



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΤΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΜΑΚΕΔΟΝΙΑΣ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Προσομοίωση Λειτουργίας Ναυτικού Κινητήρα

Εανθούλης Γ. Νικόλαος ΑΕΜ:1192



Επιβλέπων Καθηγητής: Τομπουλίδης Ανανίας

Κοζάνη, Νοέμβριος 2014

Ευχαριστίες

Αρχικά θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Γ. Γιαννακόπουλο, υποψήφιο διδάκτορα του Πανεπιστημίου Δυτικής Μακεδονίας, και τον Δ. Κολοκοτρώνη μέλος ειδικού και εργαστηριακού διδακτικού προσωπικού για την βοήθεια που μου προσέφεραν καθόλη την διάρκεια της παρούσας εργασίας. Επίσης τον επιβλέπον καθηγητή κ. Α. Τομπουλίδη και τον καθηγητή κ Α. Τουρλιδακη για τις γνώσεις που με μετέφερε.

Επίσης ευχαριστώ τον υποψήφιο διδάκτορα Κ. Βαφειάδης για την βοήθεια του καθόλη την διάρκεια των σπουδών μας.

Επίσης ευχαριστώ τον μάστορο Γεράσιμο και τον κ Γ. Κόκκαλη πρώτο μηχανικό του Blue Star Ithaki διότι δίχως την βοήθεια τους η παρούσα μελέτη δεν θα ήταν δυνατό να ολοκληρωθεί με επιτυχία.

Τέλος θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους τους φίλους και συμφοιτητές μου και τα κατοικίδια τους.

Περίληψη

Στην παρούσα διπλωματική εργασία πραγματοποιείται η ανάπτυξη ενός μοντέλου προσομοίωσης της λειτουργίας ενός τετράχρονου μεσόστροφου ναυτικού κινητήρα Diesel με χρήση δύο διαφορετικών καυσίμων. Μετά την επαλήθευση του αναπτυχθέντος μοντέλου με τη βοήθεια πειραματικών δεδομένων που συγκεντρώθηκαν, εφαρμόζονται σε αυτό κάποιες τεχνικές μείωσης εκπομπών ρύπων και εξετάζεται η επίδραση της καθεμιάς, καθώς και συνδυασμού τους στη διεργασία της καύσης, στις εκπομπές ρύπων και στην κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα.

Αρχικά, αναφέρονται εισαγωγικά ορισμένες νέες τάσεις στην ανάπτυξη των ναυτικών κινητήρων και παρουσιάζεται η χρήση μεθόδων αριθμητικής προσομοίωσης για διερεύνηση της αποτελεσματικότητας των νέων αυτών τεχνολογιών.

Στο τρίτο κεφάλαιο πραγματοποιείται μια γενική περιγραφή των κινητήρων Diesel, ναυτικών και μη, καθώς και των αρχών που διέπουν τη λειτουργία τους. Επίσης, γίνεται αναφορά στους μηχανισμούς που οδηγούν στην έκλυση ρύπων και μεθόδων αντιμετώπισής τους. Στη συνέχεια η περιγραφή εστιάζεται στους ναυτικούς κινητήρες και στα καύσιμα που αυτοί χρησιμοποιούν, καθώς επίσης και στους κανονισμούς εκπομπών ρύπων που έχουν πρόσφατα θεσπιστεί από το Διεθνές Ναυτιλιακό Οργανισμό (IMO).

Στο τέταρτο κεφάλαιο αναφέρονται οι κυριότερες διαθέσιμες μέθοδοι αριθμητικής προσομοίωσης. Περιγράφονται αναλυτικά τα υπολογιστικά μοντέλα που χρησιμοποιήθηκαν, με ιδιαίτερη έμφαση στις εξισώσεις και τις παραδοχές που τα χαρακτηρίζουν.

Στο πέμπτο κεφάλαιο γίνεται μια αναφορά των τεχνικών χαρακτηριστικών του κινητήρα και της διαδικασίας που ακολουθήθηκε για την ανάπτυξη του μοντέλου του. Επίσης, περιγράφονται οι φυσικοχημικές ιδιότητες των δύο καυσίμων που χρησιμοποιήθηκαν (HFO και MDO). Γίνεται αναφορά στις τεχνικές μείωσης των εκπομπών που εφαρμόστηκαν για να ελεγχθεί η επίδραση τους στη λειτουργία του κινητήρα.

Στο έκτο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της επαλήθευσης του μοντέλου και στη συνέχεια παρατίθενται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης και σχολιασμός τους. Ακόμη, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της εφαρμογής των προαναφερθέντων τεχνικών μείωσης εκπομπών και σχολιάζεται η επίδρασή τους στη λειτουργία του κινητήρα.

Τέλος εξάγονται κάποια χρήσιμα συμπεράσματα που προέκυψαν από την αξιολόγηση των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων και αναφέρονται ορισμένες προτάσεις για μελλοντική έρευνα σχετικά με το θέμα.

