καυσίμου , υπάρχει πάντοτε αρκετός αέρας.
- Η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής προκαλεί σοβαρή μείωση του τ_z , εξασφαλιζόμενης έτσι της δυνατότητας λειτουργίας σε ένα σχετικώς ευρύ πεδίο μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής n , βεβαίως με ταυτόχρονη μικρή μεταβολή της προπορείας εγχύσεως . Η επίδραση αυτή του n , η οποία οφείλεται κυρίως στην επιτάχυνση των κινήσεων του αέρα στον κύλινδρο , δυστυχώς υπολείπεται αρκετά της (αντίστροφης) αναλογίας και ως εκ τούτου υπάρχει πάντοτε ένα άνω όριο ταχύτητας περιστροφής , πέραν του οποίου δεν είναι πλέον δυνατή η ομαλή λειτουργία του κινητήρα με ορισμένο καύσιμο .
- Σημαντική εν γένει επίδραση επί του τ_z έχει η ένταση των κινήσεων του αέρα στο θάλαμο καύσης κατά την έγχυση του καυσίμου , διότι δια τούτων επιτυγχάνεται ως γνωστό ο σχηματισμός του μείγματος και προάγεται η φυσική προετοιμασία του καυσίμου . Σε αυτό συνεισφέρει τόσο η αύξηση της ταχύτητας περιστροφής (εντός των επιτρεπομένων ορίων) όσο και οι τεχνολογίες **συστροφής (swirl)** και **σύνθλιψης (squish)** του αέρα .



Σχήμα 2.5

Συστροφή εισερχόμενου αέρα & Ακτινική σύνθλιψη του εντός της κοιλότητας του εμβόλου

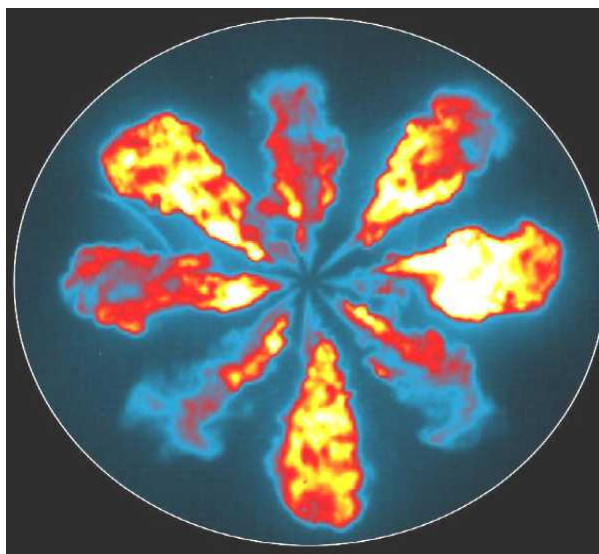
- Η προπορεία εγχύσεως επηρεάζει το τ_z διότι εξ αυτής εξαρτώνται οι επικρατούσες συνθήκες στο θάλαμο καύσης κατά την έναρξη της εγχύσεως . Έτσι σε κάθε κινητήρα , για κάθε ταχύτητα περιστροφής , υπάρχει μία βέλτιστη προπορεία εγχύσεως , η οποία δίνει το ελάχιστο τ_z .

Τέλος αξίζει να αναφέρουμε , ότι ιδιαίτερη επίδραση στο στάδιο της καθυστέρησης αναφλέξεως παίζει και το ίδιο το καύσιμο . Η ατμοποίηση και διάσπαση του σε δραστηκότερους υδρογονάνθρακες κατά τη φυσική και χημική του προετοιμασία αντίστοιχα αποτελεί , όπως είδαμε , μια πολύ σημαντική

ιδιότητα . Γενικά οι απαιτήσεις , τις οποίες θέτει ένας κινητήρας Diesel στο καύσιμο , εξαρτώνται από τις γενικότερες συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα , ιδιαίτερα δε από την ταχύτητα περιστροφής n (rpm) . Αυτό διότι μόνο αυτή καθορίζει τον διατιθέμενο για την όλη καύση χρόνο , μικρό σχετικώς μέρος του οποίου μπορεί να αποτελεί ο χρόνος τ_z της καθυστέρησης αναφλέξεως . Εκφράζοντας έτσι την ποιότητα αυτή αναφλέξεως του καυσίμου δια του **αριθμού κετανίου** (Cetane Number , CN)γίνεται αντιληπτό ότι οι ταχύστροφοι κινητήρες Diesel (συνήθως οχημάτων) απαιτούν πολύ πιο δραστικό καύσιμο υψηλού αριθμού κετανίου (ελαφρύ πετρέλαιο , CN > 45) , ούτως ώστε να εξασφαλιστεί ευχερέστερα η τέλεια καύση σε βραχύ χρονικό διάστημα . Τα αντίθετα συμβαίνουν στους μεγάλους , αργόστροφους κινητήρες Diesel (π.χ ναυτικοί) . Εκεί λόγω της χαμηλής ταχύτητας περιστροφής , ο διατιθέμενος για την καύση χρόνος είναι αρκετά μεγάλος δίνοντας έτσι τη δυνατότητα για χρήση βαρέως καυσίμου χαμηλότερου αριθμού κετανίου (βαρύ πετρέλαιο , CN > 30) , η τιμή αγοράς του οποίου είναι αρκετά πιο χαμηλή .

2.3.2 Η Ανεξέλεγκτη Καύση

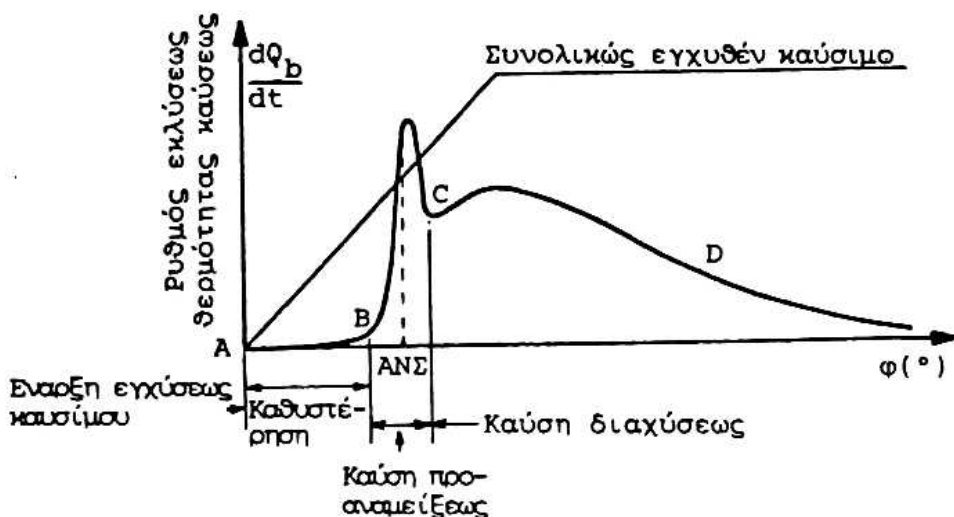
Το στάδιο της ανεξέλεγκτης ανάφλεξης (BC) αρχίζει με την ανάφλεξη , η οποία δεν εμφανίζεται πάντοτε σε μια ορισμένη θέση , αλλά γενικώς εκεί όπου έχουν δημιουργηθεί οι ευνοϊκότερες προς τούτο προϋποθέσεις (πληρέστερη φυσική και χημική προετοιμασία) , δηλαδή κατά τεκμήριο στην περιφέρεια σταγονιδίων που βρίσκονται στις παρυφές της δέσμης του καυσίμου. Πράγματι στον κινητήρα Diesel έχουμε εμφάνιση περισσότερων εστιών αναφλέξεως , ταυτοχρόνως ή και με κάποια πολύ μικρή φασική απόκλιση μεταξύ τους . Αυτές ενώνονται μεταξύ τους ταχέως , επεκτεινόμενες πρακτικώς σε όλη την μέχρι τη στιγμή εκείνη εγχυθείσα ποσότητα του καυσίμου .



Σχήμα 2.6

Η καύση σε κινητήρα Diesel
Ψεκασμός καυσίμου από ακροφύσιο 8 οπών

Αυτή η εγχυθείσα ποσότητα του καυσίμου, έχουσα ήδη προετοιμασθεί φυσικώς και χημικώς κατά τη διάρκεια του πρώτου σταδίου (AB) της καθυστέρησης αναφλέξεως, έχει ανάγκη για να αναφλεγεί, μικρής μόνο πρόσθετης παροχής θερμότητας, η οποία παρέχεται από τις πρώτες εστίες αναφλέξεως. Έτσι η αιφνίδια αυτή καύση του ήδη συσσωρευμένου καυσίμου επιφέρει μια απότομη αύξηση στην πίεση στον θάλαμο καύσης, η οποία συνοδεύεται φυσικά από ανάλογη αύξηση της θερμοκρασίας και έτσι περαιτέρω ενεργοποίηση των κινήσεων του αέρα στον θάλαμο καύσης.



Σχήμα 2.7

Ρυθμός έκλυσης θερμότητας συναρτήσσει της γωνίας στοφάλου

2.3.3 Η Ελεγχόμενη Καύση

Στο στάδιο αυτό (CD) το εγχυόμενο καύσιμο βρίσκεται ιδανικές συνθήκες στον θάλαμο καύσεως (υψηλές πιέσεις & θερμοκρασίες, έντονη κίνηση της γόμωσης του κυλίνδρου) οπότε και καίγεται πλέον με την ελάχιστη δυνατή καθυστέρηση αναφλέξεως, δηλαδή με τον δυνατό να ελεγχθεί από εμάς ρυθμό εγχύσεως του. Αυτό φυσικά ισχύει εφόσον οι συνθήκες εντός του θαλάμου καύσεως επιτρέπουν την ταχεία ανάμειξη με τον αέρα, ώστε για κάθε ποσότητα καυσίμου να διατίθεται εγκαίρως η απαιτούμενη ποσότητα αέρα. Όπως φάνηκε και στο σχήμα 2.2 η καύση συνεχίζεται μέχρι και το τέλος της φάσης της αποτονώσεως, στο λεγόμενο ουραίο τμήμα της όλης διάρκειας της καύσης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

ΣΥΝΟΠΤΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΜΗΧΑΝΙΣΜΟΥ ΣΧΗΜΑΤΙΣΜΟΥ ΡΥΠΩΝ

3.1 Γενικά

Η γενική, χημική εξίσωση της καύσης, όπως τη περιγράψαμε στο προηγούμενο κεφάλαιο, αποτελεί την εξίσωση της στοιχειομετρικής καύσης, όπου δηλαδή τα προϊόντα της αντίδρασης δεν μπορούν να οξειδωθούν άλλο. Κατά την περάτωση της καύσης αυτής έχουμε έκλυση όλου του ποσού θερμότητας, που προέρχεται από την χημική ενέργεια των στοιχείων του καυσίμου. Ωστόσο η τιθέμενη στην διάθεση μας (προς παραγωγή μηχανικού έργου) ποσότητα θερμικής ενέργειας δεν είναι ίση ακριβώς με την παραπάνω, όχι μόνο λόγω των διαφόρων θερμικών απωλειών αλλά διότι λαμβάνει χώρα το φαινόμενο της **χημικής διάστασης** των προϊόντων της καύσης. Κατά το φαινόμενο αυτό τα διάφορα χημικά στοιχεία και ενώσεις της αντίδρασης καύσης συμμετέχουν σε ένα σύνολο επιμέρους αντιδράσεων, οι οποίες για την περάτωση τους απορροφούν ενέργεια (**ενδόθερμες αντιδράσεις**). Έτσι πέρα λοιπόν από την ύπαρξη του CO_2 και H_2O (ως κατεξοχήν προϊόντα τέλει καύσεως) στα καυσαέρια, έχουμε και την ύπαρξη (σε υπολογίσιμες ποσότητες) των ακόλουθων 8 συστατικών



καθώς και άλλων όπως αλδεΐδες, κετόνες, O_3 (όζον) κτλ.

Το φαινόμενο της χημικής διάστασης εξαρτάται έντονα από τη θερμοκρασία για τιμές άνω των 2.000 K, με το όριο αυτό να μετατοπίζεται προς υψηλότερες τιμές θερμοκρασιών καθώς το μείγμα γίνεται πλουσιότερο, δηλαδή μειωμένου του λ . Για τιμές δηλαδή θερμοκρασίας μικρότερες των 2.000 K η χημική διάσταση είναι αμελητέα (συνθήκες στο τέλος της αποτονώσεως και στην εξαγωγή των καυσερίων), ενώ για πολύ μικρές τιμές του λ ($< 0,33$) έχουμε και εμφάνιση και άλλων συστατικών (πέραν των προαναφερθέντων) όπως υδροκυάνιο (HCN), αιθίνιο (C_2H_2) και στερεό άνθρακα C (αιθάλη). Βέβαια η τιμή 0,33 για το λ μπορεί να είναι πέρα από τα όρια αναφλεξιμότητας για τον κινητήρα Diesel, ωστόσο λόγω του εντόνως ετερογενούς χαρακτήρα του μίγματος στον κύλινδρο, υφίστανται αρκετές τέτοιες τοπικές περιοχές (ζώνες), όπου έχουμε σχηματισμό αιθάλης (εξ ου και η παρουσία της στα καυσαέρια).

Βέβαια πέρα από την παραπάνω απώλεια ενέργειας, ένας άλλος λόγος που η παραγωγή αυτών των συστατικών μας απασχολεί είναι, γιατί πολλά από αυτά είναι αρκετά τοξικά και επιβλαβή. Ανάμεσα σε αυτά ιδιαίτερο ρόλο έχουν, όπως έχει αναφερθεί, τα NO_x (κυρίως NO και NO_2), η αιθάλη C (στερεός άνθρακας) και το CO , ενώ ιδιαίτερη αναφορά γίνεται τον τελευταίο καιρό και για τα SO_x (οξείδια του θείου), προερχόμενα από το περιεχόμενο ποσοστό θείου (S) στα καύσιμα (κυρίως στα βαρέα, π.χ. ναυτιλίας). Στις επόμενες παραγράφους θα περιγράψουμε τον τρόπο παραγωγής αυτών των ρύπων και θα εξηγήσουμε την επίδραση που έχουν στο πρόβλημα της ατμοσφαιρικής ρύπανσης.

3.2 Τα Οξείδια του αζώτου NO_x

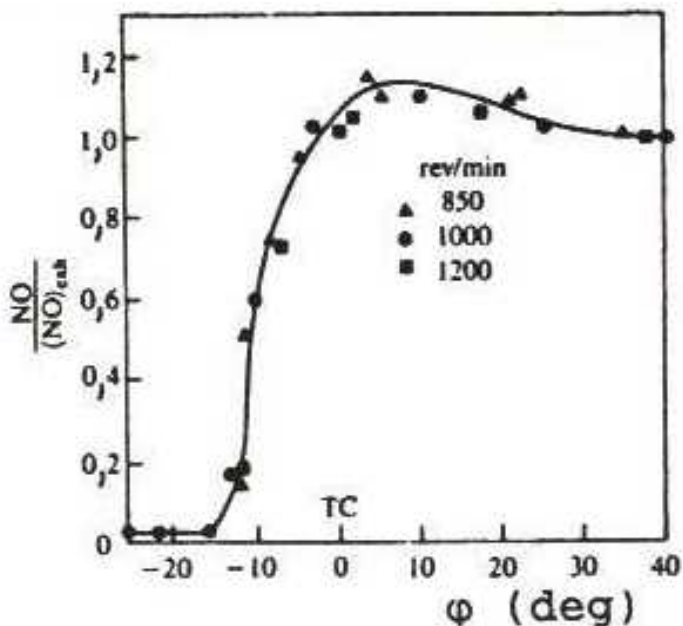
3.2.1 Συνθήκες Σχηματισμού

Όπως αναφέραμε στο πρώτο κεφάλαιο, η ποσότητα των NO_x στα καυσαέρια των κινητήρων Diesel είναι συγκρίσιμη με αυτή των κινητήρων Otto περιλαμβάνοντας το NO (μονοξείδιο του αζώτου) και το NO₂ (διοξείδιο του αζώτου), ενδεχόμενα δε και άλλα οξείδια όπως π.χ N₂O₅ (πεντοξείδιο του αζώτου). Στα μεσαία και μεγάλα φορτία των κινητήρων Diesel το ποσοστό του NO είναι αρκετά μεγάλο (98 – 99 %), ενώ στα μικρά φορτία το ποσοστό του μειώνεται αρκετά υπέρ του NO₂, όπου το τελευταίο κυμαίνεται μεταξύ του 10 – 25 %. Κύρια πηγή σχηματισμού των NO_x είναι η οξείδωση του N₂ (άζωτο) που περιέχεται στον ατμοσφαιρικό για την καύση αέρα λόγω της υψηλής θερμοκρασίας που επικρατεί στην περιοχή της αντιδράσεως, ενώ ως μία δεύτερη πηγή θεωρείται η οξείδωση του N₂ που περιέχεται ενδεχομένως στο καύσιμο (σε αμελητέα βέβαια ποσοστά).

Ο σχηματισμός του NO στην περίπτωση του κινητήρα Diesel λαμβάνει χώρα κάτω από συνθήκες ριζικά διαφορετικές αυτών που επικρατούν στο κινητήρα Otto. Στους κινητήρες Diesel το καύσιμο εγχύεται, όπως ξέρουμε, σε υγρή μορφή και ατμοποιούμενο αναμιγνύεται με τον συμπιεσμένο στον κύλινδρο αέρα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η στρωμάτωση κατανομής του αέρα και συγκέντρωσης του καυσίμου εντός του θαλάμου καύσης να είναι αρκετά μεγάλη, έτσι ώστε ο σχηματισμός του NO να συμβαίνει μόνο σε εκείνες τις περιοχές όπου οι επικρατούσες συνθήκες το επιτρέπουν. Το μεγαλύτερο ποσοστό του NO σχηματίζεται κυρίως κατά το 2^ο στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης, οπότε η φλόγα είναι **τύπου προαναμίξεως**, με τιμές του λόγου ισοδυναμίας αέρα (λ) κοντά στην (στοιχειομετρική) τιμή 1, ενώ η θερμοκρασία είναι αρκετά υψηλή. Καταλαβαίνουμε δηλαδή ότι δύο είναι οι κύριοι παράγοντες σχηματισμού του NO :

- Η υψηλή θερμοκρασία
- Η διαθεσιμότητα O₂

Λόγω της συνεχούς εξαπλώσεως της δέσμης του καυσίμου, οι ζώνες της αντιδράσεως έρχονται σε επαφή με τον ψυχρό αέρα που τις περιβάλλει, κατά τη διάρκεια του τρίτου σταδίου της καύσης (ελεγχόμενη καύση), με αποτέλεσμα την πτώση της θερμοκρασίας. Η πτώση αυτή προκαλεί "πάγωμα" των αντιδράσεων διασπάσεως του NO με επακόλουθο πάγωμα και στην τιμή της συγκέντρωσης του. Στο γράφημα που ακολουθεί φαίνεται όλη η εξελικτική πορεία σχηματισμού του NO (σαν ποσοστό προς την αντίστοιχη τιμή της εξαγωγής) συναρτήσει της γωνίας στροφάλου κινητήρα Diesel.



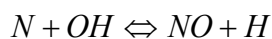
Σχήμα 3.1

Διάγραμμα εξελικτικής πορείας σχηματισμού του NO

Παρατηρούμε ότι ο ρυθμός σχηματισμού του NO είναι αρκετά μεγάλος στο στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης (περί το ANΣ), ενώ η τιμή του παίρνει αρνητικές τιμές κατά τη φάση της αποτόνωσης (30° μετά το ANΣ).

3.2.2 Ο Μηχανισμός Σχηματισμού του NO

Κατόπιν εντατικής έρευνας έχει προκύψει ότι ο σχηματισμός του NO μπορεί να περιγραφεί από το ακόλουθο σχήμα των τριών αντιδράσεων (για μείγμα καυσίμου αέρα όχι πολύ μακριά από την στοιχειομετρική τιμή):



Το σύστημα των τριών αυτών αμφίδρομων, χημικών αντιδράσεων είναι πιο γνωστό ως εκτεταμένος μηχανισμός **Zeldovich**. Λέγοντας αμφίδρομη εννοούμε ότι καθεμία από αυτές τις αντιδράσεις μπορεί να πραγματοποιείται και προς τις δύο κατευθύνσεις (όπως δείχνουν τα βέλη). Έτσι αν συμβολίσουμε με K_f τη σταθερά ταχύτητας της προς τα δεξιά αντίδρασης και με K_b αυτήν της προς αριστερά αντίδρασης, τότε η σταθερά χημικής ισορροπίας καθεμίας εκ των αντιδράσεων θα είναι:

$$K_c = \frac{K_f}{K_b} \quad (3.1)$$

Η σταθερά ταχύτητας αντιδράσεως (K_f ή K_b) συνήθως δίδεται από την παρακάτω σχέση (μορφή Arrhenius) :

$$k_f = Cp^n T^\zeta \exp(-E_{act} / R_m T) \quad (3.2)$$

όπου ,

C : σταθερά με αρκετά μεγάλη τιμή (π.χ. $\approx 10^{10}$) ,

n : εκθέτης με τιμές μεταξύ 1 και 2 ,

ζ : ακέραιος αριθμός ,

E_{act} : ενέργεια ενεργοποίησης με τιμές στην περιοχή των 150.000 KJ/Kmol ,
οπότε ο εκθετικός όρος της σχέσεως δίδει ισχυρή εξάρτηση από τη θερμοκρασία .

Από τις τρεις παραπάνω εξισώσεις (4) προκύπτει ότι ο ρυθμός μεταβολής της συγκέντρωσης των NO και N είναι ίσος αντίστοιχα προς :

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_{1f}[O][N_2] + k_{2f}[N][O_2] + k_{3f}[N][OH] - k_{1b}[NO][N] - k_{2b}[NO][O] - k_{3b}[NO][H] \quad (3.3)$$

$$\frac{d[N]}{dt} = k_{1f}[O][N_2] - k_{2f}[N][O_2] - k_{3f}[N][OH] - k_{1b}[NO][N] + k_{2b}[NO][O] + k_{3b}[NO][H] \quad (3.4)$$

όπου οι όροι στην αγκύλη δηλώνουν συγκέντρωση σε $mole/cm^3$.

Επειδή όμως το μοριακό κλάσμα του N είναι της τάξης του $\approx 10^{-8}$, ενώ των άλλων συστατικών $\approx 10^{-2}$ - $\approx 10^{-1}$ (δηλαδή πάρα πολύ μικρό) , μπορεί να εφαρμοσθεί η λεγόμενη προσέγγιση σταθερής καταστάσεως (steady - state approximation) και ο όρος $\frac{d[N]}{dt}$ να παραληφθεί (ίσος με το 0). Έτσι αν η εξίσωση (3.4) λυθεί ως προς [N] και η τιμή αυτή αντικατασταθεί στην (3.3) προκύπτει , ότι ο ρυθμός σχηματισμού του NO θα είναι :

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_{1f}[O][N_2] \cdot \frac{\left\{1 - \frac{[NO]^2}{k_{c1}k_{c2}[O_2][N_2]}\right\}}{\left\{1 + \frac{k_{1b}[NO]}{k_{2f}[O_2] + k_{3f}[OH]}\right\}} \quad (3.5)$$

Όσον αφορά τη συγκέντρωση των συστατικών [O],[N₂], [O₂],[OH] και [H] που συμμετέχουν στις χημικές αντιδράσεις σχηματισμού , μπορεί να γίνει η υπόθεση ότι είναι ίσες με τις αντίστοιχες της χημικής ισορροπίας στην συγκεκριμένη πίεση και θερμοκρασία . Μπορεί έτσι να θεωρήσουμε τους εξής ρυθμούς μεταβολής της συγκέντρωσης των αντιδρώντων ή προϊόντων των ανωτέρω τριών αντιδράσεων :

$$R_1 = k_{1f}[O]_e[N_2]_e = k_{1b}[NO]_e[N]_e$$

$$R_2 = k_{2f}[N]_e[O_2]_e = k_{2b}[NO]_e[O]_e \quad (3.6)$$

$$R_3 = k_{3f}[N]_e[OH]_e = k_{3b}[NO]_e[H]_e$$

όπου ο δείκτης e δηλώνει χημική ισορροπία. Τιμές των R_1 , R_2 και $(R_1 + R_2)/R_3$ δίνονται στον παρακάτω πίνακα.

Λόγος Ισοδυναμίας Καυσίμου (Φ)	R_1 ($gmol/cm^3sec$)	$\frac{R_1}{R_2}$	$\frac{R_1}{R_2 + R_3}$
0,8	$5,8 \cdot 10^{-5}$	1,2	0,33
1,0	$2,8 \cdot 10^{-5}$	2,5	0,26
1,2	$7,6 \cdot 10^{-6}$	9,1	0,14

Πίνακας 3.2

Τυπικές τιμές των R_1 , R_1/R_2 και $R_1/(R_2+R_3)$

Αντικαθιστώντας λοιπόν τις συγκεντρώσεις ισορροπίας των $[O_2]$, $[N_2]$, $[OH]$, $[O]$ και $[H]$ στην (3.5) μέσω της (3.6), προκύπτει η επόμενη ακόλουθη διαφορική εξίσωση για τη στιγμιαία συγκέντρωση του NO στα καυσαέρια.

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1 \left\{ 1 - \frac{[NO]^2}{[NO_2]_e^2} \right\}}{1 + \left\{ \frac{[NO]}{[NO]_e} \cdot \left(\frac{R_1}{R_2 + R_3} \right) \right\}} \quad (3.7)$$

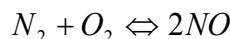
Με βάση τα όσα αναφέραμε για την σταθερά ταχύτητας αντιδράσεως, είναι εμφανής η **εξάρτηση** του ρυθμού παραγωγής από τη θερμοκρασία λόγω της εκθετικής συνάρτησης που χρησιμοποιείται στον προσδιορισμό της σταθεράς ταχύτητας των αντιδράσεων (βλ. σχέση 3.2), καθώς επίσης και η εξάρτηση από το διαθέσιμο O_2 .

Οι συγκεντρώσεις ισορροπίας, που απαιτούνται για την ολοκλήρωση της τελευταίας διαφορικής εξίσωσης, υπολογίζονται από ανάλογα συστήματα χημικών αντιδράσεων, τα οποία περιλαμβάνουν όλα τα προϊόντα της καύσης, όπως τα αναφέραμε στο εισαγωγικό μέρος αυτού του κεφαλαίου. Η μελέτη του τελευταίου καθώς και του παρόντος συστήματος χημικών αντιδράσεων βασίζεται στην γνώση των ταχυτήτων των αντιδράσεων έχοντας ως βάση όλες τις αρχές της κινητικής των χημικών αντιδράσεων. Επακόλουθα λοιπόν προκύπτει ότι και ο σχηματισμός του NO είναι και αυτή μια διαδικασία που ελέγχεται από την χημική κινητική των αντιδράσεων.

Για τη διεργασία σχηματισμού του NO μπορούμε να ορίσουμε ένα χαρακτηριστικό χρόνο ως ακολούθως:

$$\tau_{NO}^{-1} = \frac{1}{[NO]_e} \cdot \frac{d[NO]}{dt} \quad (3.8)$$

όπου για την εκτίμηση της συγκέντρωσης ισορροπίας θεωρούμε την εξής αντίδραση :



με σταθερά χημικής ισορροπίας που δίνεται από τη σχέση :

$$k_{NO} = 20,3 \exp(-21.650/T) \quad (3.9)$$

Έτσι ο χαρακτηριστικός χρόνος στη σχέση (3.8) γίνεται :

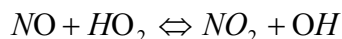
$$\tau_{NO}^{-1} = \frac{8 \times 10^{-16} T \cdot \exp(58.300/T)}{p^{0,5}} \quad (3.10)$$

Για τις τυπικές συνθήκες λειτουργίας των εμβολοφόρων κινητήρων παρατηρείται ότι ο χαρακτηριστικός χρόνος τ_{NO} είναι της αυτής τάξεως μεγέθους και μεγαλύτερος από το χρόνο μεταβολής (στον κύλινδρο) των συνθηκών λειτουργίας, με αποτέλεσμα ο ρυθμός σχηματισμού του να ελέγχεται από την κινητική των αντιδράσεων. Όμως σε περιπτώσεις όπου οι συνθήκες στην περιοχή της αντιδράσεως είναι κοντά στη στοιχειομετρία και η πίεση και η θερμοκρασία είναι αρκετά υψηλές, είναι δυνατό να έχουμε χημική ισορροπία. Στις περιπτώσεις αυτές ο χαρακτηριστικός χρόνος είναι της τάξεως του 1 ms, πλησιάζει δηλαδή τον χαρακτηριστικό χρόνο (διάρκεια) της καύσης.

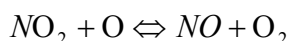
3.2.3 Ο Μηχανισμός Σχηματισμού του NO₂

Όπως αναφέραμε σε προηγούμενη παράγραφο, η συγκέντρωση του NO₂ στα καυσαέρια είναι σχεδόν αμελητέα με εξαίρεση βέβαια, όταν ο κινητήρας Diesel δουλεύει στα χαμηλά φορτία. Στην περίπτωση αυτή τα ποσοστά του NO₂ αυξάνονται δραματικά παίρνοντας τιμές από 10 – 25 % των όλων εκπεμπόμενων οξειδίων του αζώτου.

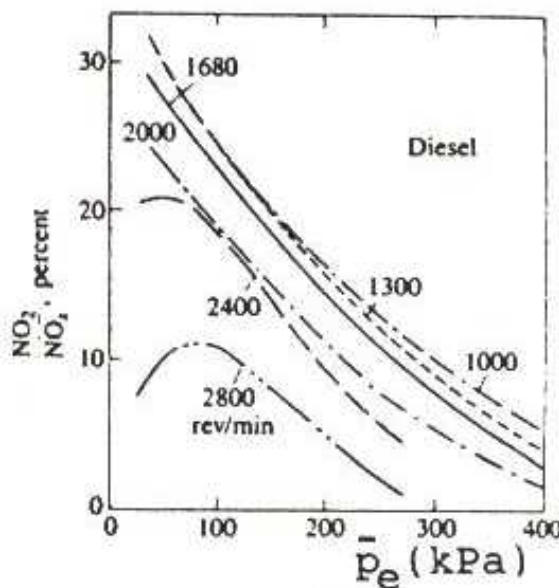
Η παρουσία του NO₂ στα προϊόντα της καύσης στηρίζεται στην ταχύτατη οξείδωση του NO στην περιοχή της αντίδρασης σύμφωνα με την ακόλουθη χημική εξίσωση.



Το NO₂ στη συνέχεια μπορεί να μετατραπεί πάλι σε NO σύμφωνα με την παρακάτω αντίδραση.



Η αντίδραση αυτή προωθείται προς τα δεξιά εκτός και αν το NO_2 αναμειχθεί με ρευστό χαμηλότερης θερμοκρασίας. Το φαινόμενο αυτό συμβαίνει στα χαμηλά φορτία των κινητήρων Diesel, όπου λόγω της έντονα ανομοιόμορφης κατανομής του καυσίμου παρατηρούνται ψυχρές περιοχές. Στις περιοχές αυτές η παρουσία του NO_2 είναι αρκετά έντονη, εξ ου και τα υψηλά ποσοστά NO_2/NO . Στο ακόλουθο σχήμα φαίνεται το ποσοστό εκπομπής του NO_2 σε σχέση με την συνολική εκπομπή NO_x από όπου φαίνεται η ισχυρή εξάρτηση του ποσοστού αυτού με την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο (μέση πραγματική πίεση \bar{p}_e).



Σχήμα. 3.3
Εκπομπή NO και NO_2 από κινητήρα Diesel

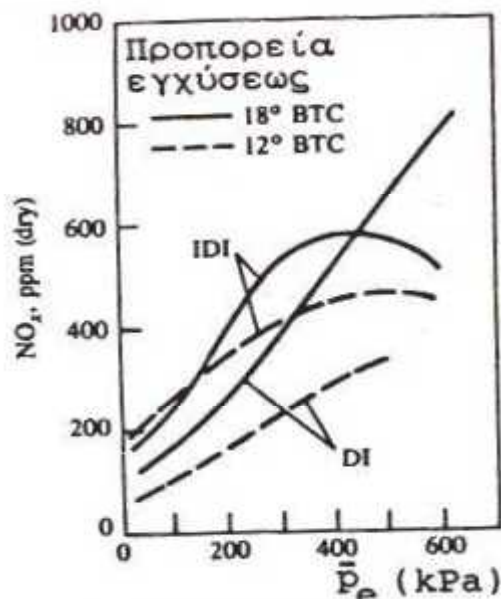
3.2.4 Επίδραση των Παραμέτρων Λειτουργίας στις Εκπομπές NO

Η παραγωγή του NO στα καυσαέρια έχει να κάνει, όπως είδαμε, με την τιμή της θερμοκρασίας και την επάρκεια O_2 στις διάφορες περιοχές του θαλάμου καύσης. Γενικά όσο καλύτερη είναι η καύση (επάρκεια O_2 , ανάπτυξη υψηλών θερμοκρασιών) τόσο καλύτερη θα είναι η απόδοση του κινητήρα αλλά και τόσο μεγαλύτερη η εκπομπή του NO . Στις αμέσως επόμενες παραγράφους θα εξετάσουμε την επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα στην παραγωγή του NO .

1) Η επίδραση του φορτίου

Η ρύθμιση του φορτίου στον κινητήρα Diesel είναι ως γνωστό ποιοτική, ρυθμίζοντας δηλαδή την παροχή του καυσίμου. Όσο η απαίτηση ισχύος αυξάνεται τόσο αυξάνεται η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου, οπότε αντίστοιχα και η τιμή της θερμοκρασίας στη ζώνη αντιδράσεως. Το γεγονός αυτό σε συνδυασμό με την ύπαρξη αρκετών περιοχών εντός του θαλάμου

καύσης με συγκέντρωση αέρα – καυσίμου γύρω από τη στοιχειομετρική τιμή, έχει ως αποτέλεσμα αύξηση της συγκέντρωσης του NO στα καυσαέρια.

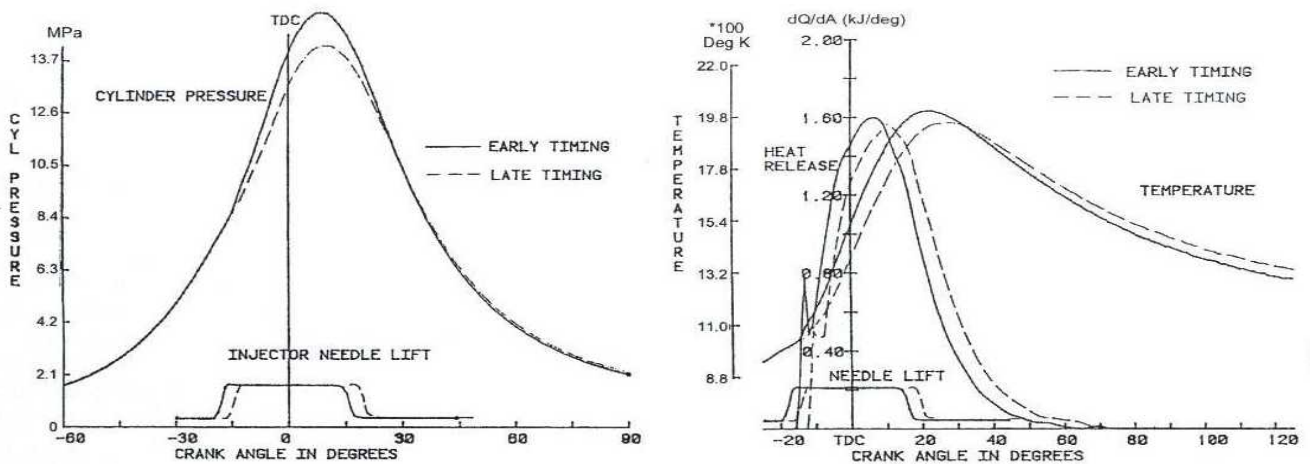


Σχήμα 3.4
Διάγραμμα μεταβολής των NO_x με το φορτίο

Στο σχήμα 3.4 βλέπουμε αυτή την εξάρτηση της εκπομπής NO με το φορτίο (μέση πραγματική πίεση \bar{P}_e) για κινητήρα Diesel άμεσης (DI) και έμμεσης έγχυσης (IDI). Παρατηρούμε ότι η αύξηση του φορτίου προκαλεί αύξηση της συγκέντρωσης του NO και στα δύο είδη κινητήρων Diesel, με κάποια βέβαια διαφοροποίηση στον έμμεσης έγχυσης. Σε αυτόν η μέγιστη εκπομπή NO εμφανίζεται αρκετά πριν το μέγιστο φορτίο, ακολουθούμενη από μία μείωση της τιμής της όσο προσεγγίζουμε το μέγιστο φορτίο. Αυτό οφείλεται στο γεγονός, ότι η σύσταση στον προθάλαμο (θύλακα) των κινητήρων αυτών καθίσταται ιδιαίτερα πλούσια, με αποτέλεσμα την έλλειψη του O_2 και επιβράδυνση των αντιδράσεων σχηματισμού του NO.

2) Η επίδραση της προπορείας εγχύσεως

Η χρονική στιγμή (προπορεία) στην οποία εγχύεται το καύσιμο στον θάλαμο καύσης έχει ιδιαίτερη σημασία στην παραγωγή του NO. Ως γνωστό όσο νωρίτερα ψεκάζεται το καύσιμο, τόσο μεγαλύτερο το χρονικό διάστημα για την ατμοποίηση και την ανάμιξη του με τον εγκλωβισθέντα αέρα. Αυτό πέρα από τα ευεργετικά αποτελέσματα σε ότι αφορά την παραγόμενη ισχύ, έχει αρνητικά αποτελέσματα στην παραγωγή του NO. Όπως φαίνεται στο παραπάνω γράφημα, έχουμε αύξηση του παραγόμενου NO με την αύξηση της προπορείας εγχύσεως, λόγω της σημαντικής αύξησης της πίεσης και της θερμοκρασίας.