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ.....	II
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	III
1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ	1
2 ΣΤΟΧΟΣ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ.....	2
3 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL.....	3
3.1 ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ	3
3.2 Η ΔΙΕΡΓΑΣΙΑ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ ΣΤΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL.....	5
3.3 ΕΚΠΟΜΠΕΣ ΡΥΠΩΝ ΑΠΟ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL	7
3.4 ΤΕΧΝΙΚΕΣ ΑΝΤΙΜΕΤΩΠΙΣΗΣ ΕΚΠΟΜΠΩΝ ΑΕΡΙΩΝ ΡΥΠΩΝ.....	9
3.4.1 ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΕΓΧΥΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ	9
3.4.2 ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ (EGR)	11
3.4.3 ΚΥΚΛΟΣ MILLER.....	12
3.4.4 ΧΡΗΣΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΩΝ ΝΕΡΟΥ	13
3.4.5 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ.....	14
3.5 ΝΑΥΤΙΚΟΙ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ	15
3.6 ΤΑ ΚΑΥΣΙΜΑ ΤΩΝ ΝΑΥΤΙΚΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ	18
3.7 ΚΑΝΟΝΙΣΜΟΙ ΕΚΠΟΜΠΗΣ ΡΥΠΩΝ ΣΤΗΝ ΝΑΥΤΙΛΙΑ.....	21
4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΗΚΑ ΜΟΝΤΕΛΑ.....	23
4.1 Η ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ ΣΕ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ	23
4.2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΛΟΓΙΣΜΙΚΟΥ	24
4.3 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΩΝ ΜΟΝΤΕΛΩΝ	24
4.3.1 ΡΟΗ ΔΙΑΜΕΣΟΥ ΤΩΝ ΑΓΩΓΩΝ:	24
4.3.2 ΡΟΗ ΔΙΑΜΕΣΟΥ ΤΩΝ ΒΑΛΒΙΔΩΝ	30
4.3.3 ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ	31
4.3.3.1 Αρχή διατήρησης μάζας και ενεργείας :	31
4.3.3.2 Μοντέλο έκλυσης θερμότητας :.....	32
4.3.3.3 Εναλλαγές θερμότητας με τα τοιχώματα:	39
4.3.3.4 Μοντελοποίηση σχηματιζόμενων ρύπων.....	41
5 ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ	43
5.1 ΓΕΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗΣ	43
5.2 ΒΑΣΙΚΑ ΤΕΧΝΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΗΚΑ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ	45
5.3 ΒΑΛΒΙΔΕΣ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ ΚΑΙ ΕΞΑΓΩΓΗΣ.....	46
5.4 ΈΓΧΥΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ	48
5.5 ΜΟΝΤΕΛΑ ΚΑΥΣΙΜΩΝ	49
5.6 ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ ΚΑΙ ΕΞΑΓΩΓΗΣ.....	50
5.7 ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΚΕΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΕΣ ΤΟΙΧΩΜΑΤΩΝ ΘΑΛΑΜΟΥ ΚΑΥΣΗΣ	51
5.8 ΣΗΜΕΙΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΠΟΥ ΕΞΕΤΑΣΤΗΚΑΝ.....	51
5.9 ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΤΡΙΒΩΝ.....	52
5.10 ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΤΕΧΝΙΚΩΝ ΜΕΙΩΣΗΣ ΡΥΠΩΝ ΣΤΟ ΠΑΡΟΝ ΜΟΝΤΕΛΟ	54

6	ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ	56
6.1	ΕΠΑΛΗΘΕΥΣΗ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ	56
6.2	ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ ΜΕ ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΟ ΚΑΥΣΙΜΟ.....	60
6.2.1	ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΜΕ ΗΦΟ.....	60
6.2.2	ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΜΕ ΜΔΟ	62
6.2.3	ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΜΕ ΗΦΟ ΚΑΙ ΜΔΟ.....	64
6.3	ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΕΦΑΡΜΟΓΗΣ ΤΕΧΝΙΚΩΝ ΜΕΙΩΣΗΣ ΡΥΠΩΝ	67
6.3.1	ΚΥΚΛΟΣ MILLER.....	67
6.3.2	ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ	71
6.3.3	ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΠΡΟΠΟΡΕΙΑΣ ΕΓΧΥΣΗΣ	73
6.3.4	ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΡΥΘΜΟΥ ΕΓΧΥΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ.....	76
6.3.5	ΣΥΝΔΥΑΣΜΟΣ EGR ΚΑΙ ΣΤΡΑΤΗΓΙΚΩΝ ΕΓΧΥΣΗΣ	79
6.3.6	ΣΥΝΔΥΑΣΜΟΣ EGR, ΚΥΚΛΟΥ MILLER ΚΑΙ ΣΤΡΑΤΗΓΙΚΩΝ ΕΓΧΥΣΗΣ	82
7	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	84
	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1.....	88

1 Εισαγωγή

Για πολλά χρόνια, κύριος στόχος της ανάπτυξης των εγκαταστάσεων ναυτικής πρόωσης ήταν η αύξηση της παραγόμενης ισχύος, η αύξηση του βαθμού απόδοσης και της αξιοπιστίας τους, καθώς και η μείωση του συνολικού απαιτούμενου κόστους επένδυσης. Πρόσφατα, όπως ήταν αναμενόμενο, τα διάφορα περιβαλλοντικά ζητήματα έχουν επηρεάσει σε μεγάλο βαθμό τον τομέα της ναυτιλίας. Η θέσπιση νέων αυστηρών κανονισμών σε διεθνές και εθνικό επίπεδο για τις εκπομπές αέριων ρύπων από ναυτικούς κινητήρες, που για χρόνια ήταν ανύπαρκτοι, έχει ασκήσει μεγάλη πίεση στους κατασκευαστές ναυτικών κινητήρων ωθώντας τους στην αναζήτηση νέων λύσεων για τη μείωση των επιπτώσεων των εγκαταστάσεων ναυτικής πρόωσης στο περιβάλλον.

Το γεγονός αυτό έχει δώσει κίνητρα στην επιστημονική κοινότητα για ανάπτυξη και εφαρμογή καινοτόμων τεχνολογιών με κύριο στόχο τη βελτιστοποίηση των κινητήρων. Η αποτελεσματικότητα των νέων αυτών τεχνολογιών και η επίδρασή τους στη συνολική λειτουργία των κινητήρων διερευνάται μέσω διεξαγωγής σύνθετων πειραμάτων και εκτενών αριθμητικών προσομοιώσεων.