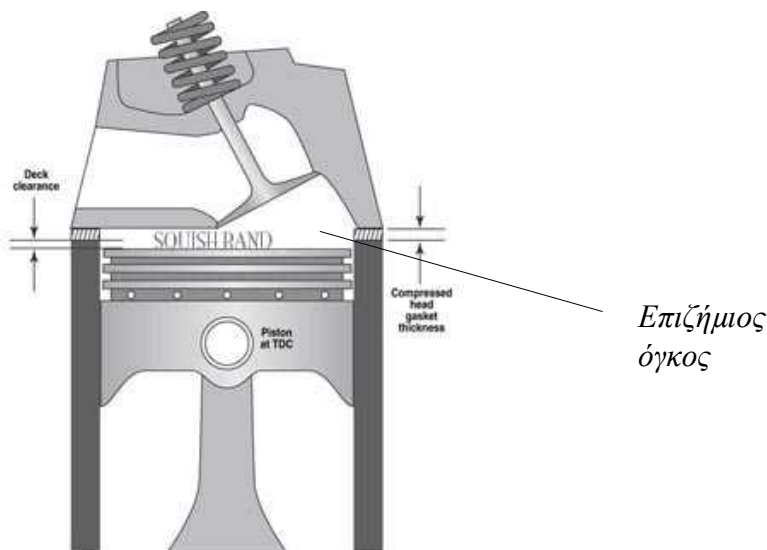
Σχήμα 3.5

Διάγραμμα πίεσης & θερμοκρασίας συναρτήσει της προπορείας

Βλέπουμε ότι όσο πιο νωρίς γίνεται η έγχυση τόσο οι αναπτυσσόμενες θερμοκρασίες (Peak Temperature) είναι μεγαλύτερες, μετατοπίζοντας το ρυθμό έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate) αριστερότερα προ του ΑΝΣ και συμβάλλοντας έτσι στην αυξημένη παραγωγή των NO_x.

3) Η επίδραση του παραμένουτος καυσαερίου

Όπως είναι γνωστό, κατά την φάση της εξώθησης των καυσαερίων δεν εξωθείται προς την εξαγωγή όλη η ποσότητα του παραγόμενου καυσαερίου. Ένα μικρό ποσοστό εγκλωβίζεται (residual gas) μέσα στο θάλαμο καύσης, αντιστοιχώντας στον επιζήμιο όγκο του κυλίνδρου, που δεν σαρώνεται από το έμβολο.

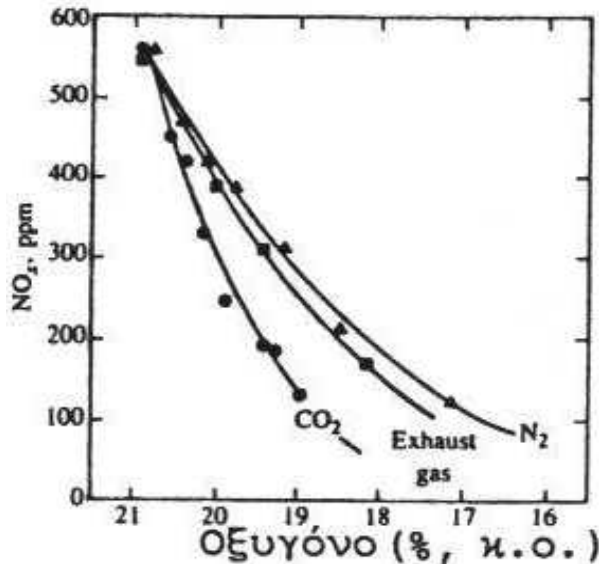


Σχήμα 3.6

Θάλαμος καύσης με το έμβολο στο ΑΝΣ

Το καυσαέριο αποτελούμενο από όλα τα γνωστά συστατικά (H₂O, CO₂ κτλ) παρουσιάζει αυξημένη ειδική θερμοχωρητικότητα πράγμα που συνεπάγεται μείωση

της πίεσεως και της θερμοκρασίας εντός της ζώνης αντιδράσεως στην διάρκεια του κύκλου. Η μείωση αυτή της θερμοκρασίας σε συνδυασμό με το μικρότερο πλέον ποσοστό διαθέσιμου O_2 έχει σαν αποτέλεσμα τη μείωση του παραγόμενου NO , αναδεικνύοντας έτσι την ισχυρότατη επίδραση του παραμένου καυσαερίου.

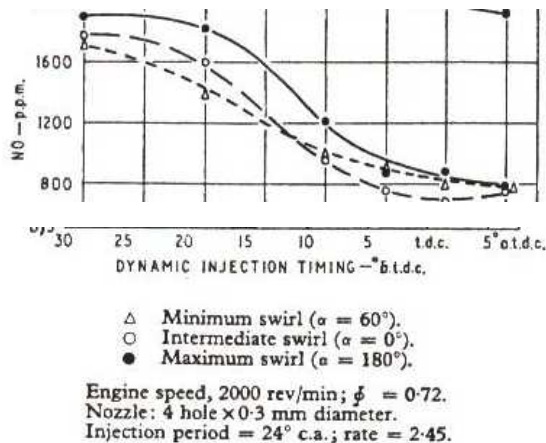


Σχ. 3.7

Διάγραμμα μεταβολής της συγκέντρωσης των NO_x συναρτήσει της μείωσης του O_2 (λόγω αύξησης του παραμένου καυσαερίου)

Η μείωση αυτή του παραγόμενου NO με την αύξηση της ποσότητας του παραμένου καυσαερίου αποτελεί ουσιαστικά την ιδέα της τεχνολογίας της ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR), μία τεχνική μείωσης των NO_x που θα αναλυθεί στο επόμενο κεφάλαιο.

4) Η επίδραση της κίνησης του αέρα



Σχ. 3.8

Διάγραμμα μεταβολής της συγκέντρωσης των NO_x συναρτήσει της προπορείας εγχύσεως για διάφορους βαθμούς συστροφής

Από το σχήμα 3.8 φαίνεται ότι αύξηση της συστροφής αυξάνει τις εκπομπές NO. Αυτό οφείλεται στο γεγονός, ότι υψηλότερη συστροφή σημαίνει καλύτερη ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα, άρα και επάρκεια O₂. Η επάρκεια αυτή, όπως έχουμε δει, αποτελεί κύριο παράγοντα που συμβάλλει στο σχηματισμό του NO.

3.3 Το Μονοξείδιο του Άνθρακα CO

Το μονοξείδιο του άνθρακα αποτελεί κατεξοχήν προϊόν ατελούς κάυσης. Ως γνωστό ο σχηματισμός του λαμβάνει χώρα, όταν το διαθέσιμο οξυγόνο δεν επαρκεί για την πλήρη στοιχειομετρική καύση του καυσίμου καθιστώντας το λόγο ισοδυναμίας αέρα (λ) ως βασικότερη παράμετρο επηρεασμού της εκπομπής του. Πράγματι η εμφάνιση του CO στα καυσαέρια είναι αρκετά έντονη κατά την καύση πλουσίων μειγμάτων. Εξαιτίας του γεγονότος αυτού η εκπομπή CO από τους κινητήρες Diesel περιορίζεται σε πολύ μικρά ποσοστά, δεδομένου ότι αυτοί λειτουργούν με μεγάλη περίσσεια αέρα ($1,2 < \lambda < 1,8$) ακόμα και στο πλήρες φορτίο τους. Αυτό έχει ως άμεση συνέπεια ο συγκεκριμένος ρύπος να μην αποτελεί σημαντικό πρόβλημα για τον κινητήρα Diesel και για το λόγο αυτό δεν θα αναλυθεί περαιτέρω.

3.4 Οι Άκαυστοι Υδρογονάνθρακες HC

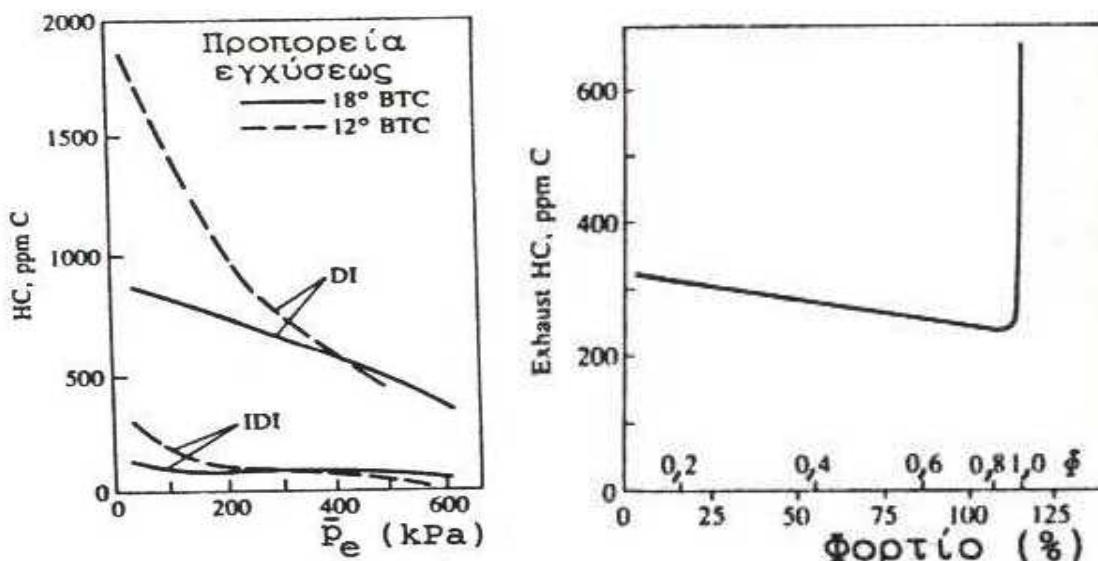
3.4.1 Γενικά

Ο κύριος λόγος εμφάνισης άκαυστων υδρογονανθράκων στα καυσαέρια των εμβολοφόρων κινητήρων είναι η ίδια με αυτή του CO, δηλαδή η πραγματοποίηση ατελούς καύσης μέσα στον θάλαμο καύσης. Έτσι στους κινητήρες Diesel, δύο είναι οι αιτίες εμφάνισης ατελούς καύσης:

- είτε γιατί το μείγμα κατά την καύση ήταν πάρα πολύ φτωχό για την αυτάναφλεξη και συντήρηση της (υπεραναμειξιμότητα).
- είτε γιατί το μείγμα ήταν πάρα πολύ πλούσιο με αποτέλεσμα την ανικανότητα τέλειας καύσεως του και τη διαφυγή άκαυστου μείγματος αέρα – καυσίμου από το θάλαμο καύσης (υποαναμειξιμότητα).

Στις περισσότερες όμως περιπτώσεις η διαφεύγουσα αυτή ποσότητα άκαυστου μίγματος αναλώνεται μέσω αργών αντιδράσεων οξειδωσης στη φάση της αποτόνωσης δια ανάμειξης του με επιπλέον αέρα. Αυτό έχει σαν συνέπεια ως κύρια αιτία εκπομπής HC να θεωρείται 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 αναφλέξεως, ενώ αυτό το οποίο εγχύεται μετά από αυτή (στο στάδιο της ελεγχόμενης καύσης) οξειδώνεται ραγδαία και οδηγεί ουσιαστικά σε τέλεια καύση.

Γίνεται κατανοητό λοιπόν ότι η εκπομπή υδρογονανθράκων από το κινητήρα Diesel έχει να κάνει με τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα. Στην εν κενώ λειτουργία (άφορτη) ή στα πολύ χαμηλά φορτία (υψηλό λ) οι εκπομπές είναι αρκετά μεγαλύτερες από τις στο πλήρες, ενώ όταν ο κινητήρας υπερφορτωθεί (overloading) πέρα από τα επιτρεπόμενα όρια τότε οι εκπομπές HC αυξάνονται πάλι ραγδαία. Η συμπεριφορά αυτή απεικονίζεται αναλυτικά στα ακόλουθα γραφήματα (για χαμηλά και υψηλά φορτία αντίστοιχα) κινητήρα Diesel άμεσου (DI) και έμμεσου (IDI) ψεκασμού.



Σχήμα 3.9

Διαγράμματα μεταβολής της συγκέντρωσης των HC συναρτήσει του φορτίου

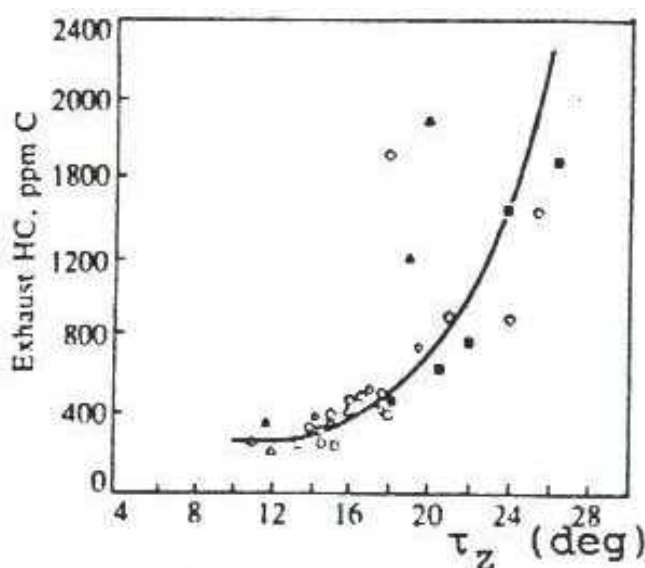
Βλέπουμε ότι όσο μειώνεται η προπορεία εγχύσεως (δηλ. όσο πιο κοντά στο ANΣ) η συγκέντρωση HC αυξάνεται, διότι τόσο πιο πολύ αυξάνεται η καθυστέρηση αναφλέξεως.

3.4.2 Η Υπεραναμειξιμότητα

Η υπεραναμειξιμότητα (overmixing) αποτελεί έναν μηχανισμό σχηματισμού HC που σχετίζεται με την ύπαρξη έντονα φτωχών περιοχών στο θάλαμο καύσης. Είναι γνωστό ότι με την έγχυση του καυσίμου στο θάλαμο καύσης, το σχηματιζόμενο μείγμα καυσίμου – αέρα είναι ετερογενές, αποτελούμενο δηλαδή από πολύ φτωχές έως και πολύ πλούσιες σε καύσιμο περιοχές. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα ορισμένες περιοχές (κυρίως στις παρυφές της δέσμης ψεκασμού) να είναι πολύ πάνω από τη στοιχειομετρική τιμή του λ (πολύ φτωχές περιοχές) στις οποίες το καύσιμο δεν μπορεί να αυταναφλεγεί και να συντηρήσει ένα μέτωπο ταχείας αντιδράσεως. Το μείγμα στην περιοχή αυτή μπορεί να οξειδωθεί μόνο μέσω βραδέων εξώθερμων αντιδράσεων οξείδωσης που οδηγούν σε ατελή καύση, με άμεσο αποτέλεσμα τον εντοπισμό καυσίμου, προϊόντων αποσυνθέσεως του

καυσίμου και οξειδομένων προϊόντων (αλδεΐδες και άλλες οξυγονούχες οργανικές ενώσεις).

Το ποσοστό των ακαύστων HC που προέρχεται από τις παραπάνω περιοχές εξαρτάται από την ποσότητα του καυσίμου που εγχύεται στην διάρκεια της καθυστέρησης αναφλέξεως, από τον ρυθμό αναμείξεως με τον αέρα κατά το στάδιο αυτό, και από το κατά πόσο οι συνθήκες εντός του κυλίνδρου μπορούν να οδηγήσουν σε αυτανάφλεξη. Παρατηρούμε δηλαδή ότι υπάρχει κάποια συσχέτιση μεταξύ της ποσότητας των εκπεμπόμενων υδρογονανθράκων και της καθυστέρησης αναφλέξεως. Η συσχέτιση αυτή φαίνεται στο ακόλουθο γράφημα.



Σχήμα. 3.10

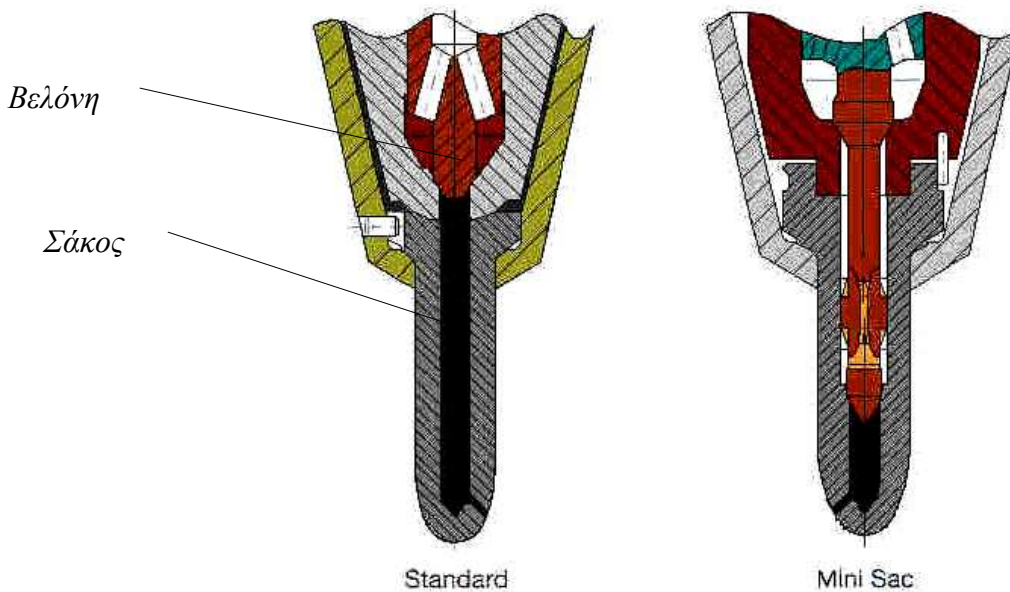
Επίδραση της καθυστέρησης αναφλέξεως στην εκπομπή HC

Καθώς η καθυστέρηση αναφλέξεως αυξάνει πέραν μιας ελάχιστης δυνατής τιμής, δια μεταβολής των συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα, παρατηρείται αύξηση της εκπομπής HC με ολοένα και αυξανόμενο ρυθμό. Μια ραγδαία ανάμιξη στο στάδιο της καθυστέρησης αναφλέξεως, παράγουσα μια μεγάλη περιοχή υπεραναμειξιμότητας με αέρα, αποτελεί μια σημαντική αιτία σχηματισμού HC, ιδίως σε συνθήκες όπου η καθυστέρηση αναφλέξεως είναι μεγαλύτερη του δέοντος.

3.4.3 Η Υποαναμειξιμότητα

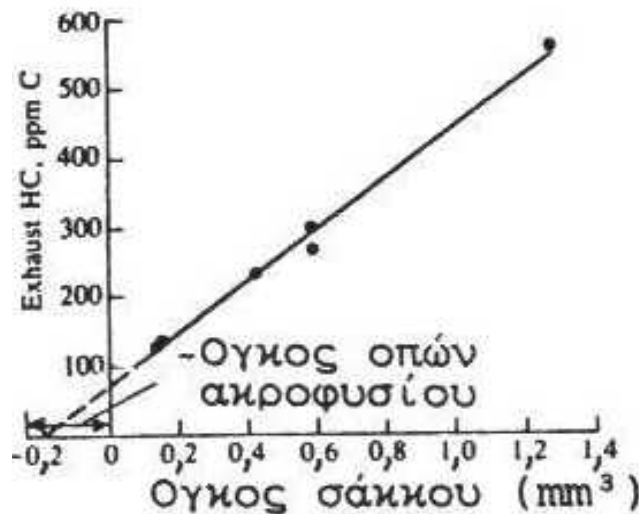
Όπως δηλώνεται από το όνομα, η υποαναμειξιμότητα (undermixing) έχει να κάνει με την ύπαρξη ζωνών εντός του θαλάμου καύσης όπου το μείγμα είναι ιδιαίτερα πλούσιο. Στις ζώνες αυτές το καύσιμο αδυνατεί να αναμιχθεί με τον υπάρχοντα αέρα ή αν αναμιχθεί αναμιγνύεται ανεπαρκώς. Οι κύριες αιτίες που συμβαίνει αυτό το φαινόμενο είναι, είτε διότι ο κινητήρας υπερφορτώθηκε (υπερβολική έγχυση καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας) είτε γιατί το καύσιμο ψεκάζεται στο θάλαμο καύσης με πολύ χαμηλή ταχύτητα στο τέλος της φάσης

της καύσεως. Κύρια πηγή αυτού του καυσίμου είναι ο όγκος του σάκου, που βρίσκεται μέσα στο ακροφύσιο του εγχυτήρα.



Σχήμα 3.11
Εγχυτήρες με μεγάλο και μικρό σάκο

Στο τέλος της εγχύσεως ο όγκος κάτω από τη βελόνη του ακροφυσίου του εγχυτήρα είναι γεμάτος με καύσιμο. Με την εξέλιξη των φάσεων της καύσης και της αποτόνωσης, το καύσιμο αυτό θερμαίνεται και ατμοποιείται, οπότε εισέρχεται στον κύλινδρο (όπου η πίεση αρχίζει να μειώνεται) με πολύ μικρή ταχύτητα μέσω των μικρών οπών του εγχυτήρα. Ο ατμός αυτός του καυσίμου αναμιγνύεται με τον υπολειπόμενο αέρα με πολύ χαμηλούς ρυθμούς, οπότε και αποφεύγει το πρωταρχικό στάδιο της καύσης.



Σχήμα 3.12
Επίδραση του όγκου σάκου στην εκπομπή HC

3.5 Οι Σωματιδιακές Εκπομπές

3.5.1 Γενικά

Οι σωματιδιακές εκπομπές των κινητήρων Diesel είναι άμεσα αντιληπτές από τον άνθρωπο λόγω της ορατής χροιάς τους στα καυσαέρια. Το είδος των εκπεμπόμενων σωματιδίων προσδιορίζεται κυρίως σε αντιστοιχία με το χρώμα του καπνού. Έτσι ανάλογα με την απόχρωση έχουμε τις εξής κατηγορίες καπνού :

- **Λευκός καπνός** , που σύγκειται από ομίχλη υγρών ακαύστων σωματιδίων καυσίμου και εμφανίζεται κατά την εκκίνηση εν ψυχρώ .
- **Κυανός καπνός** , που σύγκειται από ομίχλη υγρών ακαύστων σωματιδίων λιπαντικού ελαίου . Η εκπομπή αυτού του είδους καπνού αποτελεί χαρακτηριστική ένδειξη κατεστραμένων ελατηρίων εμβόλου .
- **Μελανός καπνός** , ή καπνός τύπου αιθάλης .

Ανάμεσα στα τρία παραπάνω είδη καπνού , αυτός που ενδιαφέρει ιδιαίτερα είναι η αιθάλη . Πρόκειται για σωματιδιακό ρύπο ο οποίος περιλαμβάνει σχεδόν κατά αποκλειστικότητα ανθρακώδες υλικό , το οποίο παράγεται κατά την καύση . Η εκπομπή αιθάλης οφείλεται στην ατελή καύση του καυσίμου , δημιουργούμενη σε περιοχές όπου το μίγμα είναι σχετικά πλούσιο. Το φαινόμενο αυτό συμβαίνει είτε :

- κατά τις απότομες αλλαγές φορτίου (από χαμηλά σε υψηλά) , όταν λόγω της απότομης έγχυσης του καυσίμου , ο διατιθέμενος στο θάλαμο καύσης αέρας δεν επαρκεί για στοιχειομετρική κάυση .
- κατά τη διαρκή λειτουργία σε πολύ υψηλά φορτία (υψηλή ποσότητα έγχυσης).

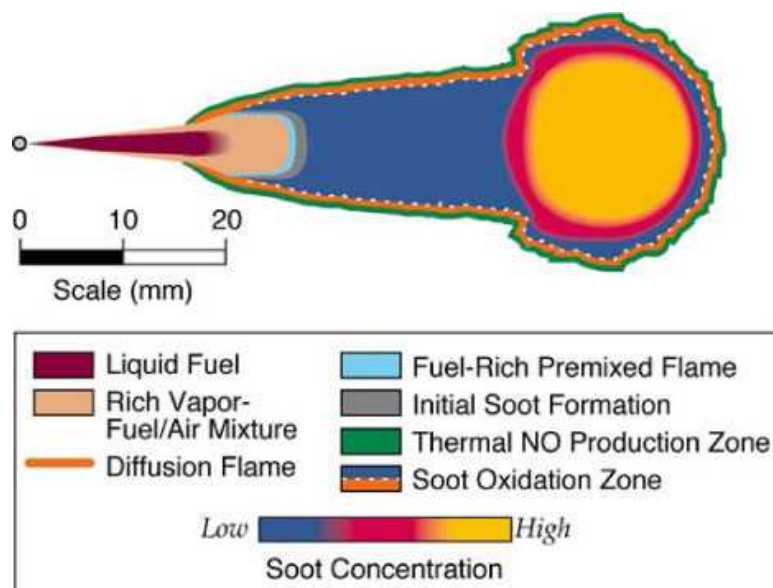
Όπως γίνεται αντιληπτό , οι παραπάνω συνθήκες σχηματισμού της αιθάλης αποτελούν καταστάσεις , οι οποίες είναι αδύνατο να αποφευχθούν κατά τη λειτουργία ενός κινητήρα Diesel , δεδομένου ότι είναι άμεσα αλληλένδετες με τη ρύθμιση του φορτίου . Πέρα δηλαδή από την επικινδυνότητα της σαν ρύπο για την ανθρώπινη υγεία και το περιβάλλον , ένας επιπλέον λόγος που η αιθάλη απασχολεί ιδιαίτερα είναι η συχνότητα εμφάνισης της .



Σχήμα 3.13

Εκπομπή αιθάλης (μελανός καπνός) από κινητήρα Diesel φορτηγού

Οι μεγαλύτερες συγκεντρώσεις αιθάλης βρίσκονται στον πυρήνα της δέσμης του καυσίμου όπου το μίγμα είναι εξαιρετικά πλούσιο, οπότε φαίνεται ότι ο μηχανισμός σχηματισμού των σωματιδίων είναι αυτός της **πυρολύσεως** (διάσπαση των υδρογονανθράκων σε άλλους μικρότερου μοριακού βάρους, λόγω της υψηλής θερμοκρασίας με υψηλή ανεπάρκεια οξυγόνου). Οι συγκεντρώσεις αιθάλης αυξάνουν ραγδαία με την έναρξη της καύσης, ενώ μειώνονται όταν σταματήσει η έγχυση του καυσίμου και ο πλούσιος σε καύσιμο πυρήνας αναμειχθεί με αέρα προς φτωχότερες αναλογίες.



Σχήμα 3.14

Κατανομή της συγκέντρωσης αιθάλης στην φλόγα της καύσης

Πέρα από τα άλλα πρόβλημα (περιβαλλοντικά & υγείας) , η εκπομπή σωματιδίων προκαλεί προβλήματα στην ίδια τη λειτουργία του κινητήρα . Ο κινητήρας Diesel μπορεί να λειτουργεί για μικρά χρονικά διαστήματα με μικρή ένταση καπνού , αλλά φυσικά δεν νοείται λειτουργία του για μεγάλα χρονικά διαστήματα με έντονο καπνό . Αυτό διότι τα στερεά σωματίδια δρουν επιζήμια με τις διάφορες επικαθίσεις τους (μαζί με άλλα μέταλλα , π.χ. βανάδιο) σε καίρια εξαρτήματα της μηχανής . Χαρακτηριστικό παράδειγμα αποτελούν οι επικαθίσεις στις οπές του εγχυτήρα καυσίμου προκαλώντας φράξιμο τους καθώς και στις βαλβίδες εξαγωγής προκαλώντας την καταστροφή τους μετά από κάποιο διάστημα λειτουργίας . Για την αντιμετώπιση των φαινομένων αυτών έχουν αναπτυχθεί διάφορες μέθοδοι από τους κατασκευαστές (π.χ. περιστροφή βαλβίδων εξαγωγής περί τον άξονα τους) παρατείνοντας έτσι τη διάρκεια της περιοδικής τους συντήρησης . Ωστόσο , βασική πρόληψη για τα παραπάνω φαινόμενα επιτυγχάνεται με την αποφυγή ή με την ελαχιστοποίηση του χρόνου κατά τον οποίο ο κινητήρας Diesel λειτουργεί με έντονα πλούσια μίγματα . Πλούσια μίγματα όμως για τον κινητήρα Diesel σημαίνει υψηλά φορτία . Γίνεται κατανοητό δηλαδή ότι η αιθάλη είναι εκείνη που επιβάλλει το **άνω όριο** (μέγιστο) στο φορτίο ενός κινητήρα diesel , οπότε κατ' επέκταση και στην παραγόμενη ισχύ . Στην κατεύθυνση αυτή βέβαια πρωτεύοντα ρόλο έχει , όπως ξέρουμε , η υπερπλήρωση , η οποία διεύρυνε το περιθώριο ευχερούς λειτουργίας των κινητήρων Diesel .

3.5.2 Μηχανισμός Σχηματισμού Αιθάλης

Η εύρεση ενός υπολογιστικού μοντέλου για το σχηματισμό της αιθάλης κατά την καύση έχει γίνει αρκετά σημαντική τα τελευταία χρόνια , καθώς η νομοθεσία θεσπίζει κάθε φορά όλο και πιο αυστηρά όρια στις εκπομπές της . Έτσι μεγάλοι κατασκευαστές μηχανών προσανατολίζονται στην αναζήτηση νέων τρόπων για την μείωση των εκπομπών αιθάλης , χρησιμοποιώντας κατάλληλα , υπολογιστικά μοντέλα . Ο όλος όμως μηχανισμός σχηματισμού της αιθάλης δεν είναι απλή διαδικασία περιλαμβάνοντας εκατοντάδες αντιδράσεις , πράγμα που καθιστά πρακτικά αδύνατη τη χρήση αναλυτικού υπολογιστικού μοντέλου . Για το λόγο αυτό γίνεται χρήση διάφορων απλοποιημένων μοντέλων τα αποτελέσματα των οποίων δεν είναι αρκετά ακριβή , αλλά αποτελούν προσεγγίσεις της πραγματικής κατάστασης . Ανάμεσα σε αυτά το πιο γνωστό και ευρέως χρησιμοποιούμενο μοντέλο για την αιθάλη αποτελεί αυτό του **Hiroyasu** .

Στο μοντέλο αυτό , χαρακτηριζόμενο και ως διβηματικό (two – step) , γίνεται η θεώρηση ότι η όλη διαδικασία σχηματισμού της αιθάλης περιλαμβάνει δύο στάδια :

- το στάδιο σχηματισμού , στο οποίο αναλύεται η άμεση συσχέτιση της αιθάλης με τα ατμοποιηθέντα μόρια του καυσίμου .

- το στάδιο της οξείδωσης, στο οποίο περιγράφεται η καταστροφή των σωματιδίων αιθάλης λόγω των ισχυρών αντιδράσεων τους με μοριακό οξυγόνο.

Έτσι η χρονική μεταβολή της μάζας της εκπεμπόμενης αιθάλης, θεωρείται ότι προκύπτει από τη καθαρή διαφορά των ρυθμών των δύο παραπάνω σταδίων (παραγωγής και οξείδωσης). Ο παραπάνω συλλογισμός εκφράζεται μαθηματικά μέσω της ακόλουθης εξίσωσης:

$$\frac{dm_{soot}}{dt} = \frac{dm_{soot}}{dt} \Big|_{\text{σχηματισμού}} - \frac{dm_{soot}}{dt} \Big|_{\text{οξείδωσης}} \quad (3.11)$$

όπου οι όροι σχηματισμού και οξείδωσης κατά Arrhenius είναι ίσοι με:

$$\frac{dm_{soot}}{dt} \Big|_{\text{σχηματισμού}} = A_f \cdot m_{fuel} \cdot p^{0,5} \cdot \exp\left(\frac{-E_f}{RT}\right) \quad (3.12)$$

και

$$\frac{dm_{soot}}{dt} \Big|_{\text{οξείδωσης}} = A_o \cdot m_{soot} \cdot X_{O_2} p^{1,8} \cdot \exp\left(\frac{-E_o}{RT}\right) \quad (3.13)$$

όπου,

m_{fuel} : η μάζα του ατμοποιηθέντος καυσίμου

m_{soot} : η μάζα της σχηματιζόμενης αρχικώς αιθάλης

X_{O_2} : το μοριακό κλάσμα του οξυγόνου

p : η πίεση

E_f, E_o : ενέργειες ενεργοποίησης ίσες με $5,0 \times 10^4 \frac{joule}{mol}$ και $5,88 \times 10^4 \frac{joule}{mol}$

A_f, A_o : διορθωτικοί συντελεστές.

Η διαδικασία σχηματισμού ξεκινά με ένα μόριο καυσίμου που περιέχει περίπου 12 έως 22 άτομα άνθρακα και ένα λόγο ατόμων H/C περίπου 2 και καταλήγει σε σωματίδια με διάμετρο μερικές εκατοντάδες nm, συγκείμενα από σφαιρίδια διαμέτρου 20 έως 30 nm, έκαστο των οποίων περιέχει περίπου 10^5 άτομα άνθρακα με λόγο ατόμων H/C περίπου 0,1.

Ο σχηματισμός της αιθάλης στους κινητήρες Diesel λαμβάνει χώρα σε θερμοκρασίες 1000 – 2800 K, σε πιέσεις από 50 έως 100 atm, και με αρκετή συνολική ποσότητα αέρα για την πλήρη καύση του καυσίμου. Ο χρόνος που είναι διαθέσιμος για το σχηματισμό της είναι δε της τάξης των μερικών ms. Τα διασκορπισμένα εντός του αερίου σωματίδια αιθάλης χαρακτηρίζονται από: α) την ολική ποσότητα της συμπυκνωθείσας φάσεως (εκφραζόμενη συνήθως σαν το

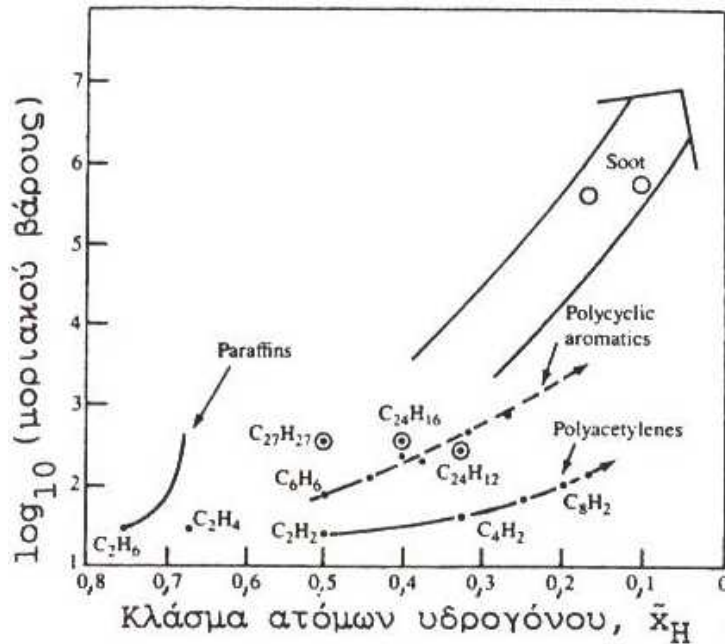
κλάσμα όγκου αιθάλης (F_v) δηλαδή τον όγκο αιθάλης προς τον ολικό όγκο), β) τον αριθμό των σωματιδίων ανά μονάδα όγκου (N) και γ) από το μέγεθος τους (μέση διάμετρος d). Τα παραπάνω μεγέθη F_v , N και d είναι εξαρτημένα μεταξύ τους (π.χ. για σφαιρικά σωματίδια $F_v = \frac{\pi}{6} N d^3$), οπότε γνωρίζοντας μόνο τα δύο εξ αυτών μπορούμε να χαρακτηρίσουμε πλήρως το σύστημα. Συνήθως θεωρούμε τις F_v και N ως τις ανεξάρτητες μεταβλητές, καθώς καθεμία συνδέεται με τα σχεδόν ανεξάρτητα στάδια της γεννήσεως των σωματιδίων (πηγή του N) και της μεγεθύνσεως τους (πηγή του F_v). Τα δύο αυτά στάδια είναι περιληπτικά τα εξής:

1) Η γέννηση των σωματιδίων

Στο στάδιο αυτό παράγεται το πρώτο υλικό της συμπυκνωμένης φάσης το οποίο προκύπτει από τα προϊόντα της οξειδωσης και πυρόλυσης του καυσίμου. Τα προϊόντα αυτά περιέχουν διάφορους ακόρεστους αέριους υδρογονάνθρακες, , ιδιαίτερα αιθίνιο και τα ανώτερα αυτού πολυακετυλένια ($C_{2n}H_2$) και πολυκυκλικούς αρωματικούς υδρογονάνθρακες. Τα δύο αυτά είδη μορίων θεωρούνται ως οι πιο πιθανοί πρόδρομοι αιθάλης στις φλόγες, αφού μέσω των αντιδράσεων συμπύκνωσης τους έχουμε την εμφάνιση των πρώτων σωματιδίων αιθάλης ($d < 2$ nm).

2) Η μεγέθυνση των σωματιδίων

Όπως δηλώνεται από τον τίτλο, στο στάδιο αυτό έχουμε αύξηση του μεγέθους των σωματιδίων, που περιλαμβάνει τόσο αύξηση της θερμοκρασίας όσο και σύμπληξη(στερεοποίηση) και συνάθροιση. Η επιφανειακή αύξηση, με την οποία παράγεται το μεγαλύτερο μέρος του στερεού υλικού, περιλαμβάνει την προσκόλληση συστατικών αέριας φάσεως στην επιφάνεια των σωματιδίων και την ενσωμάτωση τους στη σωματιδιακή φάση. Στο παρακάτω σχήμα φαίνεται ο λογάριθμος του μοριακού βάρους αυτών των συστατικών, συναρτήσει του κλάσματος ατόμων υδρογόνου $H/(H+C) = \bar{x}_H$, φανερώνοντας μερικά σημαντικά σημεία αυτής της διαδικασίας.