Η διεξαγωγή πειραμάτων είναι μια ιδιαίτερα χρονοβόρα και δύσκολη διαδικασία με αυξημένο κόστος και αρκετούς περιορισμούς, καθώς είναι αδύνατη η ταυτόχρονη παρακολούθηση όλων των παραμέτρων που καθορίζουν τη λειτουργία ενός κινητήρα. Η αριθμητική προσομοίωση της λειτουργίας ενός κινητήρα εσωτερικής καύσης, αν και πολλές φορές ιδιαίτερα απλοποιητική, έχει κάποια πολύ σημαντικά πλεονεκτήματα. Μέσω αυτής, είναι δυνατή η πραγματοποίηση παραμετρικών μελετών σε μικρότερο χρόνο και με χαμηλότερο κόστος σε σύγκριση με τη διεξαγωγή πειραμάτων. Επιτρέπουν τη μελέτη της επίδρασης πληθώρας παραμέτρων που επηρεάζουν τη λειτουργία ενός κινητήρα και δίνουν τη δυνατότητα μεμονωμένης εξέτασης της κάθε διεργασίας που λαμβάνει χώρα σε αυτόν. Η χρήση αριθμητικών προσομοιώσεων έχει καταστεί πλέον αναγκαία κατά τη διαδικασία ανάπτυξης νέων κινητήρων καθώς και κατά τη βελτίωση των ήδη υπάρχοντων, λόγω της μεγάλης ευελιξίας που παρουσιάζει και της σχετικά καλής ακρίβειας των αποτελεσμάτων.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία γίνεται χρήση λογισμικού κατάλληλου για τη διεξαγωγή αριθμητικών προσομοιώσεων κινητήρων εσωτερικής καύσης. Πραγματοποιείται ανάπτυξη ενός μοντέλου προσομοίωσης της λειτουργίας ενός μεσόστροφου ναυτικού κινητήρα Diesel και επαλήθευσή του με πειραματικά δεδομένα. Τέλος, εφαρμόζονται σε αυτό διάφορες τεχνικές μείωσης των παραγόμενων ρύπων και εξετάζεται η αποτελεσματικότητά τους.

2 Στόχος της εργασίας

Στην παρούσα διπλωματική εργασία πραγματοποιείται ανάπτυξη του μοντέλου προσομοίωσης ενός μεσόστροφου ναυτικού κινητήρα Diesel. Συγκεκριμένα, πρόκειται για τον κινητήρα W9L32 της εταιρίας Wartsila (έτους κατασκευής 1998), ο οποίος ανήκει στην εγκατάσταση πρόωσης του Blue Star Ithaki.

Αρχικός στόχος της παρούσας εργασίας τίθεται η σωστή βαθμονόμηση του αναπτυχθέντος μοντέλου ώστε τα αποτελέσματα που προκύπτουν κατά την προσομοίωση των σημείων λειτουργίας του κινητήρα να προσεγγίζουν κατά το δυνατό τα υπάρχοντα πειραματικά δεδομένα.

Μετά την ανάπτυξη του μοντέλου, τη βαθμονόμησή του και την επικύρωση των αποτελεσμάτων, εφαρμόζονται σε αυτό κάποιες ευρέως χρησιμοποιούμενες τεχνικές μείωσης εκπομπών ρύπων. Αναλυτικότερα, εξετάζεται το ενδεχόμενο ύπαρξης ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR), αλλαγής της στρατηγικής έγχυσης, εφαρμογής του κύκλου Miller, καθώς και συνδυασμός όλων των παραπάνω σε ορισμένα σημεία λειτουργίας του κινητήρα. Μελετάται η επίδραση της καθεμιάς απ' τις προαναφερθείσες τεχνικές στη διεργασία της καύσης, στην κατανάλωση καυσίμου, καθώς και στην εκπομπή οξειδίων του αζώτου (NOx) από τον κινητήρα.