Σχήμα 3.15

Λογάριθμος μοριακού βάρους συναρτήσει του κλάσματος ατόμων H_2 ορισμένων υδρογονανθράκων

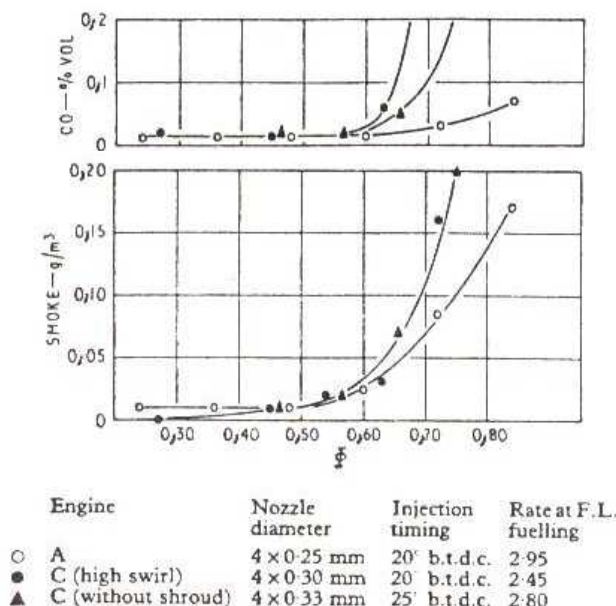
Ξεκινώντας με ένα μόριο καυσίμου με $\bar{x}_H > 0,5$, φαίνεται ότι ούτε η καθαρή αύξηση του μεγέθους της αλυσίδας του πολυακετυλενίου, ούτε η αντίστοιχη αύξηση των πολυκυκλικών, αρωματικών υδρογονανθράκων, μπορούν να οδηγήσουν σε σωματίδια αιθάλης, τα οποία έχουν \bar{x}_H στην περιοχή από 0,1 έως 0,2. Επομένως αυτό που απαιτείται είναι η συμπύκνωση συστατικών με σωστή ποσότητα σε υδρογόνο ή η συμπύκνωση συστατικών με υψηλότερη περιεκτικότητα σε υδρογόνο ακολουθούμενη από αφυδρογόνωση, ή ένας συνδυασμός των δύο. Προφανώς μερικά πολυακετυλένια και μερικοί πολυκυκλικοί, αρωματικοί υδρογονάνθρακες δύνανται να ικανοποιούν αυτές τις προϋποθέσεις. Οι αντιδράσεις αυξήσεως της επιφάνειας οδηγούν σε αύξηση της ποσότητας F_v της αιθάλης, αλλά ο αριθμός των σωματιδίων (N) παραμένει αμετάβλητος. Το αντίθετο συμβαίνει κατά τη σύμψηξη όπου τα σωματίδια συγκρούονται και συνενώνονται, μειώνοντας έτσι το (N) και διατηρώντας το F_v σταθερό. Όταν σταματήσει η επιφανειακή αύξηση, μπορεί να λάβει χώρα και συνεχιζόμενη συνάθροιση σωματιδίων σε αλυσίδες και συγκροτήματα.

Στα δύο προαναφερθέντα στάδια λοιπόν έχουμε το σχηματισμό των σωματιδίων της αιθάλης, όπου σε καθένα από αυτά συμβαίνει και ταυτόχρονη οξείδωση της (προς σχηματισμό CO και CO_2). Η καθαρή εκπομπή αιθάλης από τον κινητήρα προκύπτει, όπως έχουμε πει, από αυτό το ισοζύγιο σχηματισμού και οξείδωσης. Η εκπεμπόμενη αιθάλη υπόκειται όμως στη συνέχεια σε μια αύξηση της μάζας της κατά τη διαδικασία της εξαγωγής των καυσαερίων στην ατμόσφαιρα, αφού αυτά αναμιγνύονται με τον ατμοσφαιρικό αέρα ψύχονται.

3.5.3 Επίδραση των Παραμέτρων Λειτουργίας στις Εκπομπές Σωματιδίων

Όπως είδαμε και στα προηγούμενα, ο σχηματισμός αιθάλης είναι ο άμεσος αντίκτυπος της ύπαρξης ατελούς καύσης μέσα στο θάλαμο καύσης. Συνεπώς κάθε παράγοντας που εμποδίζει ή δυσκολεύει την πλήρη, στοιχειομετρική καύση του καυσίμου, αποτελεί ευεργετικό παράγοντα σχηματισμού της αιθάλης.

Μια από τις πιο σημαντικές λειτουργικές παραμέτρους λοιπόν αποτελεί το φορτίο του κινητήρα. Αύξηση του φορτίου του κινητήρα, δηλαδή αύξηση της ποσότητας του εγχυόμενου καυσίμου στον κύλινδρο, κάνει το μείγμα πιο πλούσιο με επακόλουθη αύξηση στις εκπομπές της αιθάλης. Το παρακάτω σχήμα δείχνει την έντονη αυτή εξάρτηση της εκπομπής αιθάλης συναρτήσεως του φορτίου (Φ) ($\Phi = 1/\lambda$) για κινητήρα Diesel αμέσου εγχύσεως, καθώς και την μεταβολή του CO.

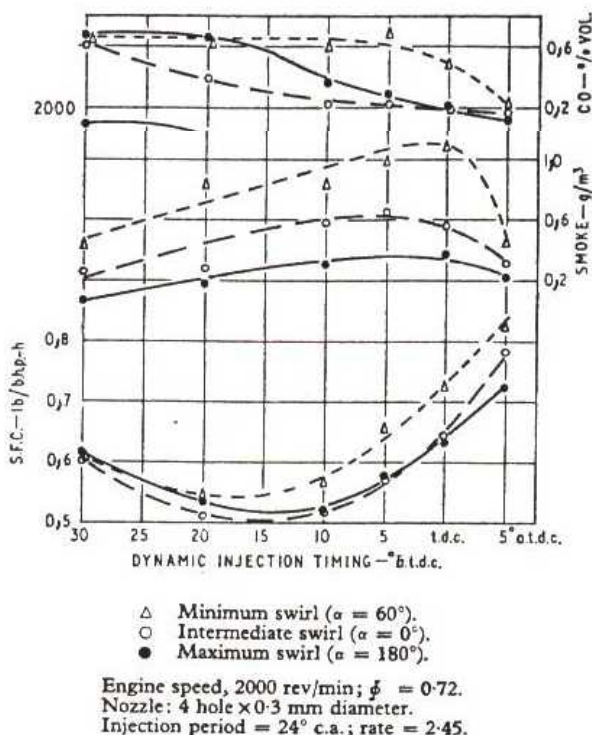


Σχήμα 3.16

Επίδραση του φορτίου στην εκπομπή σωματιδίων και CO

Για κινητήρες Diesel εμέσου εγχύσεως η μεταβολή είναι η ίδια ποιοτικώς, αλλά με πολύ μικρότερες τιμές λόγω της έντονης αναταραχής (αναμείξεως) στον θάλαμο καύσης, που επιτυγχάνεται λόγω αυτής της διαδικασίας της καύσης στον διμερή θάλαμο καύσης.

Η προπορεία αποτελεί επίσης μια καθοριστική παράμετρο στην εκπομπή αιθάλης. Στο ακόλουθο γράφημα βλέπουμε τη εξάρτηση αυτή, όπου παρατηρούμε ότι αύξηση της προπορείας εγχύσεως (προ του ΑΝΣ) συμβάλλει θετικά στην μείωση του σχηματισμού της αιθάλης.



Σχήμα 3.17

Επίδραση της προπορείας εγχύσεως στην εκπομπή σωματιδίων, CO και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου (SFC) για διάφορες τιμές συστροφής

Πράγματι όσο αυξάνουμε την προπορεία εγχύσεως, τόσο μεγαλύτερος είναι ο διατιθέμενος χρόνος για την όλη προετοιμασία του μίγματος (ατμοποίηση & άναμιξη καυσίμου με αέρα), αυξάνοντας με τον τρόπο αυτό το ποσοστό της προαναμεμειγμένης καύσης. Η ευνοϊκή αυτή συνθήκη συμβάλλει στη μείωση της εκπομπής αιθάλης. Στην κατεύθυνση αυτή βέβαια, όπως έχουμε πει, συνεισφέρει και ο λόγος συστροφής (swirl ratio), δεδομένου ότι αυτός επηρεάζει κατά ομόσημο τρόπο το επίπεδο της αναταραχής του αέρα στο θάλαμο καύσης. Συγκρίνοντας το τελευταίο σχήμα με το σχήμα 3.8 (αντίστοιχα για τα NO) αποκαλύπτεται η **αντίθετη εξάρτηση** που έχουν αυτοί οι δύο ρύποι μεταξύ τους (NO – Soot trade off). Κάθε παράγοντας που επιδρά θετικά στον έναν ρύπο, συμβάλλει αρνητικά στον άλλον. Η διαπίστωση αυτή αποτελεί το κλασικό απογοητευτικό πρόβλημα για τους σχεδιαστές των κινητήρων Diesel, οι οποίοι καλούνται να περιορίσουν και τους δύο ρύπους ταυτόχρονα.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

ΤΕΧΝΙΚΕΣ ΜΕΙΩΣΗΣ ΤΩΝ ΕΚΠΟΜΠΩΝ ΡΥΠΩΝ

4.1 Εισαγωγή

Οι συνέπειες της εκπομπής των NO_x και αιθάλης είναι, όπως είδαμε, αρκετά δυσμενείς. Η ανάγκη για τον περιορισμό των εκπομπών τους, έχει οδηγήσει τους σχεδιαστές εμβολοφόρων κινητήρων στην ανάπτυξη διαφόρων τεχνολογιών, τεχνολογίες οι οποίες μπορούν γενικά να ταξινομηθούν σε δύο κατηγορίες: στις ενδογενείς ή εσωτερικές (μέθοδοι πρόληψης) και στις εξωτερικές μεθόδους (μέθοδοι περιστολής, Exhaust Gas Treatment). Οι μέθοδοι πρόληψης αποτελούν ουσιαστικά **επεμβάσεις** στην ίδια διαδικασία της καύσης, με απώτερο στόχο τον περιορισμό της παραγωγής των ανεπιθύμητων ρύπων εξ ου και ο χαρακτηρισμός τους ως εσωτερικές. Το αντίθετο επιχειρούν οι μέθοδοι περιστολής. Αυτές στοχεύουν επίσης στην μείωση της ποσότητας των εκπεμπόμενων ρύπων, όχι όμως στην παραγωγή τους. Πρόκειται δηλαδή για τεχνολογίες που ασκούνται **εξωτερικά** του κινητήρα, οι οποίες είτε παγιδεύουν, είτε μετασχηματίζουν χημικά τους ανεπιθύμητους, εκπεμπόμενους ρύπους.

Είναι σαφές, ότι δέουσα σημασία δίνεται στις μεθόδους πρόληψης, δεδομένου ότι μόνο αυτές ουσιαστικά επιλύουν το πρόβλημα, στοχεύοντας στον περιορισμό των ρύπων. Αντιθέτως οι μέθοδοι περιστολής δεν στοχεύουν στην πηγή του προβλήματος, αφού τόσο η παγίδευση όσο και ο χημικός μετασχηματισμός έχουν ως αποτέλεσμα την παραγωγή παραπροϊόντος, είτε αυτό είναι ο ίδιος ο ρύπος (συλλογή του) είτε ένα προϊόν αντίδρασης του. Κατά συνέπεια ανακύπτει λοιπόν πρόβλημα της μετέπειτα διαχείρισης του.

Ωστόσο αξίζει να αναφερθεί, ότι και οι δύο κατηγορίες μεθόδων γίνονται κατά κανόνα **εις βάρος** της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και της συγκεντρώσεως ισχύος του κινητήρα, καθόσον οι επηρεάζοντες σχετικοί παράγοντες έχουν συνήθως αντίθετη δράση. Στις επόμενες παραγράφους θα περιγράψουμε τις υπάρχουσες μεθόδους πρόληψης και περιστολής, δίνοντας ιδιαίτερη έμφαση στην τεχνική της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων (EGR).

4.2 Πρακτικές Μέθοδοι Μείωσης των Εκπομπών

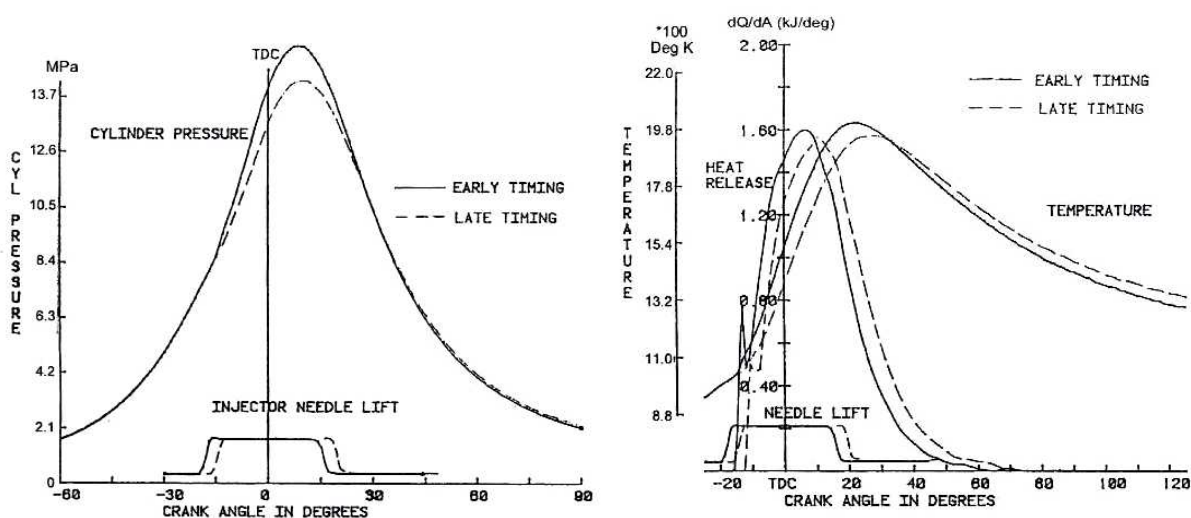
4.2.1 Η Επίδραση της Προπορείας

Η προπορεία εγχύσεως ελέγχει, το χρόνο (γωνία στροφάλου) που θα γίνει η έναρξη της έγχυσης του καυσίμου (οπότε και η έναρξη της καύσης), επηρεάζοντας με έμμεσο τρόπο τις εκπομπές ρύπων. Όσον αφορά την εκπομπή NO_x, ένας απλός, πρακτικός τρόπος για τον έλεγχο της εκπομπής τους είναι η μεταβολή της προπορείας. Όσο νωρίτερα γίνεται αυτή (προ του ANΣ), τόσο ευνοείται η προαναμεμειγμένη φάση της καύσης, μετατοπίζοντας τη μέγιστη θερμοκρασία του κυλίνδρου σε υψηλότερα επίπεδα. Κατά συνέπεια έχουμε μια βελτίωση στις επιδόσεις του κινητήρα (μέγιστη πίεση, ειδική κατανάλωση καυσίμου) αλλά ταυτόχρονη αύξηση στις εκπομπές των NO_x. Στον πίνακα 4.1 και στο σχήμα 4.2 γίνεται η σύγκριση των τιμών των εκπομπών καθώς και όλης της συμπεριφοράς ενός κινητήρα Diesel για δύο διαφορετικές τιμές προπορείας (19,5° και 16,5° προ του ANΣ)

Fuel Injection Timing	Early	Late
P _{max} (MPa)	16.40	15.07
BSFC (kg/kWh)	0.1919	0.1968
Smoke (Bosch #)	0.15	0.27
NO _x (ppm)	1413	1145
Injection Start (ca btdc)	19.5	16.5
Injection Duration (ca)	36.2	36.9
Relative Efficiency (%)	94.4	92.0
Calculated Peak Temperature (K)	2028	1979
Exhaust Temperature (C)	455	473

Πίνακας 4.1

Σύγκριση της συμπεριφοράς ενός κινητήρα Diesel για δύο διαφορετικές τιμές προπορείας



Σχήμα 4.2

Επίδραση της προπορείας στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα (αριστερά) και στο διάγραμμα έκλυσης θερμότητας (δεξιά) κινητήρα Diesel

Όπως βλέπουμε χρονική μετατόπιση της προπορείας, μετατοπίζει αντίστοιχα την κάυση, πράγμα που σημαίνει ότι μεγάλο ποσοστό της εγχυόμενης ποσότητας καυσίμου να καίγεται προς το τέλος δηλαδή κοντά στο άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής. Το αποτέλεσμα είναι η παραγόμενη ισχύς να είναι ελαφρώς μειωμένη και η σχηματιζόμενη αιθάλη κατά το τελευταία στάδια να μην έχει χρόνο να καεί, οδηγούμενη έτσι προς το περιβάλλον.

4.2.2 Η Επίδραση της Πίεσης Εγχύσεως του Καυσίμου

Λαμβάνοντας υπόψη όσα αναφέρθηκαν στην προηγούμενη παράγραφο περί μεταβολής της προπορείας γίνεται προφανές, ότι καθοριστικός παράγοντας αποτελεί επίσης και η πίεση εγχύσεως του καυσίμου. Είδαμε πριν ότι η μείωση της προπορείας εγχύσεως προ του ΑΝΣ έχει δυσμενή αποτελέσματα στην ποσότητα της εκπεμπόμενης αιθάλης, όπως επίσης και στην παραγόμενη ισχύ. Το γεγονός αυτό αναγκάζει (ιδιαίτερα στα ύψηλα φορτία) την έγχυση του καυσίμου

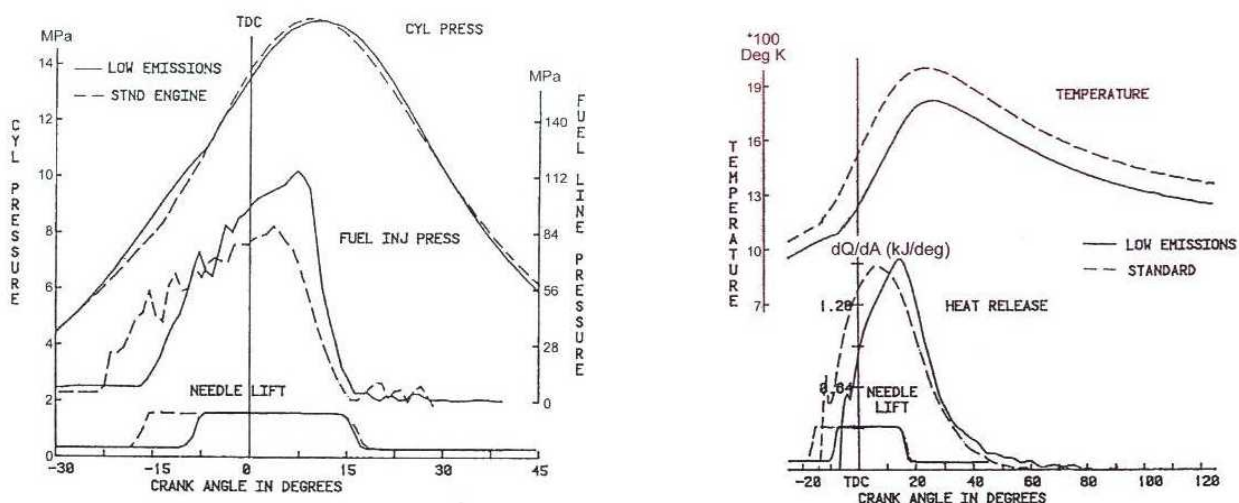
να γίνεται όσο το δυνατό νωρίτερα (αύξηση προπορείας) με επακόλουθη αύξηση της εκπομπής των NO_x . Ωστόσο ένας καλός τρόπος συμβιβασμού όλων των παραπάνω αντικρουόμενων απαιτήσεων είναι να μειώσουμε την προπορεία (στοχεύοντας στην μείωση των NO_x) με ταυτόχρονη αύξηση της πίεσης εγχύσεως. Με τον τρόπο αυτό είναι δυνατό η ίδια ποσότητα καυσίμου (σταθερό φορτίο) να ψεκαστεί σε συντομότερο χρονικό διάστημα, αποφεύγοντας έτσι την υπερβολική καθυστέρηση (overdelaying) του ψεκασμού των τελευταίων ποσοτήτων καυσίμου, ο οποίος αυξάνει τις εκπομπές αιθάλης. Στον πίνακα 4.3 και στο σχήμα 4.4 αναφέρονται οι εξεταζόμενες συνθήκες και τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την εξέταση εφαρμογής υψηλής και χαμηλής αντίστοιχα πίεσης εγχύσεως σε κινητήρα Diesel.

Engine Design	Standard	Low Emissions
Fuel Injection Pressure (MPa)	86.9	115.4
Fuel injection Duration (ca)	36	26
Injection Start (ca btdc)	18	9
Compression Ratio (CR)	12.0	14.6
Inlet Air Temperature (C)	90	60

Engine Design	Standard	Low Emissions
P_{max} (MPa)	16.22	16.10
BSFC (kg/kWh)	0.2126	0.2087
NO_x (ppm)	1037	850
Smoke (Bosch #)	0.15	0.27
Relative Efficiency (%)	94.2	88.6
Calculated Peak Temperature (K)	2001	1726

Πίνακας 4.3

Σύγκριση της συμπεριφοράς ενός κινητήρα Diesel υπό υψηλή (low emissions) και χαμηλή (standard) πίεση εγχύσεως



Σχήμα 4.4

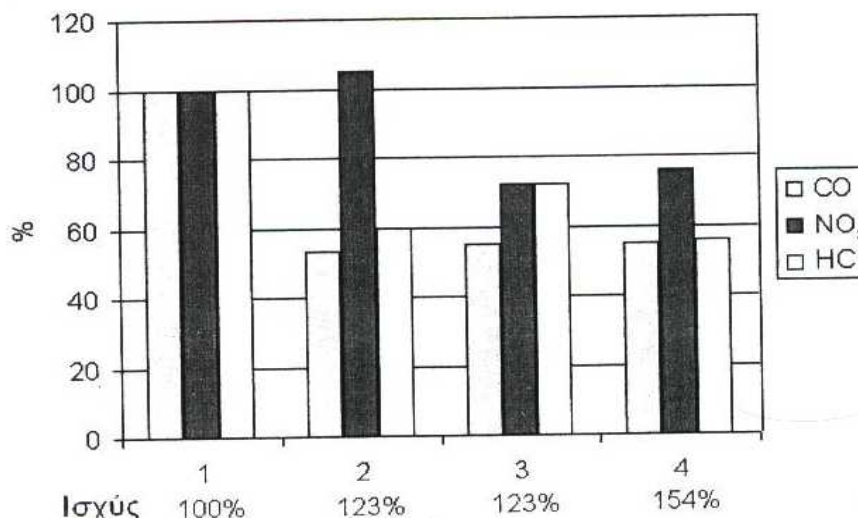
Επίδραση της πίεσης εγχύσεως στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα (αριστερά) και στο διάγραμμα έκλυσης θερμότητας (δεξιά) κινητήρα Diesel

Παρατηρούμε ότι με τη μέθοδο υψηλής πίεσης, η διάρκεια εγχύσεως είναι αρκετά μικρότερη (26° γωνίας στροφάλου σε σχέση με 36°). Αξίζει επίσης να σημειωθεί, ότι η αναπτυσσόμενη μέγιστη πίεση (P_{\max}) στο θάλαμο καύσης έχει και στις δύο περιπτώσεις σταθερή περίπου τιμή. Αυτό οφείλεται στο γεγονός, ότι η χρήση υψηλής πίεσης εγχύσεως σε συνδυασμό με ταυτόχρονη μεταβολή της προπορείας (κοντά στο ΑΝΣ) επιτρέπει την αύξηση του βαθμού συμπίεσης (ϵ) του κινητήρα (από 12 σε 14,6, βλ. πίνακα 4.3), διατηρώντας και στις δύο περιπτώσεις την τιμή της πίεσης (και κατ' επέκταση της ισχύος) στα ίδια επίπεδα. Το αποτέλεσμα της όλης μεθόδου είναι δηλαδή μια σημαντική μείωση στις εκπομπές των NO_x (λόγω μείωσης της προπορείας) και μια ελαφρά αύξηση στις εκπομπές αιθάλης.

4.2.3 Η Επίδραση της Υπερπλήρωσης

Η διαφορά μεταξύ των εκπομπών κινητήρων Diesel φυσικής αναπνοής, μηχανικά υπερπληρωμένων και στροβιλο-υπερπληρωμένων προκύπτει, κυρίως λόγω της διαφοράς στο λόγο αέρα – καυσίμου. Οι μηχανικά υπερπληρωμένοι κινητήρες λειτουργούν συνήθως με υψηλότερο λόγο αέρα – καυσίμου από τι οι κινητήρες φυσικής αναπνοής στα μερικά φορτία, όμως στο πλήρες φορτίο ο λόγος αέρα – καυσίμου είναι σχεδόν ο ίδιος. Για τους στροβιλο-υπερπληρωμένους κινητήρες ισχύει το αντίθετο, δηλαδή στα μερικά φορτία λειτουργούν με περίπου ίδιο λόγο αέρα – καυσίμου με αυτόν των κινητήρων φυσικής αναπνοής, στους οποίους όμως ο λόγος αέρα – καυσίμου πέφτει απότομα (με την αύξηση του φορτίου), ενώ στους στροβιλο-υπερπληρωμένους κινητήρες πέφτει ελαφρώς.

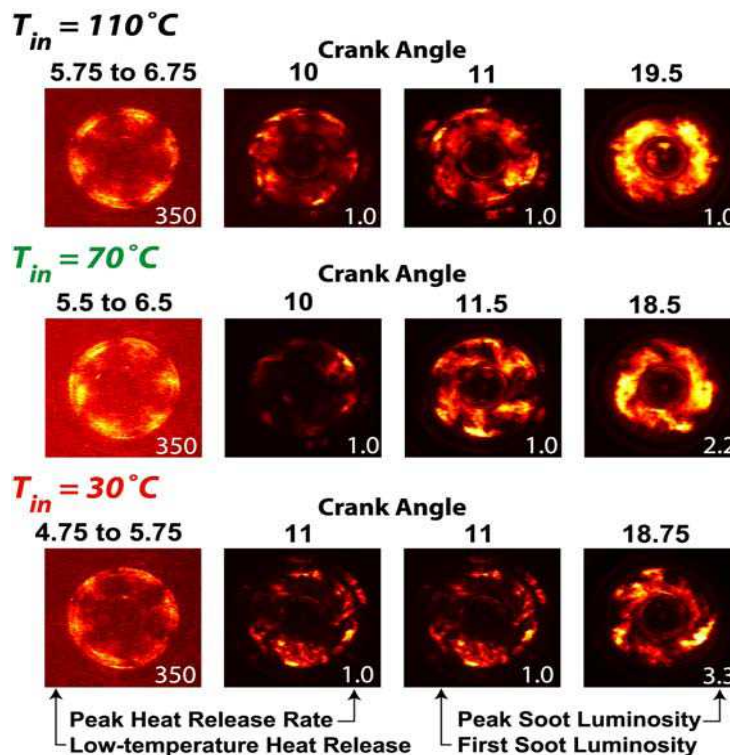
Ως εκ τούτου λόγω του σχετικά μεγάλου λόγου αέρα – καυσίμου, οι σύγχρονοι, στροβιλο-υπερπληρωμένοι κινητήρες Diesel δεν αντιμετωπίζουν πρόβλημα αιθάλης, λειτουργώντας δηλαδή **όχι στο όριο του καπνού**, αλλά στα όρια της **μηχανικής και θερμικής** κόπωσης συγκεκριμένων μερών του. Η ποσότητα της αιθάλης, σχετικά προς της παραγόμενη ισχύ, είναι μικρή στα μέσα και μεγάλα φορτία. Παραμένει ωστόσο αρκετά μεγάλη κατά τις απότομες αλλαγές φορτίου (επιτάχυνση). Το γεγονός αυτό οφείλεται στο ότι στα χαμηλά φορτία η πίεση υπερπλήρωσης (boost pressure) είναι αρκετά χαμηλή, η οποία σε συνδυασμό με την υψηλή ποσότητα εγχυόμενου καυσίμου, έχει ως αποτέλεσμα τη δημιουργία ισχυρά πλούσιου μίγματος μέσα στο θάλαμο καύσης. Αυτό το μειονέκτημα είναι καλό να προλαμβάνεται στους κινητήρες αυτοκινήτων και φορτηγών (λόγω των συχνών επιταχύνσεων), χρησιμοποιώντας έναν ρυθμιστή (governor) καυσίμου εξαρτώμενο από το επίπεδο της υπερπλήρωσης (boost controller), ακόμα και με τμήμα μια πιο αργή επιτάχυνση. Οι εκπομπές CO , HC και NO_x σχετικά προς την παραγόμενη ισχύ μειώνονται με τη χρήση υπερπλήρωσης, ωστόσο τα τελευταία μειώνονται μόνο όταν ο αέρας υπερπλήρωσης ψύχεται. Αυτό γιατί ως γνωστό οι χαμηλές θερμοκρασίες είναι αποτρεπτικός παράγοντας σχηματισμού των NO_x , θερμοκρασίες οι οποίες αυξάνονται μετά το πέρας της συμπίεσης (εσωτερικής και εξωτερικής).



Σχήμα 4.5

Επίδραση της υπερπλήρωσης στις εκπομπές αερόψυκτου κινητήρα Diesel φορτηγού οχήματος
 1. Φυσικής αναπνοής 2. Με υπερπλήρωση 3 και 4. Με υπερπλήρωση και ψύξη (intercooling)
 του αέρα υπερπλήρωσης

Στο παραπάνω σχήμα παρουσιάζονται πειραματικές τιμές των εκπομπών ενός αερόψυκτου κινητήρα Diesel αυτοκινήτου, με και χωρίς στροβιλο-υπερπλήρωση. Η χρήση στροβιλο-υπερπλήρωσης μειώνει τις εκπομπές CO σχεδόν στο μισό και πρακτικά ανεξάρτητα από την παραγόμενη ισχύ. Οι εκπομπές NO_x αυξάνουν ελαφρώς χωρίς ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης, όμως μειώνονται κατά 25 % με ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης (intercooling).



Σχήμα 4.6

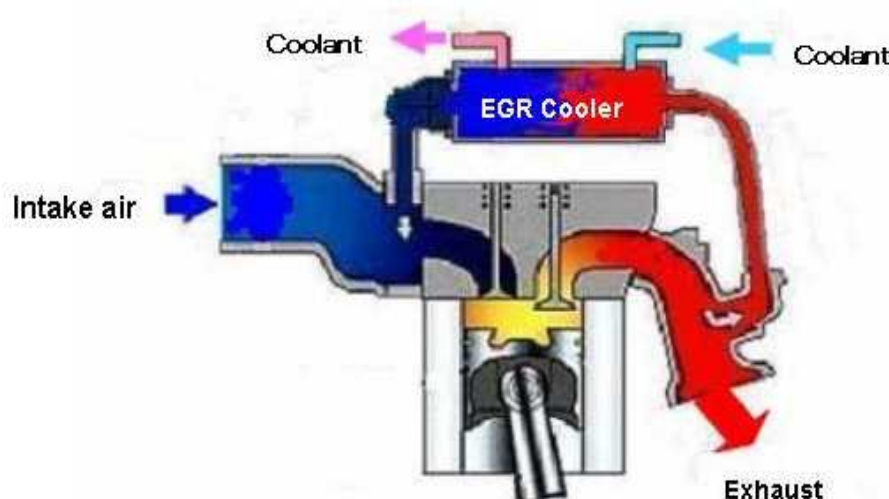
Χρονική εξέλιξη της καύσης σε κινητήρα Diesel για διαφορετικές τιμές θερμοκρασίας αέρα εισόδου T_{in}

Τέλος οι εκπομπές HC με στροβίλο-υπερπλήρωση και ενδιάμεση ψύξη του αέρα είναι στο ήμισυ αυτών ενός αντίστοιχου κινητήρα φυσικής αναπνοής.

4.2.4 Η Ανακυκλοφορία του Καυσαερίου (EGR)

Η τεχνική της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων είναι μια μέθοδος, η οποία στοχεύει αποκλειστικά στον περιορισμό των NO_x . Η τεχνική αυτή βασίζεται στην επανακυκλοφορία μέρους των εξερχομένων (από τον κινητήρα) καυσαερίων από το θάλαμο καύσης. Το καυσαέριο (κυρίως CO_2 και H_2O) αυτό, προτού εισαχθεί στον θάλαμο καύσης, αναμιγνύεται με τον εισερχόμενο (φρέσκο) αέρα, μειώνοντας τη συγκέντρωση του οξυγόνου. Το αποτέλεσμα είναι ότι το μείγμα που δημιουργείται έχει μεγαλύτερη θερμοχωρητικότητα, προκαλώντας με τον τρόπο αυτό την πτώση της μέγιστης θερμοκρασίας καύσης σε τιμές, που να περιορίζεται η χημική διάσταση των προϊόντων της καύσης. Η πτώση αυτή της θερμοκρασίας αποτελεί ως γνωστό αποτρεπτικό παράγοντα σχηματισμού των NO_x , εμποδίζοντας το σχηματισμό τους, εμποδίζοντας όμως ταυτόχρονα και την οξείδωση της σχηματιζόμενης αιθάλης. Το αποτέλεσμα είναι μια σημαντική μείωση της συγκέντρωσης των NO_x και αύξηση της συγκέντρωσης αιθάλης στα καυσαέρια του κινητήρα.

Στους σύγχρονους κινητήρες Diesel το ανακυκλοφορούν καυσαέριο, προτού αναμιχθεί με τον εισερχόμενο αέρα, ψύχεται με τη βοήθεια κατάλληλου εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίου – ψυκτικού υγρού (EGR cooler), ούτως ώστε να επιτρέπεται η εισαγωγή μεγαλύτερης ποσότητας καυσαερίου, χαμηλώνοντας ταυτόχρονα τη θερμοκρασία.



Σχήμα 4.7

Εναλλάκτης θερμότητας του EGR

Το γεγονός δε ότι οι κινητήρες αυτοί λειτουργούν με μεγάλη περίσσεια αέρα, επιτρέπει τη χρήση μεγαλύτερων ποσοστών EGR (EGR rates), ποσοστά που αγγίζουν μέχρι και το 50%. Στο σημείο αυτό πρέπει να αναφέρουμε, ότι ως ποσοστό EGR ορίζουμε το λόγο της μάζας των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων

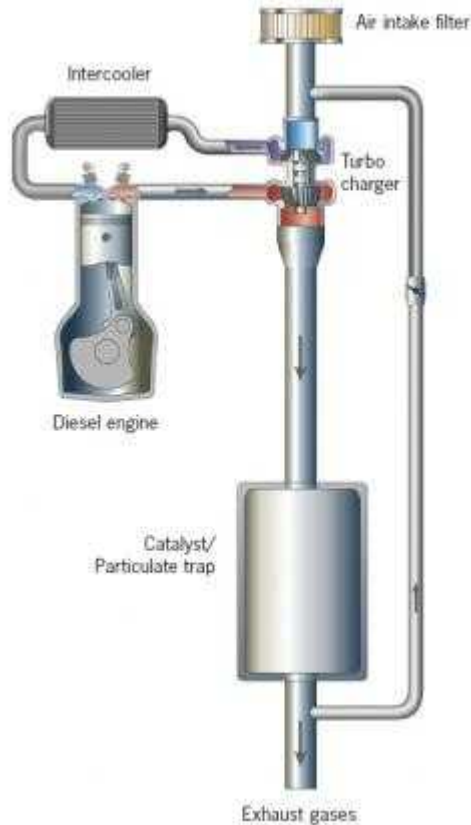
(m_{EGR}) προς τη μάζα του εισερχόμενου φρέσκου αέρα (m_i). Αν δηλαδή το διατυπώσουμε μαθηματικά θα έχουμε :

$$EGR(\%) = \frac{m_{EGR}}{m_i} \times 100 \quad (4.1)$$

Ωστόσο η μέθοδος αυτή δεν παύει να έχει το τίμημά της . Πιο ειδικά η χρήση του EGR κάνει τις συνθήκες καύσης πιο δυσμενείς , λόγω των αδρανών αερίων που περιέχει το καυσαέριο και της μείωσης των θερμοκρασιών . Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα η καύση να χειροτερεύει και κάποιο ποσοστό το εγχυομένου καυσίμου να καίγεται πλημμελώς . Το φαινόμενο αυτό αντικατοπτρίζεται στις αυξημένες εκπομπές αιθάλης (εκπομπές οι οποίες αυξάνονται αναλογικά με το ποσοστό του EGR) , όπως επίσης στη μείωση της παραγόμενης ισχύος και επομένως του βαθμού απόδοσης .

Οι μέθοδοι με τις οποίες επιτυγχάνεται η ανακυκλοφορία των καυσαερίων είναι δύο ειδών : η **εσωτερική** και η **εξωτερική** . Η εσωτερική (internal EGR) μέθοδος δεν αποτελεί ουσιαστικά ανακυκλοφορία καυσαερίου , αλλά βασίζεται στην αύξηση της ποσότητας του παραμένουτος καυσαερίου μέσα στον κύλινδρο (residual gas) . Το καυσαέριο αυτό αναμιγνύεται με τον εισερχόμενο αέρα με το άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής δημιουργώντας έτσι το επιθυμητό μίγμα καυσαερίου – φρέσκου αέρα .

Η πιο συνηθισμένη τεχνική ανακυκλοφορίας του καυσαερίου όμως είναι η εξωτερική (external EGR) . Η τεχνική αυτή τυγχάνει ευρύτατης εφαρμογής και επιτυγχάνεται με εξωτερική σύνδεση (μέσω αγωγού) του σωλήνα εξαγωγής των καυσαερίων με αυτόν της εισαγωγής αέρα . Τα δύο συστήματα που χρησιμοποιούνται εδώ είναι τα εξής : το σύστημα χαμηλής πίεσης (low pressure) και το σύστημα υψηλής πίεσης (high pressure).



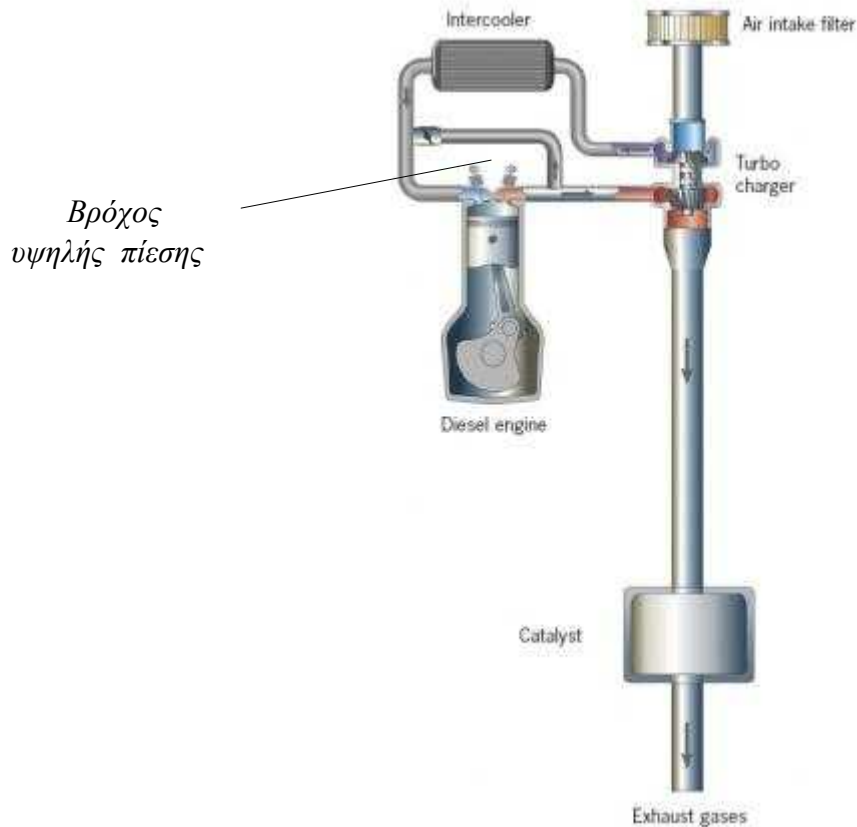
Σχήμα 4.8
Σύστημα EGR χαμηλής πίεσης

Όπως φαίνεται στο παραπάνω σχήμα στο σύστημα χαμηλής πίεσης το ρεύμα των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων λαμβάνεται από τα **κατάντι** του στροβίλου και αναμιγνύεται με το φρέσκο αέρα σε κατάλληλο σημείο **ανάντι** του συμπιεστή. Η πίεση των καυσαερίων στα κατάντι του στροβίλου ($P_{εξ}$) είναι μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής (που επικρατεί συνήθως στην είσοδο του συμπιεστή, P_{atm}) δημιουργώντας έτσι την απαραίτητη ροή. Πρέπει δηλαδή :

$$P_{εξ} > P_{atm} \quad (4.2)$$

Ωστόσο με τον τρόπο αυτό τα θερμά καυσαέρια διέρχονται μέσα από τα περύγια του συμπιεστή και του ψυγείου αέρος (intercooler), δημιουργώντας έτσι πολλαπλά προβλήματα (επικαθίσεις) λόγω των περιεχόμενων σε αυτά σωματιδίων.

Για το λόγο αυτό το πλέον χρησιμοποιούμενο σύστημα ανακυκλοφορίας των καυσαερίων είναι αυτό της υψηλής πίεσης. Όπως δηλώνεται και από το όνομα, στο σύστημα αυτό υπάρχει σύνδεση της εξαγωγής του καυσαερίου με την εισαγωγή του αέρα **ανάντι** του στροβίλου και **κατάντι** του συμπιεστή.



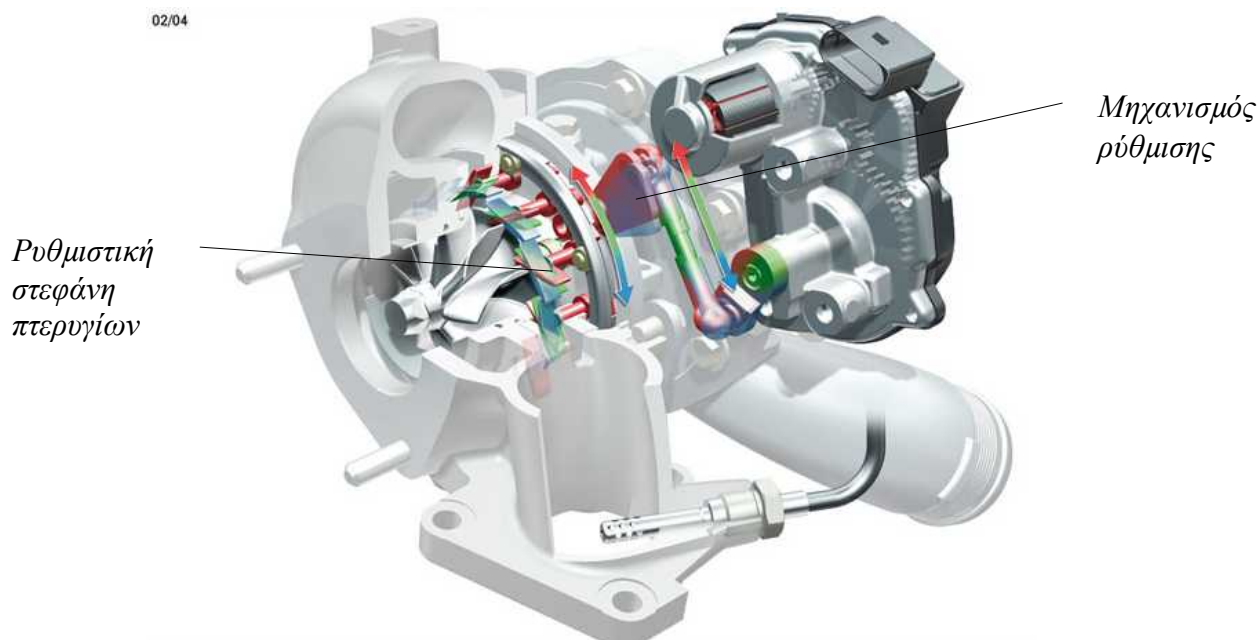
Σχ. 4.9
Σύστημα EGR υψηλής πίεσης

Τόσο πριν το στρόβιλο όσο και μετά το συμπιεστή οι πιέσεις είναι συγκριτικά μεγαλύτερες και για το λόγο αυτό ο βρόχος που δημιουργείται αποκαλείται βρόχος υψηλής πίεσης. Με τον τρόπο αυτό αποφεύγονται όλα τα προαναφερθέντα προβλήματα, που συναντώνται στο σύστημα χαμηλής πίεσης. Η ροή των καυσαερίων ρυθμίζεται μέσω κατάλληλης ρυθμιστικής δικλείδας (EGR valve) και επιτυγχάνεται μόνο όταν η πίεση προ του στροβίλου (back pressure, P_{exh}) είναι υψηλότερη της πίεσης του αέρα μετά το συμπιεστή (P_{boost}). Θα πρέπει δηλαδή:

$$P_{exh} > P_{boost} \quad (4.2)$$

Αυτό μπορεί να επιτευχθεί ρυθμίζοντας την πίεση προ του στροβίλου, πράγμα το οποίο επιτυγχάνεται πρακτικά με δύο τρόπους:

- είτε με κατάλληλη ρύθμιση της παρακαμπτήριας βαλβίδας του στροβίλου – υπερπληρωτή (wastegate).
- είτε με χρήση στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας (VGT).



Σχήμα 4.10
Στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας (VGT)

Η χρήση του στρόβιλου μεταβλητής γεωμετρίας είναι αρκετά δημοφιλής, αφού μέσω της ρυθμιστικής στεφάνης των περυγίων μπορούμε να επιτύχουμε την επιθυμητή κάθε φορά πίεση. Η ρύθμιση αυτή της πίεσης προ του στρόβιλου είναι ιδιαίτερα χρήσιμη, διότι όσο αυξάνουμε τα ποσοστά EGR τόσο μεγαλύτερη πρέπει να είναι η διαφορά της πίεσης στα άκρα του σωλήνα ανακυκλοφορίας (προ του στρόβιλου και μετά το συμπιεστή). Εξάλλου η ανακυκλοφορία αυτή των καυσαερίων σημαίνει απώλεια ισχύος για το στρόβιλο, διότι μειώνεται η διαπερνούσα παροχή των καυσαερίων. Με χρήση λοιπόν του στρόβιλου μεταβλητής γεωμετρίας το πρόβλημα αυτό αντιμετωπίζεται, ιδιαίτερα μάλιστα στα χαμηλά φορτία όπου η παροχή καυσαερίων είναι μικρή. Ρυθμίζοντας κατάλληλα την στεφάνη των ρυθμιστικών περυγίων μπορούμε να επιτύχουμε τόσο ικανοποιητική λειτουργία του στρόβιλου όσο και ικανοποιητική λειτουργία του EGR.

Το τελευταίο καιρό η συμμόρφωση με τα επιβάλλοντα όρια εκπομπών NO_x γίνεται ολοένα και πιο δύσκολη μιας και τα όρια αυτά γίνονται όλο και πιο αυστηρά. Για το λόγο αυτό οι κατασκευαστές, αρχίζουν να προσανατολίζονται σε μια προσπάθεια περαιτέρω ψύξης των ανακυκλοφορούντων καυσαερίων πιο γνωστή σαν **διβάθμια ψύξη (two stage EGR cooling) καυσαερίων** σε μια προσπάθεια τους να αυξήσουν τα ποσοστά του EGR. Η μέθοδος αυτή επιτελείται πρακτικά με δύο τρόπους:

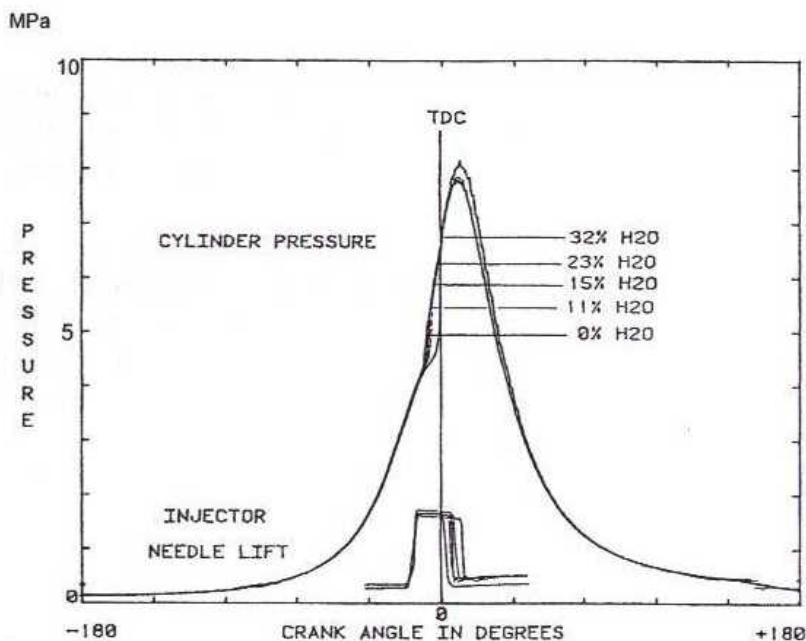
- με τον παραπάνω προαναφερθέντα τρόπο, με χρήση δηλαδή εναλλάκτη καυσαερίων – ψυκτικού υγρού
- με χρήση (σε σειρά) επιπλέον εναλλάκτη καυσαερίων – αέρα.

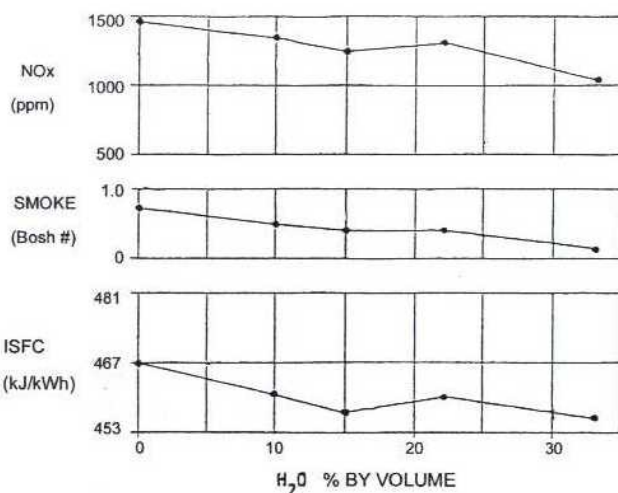
Αξίζει βέβαια να τονίσουμε, ότι προς την κατεύθυνση αυτή μείωσης της θερμοκρασίας των καυσαερίων, το σύστημα ανακυκλοφορίας χαμηλής πίεσης

υπερτερεί αρκετά . Αυτό γιατί τα καυσαέρια μετά την εκτόνωση τους στο στρόβιλο , έχουν χαμηλότερη θερμοκρασία σε σχέση με την απομάστευση τους προ του στρόβιλου (σύστημα υψηλής πίεσης) . Βέβαια πρέπει να πούμε ότι μεγάλη μείωση της θερμοκρασίας δεν είναι επιθυμητή , δεδομένου ότι τότε λόγω του περιεχόμενου υδρατμού έχουμε υγροποίηση του καυσαερίου στον οχετό εξαγωγής , προκαλώντας έτσι πολλαπλά προβλήματα . Μεταξύ αυτών πιο κρίσιμο θεωρείται η δημιουργία θεικού οξέως (H_2SO_4) , οφειλόμενο στην μικρή περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο . Για το λόγο αυτό σε τέτοιες περιπτώσεις (υπερ)ψύξης των καυσαερίων , τίθεται ένας κάτω περιορισμός ως προς την καθαρότητα του καυσίμου σε θείο (S) .

4.2.5 Η Κάυση με Έγχυση Νερού

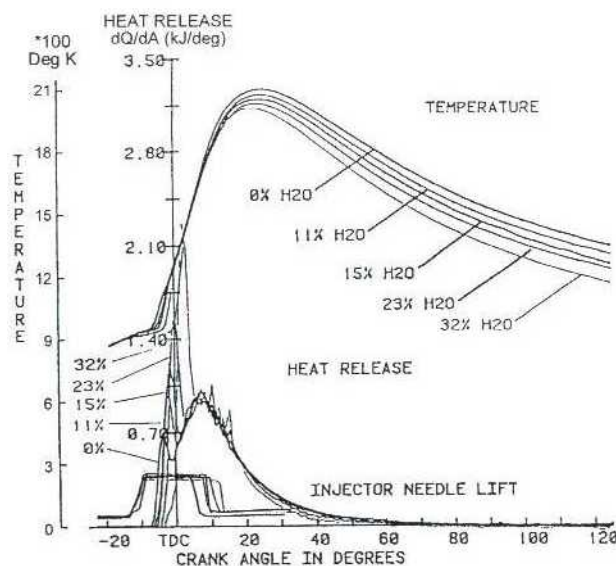
Μια άλλη εναλλακτική μέθοδος μείωσης των εκπομπών NO_x είναι η έγχυση νερού στο θάλαμο καύσης . Το νερό δεν λαμβάνει μέρος στην αντίδραση της καύσης , αλλά απλά συντελεί στη μείωση της μέγιστης θερμοκρασίας αυτής . Η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης του νερού και η απαιτούμενη ενέργεια για τη χημική του διάσπαση ρίχνει την τιμή της θερμοκρασίας σε χαμηλότερα επίπεδα . Οι μέθοδοι με τις οποίες το νερό εισάγεται στο θάλαμο καύσης είναι δύο : είτε με απευθείας ψεκασμό του νερού στο ρεύμα του αέρα εισαγωγής , είτε με δημιουργία γαλακτώματος καυσίμου - νερού . Στα παρακάτω γραφήματα φαίνονται αναλυτικά όλα τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την εξέταση έγχυσης γαλακτώματος καυσίμου - νερού σε ένα μονοκύλινδρο κινητήρα Diesel .





Σχήμα 4.11

Δυναμοδεικτικό διάγραμμα (άνω) – Επίδραση της έγχυσης νερού στην εκπομπή NO_x, καπνού και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου (ISFC) (κάτω)



Σχήμα 4.12

Διάγραμμα έκλυσης θερμότητας

Παρατηρούμε ότι όσο αυξάνεται η ποσότητα νερού (μέχρι και 32 %), οι εκπομπές NO_x, καπνού και η ειδική κατανάλωση καυσίμου (SFC) μειώνονται, ενώ μικρή αύξηση παρουσιάζει η μέγιστη πίεση καύσης (peak pressure). Όσον αφορά τη θερμοκρασία, βλέπουμε στο σχήμα 4.12 ότι αυτή είναι καθαρά όλο και χαμηλότερη, όσο η ποσότητα νερού αυξάνεται. Αυτός είναι άλλωστε και ο βασικός λόγος μείωσης των NO_x.

Λεπτομερής επίσης εξέταση του ανωτέρω διαγράμματος δείχνει ότι όσο η ποσότητα του νερού αυξάνεται, η θερμοκρασία του κυλίνδρου γίνεται χαμηλότερη και κατά τη διάρκεια της καθυστέρησης αναφλέξεως. Το γεγονός αυτό έχει ως άμεση συνέπεια την αύξηση της καθυστέρησης αναφλέξεως, δηλαδή χρονική υστέρηση της όλης διαδικασίας καύσης. Αυτό αντικατοπτρίζεται

στο παραπάνω γράφημα , με τη μικρή προς τα κάτω και δεξιά μετατόπιση του διαγράμματος έκλυσης θερμότητας (heat release) στην περιοχή προ του ANΣ . Από την άλλη η αύξηση αυτή της καθυστέρησης αναφλέξεως σημαίνει , ότι όλο και μεγαλύτερη ποσότητα καυσίμου καίγεται τη στιγμή έναρξης της καύσης , αφήνοντας έτσι μια μικρή ποσότητα για τα τελευταία στάδια αυτής . Κατά συνέπεια το διάγραμμα έκλυσης θερμότητας εμφανίζει μέγιστες τιμές στην περιοχή του ANΣ με αποτέλεσμα την αύξηση του βαθμού απόδοσης του κύκλου και τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου . Επιπλέον η μειωμένη έκλυση θερμότητας στα τελικά στάδια της καύσης αποτελεί τον κύριο λόγο μείωσης των εκπομπών αιθάλης .

Παρόλο τα θετικά αποτελέσματα , δεν παύουν βέβαια να λείπουν και τα προβλήματα με την εφαρμογή αυτής της μεθόδου . Το πρακτικό πρόβλημα που ανακύπτει είναι η αποθήκευση και η τροφοδοσία του νερού , όπως επίσης και τυχόν προβλήματα διάβρωσης σε διάφορα εξαρτήματα της μηχανής . Επιπλέον η ποσότητα νερού ανά κύλινδρο και κύκλο λειτουργίας δεν μπορεί να υπερβαίνει κάποια όρια (περίπου 40 % κ.ο) δεδομένου ότι αρχίζουμε πλέον να έχουμε προβλήματα στην ίδια την καύση (πλημμελή καύση), με άμεσο αποτέλεσμα τη μείωση της παραγόμενης ισχύος ή και ακόμα σβέση του κινητήρα . Ωστόσο λόγω του μεγάλου πλεονεκτήματος της ταυτόχρονης δηλαδή μείωσης των NOx και αιθάλης , η μέθοδος αυτή έχει βρει τα τελευταία χρόνια μεγάλη αναγνωρισιμότητα .

4.3 Οι Μέθοδοι Περιστολής

Όπως έχει αναφερθεί , οι μέθοδοι περιστολής στοχεύουν στη μείωση της συγκέντρωσης ρύπων με επεξεργασία του καυσαερίου εκτός του θαλάμου καύσεως (στην εξαγωγή) . Όσον αφορά τα NO_x , αν και οι τεχνολογίες που έχουν κατά καιρούς αναπτυχθεί για τη μείωση τους (καταλυτικοί μετατροπείς , θερμικοί αντιδραστήρες) είναι αρκετές , εντούτοις δεν μπορούν να εφαρμοστούν όλες στην περίπτωση του κινητήρα Diesel , αποτελώντας αποκλειστικό "προνόμιο" των κινητήρων Otto . Ο λόγος είναι ότι στους κινητήρες Diesel το μίγμα είναι αρκετά φτωχό , οπότε το καυσαέριο περιέχει σημαντικές ποσότητες οξυγόνου και βρίσκεται σε χαμηλότερη θερμοκρασιακή στάθμη . Αυτό αποτελεί ένα πρόβλημα δεδομένου ότι πολλές από αυτές τις μεθόδους απαιτούν υψηλή θερμοκρασία καυσαερίων . Εξαίρεση βέβαια αποτελεί η μέθοδος SCR (Selective Catalytic Reduction) η οποία δύναται να εφαρμοστεί και σε κινητήρες Diesel . Στις επόμενες παραγράφους θα περιγράψουμε τη λειτουργία της μεθόδου αυτής , καθώς και αυτήν των παγίδων αιθάλης .

4.3.1 Οι Παγίδες Αιθάλης

Όπως δηλώνεται από το όνομα , οι παγίδες αιθάλης (particulate ή soot traps) είναι φίλτρα τα οποία συγκρατούν τα σωματίδια της αιθάλης και στη συνέχεια

τα οξειδώνουν. Οι παγίδες αυτές τοποθετούνται στον σωλήνα εξαγωγής των καυσαερίων μέσα από τον οποίο διέρχονται τα θερμά καυσαέρια .



*Σχήμα 4.13
Παγίδα αιθάλης*

Με βάση το υλικό και τον τρόπο κατασκευής τους, οι παγίδες διακρίνονται στα εξής είδη : Κεραμικοί μονόλιθοι, πλέγμα συρμάτων επικαλυμμένων με οξείδιο του αργιλίου, κεραμικός αφρός, ψάθα κεραμικών ινών, περιέλιξη ειδικού σχοινιού (από υφασμένη ίνα σιλικόνης) σε πορώδη σωλήνα. Κάθε μία από αυτές τις κατηγορίες έχει τη δική της ικανότητα παγιδεύσεως .

Η τεχνολογία των παγίδων αιθάλης στους κινητήρες Diesel παρουσιάζει όμως κάποια πρακτικά προβλήματα. Βασικό πρόβλημα είναι η τοποθέτηση τους στον σωλήνα της εξαγωγής. Η τοποθέτηση αυτή αυξάνει την πίεση εξόδου, αφού ουσιαστικά αποτελεί ένα εμπόδιο στη διέλευση των καυσαερίων. Για την ομαλή ροή λοιπόν των καυσαερίων απαιτείται αυξημένη **πίεση αντίθλιψης** από τον κινητήρα, πίεση η οποία πρέπει όλο και να αυξάνεται με το πέρασμα του χρόνου. Αυτό γιατί από ένα σημείο και μετά η ποσότητα των συγκεντρωμένων σωματιδίων είναι τόσο μεγάλη (φόρτιση παγίδας), που φράσσει τη δίοδο των καυσαερίων προς την ατμόσφαιρα, εμποδίζοντας τη ροή τους. Με τον τρόπο αυτό μειώνεται η παραγόμενη από τον κινητήρα ισχύς, το έλλειμα της οποίας για να αντισταθμιστεί απαιτεί επιπλέον παροχή καυσίμου στον κινητήρα (αύξηση φορτίου).

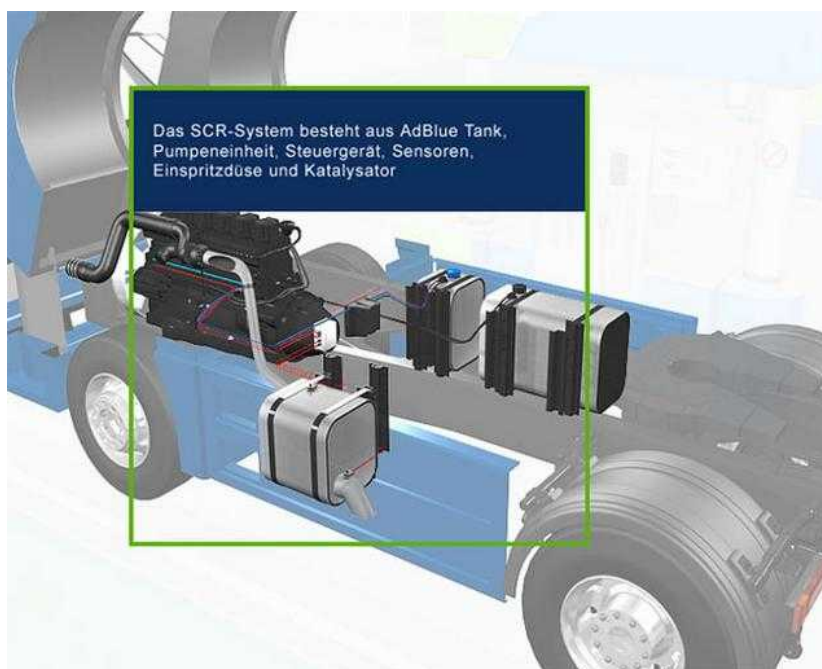
Υπό κανονικές συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα Diesel, τα παγιδευόμενα σωματίδια αιθάλης δεν μπορούν να αναφλεγούν και οξειδωθούν. Για το λόγο αυτό σημαντική διεργασία για την λειτουργία της παγίδας αποτελεί η λεγόμενη **αναγέννηση** της. Αυτή συνίσταται στην κατάκαυση των παγιδευμένων σε αυτήν σωματιδίων, πράγμα το οποίο μπορεί να επιτευχθεί δια ανυψώσεως της θερμοκρασίας στο σημείο αναφλέξεως της αιθάλης για όσο διάστημα παρέχονται τα πλούσια σε αέρα καυσαέρια. Τα σωματίδια της αιθάλης αναφλέγονται σε θερμοκρασία της τάξης των 500 - 600 °C, η οποία όμως είναι ανώτερη από τις κανονικά συναντώμενες θερμοκρασίες εξόδου των καυσαερίων κινητήρων Diesel.

Έτσι για να λυθεί το πρόβλημα, θα πρέπει κατά τη διάρκεια της αναγέννησης, είτε να γίνει εξωτερική θέρμανση των καυσαερίων (**θετική αναγέννηση**), είτε να επιτευχθεί ανάφλεξη σε αρκετά χαμηλότερη θερμοκρασία χρησιμοποιώντας κατάλληλο ενεργό, καταλυτικό υλικό (**καταλυτική αναγέννηση**). Η θετική αναγέννηση γίνεται με απευθείας ψεκασμό καυσίμου στο ρεύμα εξαγωγής. Στην καταλυτική αναγέννηση το καταλυτικό υλικό μπορεί είτε να εμποτισθεί στην πορώδη κεραμική επίστρωση του υλικού υποστήριξης της παγίδας, είτε να εισαχθεί σαν πρόσθετο μέσα στο καύσιμο, επιφέροντας μείωση της θερμοκρασίας αναφλέξεως των σωματιδίων σε χαμηλά επίπεδα, έως και 200 °C.

Με κατάλληλη σχεδίαση και τοποθέτηση της παγίδας αιθάλης, η διαδικασία αναγέννησης της γίνεται μόνη της και μπορεί σε μεγάλη έκταση να είναι αυτορυθμιζόμενη. Σε μια καλώς σχεδιασμένη παγίδα η μείωση της αιθάλης μπορεί να φτάσει σε επίπεδα του 70 %, κατά το στάδιο που δεν αρχίζει να εμφανίζει προβλήματα.

4.3.2 Η μέθοδος SCR

Η μέθοδος SCR καλείται να περιορίσει τον δεύτερο, κύριο ρύπο που μας απασχολεί, δηλαδή τα NO_x. Η αρχή λειτουργίας της μεθόδου αυτής βασίζεται σε μια χημική αντίδραση μεταξύ των καυσαερίων και ενός αναγωγικού μέσου με τη βοήθεια ενός καταλύτη. Το αναγωγικό μέσο (συνήθως αμμωνία NH₃) μπορεί να είναι είτε σε υγρή είτε σε αέρια μορφή και αντιδρά με τα περιεχόμενα NO_x του καυσαερίου σχηματίζοντας νερό (H₂O) και καθαρό άζωτο (N₂). Για την επιτέλεση της χημικής αντίδρασης απαιτούνται ειδικοί καταλύτες αποτελούμενοι κυρίως από βανάδιο (V).



Σχ. 4.14

Σύστημα SCR εγκατεστημένο σε φορτηγό

Το κύριο πρόβλημα που ανακύπτει με το βανάδιο είναι , ότι αυτό δυσλειτουργεί σε θερμοκρασίες ανώτερες των 600 °C , κάνοντας έτσι προβληματική τη χρησιμοποίηση της μεθόδου αυτής σε συνδυασμό με τις παγίδες αιθάλης . Αυτό γιατί οι παγίδες αιθάλης , όπως είδαμε , εκμεταλλεύονται τις υψηλές θερμοκρασίες κατά τη διαδικασία της αναγέννησης τους . Για το λόγο αυτό , πέρα από το βανάδιο , ένας άλλος συχνά χρησιμοποιούμενος καταλύτης είναι ο ζεολίτης . Ο ζεολίτης είναι ένα ένυδρο αλουμινο – πυριτικό μέταλλο με πορώδη μικροδομή και αυξημένη θερμική αντοχή , δίνοντας του τη δυνατότητα να εκτίθεται για μακρύ χρονικό διάστημα σε θερμοκρασίες πάνω από 650 °C . Ωστόσο σε περιπτώσεις όπου τα εξερχόμενα καυσαέρια είναι σε χαμηλότερες θερμοκρασιακές στάθμες (π.χ. ατμοηλεκτρικές μονάδες , κινητήρες Diesel πλοίων κτλ.) η επιλογή του βαναδίου είναι πάντα προτιμητέα .

Γίνεται λοιπόν κατανοητό , ότι η όλη διαδικασία της μεθόδου είναι αρκετά ευαίσθητη στη θερμοκρασία των καυσαερίων , γεγονός που επιβάλλει περιορισμούς στην τιμή της . Ο έλεγχος της τιμής της στα καυσαέρια απαιτεί ηλεκτρονικά συστήματα ελέγχου , τα οποία περιορίζουν την τιμή αυτή εντός ενός στενού εύρους . Βέβαια πέρα από τον καταλύτη , προβλήματα με τη θερμοκρασία προκαλεί και η χρησιμοποιούμενη αμμωνία . Όταν η θερμοκρασία των εξερχομένων καυσαερίων είναι αρκετά χαμηλή , παράγονται διάφορα άλλα παραπροϊόντα των αντιδράσεων της αμμωνίας , τα οποία είναι αρκετά τοξικά . Για το λόγο αυτό οι σχεδιαστές τέτοιων συστημάτων προσανατολίζονται σε άλλους τρόπους όπως π.χ. χρήση έξτρα καταλυτών μετά τον καταλύτη του SCR , ή ακόμα και χρήση της ουρίας ($(\text{NH}_2)_2\text{CO}$) σαν εναλλακτικό αναγωγικό μέσο .

Η ουρία αν και λιγότερο αποδοτική σε σχέση με την αμμωνία , έχει γίνει αρκετά δημοφιλής στους κατασκευαστές τέτοιων συστημάτων , δεδομένου ότι δεν είναι τοξική (όπως η NH_3) προσφέροντας έτσι ευκολία στην διακίνηση και αποθήκευση της . Πάντως και στις δύο περιπτώσεις το αναγωγικό μέσο πρέπει να είναι αρκετά καθαρό για να αποφευχθεί τυχόν φραξιμό της επιφάνειας του καταλύτη , σε συνδυασμό πάντα με συχνό καθαρίσμα από διάφορες επικαθίσεις (κρούστες). Καθοριστικός τέλος παράγοντας της διάρκειας ζωής του συστήματος αποτελεί και η επιλογή των κατάλληλων υλικών κατασκευής .

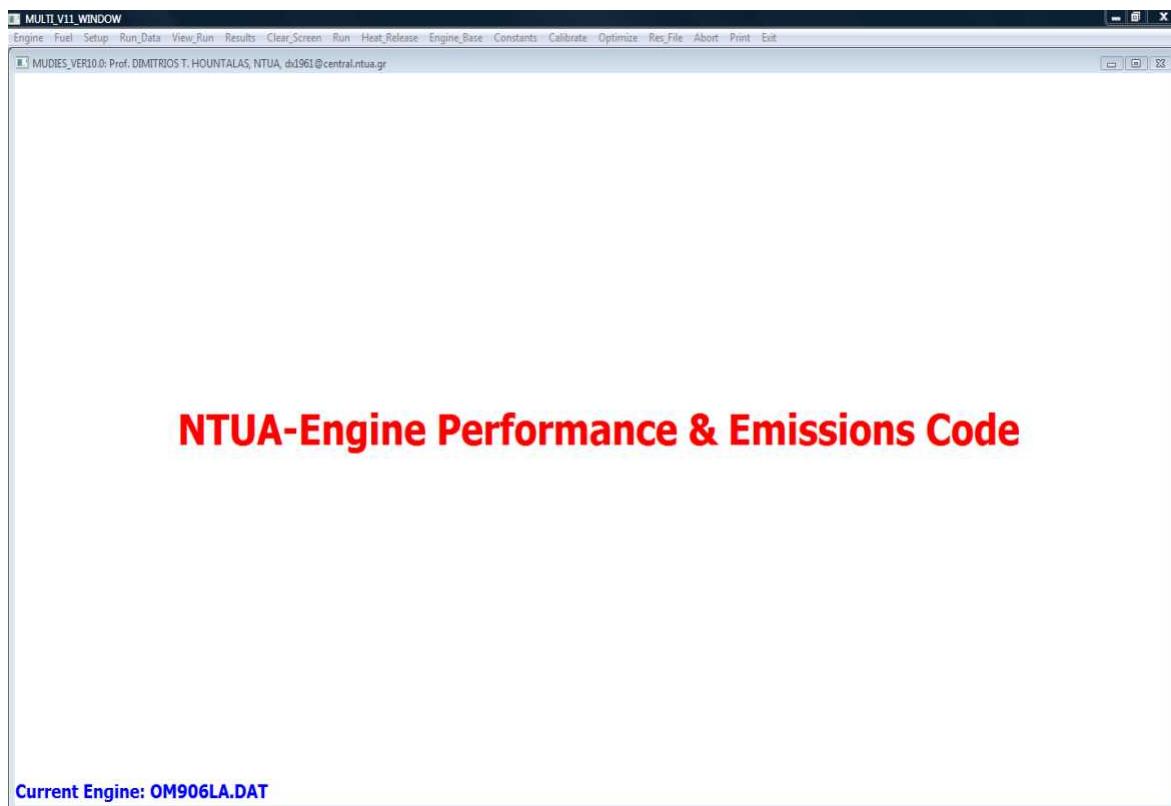
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΤΟΥ ΚΩΔΙΚΑ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ

5.1 Συνοπτική Παρουσίαση του Κώδικα

Όπως αναφέρθηκε στην εισαγωγή, βασικός στόχος της διπλωματικής αυτής εργασίας είναι να εξετάσουμε την επίδραση που έχει η εφαρμογή υψηλών ποσοστών ανακυκλοφορίας του καυσαερίου (καύση χαμηλών θερμοκρασιών) στη συμπεριφορά και στις εκπομπές ρύπων ενός κινητήρα Diesel. Η επίδραση, που εξετάζουμε, αφορά τις εκπεμπόμενες ποσότητες του μονοξειδίου του αζώτου (NO), και της αιθάλης (Soot), καθώς επίσης και διάφορες άλλες επιδόσεις και παραμέτρους λειτουργίας. Ωστόσο βασική επιδίωξη μας στη μελέτη αυτή είναι να δούμε τι συμβαίνει με την αιθάλη στην περίπτωση της καύσης χαμηλών θερμοκρασιών.

Η όλη μελέτη βασίζεται στη χρήση ενός κατάλληλου, υπολογιστικού κώδικα προσομοίωσης. Ο κώδικας που χρησιμοποιήθηκε είναι ο NTUA ENGINE PERFORMANCE & EMISSIONS CODE, ένα πολυζωνικό (MULTI-ZONE) μοντέλο προσομοίωσης του κύκλου λειτουργίας ενός κινητήρα. Το υπολογιστικό αυτό μοντέλο, που ανεπτύχθη από το διδακτικό προσωπικό του Εργαστηρίου Μηχανών Εσωτερικής Καύσης υπό την επίβλεψη του Καθηγητή κ. Δ.Θ. Χουντάλα, είναι ένα φαινομενολογικό μοντέλο. Χρησιμοποιεί δηλαδή ημι-εμπειρικές σχέσεις για την περιγραφή των διεργασιών που επιτελούνται κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας ενός κινητήρα.



Σχήμα 5.1

Επιφάνεια εργασίας του κώδικα

Για την εκτέλεση της προσομοίωσης ο κώδικας απαιτεί μια σειρά δεδομένων (input data) καθώς επίσης και ένα σύνολο επιλογών για τον καθορισμό των απαραίτητων ρυθμίσεων. Τα αναγκαία δεδομένα που απαιτούνται είναι τα εξής:

- Γεωμετρικά δεδομένα του κινητήρα

Εδώ περιέχονται όλες οι πληροφορίες του κινητήρα επί του οποίου θα γίνει η προσομοίωση.

- Συνθήκες λειτουργίας (operating conditions)

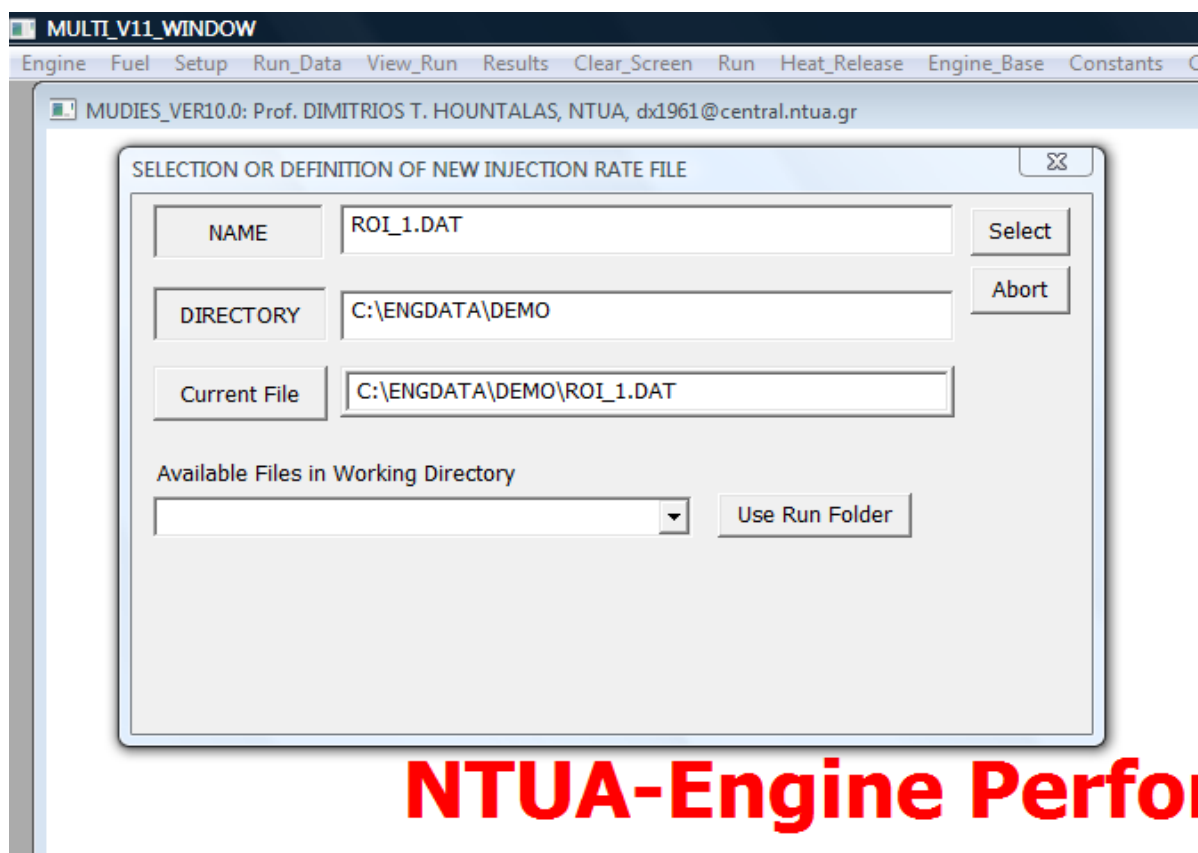
Ο χρήστης θα πρέπει να ορίσει πλήρως τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα, για τις οποίες θέλουμε να γίνει η προσομοίωση. Οι συνθήκες αυτές αναγράφονται αναλυτικά στον επόμενο πίνακα.