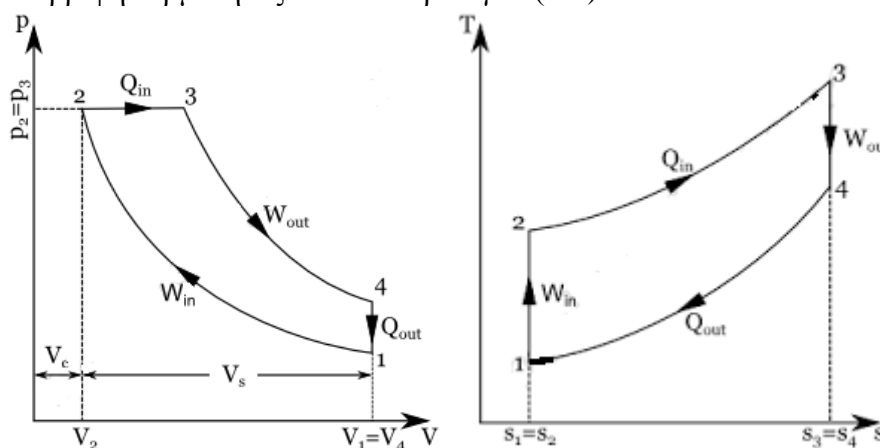
3 Περιγραφή κινητήρων Diesel

3.1 Θερμοδυναμική ανάλυση

Ο θερμοδυναμικός κύκλος που προσομοιώνει τη λειτουργία των πετρελαιοκινητήρων είναι γνωστός ως κύκλος Diesel [3]. Στους κινητήρες αυτούς η καύση ελέγχεται ώστε η αρχική φάση της εκτόνωσης να λαμβάνει χώρα υπό σταθερή πίεση. Οι κινητήρες αυτοί ονομάζονται και κινητήρες έναυσης με συμπίεση (compression ignition). Ο κύκλος Diesel πήρε το όνομά του από τον Rudolph Diesel (1858-1913), ο οποίος το 1897 ανέπτυξε έναν κινητήρα σχεδιασμένο έτσι ώστε να πραγματοποιείται απευθείας έγχυση υγρού καυσίμου στο θάλαμο καύσης. Η σχέση συμπίεσης σε έναν κινητήρα Diesel (τιμές από 15 έως 20) είναι μεγαλύτερη από αυτή των κινητήρων Otto, έτσι ώστε η θερμοκρασία του κυλίνδρου να είναι αρκετά υψηλή για την αυτανάφλεξη του μίγματος καυσίμου-αέρα. Η διάρκεια της διεργασίας της καύσης ελέγχεται από την έγχυση και την ανάμιξη του σπρέι καυσίμου. Το καύσιμο εγχέεται απευθείας στον κύλινδρο με έναν εγχυτήρα καυσίμου υψηλής πίεσης. Ο ψεκασμός αρχίζει περίπου 10° πριν από το άνω νεκρό σημείο και ολοκληρώνεται περίπου στις 10° μετά το άνω νεκρό σημείο. Η διάρκεια του ψεκασμού εξαρτάται από το φορτίο του κινητήρα. Αφού ο συμπιεσμένος αέρας έχει θερμοκρασία υψηλότερη από τη θερμοκρασία αυτανάφλεξης του καυσίμου, η καύση λαμβάνει χώρα στις περιοχές όπου ο λόγος αέρα-καυσίμου είναι κοντά στο στοιχειομετρικό.

Ο ιδανικός πρότυπος κύκλος Diesel αποτελείται από τις εξής επιμέρους διεργασίες (διάγραμμα 1):

1. Ισεντροπική συμπίεση αέρα (1-2)
2. Πρόσδοση θερμότητας (καύση) υπό σταθερή πίεση (2-3)
3. Ισεντροπική εκτόνωση (3-4)
4. Απόρριψη θερμότητας υπό σταθερό όγκο (4-1)



Διάγραμμα 1: Διάγραμμα πίεσης-όγκου (αριστερά) και θερμοκρασίας-εντροπίας (δεξιά) για έναν ιδανικό κύκλο Diesel [2].

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης ενός ιδανικού κύκλου Diesel, χωρίς να λαμβάνεται υπ' όψη το έργο άντλησης ή οι τριβές δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{r_v^{\gamma-1}} \frac{r_c^\gamma - 1}{\gamma(r_c - 1)}$$

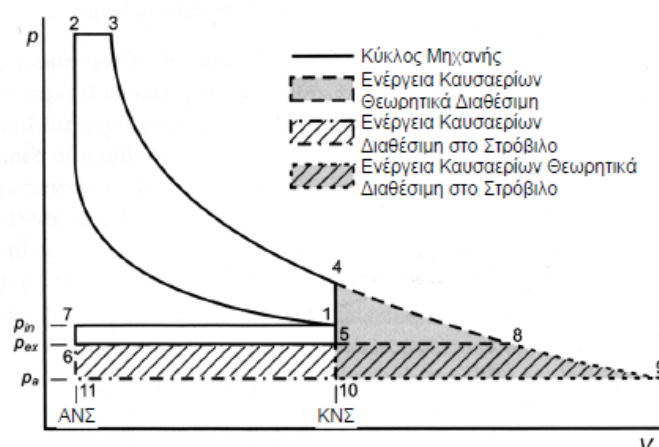
όπου:

- γ : ο λόγος ειδικών θερμοτήτων
- r_v : ο λόγος συμπίεσης $r_v = V_1/V_2$
- r_c : ο λόγος προεκτόνωσης $r_c = V_3/V_2$

Η θερμική απόδοση του κινητήρα αυξάνεται καθώς μειώνεται ο λόγος προεκτόνωσης και αυξάνεται ο λόγος συμπίεσης. Για τον ίδιο λόγο συμπίεσης, η θερμική απόδοση των κινητήρων έναυσης με συμπίεση είναι μικρότερη από αυτή των κινητήρων έναυσης με σπινθηριστή (Otto). Γενικά η απόδοση των κινητήρων Diesel είναι μεγαλύτερη καθώς τα χρησιμοποιούμενα σε αυτούς καύσιμα επιτρέπουν τη λειτουργία σε υψηλότερους λόγους συμπίεσης σε σύγκριση με τους κινητήρες Otto.

Η ρύθμιση της ισχύος στους κινητήρες Diesel, δηλαδή η αυξομείωση του παραγόμενου έργου επιτυγχάνεται μέσω της ρύθμισης της ποιότητας του μίγματος αέρα-καυσίμου στο εσωτερικό του κυλίνδρου του κινητήρα, η οποία προκαλείται με τη μεταβολή της ποσότητας του εγγεόμενου καυσίμου κατά τη διάρκεια ενός κύκλου, εφόσον οι στροφές του κινητήρα και η πίεση εισαγωγής παραμένουν σταθερές.

Στην πλειοψηφία τους οι σύγχρονοι κινητήρες Diesel διαθέτουν σύστημα υπερπλήρωσης στροβίλου-συμπιεστή (turbocharger) με ενδιάμεση ψύξη του αέρα εισαγωγής (intercooler), σύστημα το οποίο εκμεταλλεύεται τη διαθέσιμη ενέργεια των καυσαερίων που αντιστοιχεί στο 30-40% της ενεργείας του καυσίμου. Έτσι, με την αύξηση της πίεσης και της πυκνότητας του αέρα εισαγωγής, εισέρχεται μεγαλύτερη ποσότητα αέρα στον κύλινδρο και καθίσταται δυνατή η καύση μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου. Το αποτέλεσμα είναι η απόδοση μεγαλύτερου έργου για δεδομένο όγκο εμβολισμού του κινητήρα (διάγραμμα 2).