Σχήμα 5.2

Μενού επιλογής συνθηκών λειτουργίας (σημείο λειτουργίας)

Όπως βλέπουμε , το μενού αυτό απαιτεί τη γνώση των συνθηκών λειτουργίας (στροφές , προπορεία , θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος κτλ.) κάτω υπό τις οποίες θα γίνει η προσομοίωση , με μία από τις συνθήκες αυτές να αποτελεί το ποσοστό του EGR (EGR rate), που κάθε φορά επιθυμούμε . Το μοντέλο επίσης μας δίνει τη δυνατότητα να εισάγουμε πειραματικά μετρημένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα (Cylinder pressure file)για το συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας σε περίπτωση που θέλουμε να κάνουμε μια σύγκριση με το αντίστοιχα υπολογιζόμενο . Μέσω της σύγκρισης αυτής , πραγματοποιείται και η βαθμονόμηση του κώδικα , η οποία γίνεται αυτόματα .

- Η έγχυση του καυσίμου

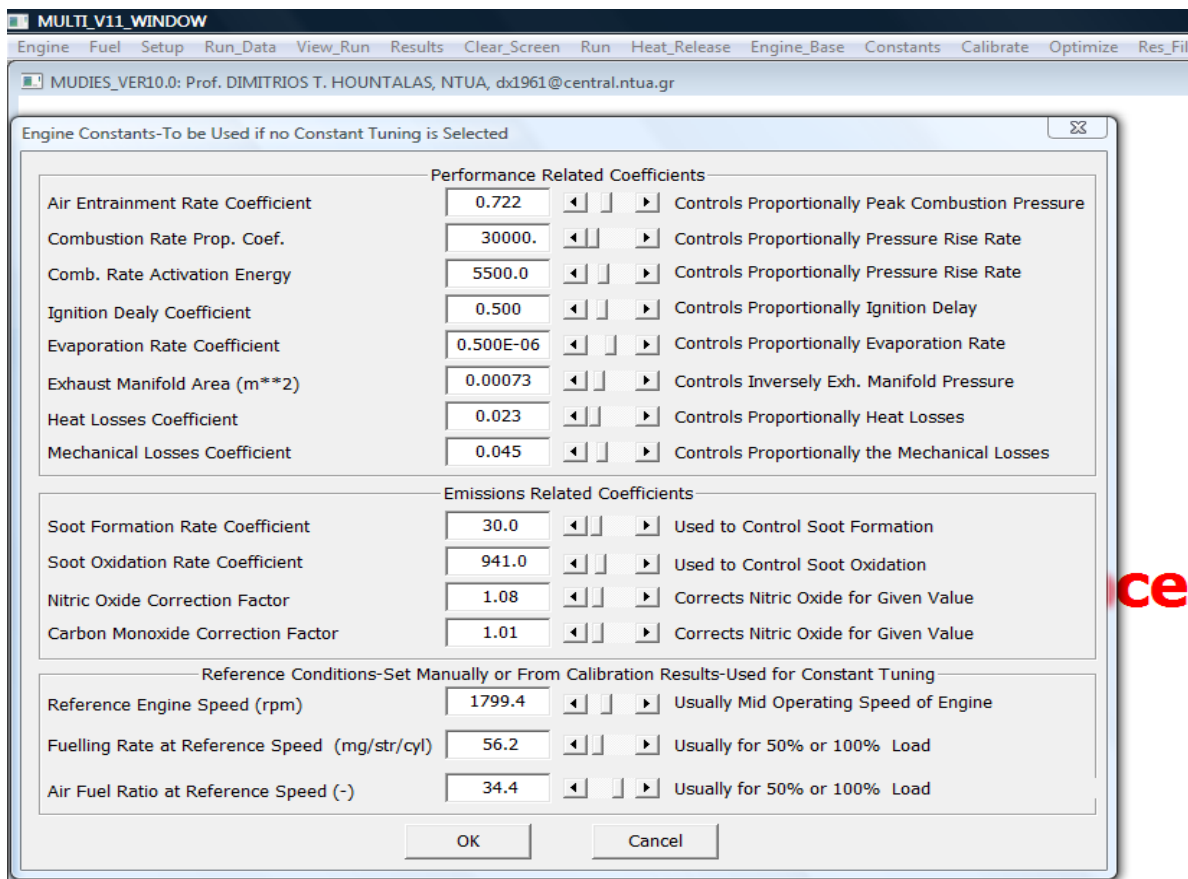


Σχήμα 5.3
Επιλογή αρχείου ψεκασμού

Απαραίτητο στοιχείο για τη διεξαγωγή της προσομοίωσης αποτελεί η έγχυση του καυσίμου . Όπως για το δυναμοδεικτικό διάγραμμα , έτσι και εδώ έχουμε τη δυνατότητα να χρησιμοποιήσουμε συγκεκριμένο αρχείο ψεκασμού (injection rate file) , το οποίο περιέχει το αντίστοιχο προφίλ ψεκασμού για το σημείο λειτουργίας που μας ενδιαφέρει .

- Οι τιμές των σταθερών του μοντέλου (model constants)

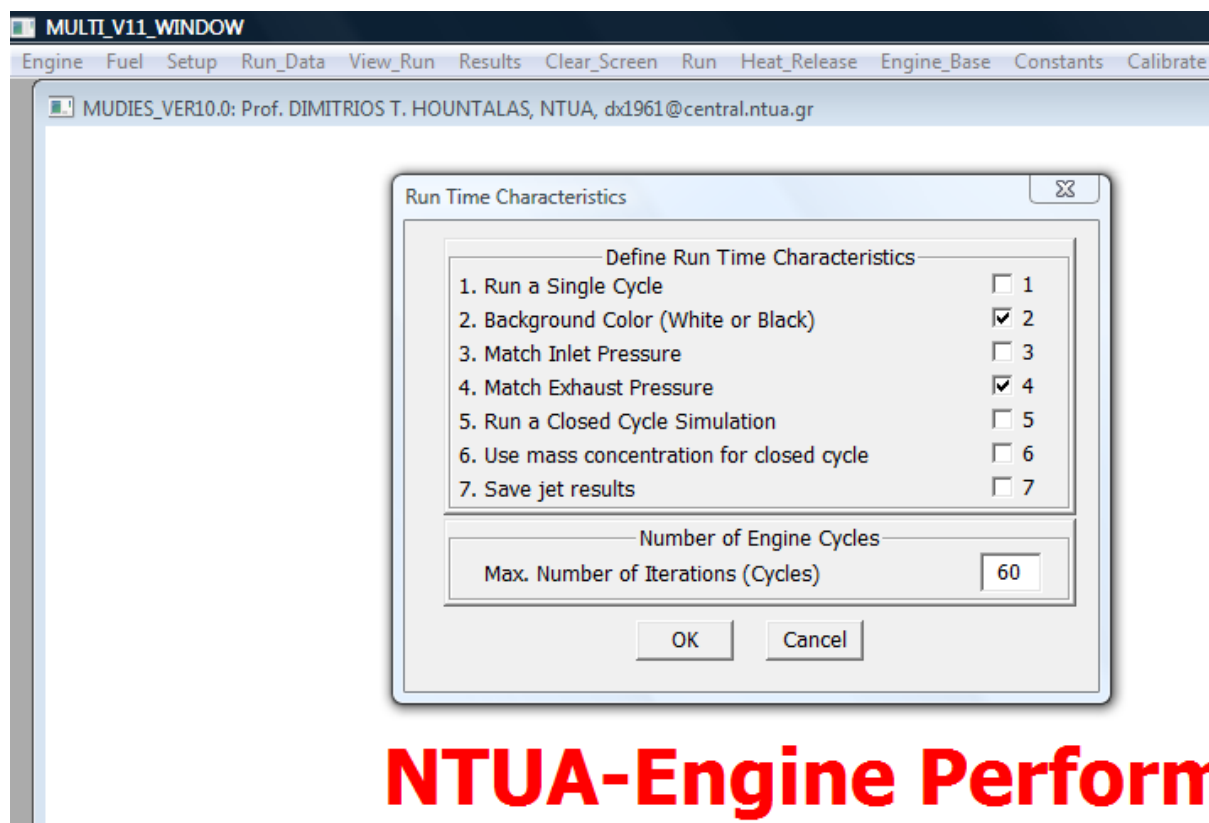
Πρόκειται για τις τιμές συντελεστών οι οποίοι σχετίζονται με διάφορες διεργασίες που λαμβάνουν χώρα εντός του κυλίνδρου του κινητήρα. Τέτοιες διεργασίες είναι: η συμπαράσυρση – είσοδος του αέρα στη δέσμη του καυσίμου (air entrainment rate), ο ρυθμός εξέλιξης της καύσης (combustion rate), η καθυστέρηση αναφλέξεως (ignition delay), η ατμοποίηση του καυσίμου (evaporation), η εκπομπή των ρύπων NO, CO και αιθάλης.



Σχήμα 5.4
Μενού σταθερών μοντελοποίησης

Η επιλογή της τιμής των παραπάνω σταθερών επηρεάζει την ακρίβεια των παρεχόμενων αποτελεσμάτων, επίδραση η οποία αντικατοπτρίζεται στα βασικά υπολογιζόμενα μεγέθη. Τα μεγέθη αυτά, που σχετίζονται άμεσα με τις παραπάνω σταθερές είναι: η μέγιστη πίεση καύσης (peak combustion pressure), η καθυστέρηση αναφλέξεως (ignition delay) οι εκπεμπόμενες ποσότητες NO, CO και αιθάλης κτλ.

Ανάλογα με το τι επιθυμούμε υπάρχουν δύο δυνατότητες: να γίνει προσομοίωση **κλειστού** κύκλου ή **ανοιχτού**.



NTUA-Engine Perform

Σχήμα 5.5

Μενού επιλογής κλειστού – ανοικτού κύκλου

Ο κλειστός κύκλος (closed cycle simulation) κάνει προσομοίωση του κύκλου για το διάστημα που ο θάλαμος καύσης είναι κλειστός (κλείσιμο βαλβίδας εισαγωγής – άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής). Τα απαιτούμενα εδώ δεδομένα παρέχονται από κατάλληλο αρχείο, στο οποίο περιέχονται όλες οι συνθήκες (π.χ. πίεση, θερμοκρασία), καθώς και λεπτομέρειες για τη σύσταση του εγκλωβισθέντος στον κύλινδρο αερίου, κατά το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής. Αντιθέτως ο ανοικτός κύκλος κάνει προσομοίωση για όλη την περίοδο του κύκλου, περιέχοντας δηλαδή και τις φάσεις της εναλλαγής των αερίων. Τα δεδομένα εδώ εισάγονται μέσω του πίνακα του σχήματος 5.2. Αξίζει να σημειώσουμε εδώ, ότι στην όλη ανάλυση που θα ακολουθήσει, έγινε προσομοίωση **ανοικτού κύκλου**.

Μετά το πέρας της προσομοίωσης, ο κώδικας μας δίνει τη δυνατότητα να δούμε όλα τα αποτελέσματα που μας ενδιαφέρουν. Τα αποτελέσματα αυτά, καταγραφόμενα αναλυτικά σε κατάλληλο συγκεντρωτικό πίνακα (βλ. σχήμα 5.6), περιέχουν μεταξύ άλλων τόσο επιδόσεις (παραγόμενη ισχύς, βαθμός απόδοσης, ειδική κατανάλωση καυσίμου κτλ.) και λειτουργικές παραμέτρους (συντελεστής λ, στροφές), όσο και τιμές των εκπομπών των ρύπων NO, CO και αιθάλης.

CYLINDER DATA		POLLUTANT DATA		PERFORMANCE DATA		INJECTION DATA		GAS EXCHANGE DATA	
Speed (rpm):	1799.	EGR Mass (%):	17.5	Power Ind. (kW):	101.	Pmean Inj. (bar):	1072.	Compr. Pout (bar):	-
Ignition (deg):	2.8	O2 (%):	9.3	Power Brake(kW):	86.6	Pmax Inj. (bar):	1220.	Inlet Press. (bar):	1.76
Pmax (bar):	92.5	N2 (%):	76.0	Imep (bar):	10.59	Inj. Open (bar):	257.	Compr. Tout (C):	-
Inj. Main (deg):	-1.0	CO2 (%):	7.1	Bmep (bar):	9.07	Dur. Main (deg):	18.	A/C Tout (C):	29.1
Inj. Pilot (deg):	-	H2O (%):	7.6	Eff. Ind. (%):	46.5	Dur. Pilot (deg):	-	Inlet Temp. (C):	45.0
Inj. Post (deg):	-	NO (ppm):	234.	Eff. Brake (%):	39.8	Dur. Post (deg):	-	Turbine Pin (bar):	1.85
Main Delay (deg):	3.8	NO (g/kWh):	1.84	Eff. Mech. (%):	85.6	Inj. Delay (deg):	-	Turbine Tin (C):	485.
Pilot Delay (deg):	0.0	Soot (BSU):	0.29	bsfc (g/kWh):	210.1	Eff. Stroke (mm):	-	Turbine Tout (C):	412.
Post Delay (deg):	0.0	Soot (g/kWh):	0.025	Heat Loss (%):	-13.3	Pilot Fuel (%):	-	EGR CO2i/e (%):	17.5
Fuel (kg/h):	18.2	CO (%):	0.006	Fuel Burnt (%):	0.0	Post Fuel (%):	-	EGR Tamper. (C):	117.
Initial Pres(bar):	0.00	CO (g/kWh):	0.360	Max. Temp. (K):	2509.			W/S Flow (%):	0.0
Initial Temp. (C):	-	H2 (%):	0.000	Lambda (-):	1.92			Exhaust Temp. (C):	412.
O2 Percent (%):	0.0							Air (kg/s):	0.140

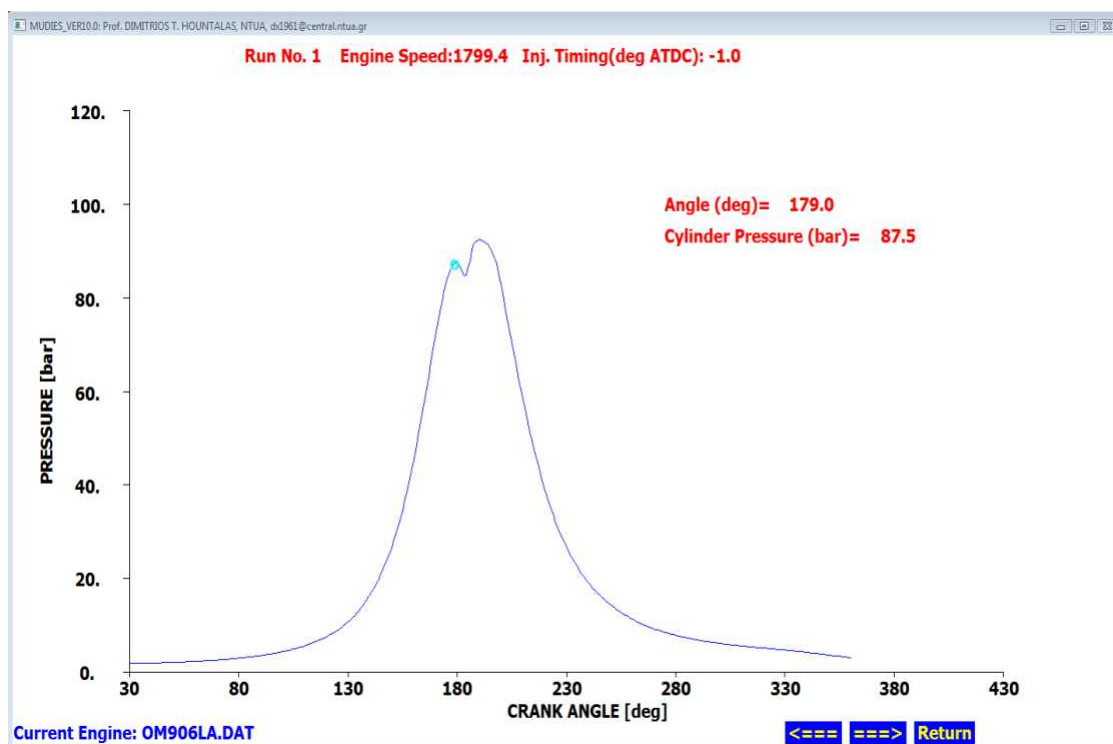
COMPONENT EFFICIENCY	
Compr. Effic. (%)	-
Turbine Effic. (%)	-
A/C Effect. (%)	-
EGR Cool Eff. (%)	0.0
EXR Cool Eff. (%)	0.0
P/T Toutout (C)	0.
P/T Pres/Ratio(-)	1.00
P/T Power (kW)	0.0
P/T Power (%)	0.0

Current Engine: OM906LA.DAT

Σχήμα 5.6
Συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων

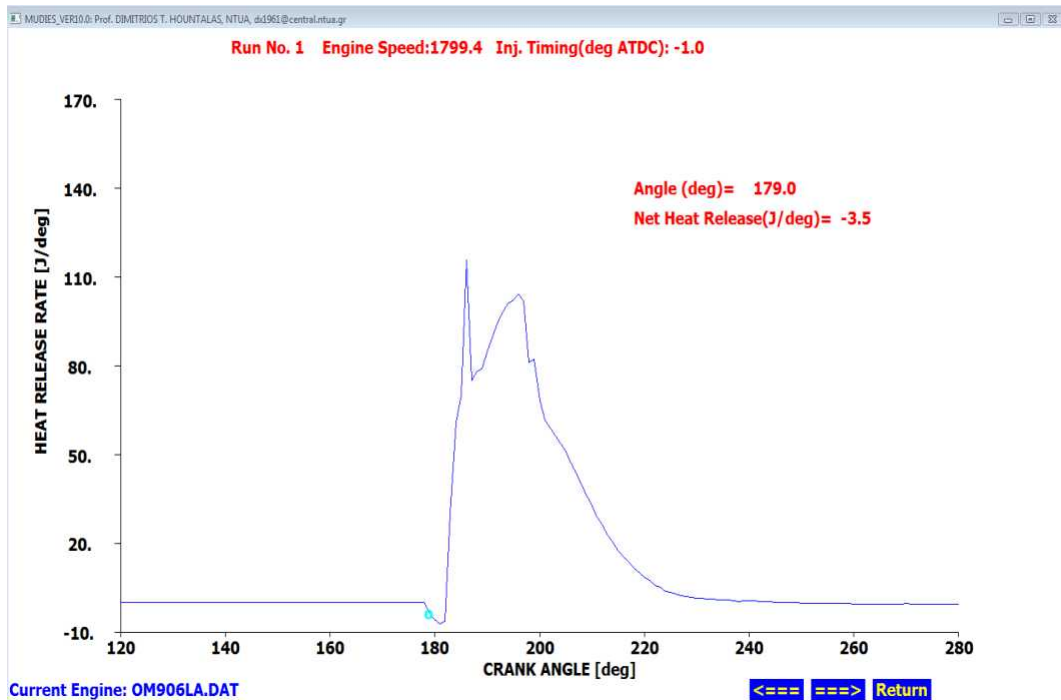
Χρήσιμες πληροφορίες μπορεί επίσης να αντλήσει κανείς και από τα διάφορα γραφήματα, τα οποία δύνανται να τυπωθούν στην οθόνη μετά από μία προσομοίωση. Τα γραφήματα αυτά είναι:

- διάγραμμα πίεσεως (δυναμοδεικτικό διάγραμμα)



Σχήμα 5.7
Δυναμοδεικτικό Διάγραμμα

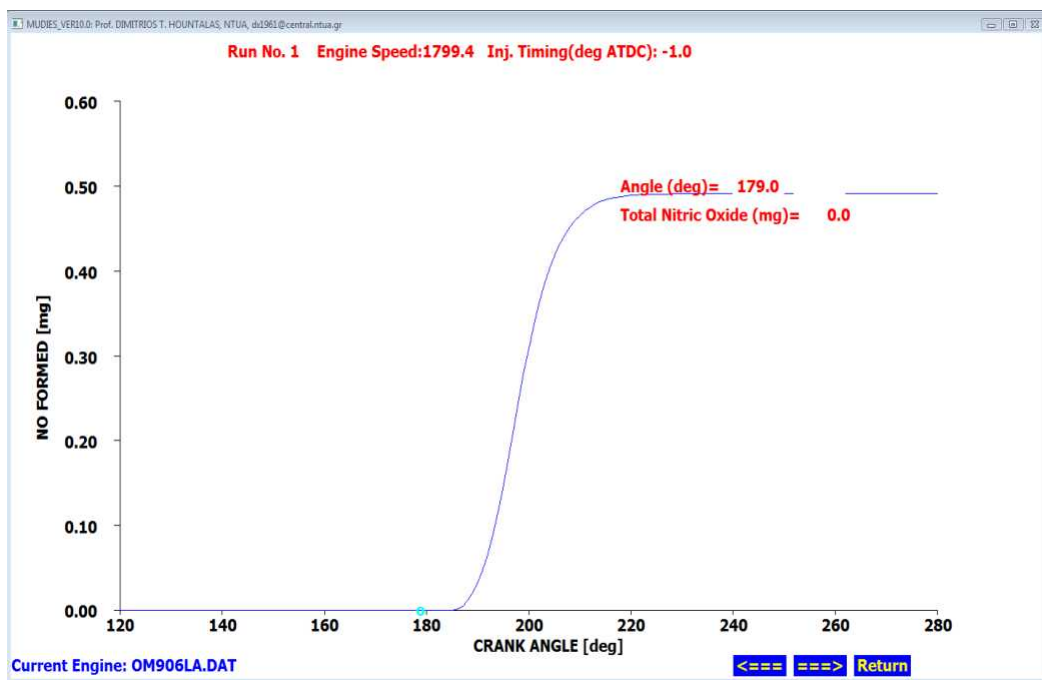
- διάγραμμα έκλυσης θερμότητας (heat release rate diagram)



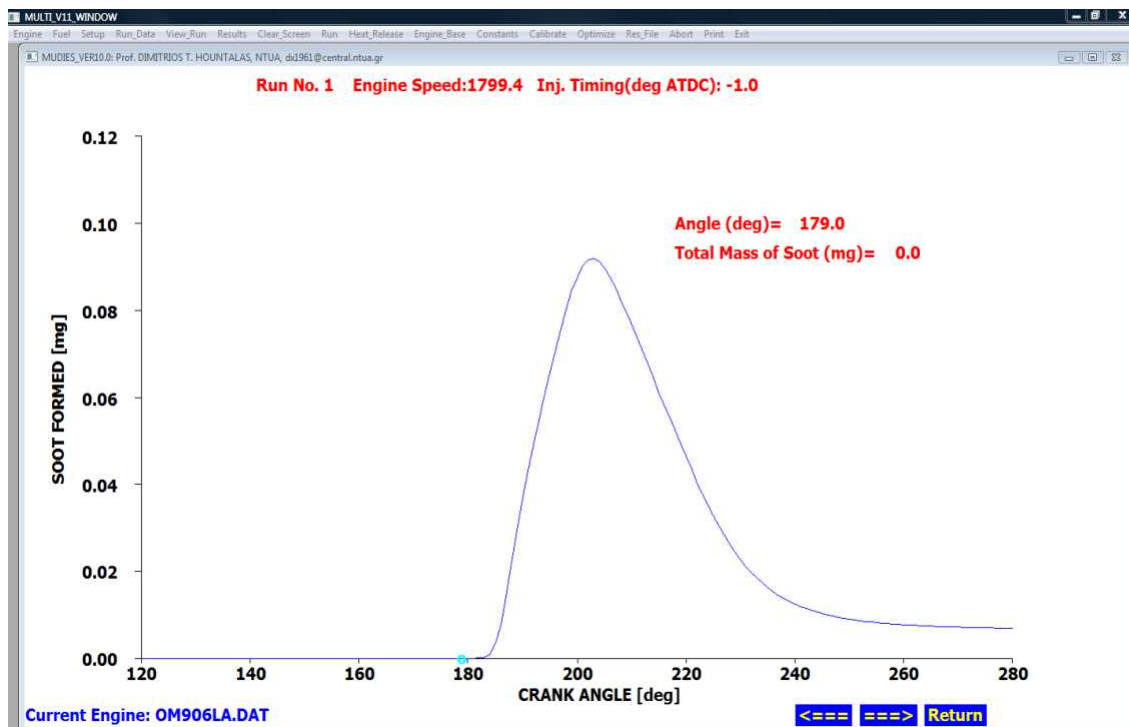
Σχήμα 5.8
Διάγραμμα έκλυσης θερμότητας

Στο διάγραμμα αυτό έχουμε τη δυνατότητα να παρακολουθήσουμε τη μεταβολή του ρυθμού απελευθέρωσης θερμότητας καθόλη τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας.

- ιστορικό σχηματισμού των ρύπων NO και αιθάλης



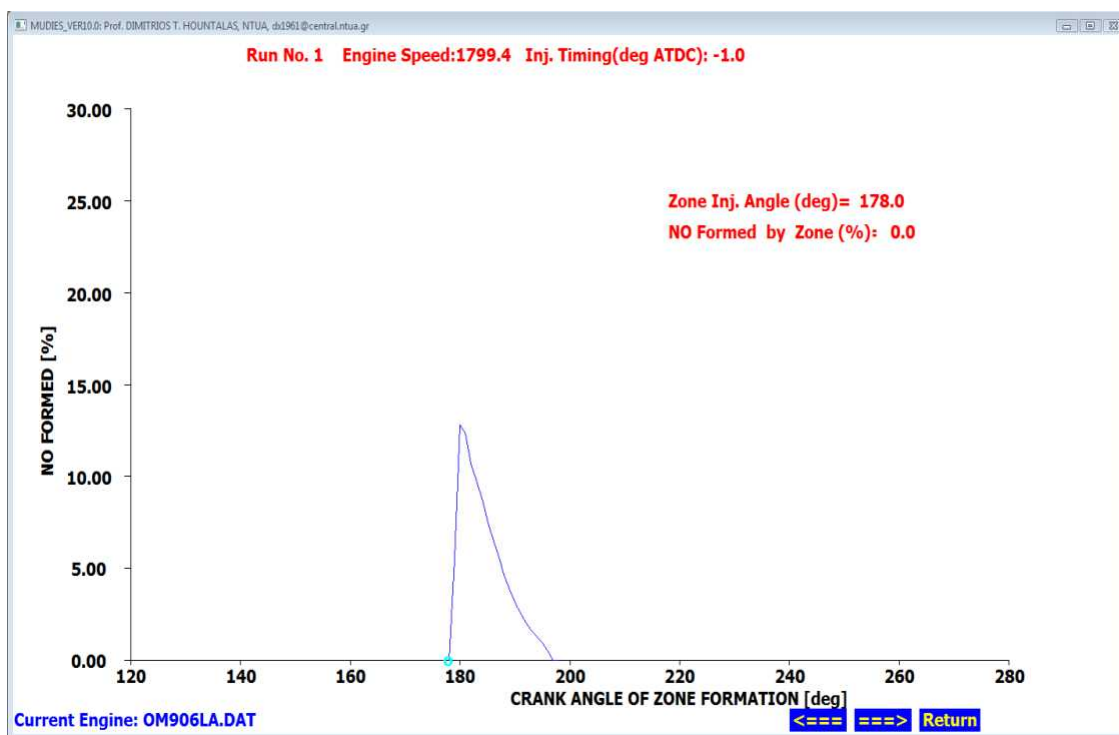
Σχήμα 5.9
Ιστορικό σχηματισμού NO



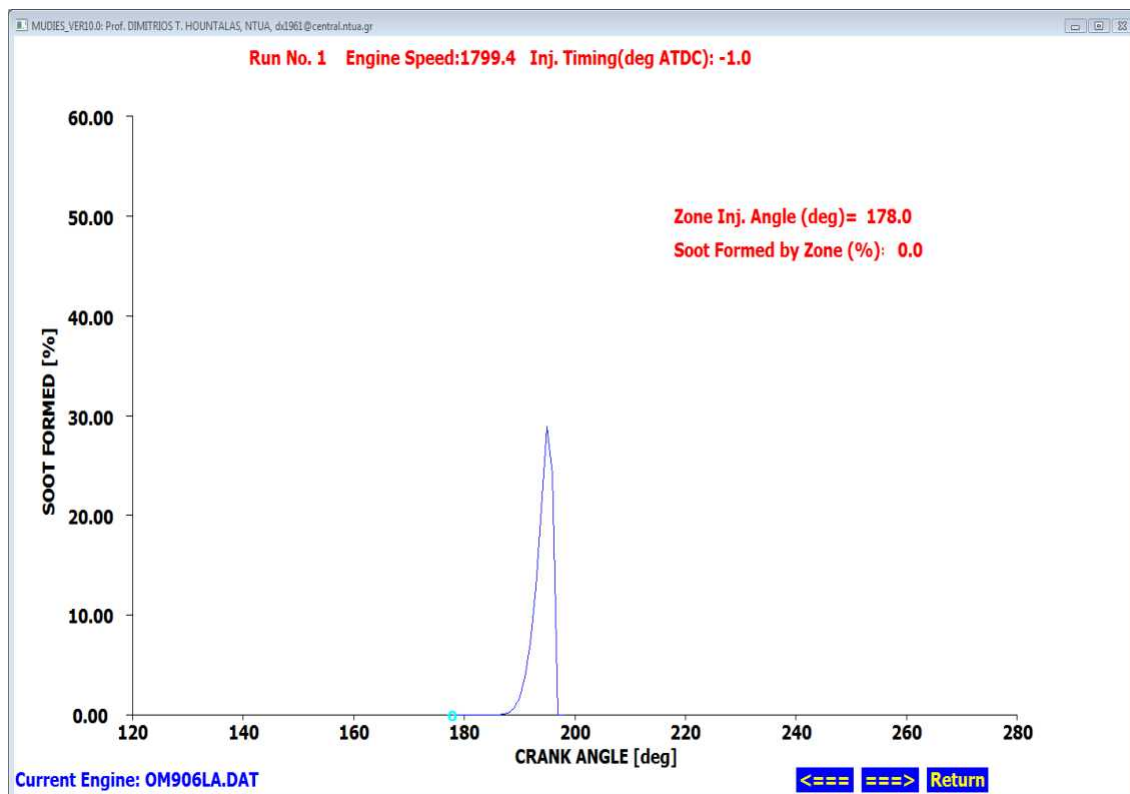
Σχήμα 5.10
Ιστορικό σχηματισμού αιθάλης

Στα διαγράμματα αυτά απεικονίζεται ο σχηματισμός του NO και της αιθάλης εντός του θαλάμου καύσης κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας.

- σχηματισμός του NO και αιθάλης ανά ζώνη της δέσμης



Σχήμα 5.11
Σχηματισμός NO ανά ζώνη της δέσμης



Σχήμα 5.12
Σχηματισμός αιθάλης ανά ζώνη

Τα διαγράμματα αυτά δείχνουν την συνεισφορά κάθε ζώνη της δέσμης του εγχυόμενου καυσίμου στις τελικές εκπομπές NO και αιθάλης αντίστοιχα .

5.2 Ανάλυση Ευαισθησίας - Έλεγχος της Αξιοπιστίας του Μοντέλου (Validation)

Ως γνωστό , βασικό μειονέκτημα όλων των υπολογιστικών μοντέλων αποτελεί το γεγονός , ότι τα υπομοντέλα που χρησιμοποιούν(για να περιγράψουν τις επιμέρους διεργασίες που λαμβάνουν χώρα εντός του θαλάμου καύσεως) εισάγουν κάποιους περιορισμούς στην ακρίβεια των παρεχόμενων αποτελεσμάτων . Για το λόγο αυτό τα μοντέλα αυτά έχουν ανάγκη **βαθμονόμησης** (calibration) των σταθερών μοντελοποίησης τους , ούτως ώστε να επιτευχθεί βέλτιστη προσέγγιση μεταξύ πειραματικά μετρημένων και υπολογιζόμενων μεγεθών . Πρέπει δηλαδή ανάλογα με τις επιλεγμένες κάθε φορά συνθήκες λειτουργίας (operating point) , οι τιμές των σταθερών αυτών να μην μεταβάλλονται σημαντικά , ενώ ταυτόχρονα οι τιμές των αποτελεσμάτων να προσεγγίζουν ικανοποιητικά τις πειραματικές . Η διαδικασία επιλογής των τιμών των σταθερών δεν είναι απλή , αλλά απαιτεί διεξοδική ανάλυση ώστε να προσδιοριστούν :

- ποιες από αυτές έχουν την μεγαλύτερη επίδραση στα υπολογιζόμενα μεγέθη .

- οι μεταβολές που πρέπει να γίνουν σε αυτές ανάλογα με το τρέχον κάθε φορά σημείο λειτουργίας .

Η μελέτη της εξάρτησης αυτής είναι αρκετά πολύπλοκη και εκτεταμένη , ξεφεύγοντας από το αντικείμενο της παρούσης διπλωματικής . Ωστόσο οφείλουμε να αναφέρουμε εδώ , στην περίπτωση του δικού μας υπολογιστικού κώδικα μία τέτοια ανάλυση (**ανάλυση ευαισθησίας**) για το υπολογιστικό μοντέλο , έχει ήδη πραγματοποιηθεί με πολύ χρήσιμα συμπεράσματα . Σύμφωνα με τα συμπεράσματα αυτά :

- ο συντελεστής (σταθερά) συμπαράσυρσης του αέρα (air entrainment rate coefficient , f_{cor}) έχει ισχυρότατη επίδραση σε ότι αφορά την μέγιστη πίεση καύσης (P_{max}) και την ειδική κατανάλωση καυσίμου (bsfc) , απαιτώντας μικρές αλλαγές στην τιμή του από σημείο λειτουργίας σε σημείο λειτουργίας .
- οι σχετικοί με τις εκπομπές των δύο ρύπων συντελεστές διόρθωσης του NO (nitric oxide correction factor A_{NO}) και ο συντελεστής οξείδωσης της αιθάλης (soot oxidation rate coefficient A_o) απαιτούν κάποιες αλλαγές από σημείο λειτουργίας σε σημείο λειτουργίας .

Στα πλαίσια της προαναφερθείσης ανάλυσης ευαισθησίας , έγινε ταυτόχρονος έλεγχος της αξιοπιστίας του μοντέλου λαμβάνοντας υπόψη όλα τα συμπεράσματα που προέκυψαν σχετικά με την επιλογή της τιμής των σταθερών μοντελοποίησης . Ο έλεγχος αυτός (validation) πραγματοποιήθηκε για διάφορες συνθήκες λειτουργίας (φορτία , στροφές) , με θεαματικά αποτελέσματα στην ακρίβεια των αποτελεσμάτων . Για περισσότερες λεπτομέρειες σχετικά με την ανάλυση ευαισθησίας και τον έλεγχο της αξιοπιστίας του κώδικα , παραπέμπουμε τον αναγνώστη στη βιβλιογραφική πηγή [9] .

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

ΜΕΛΕΤΗ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ ΧΑΜΗΛΩΝ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΩΝ

6.1 Εισαγωγή

Αντικειμενικός σκοπός της παρούσης εργασίας είναι η μελέτη της καύσης χαμηλών θερμοκρασιών σε κινητήρα Diesel με χρήση του ανωτέρω περιγραφόμενου υπολογιστικού, πολυζωνικού μοντέλου. Στο κεφάλαιο 3 είδαμε ότι η θερμοκρασία που επικρατεί στον κύλινδρο κατά τη διαδικασία της καύσης είναι ένας από τους κρίσιμους παράγοντες σχηματισμού του NO. Είδαμε επίσης ότι η μέθοδος της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων (EGR) αποτρέπει την παραγωγή του NO λόγω της αύξησης της θερμοχωρητικότητας της γόμωσης και της συνεπαγόμενης μείωσης της θερμοκρασίας.

Εύλογα όμως δημιουργείται το ερώτημα: τι γίνεται με την αιθάλη; Όπως είδαμε οι παράγοντες που ευνοούν το σχηματισμό του NO και της αιθάλης έχουν συνήθως αντίθετη δράση (NO_x – Soot trade-off), με αποτέλεσμα κάθε προσπάθεια περιορισμού της εκπομπής του ενός ρύπου να προκαλεί αύξηση του άλλου. Αύξηση δηλαδή του εφαρμοζόμενου ποσοστού EGR έχει σαν αποτέλεσμα μείωση της εκπομπής NO και αύξηση της εκπομπής αιθάλης. Το γεγονός αυτό οφείλεται στην πτώση της τιμής της θερμοκρασίας μέσα στον κύλινδρο με επακόλουθο την αδυναμία οξείδωσης της σχηματιζόμενης αιθάλης.

Το ζήτημα όμως που θα μπορούσε να τεθεί είναι το εξής: τι γίνεται σε περίπτωση περαιτέρω αύξησης του EGR; Το ζήτημα αυτό διαπραγματεύεται η παρούσα εργασία. Θα εξετάσουμε δηλαδή αν η εφαρμογή υψηλών ποσοστών EGR (χαμηλές θερμοκρασίες) πέρα από το NO αποτρέπει και το σχηματισμό της αιθάλης.

Ο κινητήρας που χρησιμοποιήσαμε για την ανάλυση μας είναι ένας βαρέως τύπου τετράχρονος (4-X), εξακύλινδρος, υπερπληρωμένος κινητήρας Diesel άμεσης έγχυσης. Τα βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του αναγράφονται στον ακόλουθο πίνακα.

Όγκος εμβολισμού	6.370 cm ³
Βαθμός συμπίεσης	18,5
Διάμετρος εμβόλου	102 mm
Διαδρομή εμβόλου	130 mm

Πίνακας 6.1

Τεχνικά χαρακτηριστικά κινητήρα

Θέλοντας να εξετάσουμε την επίδραση της καύσης χαμηλών θερμοκρασιών στους εκπεμπόμενους ρύπους αλλά και στις επιδόσεις του κινητήρα, δεν μεταβάλλαμε τις υπόλοιπες συνθήκες λειτουργίας του, παρά μόνο την τιμή του ποσοστού ανακυκλοφορίας του καυσαερίου (EGR). Για το λόγο αυτό το υπολογιστικό μοντέλο έτρεχε κάθε φορά σε συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας κάνοντας προσομοίωση **ανοικτού κύκλου**. Το σημείο λειτουργίας που

επιλέχτηκε ήταν : 1800 rpm και 50 % φορτίο , δηλαδή στις μέσες στροφές λειτουργίας του κινητήρα .