Διάγραμμα 2: Διάγραμμα πίεσης-όγκου για έναν ιδανικό υπερπληρούμενο κύκλο Diesel. [34]

3.2 Η διεργασία της καύσης στους κινητήρες Diesel

Κατά την καύση σε έναν κινητήρα Diesel πραγματοποιείται αυτανάφλεξη του ετερογενούς μίγματος καυσίμου-αέρα δίχως τη χρήση σπινθηριστή. Ο λόγος αέρα-καυσίμου για συμβατικούς κινητήρες Diesel κυμαίνεται από 18:1 έως 70:1 [1] και λαμβάνει μεγάλες τιμές έτσι ώστε να αναμειχθεί το εγχέομενο καύσιμο με τον αέρα και να επιτευχθεί πλήρης καύση στο μικρό χρονικό διάστημα που είναι διαθέσιμο. Η αυτανάφλεξη του καυσίμου επιτυγχάνεται εγχέοντας το καύσιμο την κατάλληλη χρονική στιγμή όπου επικρατούν συνθήκες υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης στον κύλινδρο.

Αναλυτικότερα, διακρίνουμε τέσσερα [1] διαφορετικά στάδια κατά την καύση στους κινητήρες Diesel:

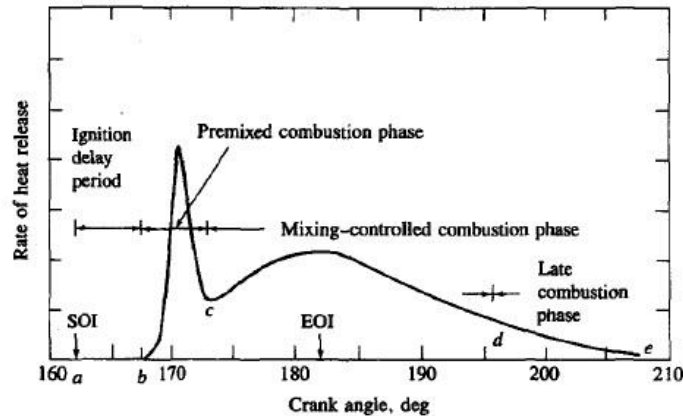
- **1^ο στάδιο-Καθυστέρηση ανάφλεξης (ignition delay)**: Η διάρκεια του σταδίου αυτού ορίζεται από την έναρξη του ψεκασμού λίγο πριν το ΑΝΣ μέχρι την έναρξη της καύσης. Κατά το στάδιο αυτό λαμβάνει χώρα η φυσική και χημική προετοιμασία του μίγματος. Η φυσική προετοιμασία του μίγματος περιλαμβάνει το διασκορπισμό των σταγονιδίων του καυσίμου, την εξάτμιση τους και την ανάμιξή τους με τον αέρα. Η χημική προετοιμασία αναφέρεται στις χημικές αντιδράσεις, που προηγούνται της αντίδρασης της καύσης και οδηγούν στην αυτανάφλεξη του μίγματος. Οι διαδικασίες αυτές επηρεάζονται από το σχεδιασμό του κινητήρα, τις συνθήκες λειτουργίας και τα χαρακτηριστικά του καυσίμου.
 - Παράγοντες που επηρεάζουν τη φυσική προετοιμασία: Ο κάλος διασκορπισμός καυσίμου απαιτεί υψηλή πίεση έγχυσης, μικρότερο διάμετρο οπών του εγχυτήρα, ιδανικό ιξώδες καυσίμου και υψηλή πίεση αέρα στον κύλινδρο τη στιγμή της έγχυσης. Ο ρυθμός εξάτμισης των σταγονιδίων εξαρτάται από το μέγεθός τους, την κατανομή τους στο χώρο καύσης, την ταχύτητά τους, την πίεση και τη θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου και την ικανότητα εξάτμισης του καυσίμου. Ο ρυθμός ανάμιξης του καυσίμου με τον αέρα ελέγχεται από τον εγχυτήρα και την διαμόρφωση του θαλάμου καύσης.
 - Παράγοντες που επηρεάζουν τη χημική προετοιμασία: Οι χημικές αντιδράσεις που προηγούνται της καύσης εξαρτώνται από τη χημική σύσταση του καυσίμου, την πίεση και τη θερμοκρασία πλήρωσης του κυλίνδρου, καθώς και από τη φυσική προετοιμασία του μίγματος. Καθοριστική ιδιότητα του καυσίμου είναι ο αριθμός κετανίου, η τάση δηλαδή για αυτανάφλεξή του. Για ομαλή καύση απαιτούνται καύσιμα με υψηλό αριθμό κετανίου. Ειδικότερα, για τους πολύστροφους κινητήρες, απαιτείται καύσιμο με αριθμό κετανίου άνω του 45, ενώ για τους αργόστροφους (όπου υπάρχει περισσότερος διαθέσιμος χρόνος για την καύση) μπορούν χρησιμοποιηθούν καύσιμα με αριθμό κετανίου μικρότερο του 30.

- **2ο στάδιο- Καύση προανάμιξης (premixed combustion):** Μετά το στάδιο της υστέρησης ακολουθεί το δεύτερο στάδιο, αυτό της καύσης προανάμιξης, που συνοδεύεται από απότομη αύξηση της πίεσης και υψηλό ρυθμό έκλυσης θερμότητας. Στο στάδιο αυτό καίγεται το προετοιμασμένο στο προηγούμενο στάδιο μίγμα (διάδοση φλόγας προανάμιξης). Συνήθως, στη μάζα του καυσίμου μίγματος εμφανίζονται εστίες έναρξης της καύσης σε διαφορετικά σημεία του κυλίνδρου και με μικρές χρονικές αποκλίσεις. Οι εστίες αυτές ενώνονται και σχηματίζουν ένα μέτωπο που κατευθύνεται προς τις άκαυστες περιοχές του μίγματος καταναλώνοντάς το. Σε περίπτωση που το πρώτο στάδιο διαρκεί πολύ, επιτυγχάνεται πολύ καλή ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα και υψηλός βαθμός εξάτμισης του καυσίμου. Τότε υπάρχει μεγάλη ποσότητα προετοιμασμένου μίγματος, οπότε στο δεύτερο στάδιο μπορεί η πίεση να φτάσει σε απαγορευτικά επίπεδα (κρουστική καύση Diesel). Είναι συνεπώς ουσιώδης η μείωση του χρόνου υστέρησης, η οποία επιτυγχάνεται είτε με αύξηση του στροβιλισμού, είτε με χρήση καυσίμου υψηλότερου αριθμού κετανίου, είτε με χρήση πιλοτικής έγχυσης. Λόγω των πολύ υψηλών πιέσεων που επικρατούν στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης δε γίνεται άμεσα αντιληπτή η κρουστική καύση, όπως συμβαίνει στην αντίστοιχη περίπτωση των βενζινοκινητήρων.