6.2 Βαθμονόμηση του κώδικα (calibration)

Απαραίτητη προϋπόθεση προτού τρέξει ο κώδικας είναι , όπως είδαμε , να γίνει πρώτα η βαθμονόμηση του . Το βήμα αυτό είναι αρχικά απαραίτητο , ούτως ώστε να προσδιοριστούν εκείνες οι τιμές των σταθερών μοντελοποίησης για τις οποίες υπάρχει σύγκλιση (αν όχι ταύτιση) μεταξύ πειραματικά μετρημένων και υπολογιζόμενων από τον κώδικα μεγεθών . Τα μεγέθη αυτά στα οποία βασίζεται η όλη ανάλυση είναι :

- οι τιμές των εκπομπών NO και αιθάλης ,
- η παραγόμενη ισχύς ,
- η μέγιστη πίεση κάυσης ,
- ο βαθμός απόδοσης
- η ειδική κατανάλωση καυσίμου .
- ο λόγος ισοδυναμίας αέρα καύσης (λ)

Ωστόσο στην περιοχή που μας ενδιαφέρει δηλαδή των υψηλών ποσοστών EGR δεν υπήρχαν πειραματικά δεδομένα για το συγκεκριμένο κινητήρα που εξετάζουμε , παρά μόνο από 1% μέχρι και 17,5 % EGR . Για το λόγο αυτό η βαθμονόμηση του κώδικα έγινε αναγκαστικά στο σημείο αυτό , δηλαδή (1.800 rpm , 50 % φορτίο , 17,5 % EGR).

Για την εκτέλεση όμως της βαθμονόμησης πρέπει πρώτα να ορίσουμε στον κώδικα το παραπάνω αυτό σημείο λειτουργίας , δίνοντας όλα τα δεδομένα εισόδου που απαιτούνται . Από τις πειραματικές μετρήσεις για 1800 rpm , 50 % , 17,5 % EGR έχουμε τα εξής δεδομένα εισόδου :

n (rpm)	1.799,4
Inlet Pressure (bar)	1,757
Inlet Air Temperature (°C)	29,1
EGR (%)	17,5
EGR Temperature (°C)	116,6
Ambient Air Temperature (°C)	12,8
Exhaust Pressure (bar)	1,8482

Πίνακας 6.2

Πίνακας πειραματικών δεδομένων εισόδου για (1.800 rpm , 50 % φορτίο , 17,5 % EGR)

όπου ,

n (rpm) : οι στροφές του κινητήρα

EGR (%) : το ποσοστό EGR

Inlet Pres : η πίεση κατάντι του συμπιεστή

Inlet Air Temp : η θερμοκρασία κατάντι του συμπιεστή

EGR Temp : η θερμοκρασία των καυσαερίων του EGR

Ambient Air Temp : η θερμοκρασία του περιβάλλοντος υπό την οποία έγινε η πειραματική μέτρηση

Exhaust Pres : η πίεση ανάντι του στροβίλου

Τα πειραματικά δεδομένα εισόδου τοποθετήθηκαν στο μενού επιλογής συνθηκών λειτουργίας (βλ. σχήμα 5.2) όπου εκεί επιλέξαμε και το αντίστοιχο αρχείο ψεκασμού του καυσίμου (προφίλ , προπορεία).

Μετά το πέρας της βαθμονόμησης ο κώδικας μας έδωσε τις εξής τιμές σταθερών μοντελοποίησης .

Test Case/Reference	
Calibration Set No.	1
Conduct Engine Run Using Specific Constant Set	<input checked="" type="checkbox"/> Y/N
Performance Coefficients	
Air Entrainment Rate	0.722
Ignition Dealy Coefficient	0.500
Exhaust Manifold Area	0.00073
Pollutant Formation Coefficients	
Soot Oxidation	4130.0
Nitric Oxide Correction	1.08
Carbon Monoxide	1.01
Test Case Conditions	
Engine Speed	1799.4
Fuel Rate	56.2
Air Fuel Ratio	34.4

Σχήμα 6.3

Τιμές σταθερών μοντελοποίησης μετά τη βαθμονόμηση στο πειραματικό σημείο (1800 rpm , 50% φορτίο , 17,5 % EGR)

Όπως βλέπουμε όλες οι σταθερές μοντελοποίησης έχουν πάρει πλέον συγκεκριμένες τιμές , τιμές οι οποίες θα χρησιμοποιηθούν στη συνέχεια για να κάνουμε επιβεβαίωση , αν τα αποτελέσματα ταιριάζουν με τα πειραματικώς μετρημένα (επαλήθευση) . Αξίζει να προσέξουμε εδώ την τιμή (1,08) του

συντελεστή διόρθωσης για το NO (nitric oxide correction factor) , τιμή που υποδηλώνει την ελάχιστη αβεβαιότητα στις παρεχόμενες από το μοντέλο τιμές των εκπομπών NO .

Πράγματι , όπως αναφέρθηκε , το επόμενο βήμα είναι να τρέξουμε τον κώδικα στο ανωτέρω σημείο λειτουργίας (1.800 rpm , 50 % φορτίο ,17,5 % EGR), επαληθεύοντας τις μετρημένες τιμές . Θέλοντας ωστόσο να ελέγξουμε κατά πόσο ο κώδικας προβλέπει την επίδραση του EGR στους εκπεμπόμενους ρύπους αλλά και γενικότερα σε όλη τη λειτουργία του κινητήρα , εκτός από το προαναφεθέν σημείο , εφαρμόσαμε το μοντέλο σε όλα τα πειραματικά σημεία που είχαμε διαθέσιμα (1.800 rpm , 50 % φορτίο , από 1,3 % έως 17,5 % EGR) κρατώντας παντού τις τιμές των σταθερών μοντελοποίησης (βλ. πίνακα 6.3) και το προφίλ ψεκασμού **αμετάβλητα** . Στο ακόλουθο πίνακα έχουμε συγκεντρώσει όλες τις πειραματικές τιμές των απαιτούμενων δεδομένων .

EGR (%)	Inlet Pres. (bar)	Inlet Air Temp. (°C)	EGR Temp. (°C)	Ambient Air Temp. (°C)	Exhaust Pres. (bar)
17,466	1,757	29,1	116,6	12,8	1,8482
16,981	1,762	30,8	114,9	12,7	1,8582
17,619	1,755	30,9	116,0	12,6	1,8430
13,018	1,834	30,5	103,5	12,4	1,9953
4,852	1,96	30,9	82,1	12,4	2,2679
1,784	2,00	31,0	77,8	12,3	2,3675
1,394	2,003	30,5	74,7	12,2	2,3772
1,310	2,003	30,8	72,2	12,2	2,3794
1,288	2,003	30,6	71,2	12,2	2,3778

Σχήμα 6.4

Συγκεντρωτικός πίνακας πειραματικών δεδομένων
(1800 rpm , 50% φορτίο , από 1,3 % έως 17,5 % EGR)

Τα αποτελέσματα , που μας έδωσε ο κώδικας μετά την εφαρμογή σε όλα τα παραπάνω σημεία λειτουργίας , αναγράφονται αναλυτικά στον ακόλουθο πίνακα .

EGR (%)	P (KW)	bsfc (g/kwh)	P _{max} (bar)	NO g/kwh	SOOT g/kwh
17,466	86,64	210,1	92,5	1,84	0,025
	85,7	211,1	94,71	1,84	0,028
16,981	87	209,3	92,9	1,98	0,022
	85,76	217,1	94,70	1,91	0,026
17,619	86,9	209,5	92,4	1,85	0,026
	85,69	211,5	94,19	1,83	0,031
13,018	86,5	210,4	96,3	2,77	0,012
	85,79	213,6	99,18	2,74	0,012
4,852	86,6	210,2	104,0	5,21	0,002
	85,82	211,8	106,74	4,37	0,006
1,784	86,5	210,6	106,4	6,24	0,001
	85,79	213	109,04	5	0,009
1,394	86,5	210,5	106,6	6,35	0,001
	85,76	212,5	109,05	5,04	0,012
1,310	86,5	210,6	106,6	6,39	0,001
	85,75	212,6	109,2	5,05	0,008
1,288	86,5	210,5	106,6	6,38	0,001
	85,76	212,7	109,15	5,04	0,007

Πίνακας 6.5

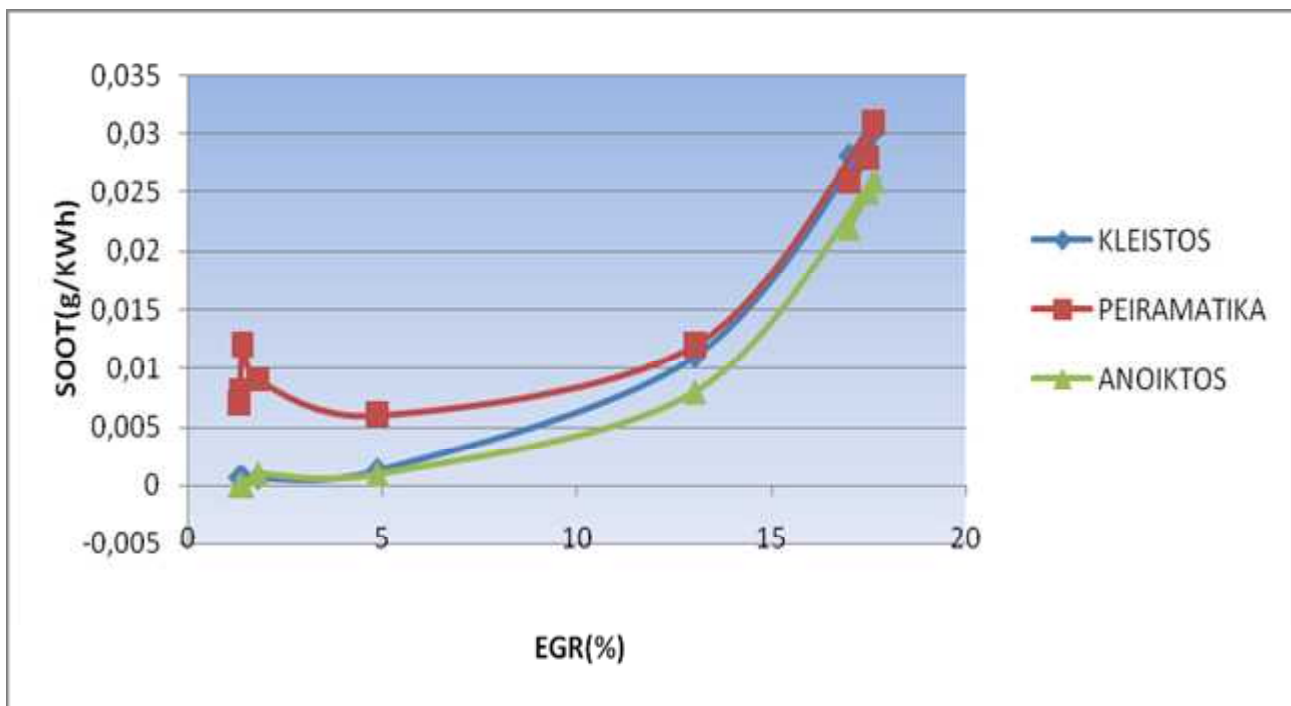
Σύγκριση υπολογιζόμενων και πειραματικών μεγεθών
(1800 rpm , 50% φορτίο , 17,5 % EGR)

- Υπολογιζόμενα
- Πειραματικά

6.2.1 Αξιολόγηση των Αποτελεσμάτων

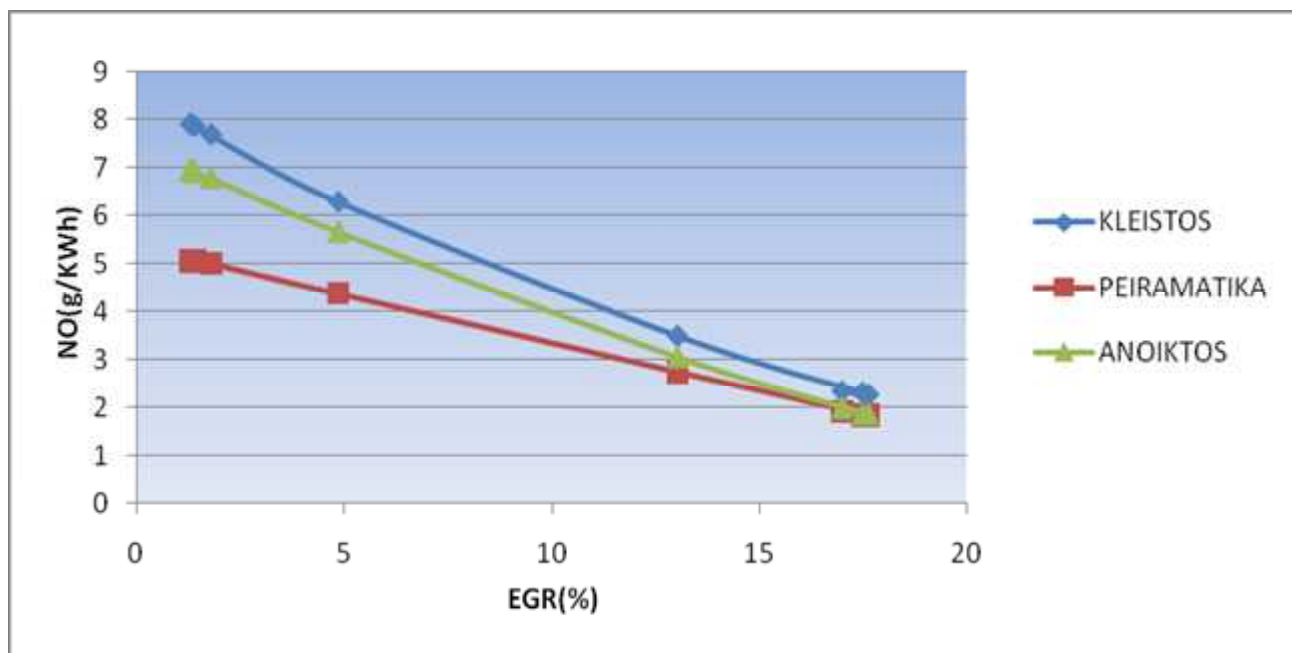
6.2.1.1 Εκπομπές NO και Αιθάλης

Η σύγκριση μεταξύ υπολογιζόμενων και πειραματικών τιμών γίνεται εμφανέστερη στα ακόλουθα γραφήματα.



Σχήμα 6.6

Διάγραμμα μεταβολής τη αιθάλης για διάφορες τιμές του EGR



Σχήμα 6.7

Διάγραμμα μεταβολής του NO για διάφορες τιμές του EGR

Όπως βλέπουμε ο υπολογισμός των τιμών των εκπομπών των ρύπων που μας ενδιαφέρουν είναι αρκετά ακριβής στην περιοχή των υψηλών EGR (13 % και

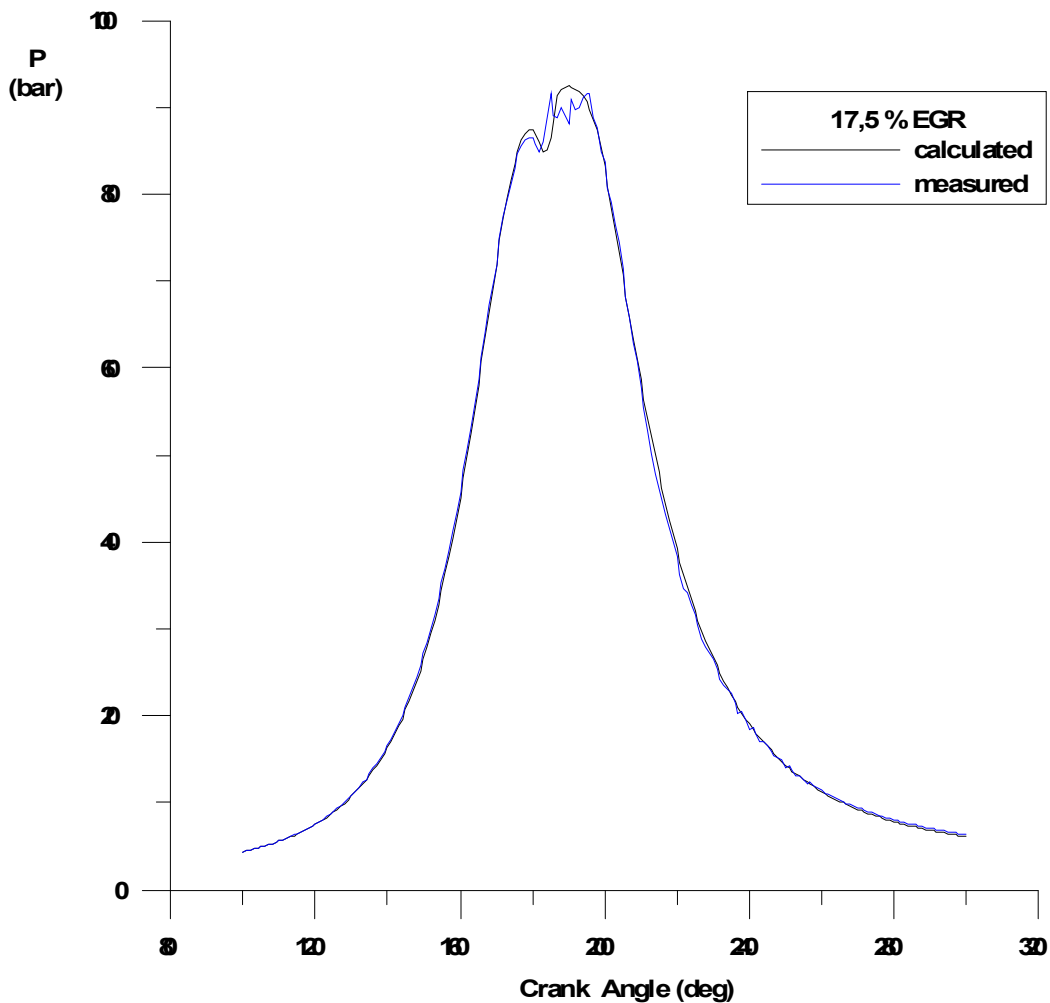
άνω). Πράγματι το μοντέλο λογαριάζει με καλή ακρίβεια τις μετρημένες τιμές, επιβεβαιώνοντας την επιτυχία της βαθμονόμησης καθώς και όσα αναφέρθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο περί αξιοπιστίας. Παρατηρούμε δηλαδή ότι τα παρεχόμενα αποτελέσματα προβλέπουν την επίδραση του EGR στις εκπομπές των δύο ρύπων, αφού προσεγγίζουν αρκετά καλά τις πειραματικές τιμές τόσο ποιοτικά (trend) αλλά και σε απόλυτες τιμές.

Αυτό επιβεβαιώνεται και από τα αποτελέσματα προσομοίωσης **κλειστού κύκλου** που διεγάζαμε, θέλοντας να ελέγξουμε την ακρίβεια των αποτελεσμάτων (μεταξύ ανοικτού και κλειστού κύκλου). Για κάθε πειραματικό σημείο δηλαδή έγιναν δύο εκτελέσεις του κώδικα, μία για κλειστό (μπλέ γραμμή στα παραπάνω γραφήματα) και μία δεύτερη για ανοικτό (πράσινη γραμμή). Τα δεδομένα εισόδου (συνθήκες στο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής) για τον προσομοίωση του κλειστού κύκλου διατέθηκαν σε αρχεία από τον κατασκευαστή του κινητήρα.

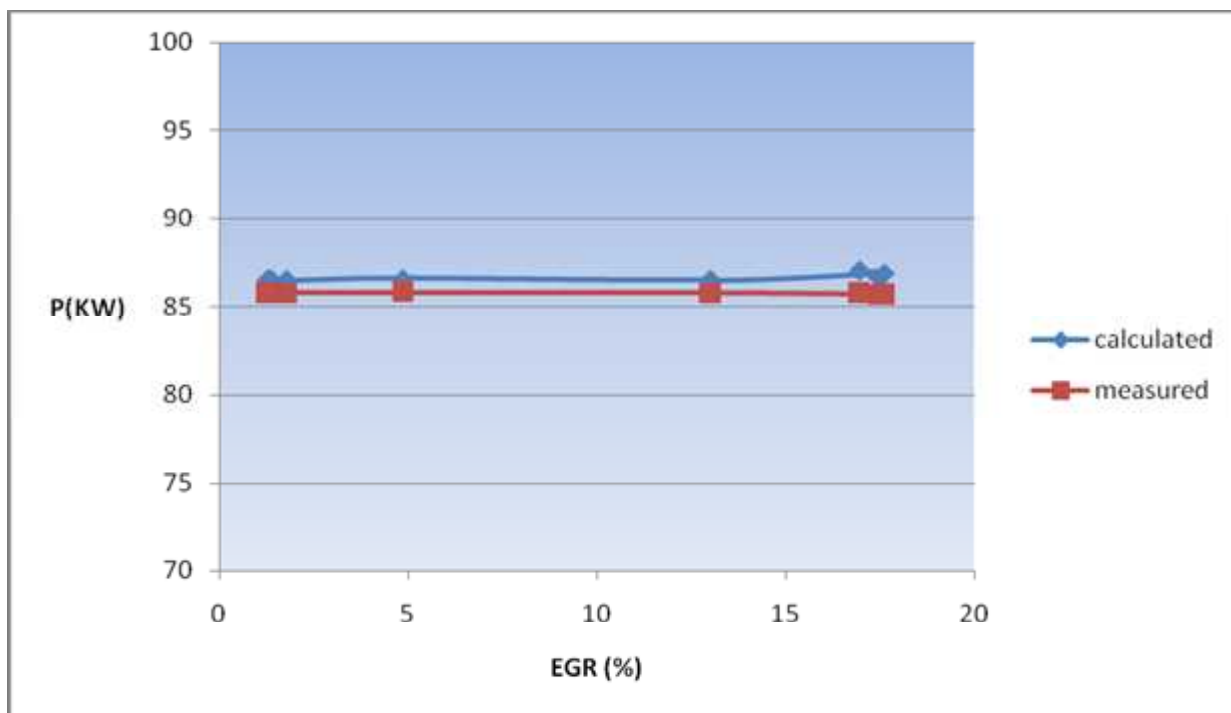
Βέβαια αξίζει να σημειώσουμε εδώ, ότι στην περιοχή των χαμηλών ποσοστών EGR δεν φαίνεται να επικρατεί η ίδια καλή προσέγγιση μεταξύ των πειραματικών και των υπολογιζόμενων τιμών. Όντως η απόκλιση αυτή είναι αρκετά εμφανής, πράγμα βέβαια αναμενόμενο δεδομένου ότι ο κώδικας βαθμονομήθηκε στο σημείο με 17,5 % EGR. Καταλαβαίνουμε λοιπόν ότι η τιμή 1,08 του διορθωτικού συντελεστή του NO (nitric oxide correction factor) που προέκυψε από την βαθμονόμηση, επηρεάζει σε μεγάλο βαθμό τις τιμές του NO στην περιοχή των χαμηλών ποσοστών EGR ($EGR \cong 0\%$), εκεί δηλαδή όπου οι απόλυτες τιμές του NO είναι μεγάλες. Από τον παραπάνω συλλογισμό αποδεικνύεται λοιπόν, ότι είναι καλύτερα η βαθμονόμηση του μοντέλου να γίνεται στα χαμηλά ποσοστά EGR, και στη συνέχεια να προχωρήσουμε στα υψηλά, όπου οι απόλυτες τιμές του NO όλο και μικραίνουν.

6.2.1.2 Ισχύς – Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου

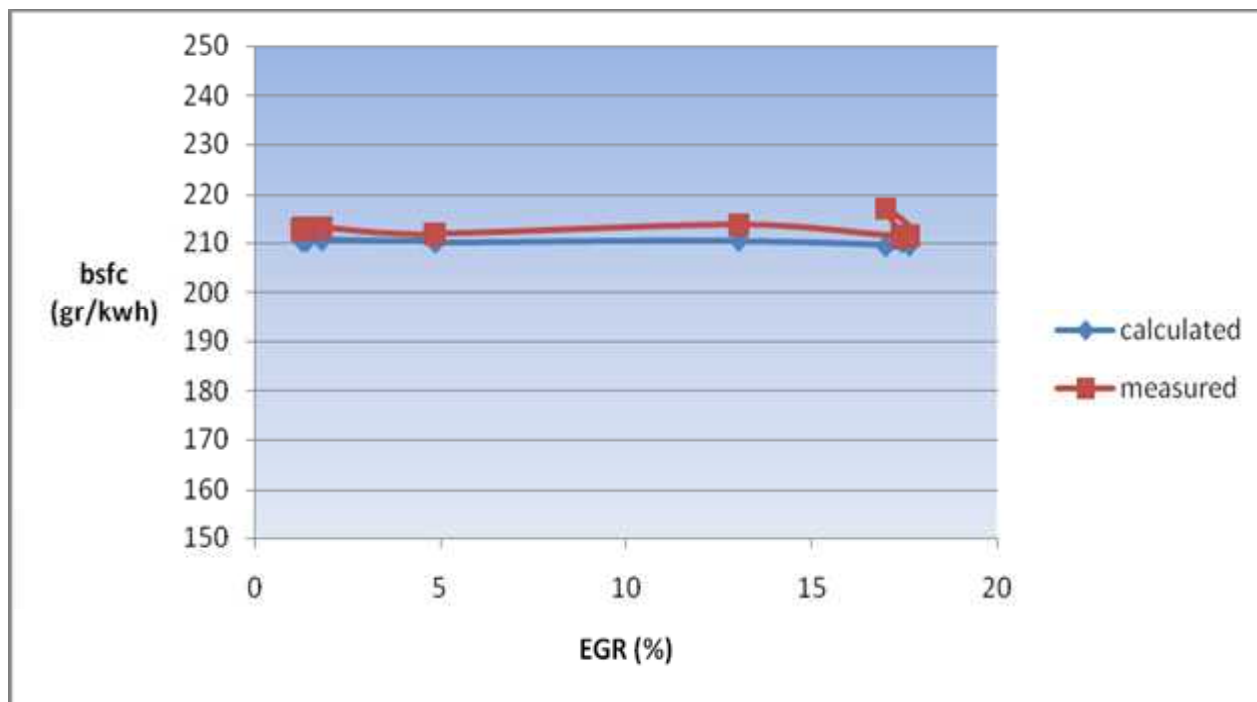
Σε ότι αφορά τα υπόλοιπα μεγέθη, η ακρίβεια των παρεχόμενων αποτελεσμάτων είναι αρκετά καλή. Η διαπίστωση αυτή προκύπτει εύκολα, συγκρίνοντας κανείς τις τιμές της παραγόμενης ισχύος (P), της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (bsfc) καθώς και τη μορφή των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων με τα αντίστοιχα πειραματικά.



Σχήμα 6.8
Σύγκριση δυναμοδεικτικού διαγράμματος (υπολογιζόμενου και πειραματικού)



Σχήμα 6.9
Διάγραμμα μεταβολής της ισχύος (υπολογιζόμενης και πειραματικής)



Σχήμα 6.10

Διάγραμμα μεταβολής της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (υπολογιζόμενης και πειραματικής)

6.3 Επέκταση της Χρήσης EGR

Από τα γραφήματα της προηγούμενης παραγράφου, επιβεβαιώθηκε για άλλη μια φορά η αντίθετη εξάρτηση των μηχανισμών που σχετίζονται με τον σχηματισμό του NO και της αιθάλης. Είδαμε δηλαδή ότι η μείωση της θερμοκρασίας (δια της εφαρμογής ολόένα και υψηλότερων ποσοστών EGR) μειώνει μεν το σχηματισμό του NO, αλλά παράλληλα έχει αρνητικό αντίκτυπο στην οξείδωση της σχηματιζόμενης αιθάλης, αυξάνοντας τη συγκέντρωσή της. Κατά συνέπεια για να έχουμε μείωση της εκπομπής αιθάλης, όπως έχει αποδειχθεί πειραματικά θα πρέπει να περιοριστεί ο σχηματισμός της. Για το λόγο αυτό, προκειμένου να εξετάσουμε το ζήτημα ενδεχόμενου επηρεασμού του σχηματισμού της από περαιτέρω μείωση της θερμοκρασίας, αποφασίσαμε να επεκτείνουμε τη χρήση του EGR σε ακόμα μεγαλύτερα ποσοστά.

Προκειμένου να εφαρμοστεί ο κώδικας εκ νέου με νέα, υψηλότερα ποσοστά EGR χρειάζεται να δώσουμε όλα τα απαιτούμενα δεδομένα εισόδου. Για το λόγο αυτό αλλά και για να αναδείξουμε την επίδραση του EGR στη συμπεριφορά και τις εκπομπές ρύπων του κινητήρα, διατηρήσαμε **σταθερές** όλες τις συνθήκες εισόδου και το προφίλ ψεκασμού, αλλάζοντας κάθε φορά μόνο την τιμή του EGR. Οι συνθήκες αυτές αντιστοιχούσαν στο σημείο (1.800 rpm, 50 % φορτίο, 17,5 % EGR) αναγράφονται αναλυτικά στον επόμενο πίνακα.

EGR (%)	20 – 25 – 30 – 35 – 40 – 45 – 50
Inlet Pres.(bar)	1,757

Inlet Air Temp.(°C)	29,1
EGR Temp.(°C)	116,6
Ambient Air Temp.(°C)	12,8
Exhaust Pres.(bar)	1,957

Πίνακας 6.11

Πίνακας δεδομένων εισόδου

Ωστόσο θα πρέπει εδώ να αναφέρουμε, ότι η πίεση εισόδου του στροβίλου P_{exhaust} δεν διατηρήθηκε σταθερή στην τιμή 1,848 bar αλλά μεταβλήθηκε. Αυτό γιατί στα υψηλά ποσοστά EGR πρέπει να υπάρχει υψηλή επάρκεια πίεσης στα καυσαέρια. Η ανακυκλοφορία των καυσαερίων του EGR στον προκείμενο κινητήρα επιτυγχάνεται με σύστημα υψηλής πίεσης, σύστημα που ως γνωστό απαιτεί την ύπαρξη κάποιας διαφοράς πίεσης ανάντι του στροβίλου και κατάντι του συμπιεστή (βλ. παράγραφο 4.2.4). Για το λόγο αυτό στην πίεση εισόδου του στροβίλου (P_{exhaust}) επιλέξαμε την τιμή 1,957 bar, δηλαδή μια διαφορά πίεσης

$$(\Delta P) = 1,957 - 1,757 = 0,2 \text{ bar}$$

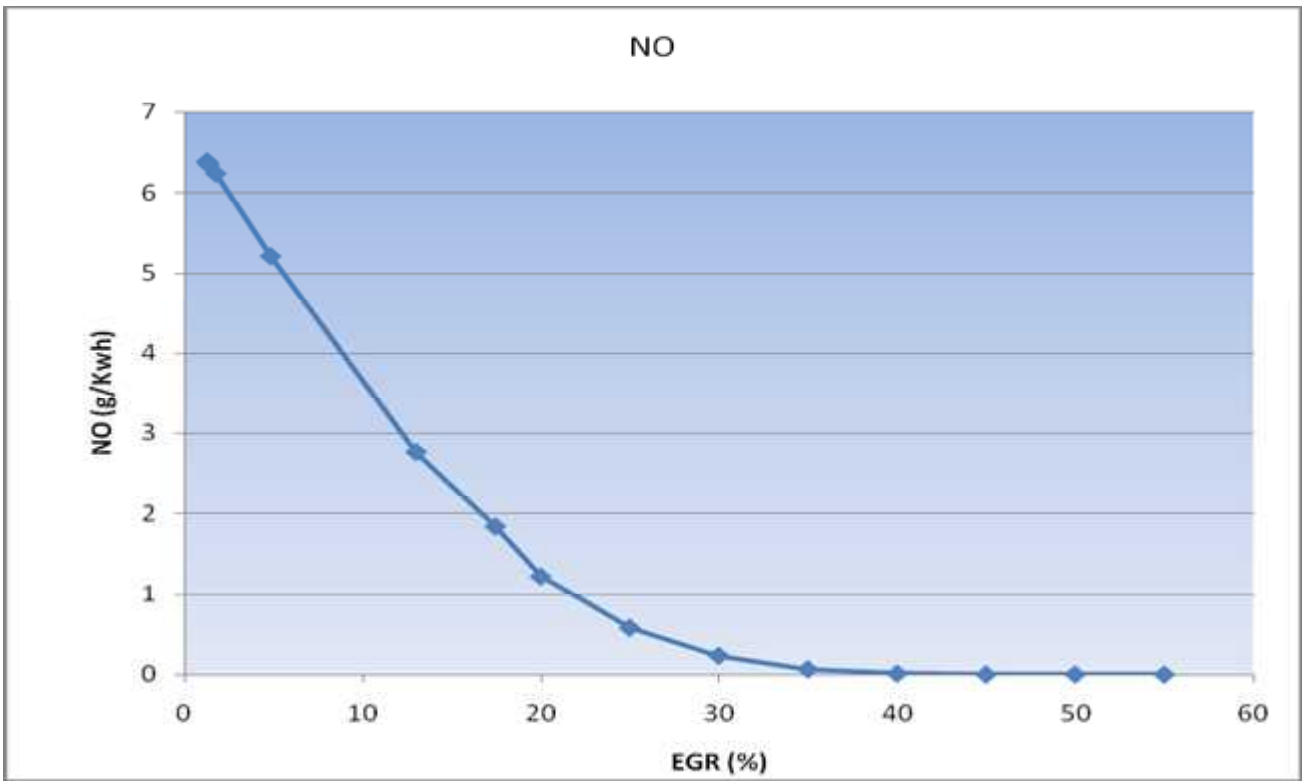
Πράγματι μια τέτοια διαφορά θεωρείται αρκετά ικανοποιητική για εφαρμογή υψηλών ποσοστών EGR. Αυξάνοντας λοιπόν κάθε φορά το ποσοστό του EGR, πήραμε τα κάτωθι αποτελέσματα με τα αντίστοιχα διαγράμματα.

EGR (%)	P (KW)	bsfc (gr/kwh)	P_{max} (bar)	NO g/kwh	SOOT g/kwh
20	84,54	215,3	90,7	1,22	0,0599
25	83,4	218,3	89,4	0,578201	0,124964
30	82,26	221,3	87,8	0,232385	0,228446
35	80,4	226,4	86,1	0,063806	0,453358
40	77,7	234,3	84,3	0,010425	0,848571
45	73,62	247,3	82,3	0,000733	1,431051
50	66,48	273,8	80,3	0	2,038809
55	56,52	322,0	79,5	0	2,397134

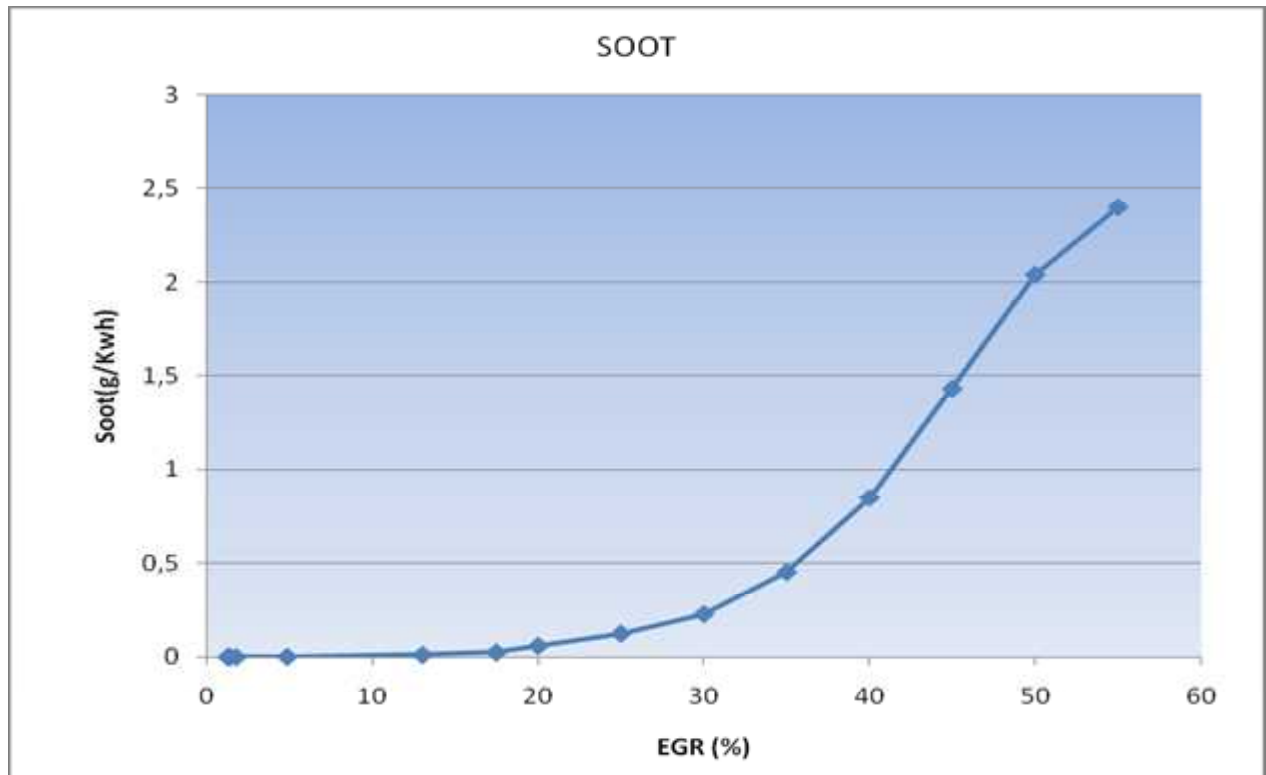
Πίνακας 6.12

Συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων

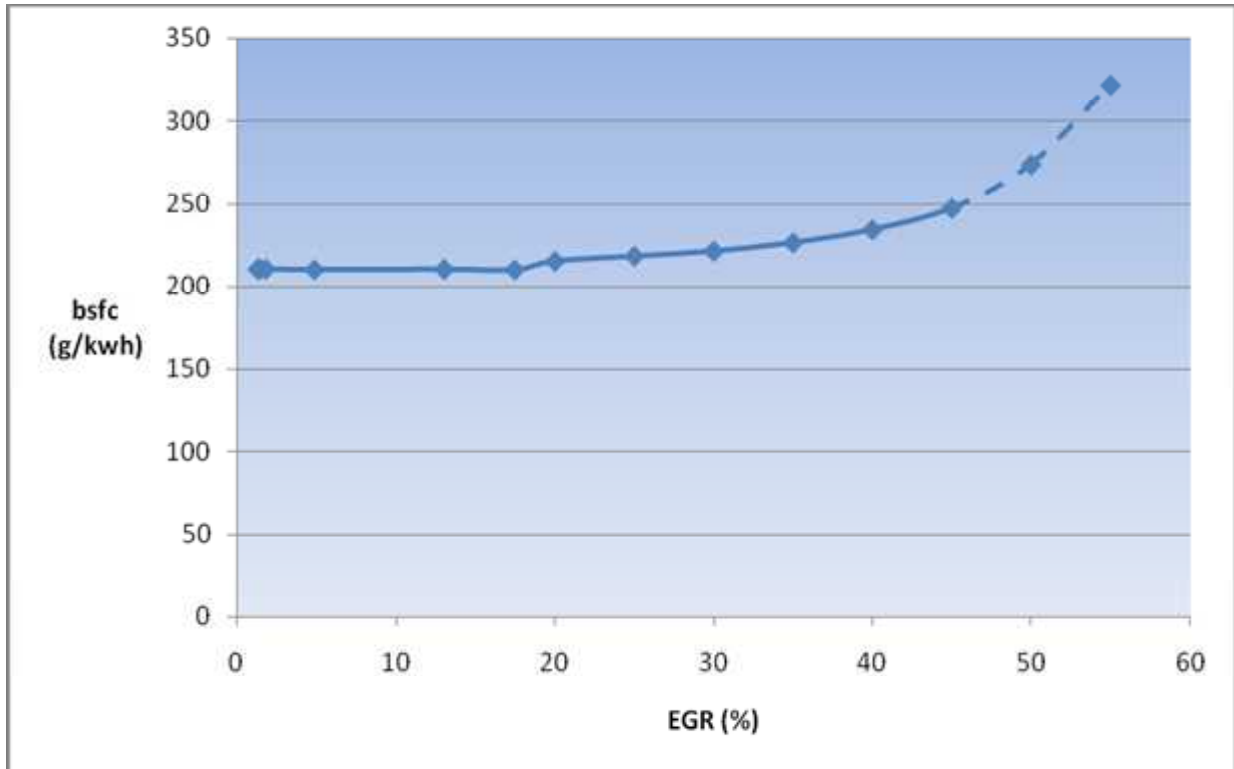
Για λόγους πληρότητας επιλέξαμε η διαβάθμιση του άξονα του EGR να ξεκινά από το 0 % , αθροιστικά δηλαδή με τα αποτελέσματα της προηγούμενης παραγράφου (1 – 17,5 % EGR) .