- **3ο στάδιο- Ελεγχόμενη καύση διάχυσης (diffusion controlled combustion):** Η καύση στο στάδιο αυτό είναι μη ομογενής και ελεγχόμενη από τη διάχυση, καθώς ο ρυθμός καύσης καθορίζεται από το ρυθμό ανάμιξης του καυσίμου με τον αέρα και εξαρτάται κυρίως από την έγχυση του καυσίμου. Στο στάδιο αυτό η καύση εξελίσσεται χωρίς καθυστέρηση καθώς το εγχέομενο καύσιμο βρίσκει ιδανικές συνθήκες υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας με έντονα επίπεδα τύρβης που συντελούν στην άμεση καύση του.

- **4ο στάδιο-Επίκαυση (Delayed combustion):** Αντιστοιχεί στη φάση όπου έχει τελειώσει η έγχυση του καυσίμου και η καύση συνεχίζεται μέχρι το τέλος της εκτόνωσης. Γενικά αυτή η φάση είναι ανεπιθύμητη λόγω της υπερθέρμανσης που δημιουργείται στις βαλβίδες εξαγωγής και στην κορώνα του εμβόλου.

Εκτενέστερη αναφορά για την καύση στους κινητήρες Diesel γίνεται στο τέταρτο κεφάλαιο, όπου παρουσιάζονται ορισμένα φαινομενολογικά μοντέλα που χρησιμοποιήθηκαν στην παρούσα εργασία και που περιγράφουν τα στάδια της καύσης στους κινητήρες Diesel.



Διάγραμμα 3: Τυπικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας ενός κινητήρα Diesel άμεσης έγχυσης. Διακρίνονται τα τέσσερα στάδια της καύσης [1].

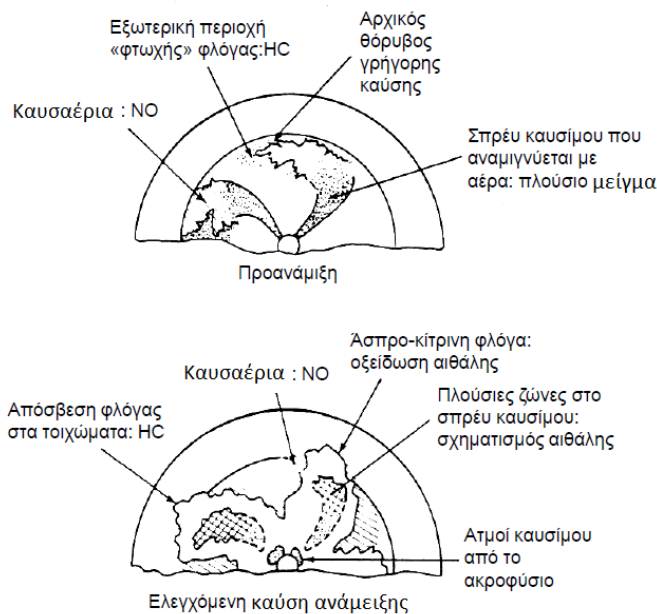
3.3 Εκπομπές ρύπων από κινητήρες Diesel

Οι εκπεμπόμενοι ρύποι από τους κινητήρες Diesel [1,2,3,8] περιλαμβάνουν κυρίως διοξείδιο του άνθρακα, οξείδια του αζώτου, οξείδια του θείου και σωματίδια αιθάλης, ενώ δευτερευόντως εκπέμπεται μονοξείδιο του άνθρακα και, άκαυστοι υδρογονάνθρακες.

- Διοξείδιο του άνθρακα (CO_2): Αποτελεί βασικό προϊόν της καύσης υδρογονανθράκων και είναι υπεύθυνο για το φαινόμενο του θερμοκηπίου. Η μείωσή του επιτυγχάνεται με μείωση των ατόμων άνθρακα των χρησιμοποιούμενων καυσίμων. Στην περίπτωση των ναυτικών κινητήρων η εκπομπή του είναι αναπόφευκτη, αλλά λόγω του υψηλού βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης πρόωσης, η εκπομπή ανά μονάδα ισχύος είναι σχετικά μικρή.
- Μονοξείδιο του άνθρακα (CO): Παράγεται κατά την ατελή καύση του άνθρακα και εμφανίζεται σε μεγάλες ποσότητες όταν το μίγμα αέρα-καυσίμου είναι πλούσιο, δηλαδή υπάρχει περίσσεια καυσίμου. Στην περίπτωση των κινητήρων Diesel η εκπομπή του είναι περιορισμένη καθώς η καύση εξελίσσεται σε πολύ φτωχά μίγματα.
- Οξείδια του θείου (SO_x): Παράγονται κατά την αντίδραση του θείου που περιέχεται στα καύσιμα με το οξυγόνο του αέρα καύσης. Όταν υπάρχει θείο στο καύσιμο είναι αναπόφευκτος ο σχηματισμός του, συνεπώς για την ελαχιστοποίησή τους πρέπει να μειωθεί η περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο. Τα οξείδια του θείου είναι υπεύθυνα για το φαινόμενο της όξινης βροχής.
- Άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC): Οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες από τους κινητήρες Diesel [3,34] προέρχονται κυρίως από: (1) το παγιδευμένο καύσιμο στον εγχυτήρα στο τέλος της έγχυσης που στη συνέχεια διαχέεται προς τα έξω, (2) την υπερβολικά φτωχή ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα που περιβάλλει το σπρέι με αποτέλεσμα την αδυναμία καύσης κυρίως στην περιοχή απόσβεσης της φλόγας και (3) το παγιδευμένο καύσιμο στα τοιχώματα, στις χαραμάδες, στις αποθέσεις ή στο λάδι λόγω της σύγκρουσής του με τη δέσμη του καυσίμου.
- Αιθάλη (Particulates matters-Soot): Ένδειξη εκπομπής αιθάλης είναι ο μαύρος καπνός στα καυσαέρια των κινητήρων.

Η αιθάλη αποτελείται κατά κύριο λόγο από μικροσκοπικά σωματίδια άκαυστου άνθρακα τα οποία προέρχονται από την ατελή καύση του καυσίμου ή το λαδί. Ο σχηματισμός αιθάλης στους κινητήρες Diesel οφείλεται στο γεγονός ότι η καύση είναι ετερογενής και σχηματίζεται κυρίως στις πλούσιες περιοχές δηλαδή στον πυρήνα του εγχέομένου καυσίμου όπου η συγκέντρωση αέρα είναι περιορισμένη. Σημαντικό ρόλο στο σχηματισμό αιθάλης στους ναυτικούς κινητήρες Diesel παίζει η αυξημένη περιεκτικότητα του βαρέος καυσίμου σε αρωματικές ενώσεις υδρογονανθράκων καθώς αυτοί είναι οι πιο επιρρεπείς σε σχηματισμό αιθάλης υδρογονάνθρακες τόσο κατά την καύση προανάμιξης όσο και κατά την καύση διάχυσης.

- Οξείδια του αζώτου (NOx) : Στην κατηγορία αυτή ανήκουν το μονοξείδιο του αζώτου NO και το διοξείδιο του αζώτου NO₂. Τα οξείδια του αζώτου προέρχονται από την οξείδωση του αζώτου κάτω από συνθήκες υψηλής θερμοκρασίας στη θερμή περιοχή των προϊόντων της καύσης. Υψηλές θερμοκρασίες και υψηλή συγκέντρωση οξυγόνου οδηγούν στην αύξηση του σχηματισμού οξειδίων του αζώτου. Η συγκέντρωσή τους αυξάνεται στις περιοχές που βρίσκονται κοντά στη στοιχειομετρία όπου οι θερμοκρασίες είναι υψηλότερες. Έχει παρατηρηθεί επίσης ότι μικρή ποσότητα οξειδίων του αζώτου παράγεται και μέσα στην ζώνη αντίδρασης. Η εκπομπές οξειδίων του αζώτου ελέγχονται δύσκολα σε κινητήρες Diesel, καθώς η καύση είναι ετερογενής και πάντα υπάρχουν περιοχές κοντά στη στοιχειομετρία.



Εικόνα 1: Οι μηχανισμοί δημιουργίας ρύπων σε κινητήρες Diesel άμεσης έγχυσης κατά τη διάρκεια της καύσης προανάμιξης και καύσης διάχυσης[1].

3.4 Τεχνικές αντιμετώπισης εκπομπών αερίων ρύπων

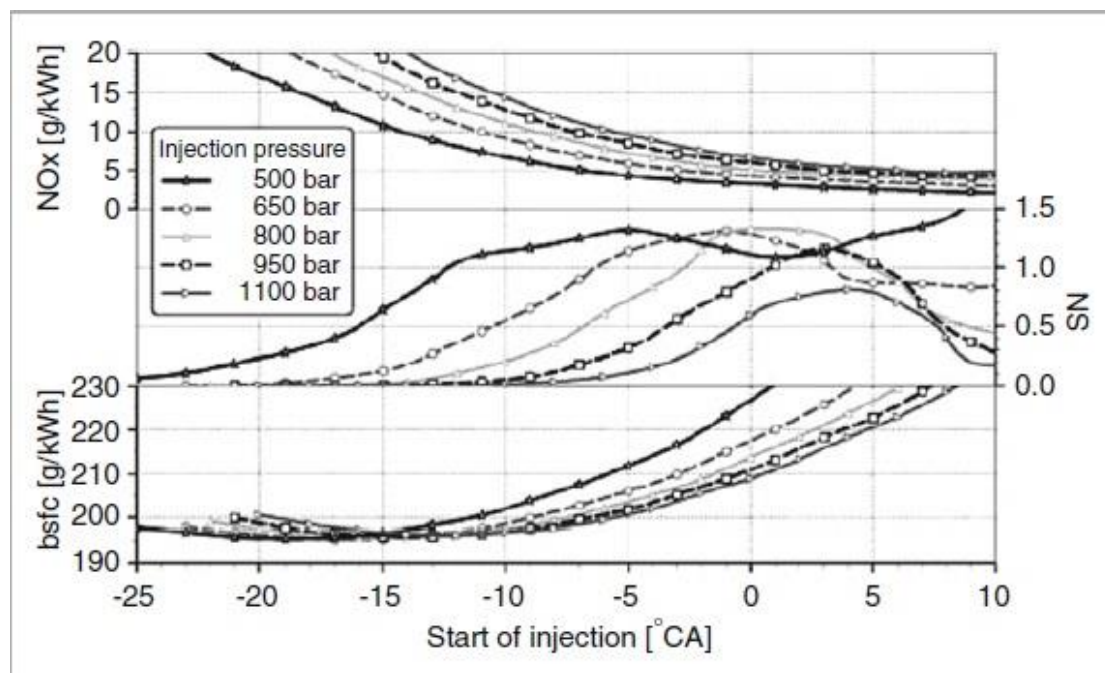
Γενικότερα στους κινητήρες Diesel γίνεται προσπάθεια έλεγχου των εκπομπών οξειδίων του θείου, οξειδίων του αζώτου και της αιθάλης. Οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα είναι αναπόφευκτες ενώ οι εκπομπές μονοξειδίου του άνθρακα μπορούν να θεωρηθούν αμελητέες, καθώς οι κινητήρες Diesel λειτουργούν με μεγάλη περίσσεια αέρα. Επίσης, η μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων πολλές φορές ταυτίζεται με την αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου με συνέπεια η βελτιστοποίηση ενός κινητήρα Diesel να αποτελεί μια σύνθετη διαδικασία που εξαρτάται από πολλούς παράγοντες. Κανένα μέτρο δεν έχει θετική επίπτωση ταυτόχρονα σε όλες τις παραμέτρους λειτουργίας ενός κινητήρα και για αυτό απαιτείται συνδυασμός μέτρων που συνθέτουν ένα βέλτιστο αποτέλεσμα κατανάλωσης/εκπομπών ρύπων. Για παράδειγμα, αύξηση της πίεσης έγχυσης επιφέρει μείωση των ρύπων μόνο όταν συνδυάζεται με ανακυκλοφορία καυσαερίων (EGR). Ακολουθεί περιγραφή ορισμένων μεθόδων που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων [2].