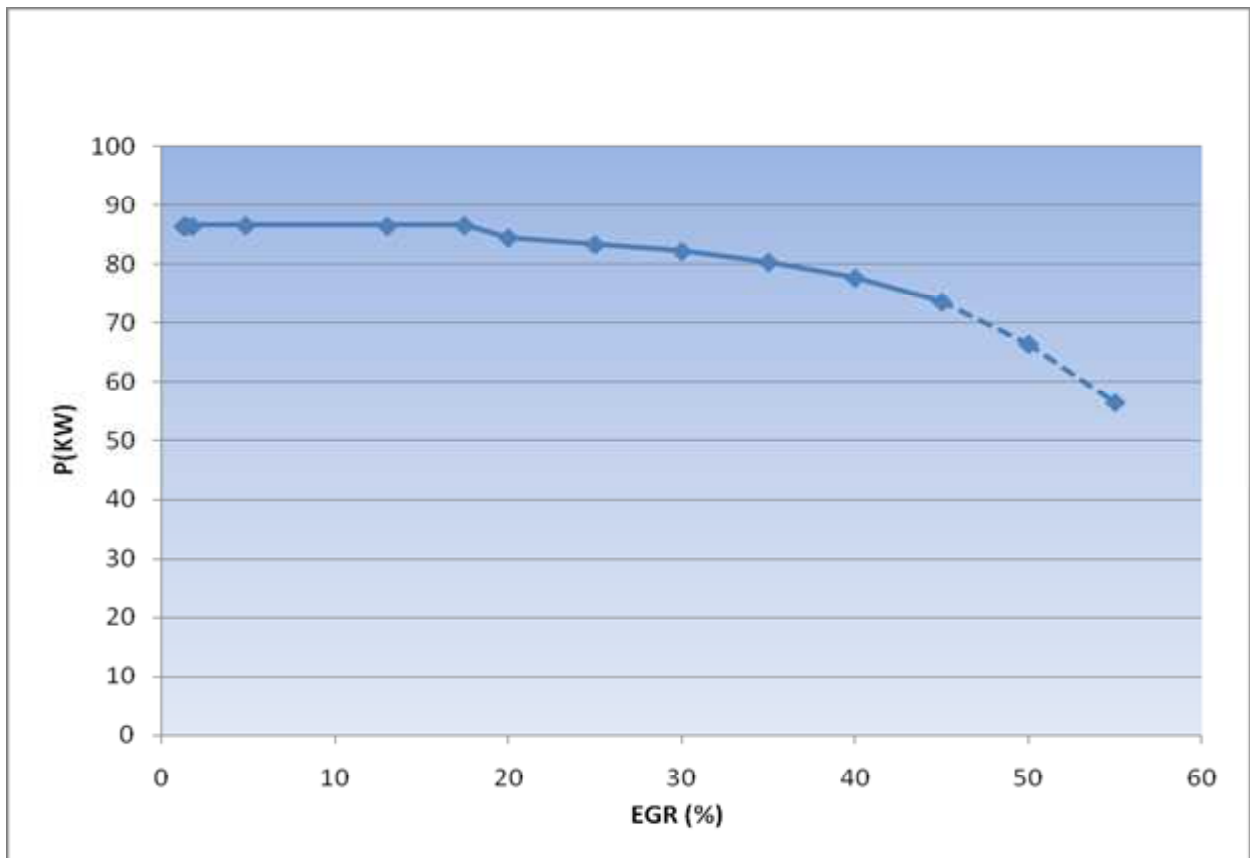
Σχήμα 6.13
Μεταβολή της εκπομπής NO



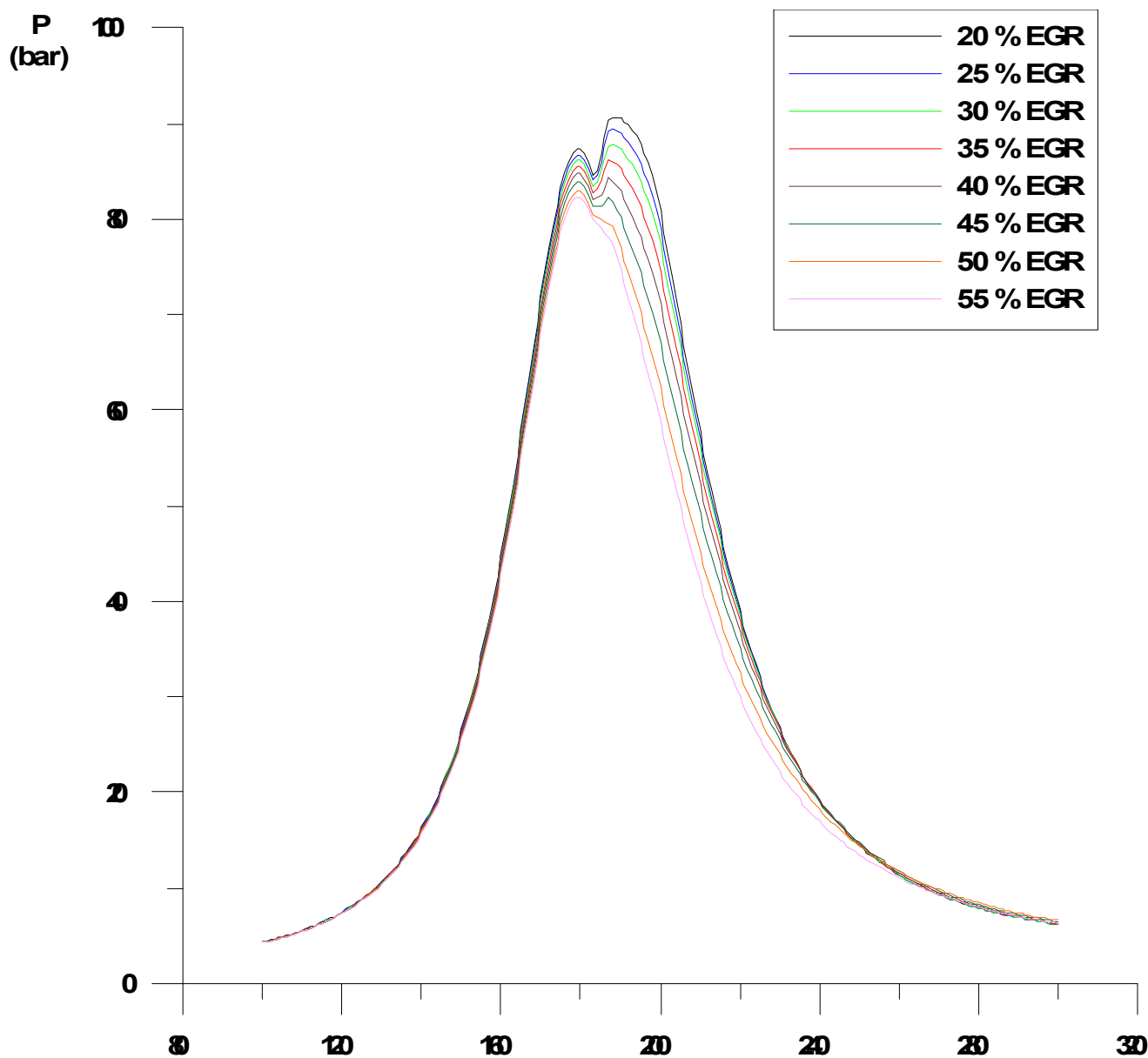
Σχήμα 6.14
Μεταβολή της εκπομπής αιθάλης



Σχήμα 6.15
Μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου



Σχήμα 6.16
Μεταβολή της παραγόμενης ισχύος



Σχήμα 6.17

Δυναμοδεικτικό διάγραμμα για αυξανόμενα ποσοστά (%) EGR

Παρατηρώντας τα παραπάνω γραφήματα διαπιστώνουμε, ότι η εφαρμογή υψηλών ποσοστών EGR μέχρι και 45 % ενώ μειώνει σημαντικά τις εκπομπές NO, δεν φαίνεται να επιφέρει κάποια μείωση στις εκπομπές αιθάλης. Αντιθέτως η εκπομπή αιθάλης φαίνεται να αυξάνεται σημαντικά. Ωστόσο από τα παραπάνω γραφήματα αναδεικνύεται ένα ακόμα μειονέκτημα: η εφαρμογή υψηλών ποσοστών EGR έχει αρνητικό αντίκτυπο και στην παραγόμενη ισχύ. Πράγματι, όπως φαίνεται στο σχήμα 6.16 και το δυναμοδεικτικό διάγραμμα 6.17 (σταδιακή μείωση της μέγιστης πίεσης καύσης) η χειρότερη αυτή της ποιότητας του μίγματος από τα ανακυκλοφορούντα καυσαέρια επιβαρύνει πολύ την ισχύ, η οποία σε υψηλά ποσοστά EGR μειώνεται σημαντικά. Ειδικότερα για ποσοστά EGR από 45 % και άνω, η λειτουργία του κινητήρα θα ήταν **πρακτικά αδύνατη** (εξ ου και η διακεκομμένη γραμμή στο γράφημα της ισχύος), διότι η τιμή του λ

είναι αρκετά μικρότερη του 1,2 , που ως γνωστό αποτελεί το κατώτερο όριο αναφλεξιμότητας για κινητήρα Diesel .

6.4 Εφαρμογή Υψηλής Πίεσης Υπερπλήρωσης

Προκειμένου να κρατήσουμε το λόγο ισοδυναμίας αέρα (λ) εντός του εύρους $1,2 < \lambda < 1,8$, αυξήσαμε την πίεση υπερπλήρωσης(boost pressure) για τιμές άνω του 45 % EGR . Με όμοιο τρόπο , θέλοντας πάλι να διατηρήσουμε μια διαφορά πίεσης 0,2 bar ανάντι του στροβίλου και κατάντι του συμπιεστή αυξήσαμε παράλληλα την πίεση εισόδου του στροβίλου(P_{exhaust}). Θεωρώντας από τα δεδομένα του υπάρχοντος κινητήρα ότι η τιμή της πίεσης υπερπλήρωσης δεν μπορεί να ξεπεράσει το όριο των 3 bar , αυξήσαμε σταδιακά την πίεση εισόδου μέχρι την τιμή αυτή .

EGR (%)	Boost Pressure	P_{exhaust}
45	1,757	1,957
50	1,957	2,157
55	2,157	2,357
60	2,557	2,757
65	2,957	3,157

Πίνακας 6.18

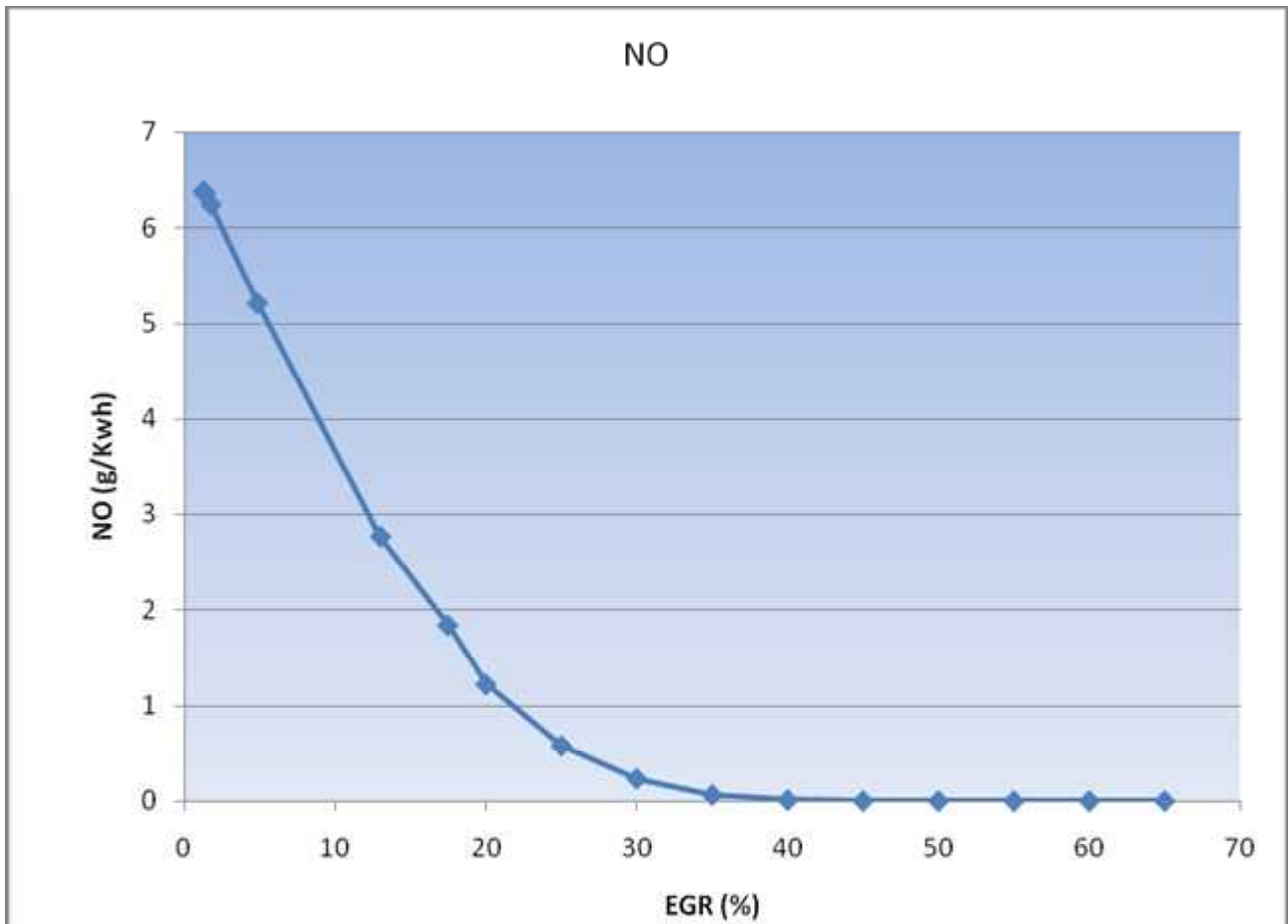
Πίνακας πιέσεων για 45 % EGR και άνω

Θέτοντας λοιπόν ως άνω όριο της πίεσης εισόδου τα 3 bar μας δόθηκε η δυνατότητα να αυξήσουμε την τιμή του EGR μέχρι το ποσοστό 65 % . Τα αποτελέσματα που προέκυψαν αναγράφονται αναλυτικά στον επόμενο πίνακα , συνοδευόμενος από τα αντίστοιχα γραφήματα .

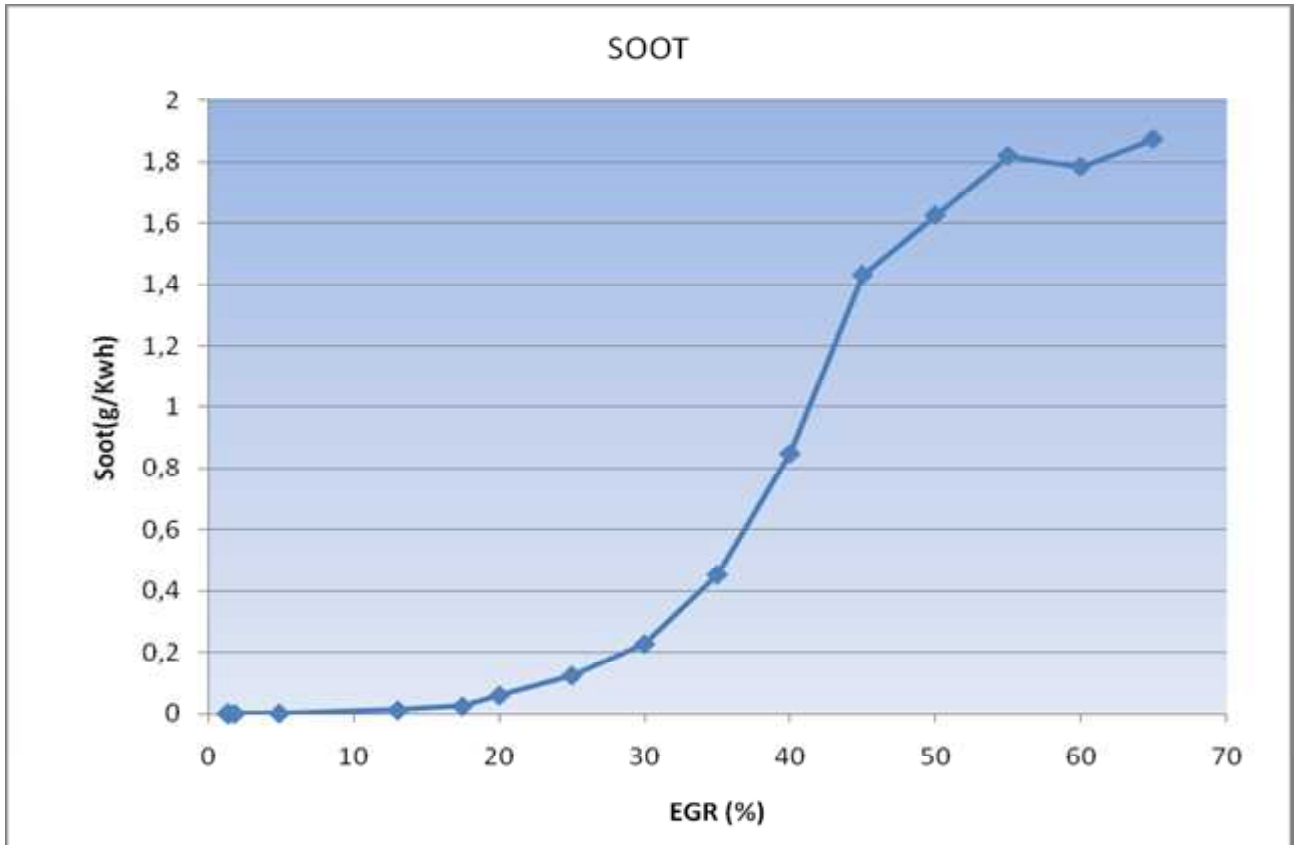
EGR (%)	P (KW)	bsfc (gr/kwh)	P_{max} (bar)	NO gr/kwh	SOOT gr/kwh
20	84,54	215,3	90,7	1,22	0,0599
25	83,4	218,3	89,4	0,578201	0,124964
30	82,26	221,3	87,8	0,232385	0,228446
35	80,4	226,4	86,1	0,063806	0,453358

40	77,7	234,3	84,3	0,010425	0,848571
45	73,62	247,3	82,3	0,000733	1,431051
50	71,7	254	90,8	0	1,624519
55	68,82	264,5	100,2	0	1,818832
60	68,34	266,5	118,7	0	1,783406
65	65,34	278,5	138,1	0	1,872727

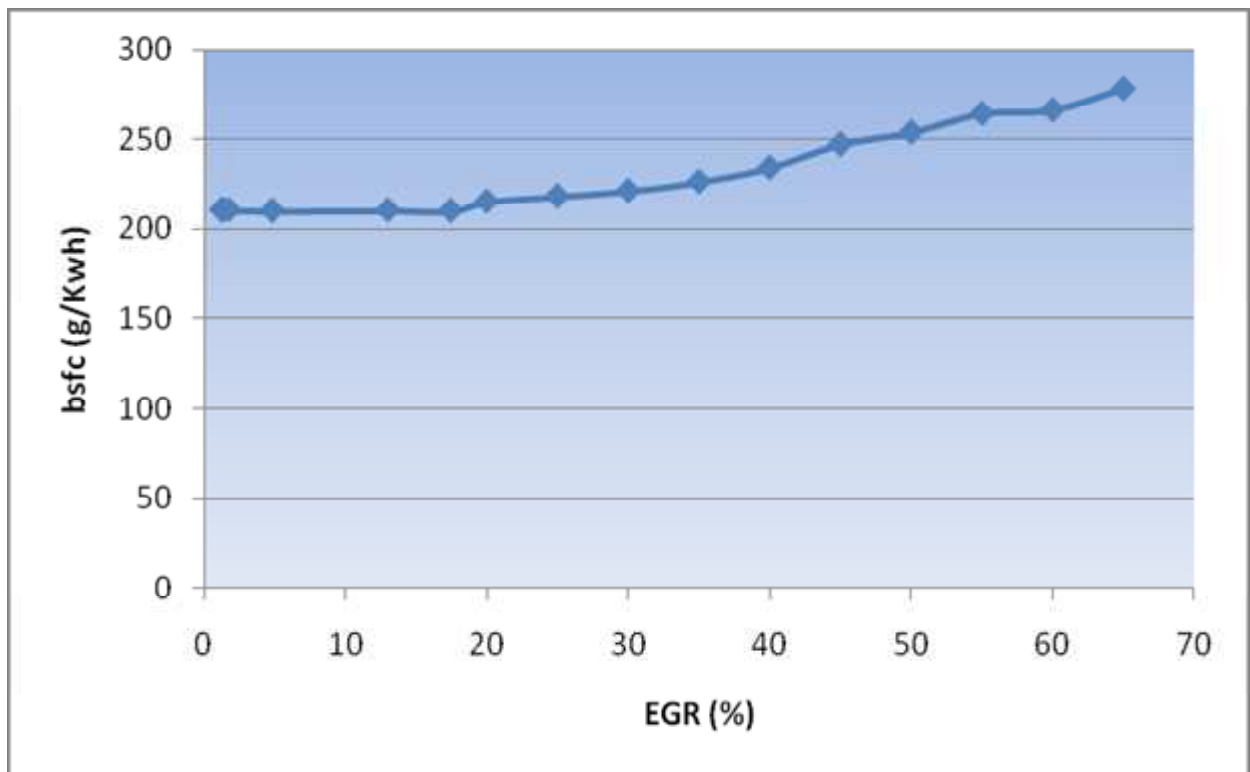
Πίνακας 6.19
Συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων



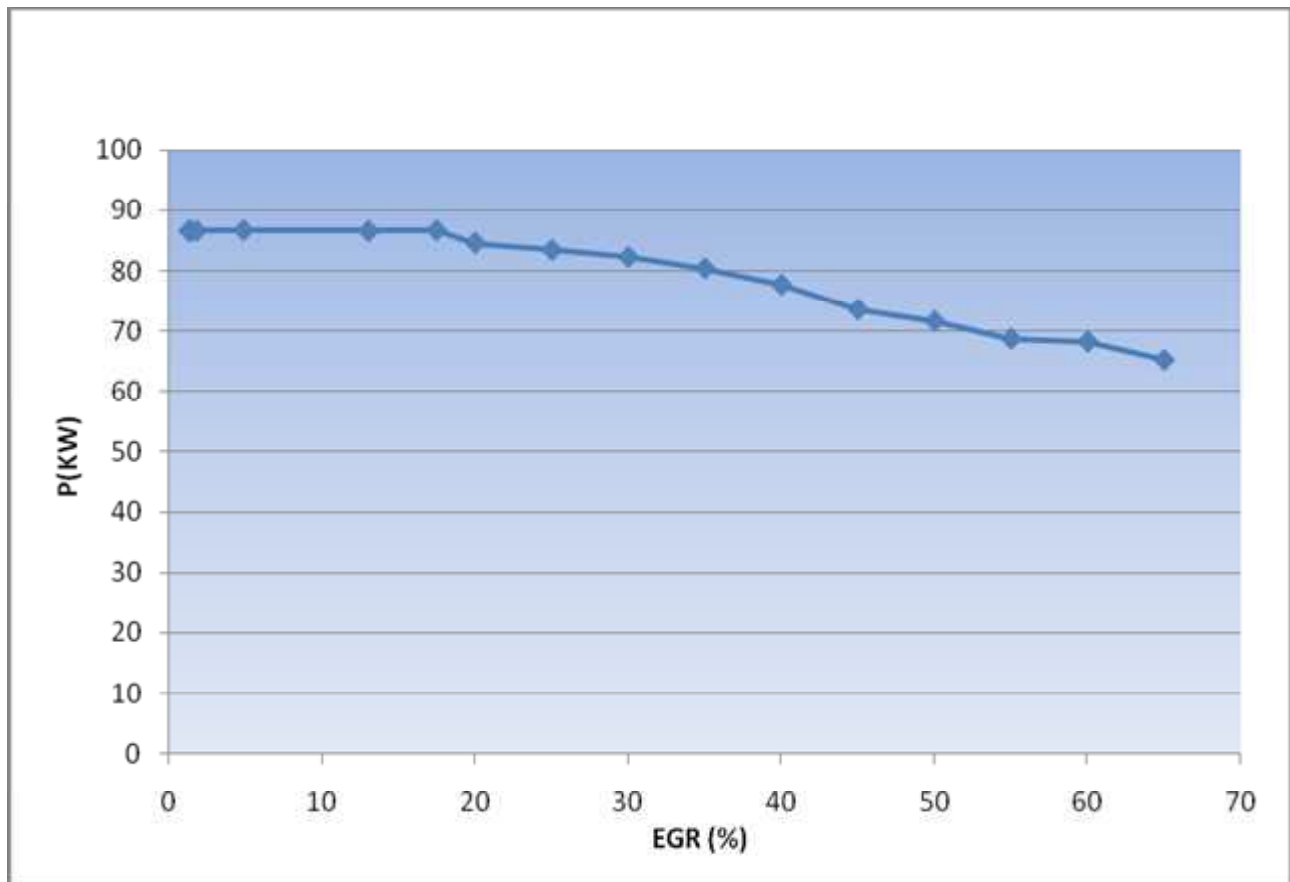
Σχήμα 6.20
Μεταβολή της εκπομπής NO



Σχήμα 6.21
Μεταβολή της εκπομπής αιθάλης

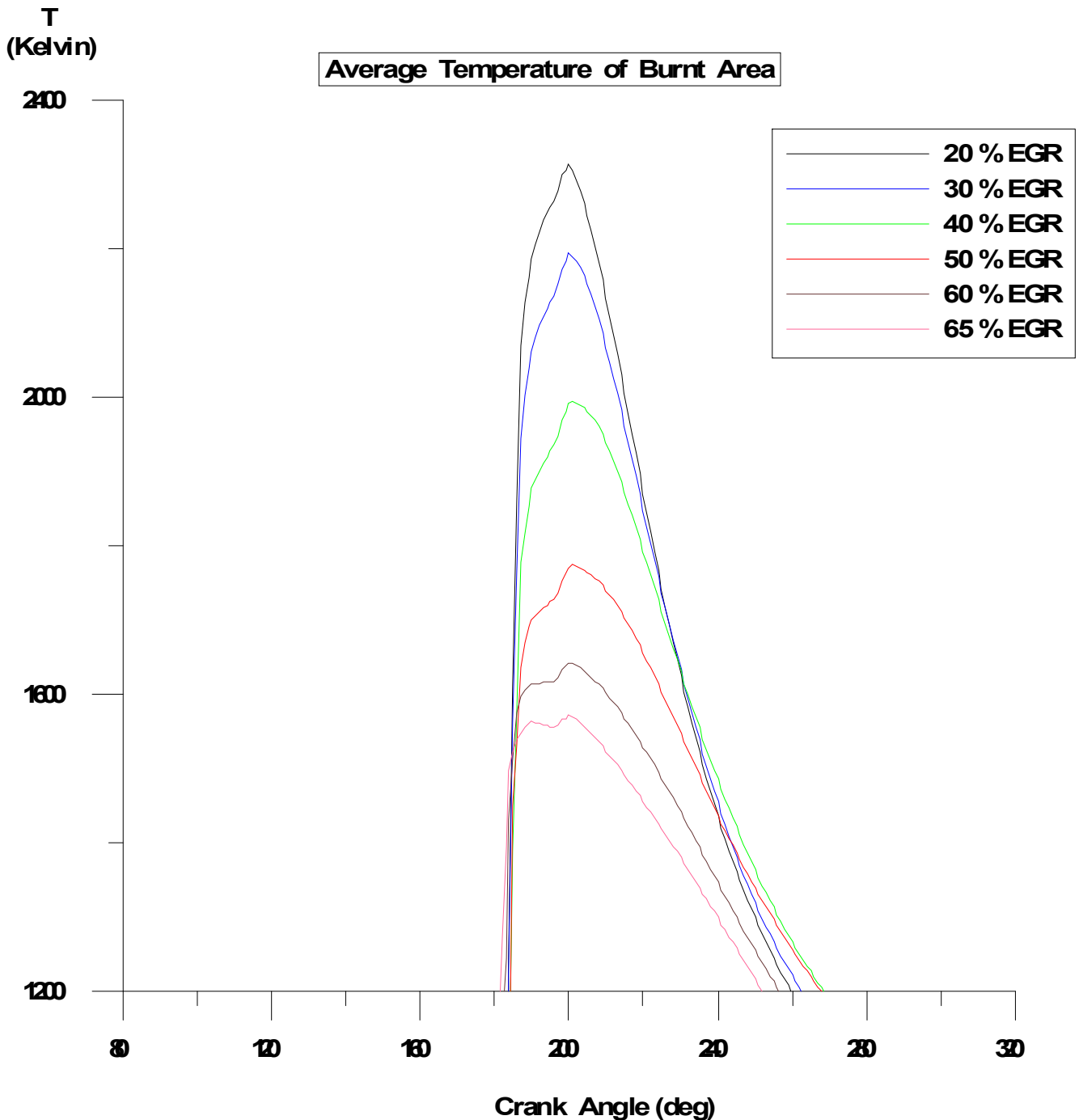


Σχήμα 6.22
Μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου



Σχήμα 6.23
Μεταβολή της παραγόμενης ισχύος

Όπως φαίνεται από τα παραπάνω γραφήματα, η αύξηση του ποσοστού EGR μειώνει σημαντικά τις εκπομπές του NO, αλλά αυξάνει δραματικά τις εκπομπές αιθάλης. Πάρολο δηλαδή που οι τιμές των θερμοκρασιών (των καμμένων περιοχών) καύσης ελαττώνονται σημαντικά (κάτω από τους 1.600 Kelvin για 65% EGR), όπως δείχνει το παρακάτω γράφημα, εντούτοις δεν φαίνεται να υπάρχει μείωση των εκπομπών της αιθάλης. Πρέπει να αναφέρουμε ωστόσο, ότι στα υψηλά ποσοστά EGR (55 – 65%) αρχίζει να παρατηρείται μία ελαφρά τάση **σταθεροποίησης** των τιμών της, σε τιμές μάλιστα **ελαφρώς μικρότερες** των αντίστοιχων που είχαν προκύψει χωρίς αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης. Ωστόσο η παρατηρούμενη σταθεροποίηση απέχει πολύ από την προσδοκώμενη ελάττωση της.

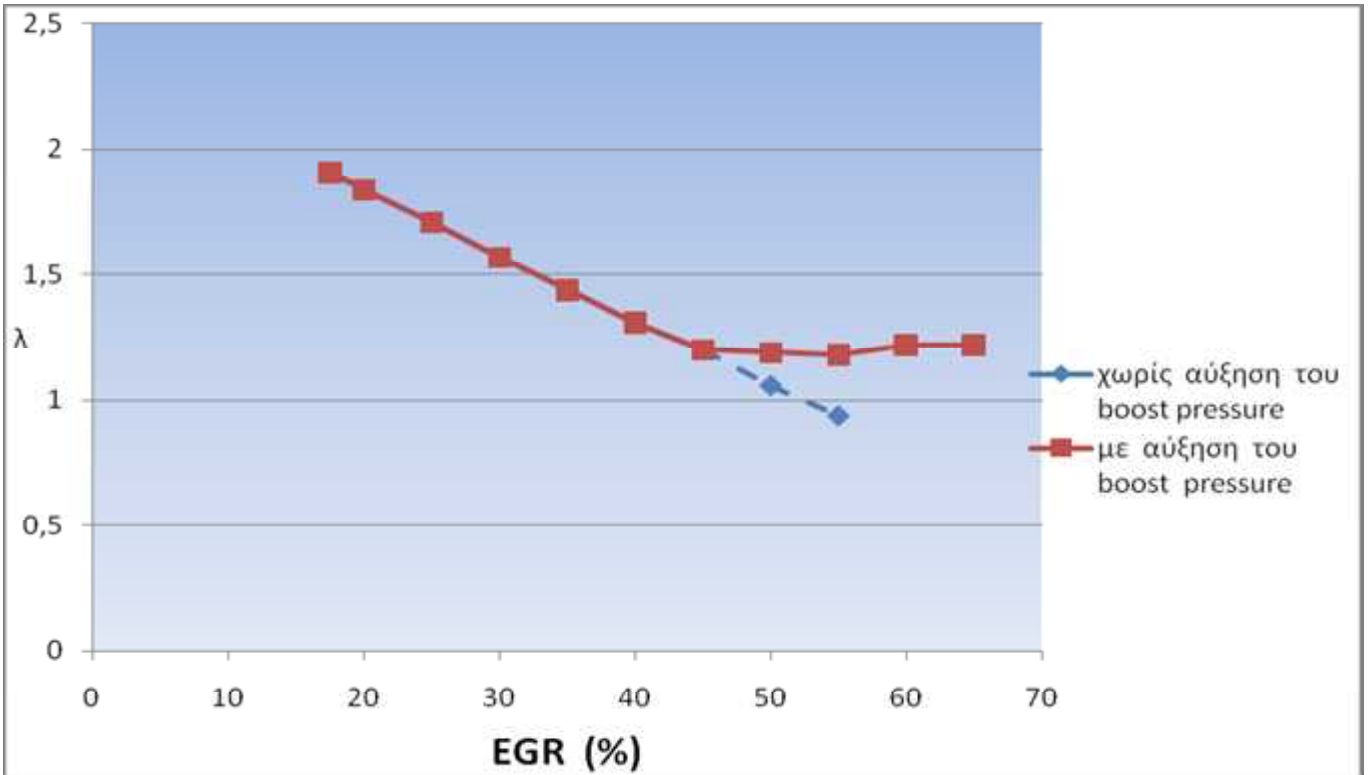


Σχήμα 6.24

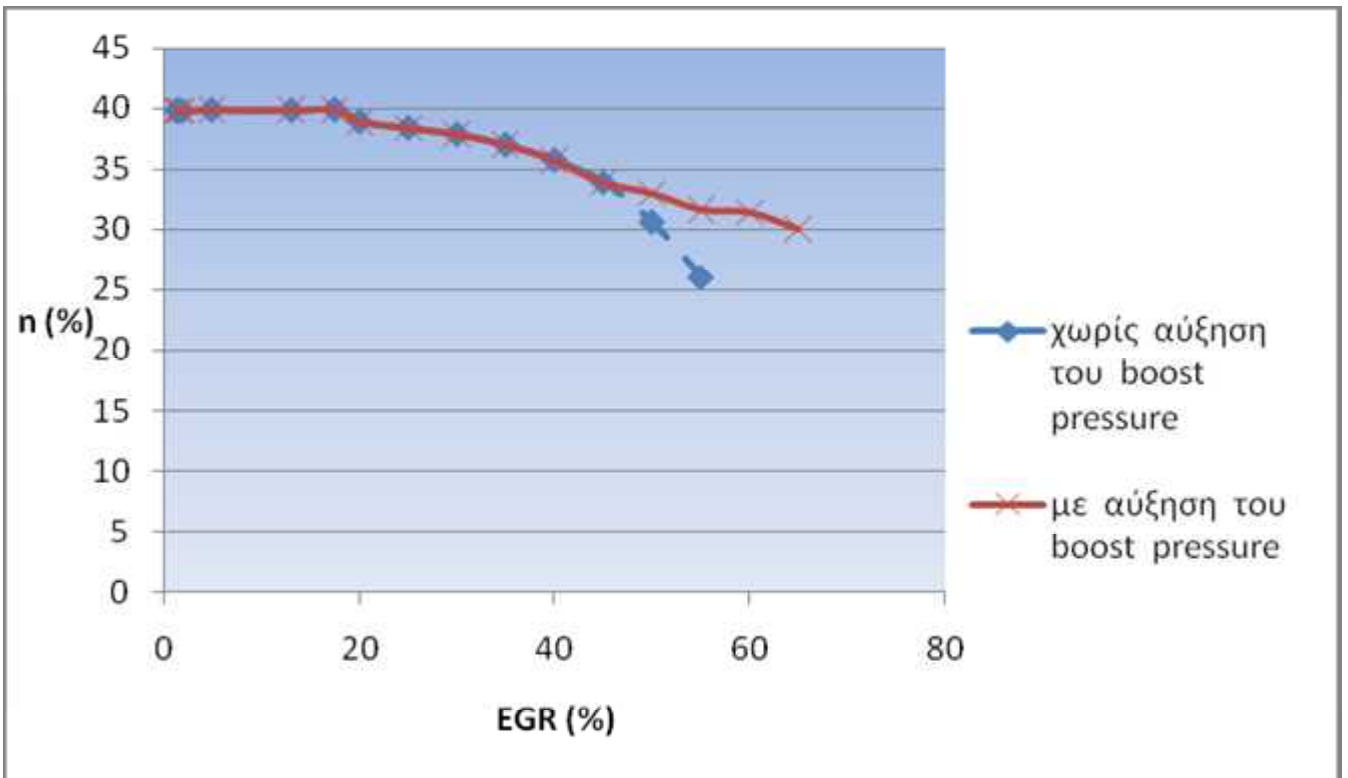
Μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας καμμένης περιοχής συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διάφορα ποσοστά EGR

Όσον αφορά την τιμή της παραγόμενης ισχύος βλέπουμε ότι, παρόλο που αυξήσαμε την τιμή της πίεσης εξόδου του συμπιεστή, η πορεία μεταβολής της είναι και πάλι πτωτική αντικατοπτρίζοντας την "πλημμελή" καύση που επιτελείται εντός του κυλίνδρου. Η μείωση αυτή είναι βέβαια είναι αρκετά πιο μικρή εν συγκρίσει με αυτήν του σχήματος 6.16. Παρόλα αυτά, η υποβάθμιση της καύσης είναι αρκετά εμφανής, έστω και με αύξηση της πίεση υπερπλήρωσης, γεγονός το οποίο φαίνεται στην παρατηρούμενη αύξηση της ειδικής

κατανάλωσης καυσίμου, στην τιμή του λ άλλα και στη πτώση του βαθμού απόδοσης.



Σχήμα 6.25
Μεταβολή του λ



Σχήμα 6.26
Μεταβολή του βαθμού απόδοσης

Πράγματι , από τα σχήματα 6.25 και 6.26 βλέπουμε ότι , τόσο η τιμή του λ (γύρω στο 1,2) όσο και η τιμή του βαθμού απόδοσης (μείωση κατά 25 %) κυμαίνονται σε πολύ χαμηλά αντίστοιχα επίπεδα , καθιστώντας την εφαρμογή υψηλών ποσοστών EGR απαγορευτική .

Συμπερασματικά , κάνοντας μια αποτίμηση της παραπάνω περιγραφείσας ανάλυσης , διαπιστώνουμε ότι η τεχνική της καύσης χαμηλών θερμοκρασιών , μπορεί μεν να περιορίζει τις εκπομπές NO , αλλά παρουσιάζει ταυτόχρονα αρκετά μειονεκτήματα . Είδαμε δηλαδή , ότι όχι μόνο επιδρά αρνητικά στην όλη συμπεριφορά του κινητήρα (ελαττώνοντας την παραγόμενη ισχύ και το β. απόδοσης) , αλλά δεν φαίνεται να επηρεάζει καθόλου και το σχηματισμό της αιθάλης , όπως πειραματικά έχει αποδειχθεί . Ως εκ τούτου αποφασίστηκε να επαναληφθεί όλη η προαναφερθείσα διαδικασία (εφαρμογής υψηλού ποσοστού EGR) μεταβάλλοντας τη τιμή της ενέργειας ενεργοποίησης σχηματισμού της αιθάλης , κάνοντας δηλαδή μια **παραμετρική ανάλυση** . Στην παράγραφο που ακολουθεί , αναλύεται διεξοδικά όλη η ανάλυση που διεξήχθη .

6.5 Παραμετρική Ανάλυση ως προς την Ενέργεια Ενεργοποίησης

Το μοντέλο σχηματισμού της αιθάλης , που χρησιμοποιεί ο παρών κώδικας είναι αυτό του Hiroyasu . Ως γνωστό το μοντέλο αυτό βασίζεται στις δύο γνωστές διαφορικές εξισώσεις :

$$\frac{dm_{soot}}{dt} \text{ σχηματισμού} = A_f \cdot m_{fuel} \cdot p^{0,5} \cdot \exp\left(\frac{-E_f}{RT}\right)$$

και

$$\frac{dm_{soot}}{dt} \text{ οξειδωσης} = A_o \cdot m_{soot} \cdot X_{O_2} p^{1,8} \cdot \exp\left(\frac{-E_o}{RT}\right)$$

όπου ,

m_{fuel} : η μάζα του ατμοποιηθέντος καυσίμου

m_{soot} : η μάζα της αιθάλης

X_{O_2} : το μοριακό κλάσμα του οξυγόνου

p : η πίεση

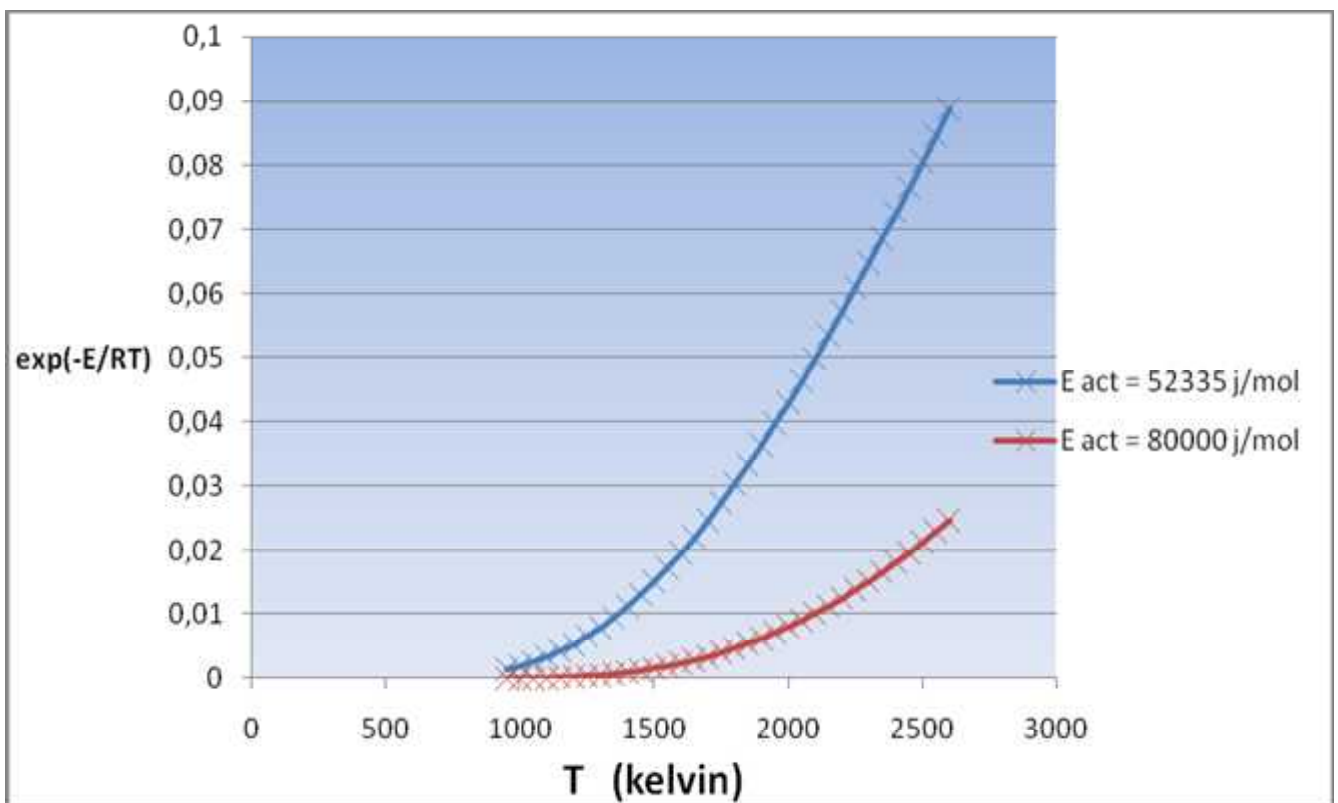
E_f, E_o : ενέργειες ενεργοποίησης ίσες με $5,0 \times 10^4 \frac{joule}{mol}$ και $5,88 \times 10^4 \frac{joule}{mol}$

A_f, A_o : διορθωτικοί συντελεστές

Από αυτές τις δύο η πρώτη αναφέρεται στο σχηματισμό της αιθάλης και η άλλη στην οξείδωση της , με την διαφορά τους να προσδιορίζει την **καθαρή** παροχή μάζας που τελικά **σχηματίζεται** και εκπέμπεται (net formation rate).

$$\frac{dm_{soot}}{dt} = \frac{dm_{soot}}{dt} \Big|_{\text{σχηματισμού}} - \frac{dm_{soot}}{dt} \Big|_{\text{οξειδωσης}}$$

Όπως φαίνεται από τις παραπάνω εξισώσεις, τόσο ο σχηματισμός όσο και η οξείδωση της αιθάλης εξαρτώνται έντονα από τον εκθετικό όρο $\exp\left(\frac{-E_f}{RT}\right)$ και $\exp\left(\frac{-E_o}{RT}\right)$ αντίστοιχα, με το E να αποτελεί την αντίστοιχη τιμή της ενέργειας ενεργοποίησης. Ήδη εξηγήσαμε στα προηγούμενα ότι αυτό που εμείς εξετάζουμε είναι αν στις χαμηλές θερμοκρασίες (μέσω υψηλού ποσοστού EGR), επηρεάζεται ο **σχηματισμός** της αιθάλης, επικεντρώνοντας έτσι το ενδιαφέρον μας στην πρώτη εκ των δύο παραπάνω εξισώσεων. Πράγματι για την εξίσωση αυτή η επίδραση του εκθετικού παράγοντα φαίνεται αναλυτικά στο παρακάτω γράφημα για δύο διαφορετικές ενέργειες ενεργοποίησης.



Σχήμα 6.27

Επίδραση του εκθετικού όρου στην εξίσωση σχηματισμού

Όπως βλέπουμε, πέρα από την τιμή της θερμοκρασίας, έντονο ρόλο στην τιμή του εκθετικού παράγοντα παίζει η τιμή της ενέργειας ενεργοποίησης, με την τιμή του εκθετικού όρου να μειώνεται όσο αυτή αυξάνεται. Γίνεται λοιπόν αντιληπτό ότι η επιλογή της τιμής της ενέργειας ενεργοποίησης παίζει καθοριστικό ρόλο στο σχηματισμό οπότε κατ'επέκταση και στις τελικές τιμές των εκπομπών αιθάλης. Ωστόσο για την τιμή αυτή δεν υπάρχει απόλυτη

διευκρίνιση στη βιβλιογραφία , μεταβαλλόμενη από υπολογιστικό μοντέλο σε υπολογιστικό μοντέλο .

Σε όλη την ανάλυση της προηγούμενης παραγράφου η τιμή του εκθετικού όρου $\frac{E_f}{R}$ είχε διατηρηθεί σταθερή στην τιμή 6.013 K σε όλες τις περιπτώσεις , αντιστοιχώντας δηλαδή σε μία ενέργεια ενεργοποίησης σχηματισμού (E_f):

$$E_f = 6.013(K) * 8,314 \left(\frac{joule}{mol \cdot K} \right) \cong 50.000 \frac{joule}{mol}$$

ενώ η τιμή $\frac{E_o}{R}$ για την οξείδωση 7.070 K δηλαδή :

$$E_o = 7.070(K) * 8,314 \left(\frac{joule}{mol \cdot K} \right) \cong 58.780 \frac{joule}{mol}$$

Η τιμή του συντελεστή σχηματισμού της αιθάλης A_f (soot formation rate coefficient , βλ. σχήμα 5.4) διατηρήθηκε στην τιμή 30 , ενώ αυτού για την οξείδωση A_o (soot oxidation rate coefficient) στην τιμή 4.130 , όπως αυτή προέκυψε από την βαθμονόμηση .

Λόγω του ότι στην ανάλυση της προηγούμενης παραγράφου δεν παρατηρήθηκε καμία μείωση στις τιμές των εκπομπών αιθάλης για εφαρμογή υψηλών ποσοστών EGR, κρίνεται αναγκαίο να εξετάσουμε την επίδραση , που ασκεί η τιμή της ενέργειας ενεργοποίησης σχηματισμού της (E_f) , στα παρεχόμενα αποτελέσματα . Προκειμένου όμως να προχωρήσουμε σε μια τέτοια σύγκριση θα πρέπει εκ των προτέρων να εξασφαλιστεί ότι η διαδικασία της οξείδωσης δεν επηρεάζει τις τιμές των αποτελεσμάτων , παραμένοντας σταθερή για όλες τις περιπτώσεις που συγκρίνουμε .

Η συλλογιστική και τα βήματα της όλης διαδικασίας είχαν ως εξής : επιλέγαμε κάθε φορά διαφορετική τιμή ενέργειας ενεργοποίησης σχηματισμού (E_f) και βαθμονομούσαμε τον κώδικα στο σημείο (1.800 rpm , 50 % φορτίο , 17,5 % EGR), έχοντας πάντα σταθερή την τιμή για την ενέργεια ενεργοποίησης της οξείδωσης E_o (ίση με 58.780 joule/mol) και του συντελεστή σχηματισμού A_f (soot formation rate coefficient , ίσος με 30). Για κάθε βαθμονόμηση ο κώδικας μας έδινε διαφορετική τιμή του συντελεστή οξείδωσης A_o (soot oxidation rate coefficient) , ενώ οι τιμές των σταθερών που σχετίζονται με τα υπόλοιπα μεγέθη και γενικότερα τη συμπεριφορά του κινητήρα (σταθερά για τα NO (A_{NO}) , συμπαράσυρση αέρα , καθυστέρηση αναφλέξεως κτλ.) παρέμειναν ίσες . Αυτό επειδή το μόνο στοιχείο που κάθε φορά μεταβάλλαμε ήταν η τιμή της ενέργειας ενεργοποίησης σχηματισμού (E_f), η οποία έχει να κάνει μόνο με την αιθάλη , χωρίς να επηρεάζει άλλα φαινόμενα που σχετίζονται με την συμπεριφορά του κινητήρα . Στον παρακάτω πίνακα αναγράφονται αναλυτικά όλες οι τιμές του συντελεστή οξείδωσης της αιθάλης , όπως αυτός προέκυπτε μετά από κάθε βαθμονόμηση στο σημείο (1.800 rpm , 50 % φορτίο , 17,5 % EGR) .

$\frac{E_f}{R}$ (Kelvin)	E_f (joule/mol)	Συντελεστής Οξειδωσης της Αιθάλης A_b
6.013	50.000	4.130
7.000	58.198	3.470
8.000	66.512	2.860
10.000	83.140	1.790
12.000	99.768	941

Πίνακας 6.28

Τιμές του συντελεστή A_b για διάφορες τιμές ενέργειας ενεργοποίησης

Είναι προφανές ότι όσο αυξάνουμε την τιμή της E_f (δηλαδή όσο και πιο δύσκολος ο σχηματισμός αιθάλης) τόσο ο κώδικας μειώνει την τιμή του συντελεστή οξειδωσης της (A_o), προκειμένου να κάνει τη σωστή βαθμονόμηση με τα πειραματικά δεδομένα.

Ωστόσο για να είναι τα αποτελέσματα άμεσα συγκρίσιμα, ώστε να γίνει εμφανής η επίδραση της ενέργειας ενεργοποίησης σχηματισμού (E_f), πρέπει να εξασφαλίσουμε ότι ο συντελεστής οξειδωσης της αιθάλης (A_b) θα μείνει σταθερός για όλες τις παραπάνω εξεταζόμενες περιπτώσεις. Η επιλογή κάποιας συγκεκριμένης τιμής για τον (A_b) από τις παραπάνω αναγραφόμενες θα ήταν εσφαλμένη και θα οδηγούσε σε λάθος αποτελέσματα. Αυτό γίνεται πιο εύκολα αντιληπτό από το εξής (ακραίο) παράδειγμα: τυχόν επιλογή της τιμής 4.130 για τον A_b και 99.768 (joule/mol) για την E_f θα οδηγούσε σε πολύ χαμηλές τιμές εκπομπών αιθάλης, διότι τότε θα είχαμε πολύ μικρό σχηματισμό και αρκετά αυξημένη οξειδωση. Για το λόγο αυτό θεωρήσαμε ως πλέον ιδανική την χρησιμοποίηση της μέσης τιμής αυτών, μια τιμή η οποία θα εκφράζει κατά μέσο όρο την οξειδωση της αιθάλης, ανεξαρτήτως της επιλεγμένης τιμής της ενέργειας ενεργοποίησης σχηματισμού (E_f). Η τιμή αυτή προκύπτει ότι είναι η εξής:

$$\bar{A}_b = \frac{4.130 + 3.470 + 2.860 + 1.790 + 941}{4} \cong 2.638$$

Γίνεται όμως αντιληπτό ότι για τη συγκεκριμένη αυτή τιμή του A_b , για καθεμία εκ των παραπάνω τιμών ενέργειας ενεργοποίησης σχηματισμού (E_f) ο κώδικας χρειάζεται νέα βαθμονόμηση. Η βαθμονόμηση αυτή συνίσταται πλέον στην μεταβολή της τιμής του συντελεστή σχηματισμού της αιθάλης (A_f), ώστε στο παραπάνω σημείο λειτουργίας (1.800 rpm, 50 % φορτίο, 17,5 % EGR) να έχουμε προσέγγιση με τα πειραματικά δεδομένα. Τα αποτελέσματα των βαθμονομήσεων αναγράφονται αναλυτικά στον επόμενο πίνακα.

$\frac{E_f}{R}$ (Kelvin)	E_f (joule/mol)	Συντελεστής Σχηματισμού της Αιθάλης A_f
6.013	50.000	6
7.000	58.198	10
8.000	66.512	15
10.000	83.140	35
12.000	99.768	85

Πίνακας 6.29

Τιμές του συντελεστή A_f για διάφορες τιμές ενέργειας ενεργοποίησης

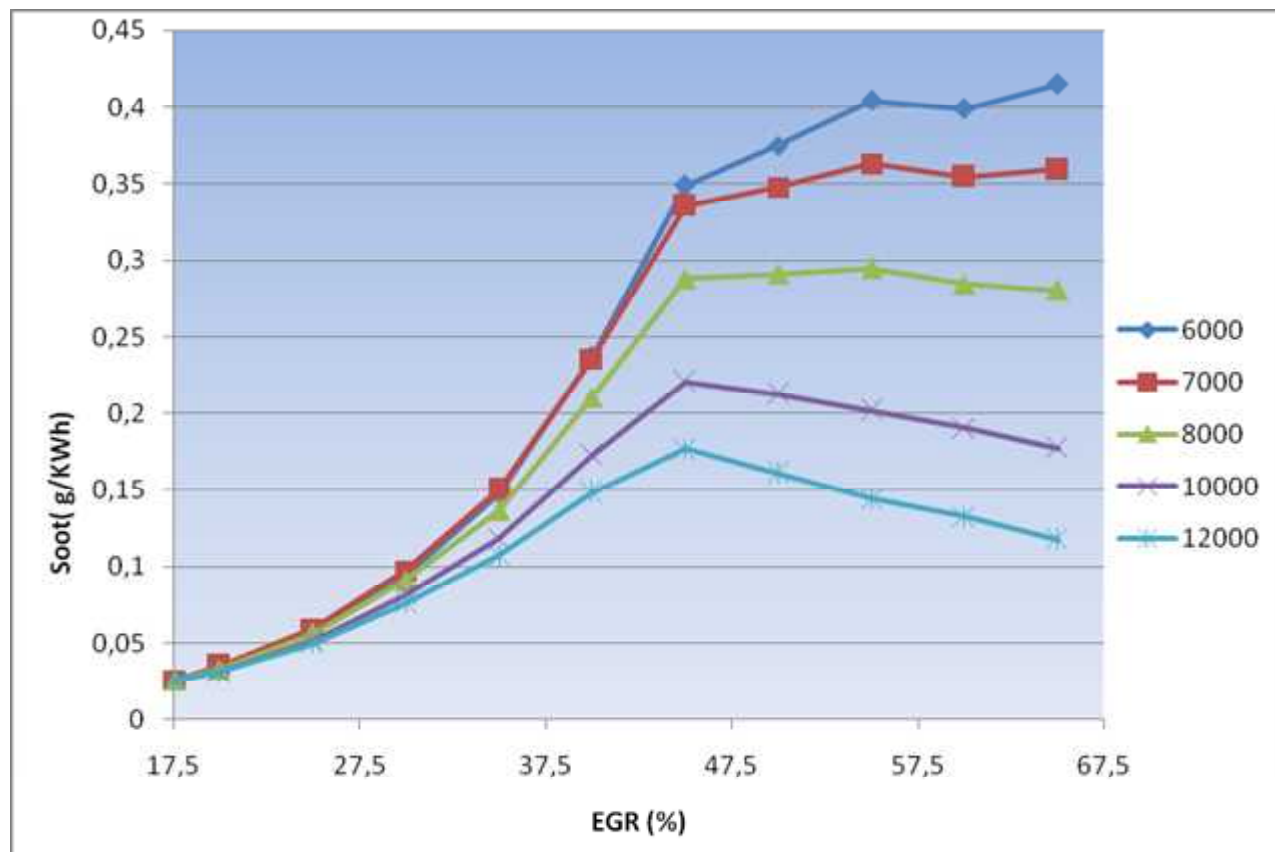
Επιλέγοντας κάθε φορά νέα τιμή $\frac{E_f}{R}$ (δηλαδή ενέργεια ενεργοποίησης σχηματισμού αιθάλης E_f) και αυξάνοντας την πίεση του συμπιεστή (boost pressure) για ποσοστά EGR 45 % και άνω, εφαρμόσαμε τον κώδικα, λαμβάνοντας τα κάτωθι αποτελέσματα για την αιθάλη (σε gr/kwh) μαζί με το ακόλουθο διάγραμμα.

$\frac{E_f}{R}$ (K) EGR (%)	6000	7.000	8.000	10.000	12.000
20	0,03331(gr/kwh)	0,035196	0,03331	0,031425	0,031425
25	0,056728	0,059278	0,056091	0,051629	0,049717
30	0,09402	0,097262	0,090778	0,0817	0,075865
35	0,147357	0,15	0,136784	0,118282	0,107048
40	0,23713	0,235763	0,210478	0,172893	0,148292
45	0,349318	0,335605	0,287971	0,22085	0,176824
50	0,375063	0,34795	0,291464	0,212385	0,161172
55	0,404098	0,363296	0,295031	0,201656	0,144377
60	0,399034	0,354785	0,28446	0,19043	0,132748

65	0,4153	0,3594	0,2804	0,1775	0,1175
----	--------	--------	--------	--------	--------

Πίνακας 6.30

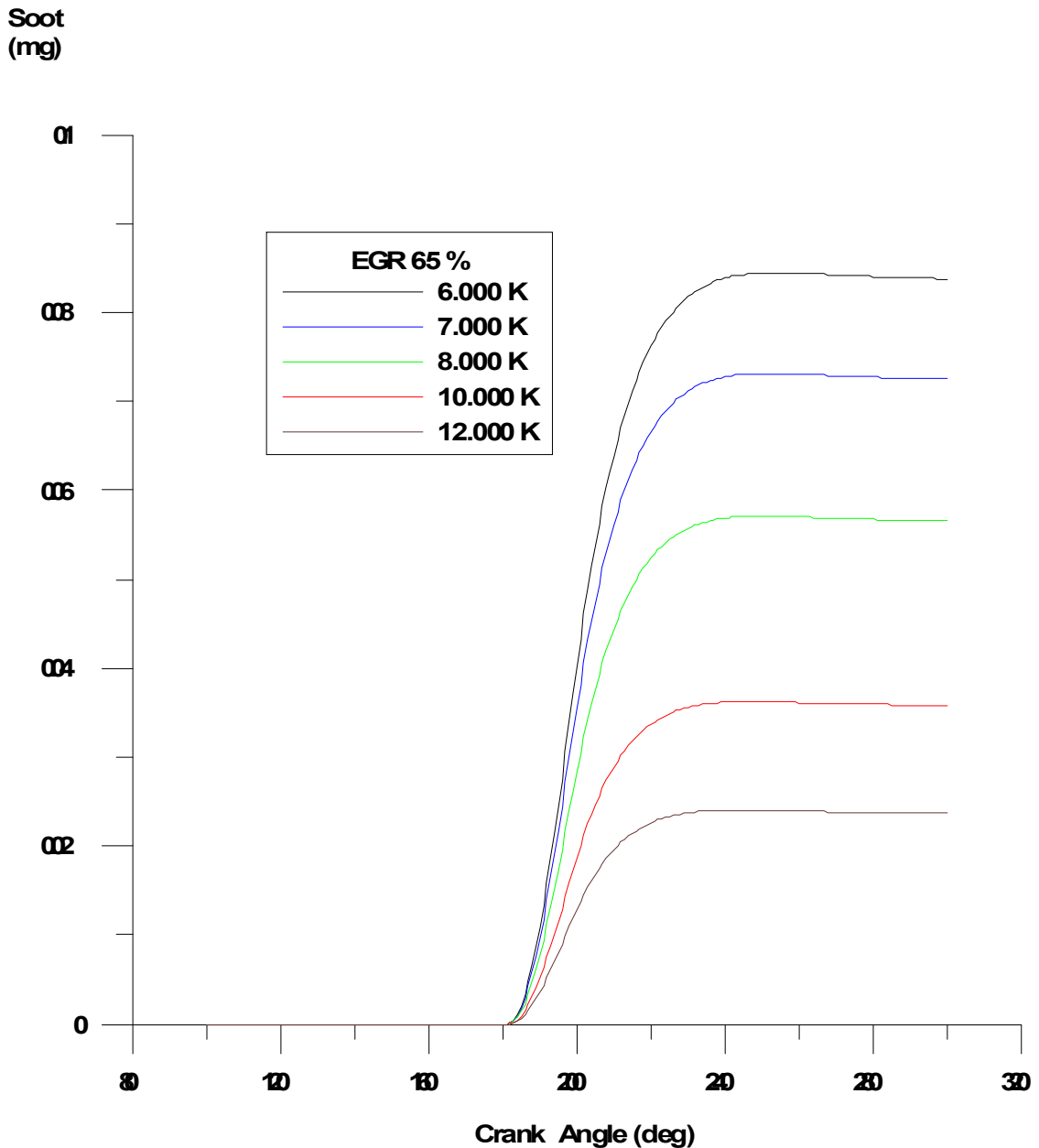
Τιμές των εκπομπών αιθάλης συναρτήσει του EGR για διάφορες τιμές του λόγου E_f/R



Σχήμα 6.31

Μεταβολή της αιθάλης συναρτήσει του EGR για διάφορες τιμές του λόγου E_f/R

Πράγματι λοιπόν από το ανωτέρω γράφημα βλέπουμε την σημαντική πληροφορία που μας έδωσε η παραμετρική ανάλυση ως προς την ενέργεια ενεργοποίησης σχηματισμού της αιθάλης (E_f). Βλέπουμε δηλαδή, ότι από κάποιο ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίου (συγκεκριμένα 45%) και άνω, έχουμε μια σταδιακή κάμψη στις τιμές των εκπομπών αιθάλης, κάμψη η οποία μετατρέπεται σε μείωση για μεγάλη τιμές ενέργειας ενεργοποίησης. Η διαπίστωση αυτή είναι αρκετά χρήσιμη μιας και φανερώνει ότι η καύση χαμηλών θερμοκρασιών όντως επιδρά στο σχηματισμό των σωματιδίων αιθάλης με αντιστρόφως ανάλογη εξάρτηση. Η εξάρτηση αυτή φαίνεται παραστατικά και στο ακόλουθο γράφημα (ιστορικό σχηματισμού της αιθάλης στον κύλινδρο).



Σχήμα 6.32

Ιστορικό αιθάλης για 65 % EGR συναρτήσεως του λόγου E_f/R

Αξίζει να σημειώσουμε, ότι στο γράφημα αυτό η οξείδωση της αιθάλης φαίνεται να είναι αμελητέα. Αυτό οφείλεται στη χαμηλή σχετικά τιμή του συντελεστή οξείδωσης (A_0). Ωστόσο μια ελαφρά οξείδωση της, όντως υφίσταται, χωρίς όμως αυτό να μας απασχολεί ιδιαίτερα, δεδομένου ότι αυτό, στο οποίο δίνουμε σημασία, είναι ο σχηματισμός της. Σε ότι αφορά τώρα τις υπόλοιπες επιδόσεις και αποτελέσματα (ισχύς, ειδική κατανάλωση καυσίμου, εκπομπή NO κτλ.) δεδομένου ότι σε αυτά δεν μεταβάλλαμε την τιμή κάποιας σχετικής με αυτά σταθεράς, αυτά παραμένουν ως έχουν (βλ. γραφήματα προηγούμενης παραγράφου).

Αναμφισβήτητα όμως, το βασικότερο συμπέρασμα το οποίο αναδεικνύει η ανάλυση αυτή είναι ότι το χρησιμοποιούμενο μοντέλο είναι μάλλον ανεπαρκές για να περιγράψει το σχηματισμό της αιθάλης και χρήζει περαιτέρω βελτίωσης

.Επίσης, όπως διαφαίνεται από τα αποτελέσματα, υπάρχει μια βελτίωση (μείωση) στις εκπομπές της αιθάλης άλλα και σε όλα τα υπόλοιπα μεγέθη από την αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης. Έτσι σε περίπτωση χρήσης υψηλότερης πίεσης υπερπλήρωσης και για μεγάλα ποσοστά EGR υπάρχει δυνατότητα περαιτέρω βελτίωσης των εκπομπών αιθάλης, διατηρώντας παράλληλα την τιμή του λ σε υψηλότερες τιμές. Αυτό φαίνεται ξεκάθαρα στο σχήμα 6.26, όπου η μείωση του βαθμού απόδοσης για ποσοστά EGR πάνω από 45% είναι μεγάλη και προφανώς μη αποδεκτή.

Κατά συνέπεια, απαιτείται μια περαιτέρω εμβάθυνση στην μελέτη της καύσης χαμηλών θερμοκρασιών, καθώς η παρούσα εργασία δίνει μια "πρώτη" αντιμετώπιση του θέματος αποκαλύπτοντας τις θετικές δυνατότητες της τεχνικής της καύσης χαμηλών θερμοκρασιών.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Το αντικείμενο εξέτασης της παρούσας διπλωματικής εργασίας ήταν η μελέτη της επίδρασης της καύσης των χαμηλών θερμοκρασιών στις εκπομπές και γενικότερα στην όλη λειτουργία ενός κινητήρα Diesel. Η επίτευξη της συνθήκης αυτής επιτυγχάνεται με την εφαρμογή υψηλών ποσοστών ανακυκλοφορίας του καυσαερίου EGR, συμβάλλοντας στην αύξηση της θερμοχωρητικότητας της γόμωσης του κυλίνδρου. Έχοντας σαν κύριο μέλημα την παρακολούθηση της εκπομπής των δύο κύριων ρύπων (δηλαδή του NO και της αιθάλης), αλλά και των πιθανών επιπτώσεων στη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα, προχωρήσαμε στην διερεύνηση του αρχικώς διατυπωθέντος προβληματισμού μας κατά πόσο δηλαδή η καύση χαμηλών θερμοκρασιών πέρα από τα NO, επηρεάζει το **σχηματισμό** της αιθάλης. Για το λόγο αυτό, θέλοντας να αναδείξουμε την επίδραση του EGR, διατηρήσαμε σταθερά αρκετά από τα μεγέθη που εμπλέκονται με την όλη συμπεριφορά του κινητήρα (π.χ. προπορεία, προφίλ ψεκασμού καυσίμου, τιμές σταθερών).

Από τα αποτελέσματα του προηγούμενου κεφαλαίου εύκολα επιβεβαιώνεται, ότι η ανακυκλοφορία των καυσαερίων είναι μια αποτελεσματική μέθοδος μείωσης του παραγόμενου NO, μείωση η οποία μπορεί να αγγίξει και το 99% για εφαρμογή ποσοστών EGR (πάνω από 45%). Είδαμε δηλαδή ευθέως την άμεση εξάρτηση του σχηματιζόμενου NO από την θερμοκρασία και την διαθεσιμότητα του O₂, φωτογραφίζοντας με τον τρόπο αυτό τους κύριους παράγοντες που ευνοούν το σχηματισμό του.

Επίσης διαπιστώσαμε την αντίθετη εξάρτηση των όλων μηχανισμών που σχετίζονται με την παραγωγή του NO και αιθάλης, πράγμα το οποίο επαληθεύεται από την ραγδαία αύξηση των εκπομπών της και την ταυτόχρονη μείωση των εκπομπών NO. Ωστόσο το πιο σημαντικό συμπέρασμα της όλης ανάλυσης είναι ότι η εφαρμογή υψηλών ποσοστών ανακυκλοφορίας του καυσαερίου, μπορεί από ένα ποσοστό και μετά να μειώσει τις τιμές των εκπομπών αιθάλης. Η τελευταία διαπίστωση είναι αρκετά σημαντική, διότι αποδεικνύει ότι είναι δυνατό να καταπολεμήσουμε την παραγωγή και των δύο ανεπιθύμητων ρύπων με την εφαρμογή μίας μόνο μεθόδου, αυτήν του EGR και όχι με δύο (π.χ. συνδυασμό ανακυκλοφορίας του καυσαερίου και χρήσης γαλακτώματος καυσίμου - νερού, ή παγιδών αιθάλης).

Αν και η τελευταία διαπίστωση είναι αρκετά ενδιαφέρουσα, δεν πρέπει να παραβλεφθούν οι συνέπειες που έχει η εφαρμογή της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων τόσο υψηλών ποσοστών. Παρατηρήσαμε ότι με την αύξηση του ποσοστού EGR η παραγόμενη από τον κινητήρα ισχύς μειώνεται, φαινόμενο βέβαια αναμενόμενο ενόψει της χειροτέρευσης της γόμωσης του κυλίνδρου με αδρανή αέρια. Η μείωση αυτή των επιδόσεων αντικατοπτρίζεται στην αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, στη μείωση του βαθμού απόδοσης αλλά και στη μείωση του λόγου ισοδυναμίας αέρα καύσης(λ). Αυτό φανερώνει την ανάγκη της σημαντικής αύξησης της πίεσης υπερπληρώσεως, όπως και της αυξημένης προπορείας στα μεγάλα ποσοστά EGR. Η αύξηση αυτή της προπορείας θα βελτιώσει το βαθμό απόδοσης, θα συμβάλει θετικά στις εκπομπές αιθάλης, ενώ

δεν αναμένεται να αλοιώσει την θετική επίδραση του EGR στο NO λόγω των πολύ χαμηλών τιμών που παρατηρούνται .

Σε ότι αφορά το υπολογιστικό κομμάτι της εργασίας τα συμπεράσματα στα οποία καταλήγει κανείς είναι τα εξής : ο μηχανισμός σχηματισμού του NO **Zeldovich** , στον οποίο βασίζεται το υπολογιστικό μοντέλο που χρησιμοποιήσαμε για τον υπολογισμό των εκπομπών NO , προσδιορίζει με αρκετά καλή ακρίβεια τις συγκεκριμένες εκπομπές , καθιστώντας έτσι τον κώδικα ένα χρήσιμο εργαλείο . Αυτό επιβεβαιώνεται άλλωστε και από την χαρακτηριστική τιμή του διορθωτικού συντελεστή του NO (A_{NO}) , ο οποίος κατά τη βαθμονόμηση έλαβε την τιμή 1,08 . Όσον αφορά την αιθάλη , ανάλογα συμπεράσματα μπορούν να διατυπωθούν για το χρησιμοποιούμενο μοντέλο **Hiroyasu** . Ωστόσο εδώ τίθεται ένα ζήτημα σχετικά με την τιμή της ενέργειας ενεργοποίησης , τιμή που όπως αποκαλύφθηκε , επηρεάζει σε σημαντικό βαθμό τα εξαγόμενα αποτελέσματα του κώδικα . Για το λόγο αυτό το χρησιμοποιούμενο μοντέλο έχει ανάγκη περαιτέρω τροποποίησης . Εμείς στην εργασία αυτή προσπαθήσαμε να ξεπεράσουμε την επίδραση αυτή , προχωρώντας στην περιγραφείσα παραμετρική ανάλυση .

BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

Γενική Βιβλιογραφία

1. Κωνστ. Δ. Ρακόπουλος και Δημ. Θ. Χουντάλας
“Κάυση - Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.”
Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π. , Εκδόσεις Φούντα 1998
2. Κωνστ. Δ. Ρακόπουλος
“Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.”
Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π. , Εκδόσεις Φούντα 2001
3. Κωνστ. Δ. Ρακόπουλος και Ευαγ. Γ. Γιακουμής
“Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.”
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π. , 2006
4. Δημήτρης Σ. Σταματόπουλος
“Εγχειρίδιο Καυσίμων και Λιπαντικών για την Ναυτιλία”
Αθήνα 1993
5. Charles Fayette Taylor
“The internal – Combustion engine in Theory and Practice” , Vol. II
M.I.T. Press , Cambridge Massachusetts 1985
6. John B. Heywood
“Internal Combustion Engine Fundamentals”
Mc Graw - Hill International Editions , Automotive Technology Series , 1988
7. Bertrand D. Hsu
“Practical Diesel – Engine Combustion Analysis”
SAE International , 2002
8. Kazuhiro Akihama , Yoshiki Takatori , Kazuhisa Inaqaki , Shizuo Sasaki ,
Anthony M. Dean
**“Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing
Temperature”**
SAE paper 2001-01-0655
9. E. G. Pariotis , D. T. Hountalas and C. D. Rakopoulos
**“Sensitivity Analysis of Multi – Zone Modeling for Combustion and
Emissions Formation in Diesel Engines ”**
SAE paper 2006-01-1383
10. Annex VI of MARPOL 73/78
**“Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships and NO_x
Technical Code”**
International Maritime Organization
11. Ossi Kaario and Martti Larmi
“A Soot Model for Diesel Engine CFD Applications”
SAE paper 2004

12. Yoshiyuki Kidoguchi , Changlin Yang and Kei Miwa
“**Effect of High Squish Combustion Chamber on Simultaneous Reduction of NO_x and Particulate from a Direct – Injection Diesel Engine**”
SAE paper 1999-01-1502
13. Yuko Mito , Daisuke Tanaka , Seang Wock Lee , Yasuhiro Daisho and Jin Kusaka
“**The Effect of Intake , Injection Parameters and Fuel Properties on Diesel Combustion and Emissions**”
SAE paper 2003-01-1793

Διαδικτυακοί Τόποι

1. <http://www.ntrc.gov/pdfs/transportation2002/Low-TemperatureEmissionDieseCombustion.pdfBackground>
2. http://powerlab.mech.okayama-u.ac.jp/~esd/comodia2004/A6_2_081.pdf
3. http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/deer_2005/session7/2005_deer_mu sculus.pdf
4. <http://en.wikipedia.org/wiki/EGR>
5. http://www.ucsusa.org/clean_vehicles/big_rig_cleanup/life-of-soot-diesel-pollution-emissions-and-health-effects.html
6. http://en.wikipedia.org/wiki/Selective_catalytic_reduction