3.4.1 Βελτιστοποίηση έγχυσης καυσίμου

Ο χρονισμός έγχυσης του καυσίμου είναι μια παράμετρος που επηρεάζει διαφορετικά το κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα. Μεγάλη προπορεία έγχυσης οδηγεί σε απότομη αύξηση της πίεσης και συνεπώς μεγαλύτερη θερμοκρασία κατά την καύση στο κύλινδρο. Μικρότερη προπορεία αυξάνει τη διάρκεια της έγχυσης και καύσης μετά το ANΣ και η αύξηση της πίεσης είναι λιγότερο απότομη λόγω της συνεχόμενης εκτόνωσης, η οποία προκαλεί μείωση των μέγιστων θερμοκρασιών κάνοντας τη διεξαγωγή της καύσης πιο αργή. Συνεπώς καθυστέρηση της έγχυσης καυσίμου οδηγεί σε χαμηλότερες μέγιστες πιέσεις άρα και θερμοκρασίες καθώς η καύση διεξάγεται πιο αργά και υπάρχει περισσότερος χρόνος διαθέσιμος για το διασκορπισμό της παραγόμενης θερμότητας. Χαμηλότερες θερμοκρασίες καύσης ταυτίζονται με περιορισμό των εκπομπών οξειδίων του αζώτου (NO_x). Επίσης, κατά τη μείωση της προπορείας έγχυσης παρατηρείται αύξηση της παραγόμενης αιθάλης, καθώς λόγω των χαμηλότερων θερμοκρασιών δυσχεραίνεται η οξείδωσή της, φαινόμενο που δεν παρατηρείται στα χαμηλότερα φορτία γιατί εκεί οι θερμοκρασίες είναι χαμηλές και δεν ευνοούν το σχηματισμό σωματιδίων αιθάλης. Ακόμη, παρατηρείται αύξηση των εκπομπών ακαύστων υδρογονανθράκων και αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Η ειδική κατανάλωση καυσίμου αυξάνεται καθώς περιορίζεται η γρήγορη ισόχωρη καύση κοντά στο ANΣ (που είναι ιδανική για τη μείωση της κατανάλωσης).

Η αύξηση της πίεσης έγχυσης ταυτίζεται με την αύξηση της παροχής καυσίμου και τη μείωση του απαιτούμενου χρόνου ολοκλήρωσης της έγχυσης δεδομένης ποσότητας καυσίμου. Με την αύξηση της πίεσης έγχυσης, η ειδική κατανάλωση καυσίμου (που αυξάνεται κατά τη μείωση της προπορείας έγχυσης), μπορεί να διατηρηθεί στα ίδια επίπεδα. Αυτό διότι η διάρκεια του ψεκασμού μειώνεται αφού ο ρυθμός έγχυσης είναι αυξημένος και σχηματίζεται εξίσου καλό μίγμα, αφού η ποιότητα ανάμιξης βελτιώνεται με αύξηση της πίεσης έγχυσης. Έτσι το κέντρο της καύσης που καθορίζει την ειδική κατανάλωση καυσίμου παραμένει σταθερό. Σημαντικότερο πλεονέκτημα της αυξημένης πίεσης έγχυσης είναι η μείωση εκπομπών αιθάλης.

Έτσι, για σταθερό χρονισμό έναρξης της έγχυσης, όσο αυξάνεται η πίεση έγχυσης μειώνεται η σχηματιζόμενη αιθάλη κατά την καύση, ενώ παρατηρείται αύξηση μόνο σε ιδιαίτερα μεγάλη καθυστέρηση έναρξης της έγχυσης. Επίσης, αύξηση της πίεσης έγχυσης για σταθερό χρονισμό έναρξης της έγχυσης προκαλεί αξιοσημείωτη αύξηση των παραγόμενων οξειδίων του αζώτου λόγω του γεγονότος ότι μεγαλύτερο μέρος του καυσίμου οξειδώνεται κατά την καύση προανάμιξης..



Διάγραμμα 4: Επίδραση του σημείου έναρξης της έγχυσης και της πίεσης έγχυσης στο σχηματισμό οξειδίων του αζώτου και αιθάλης και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου [2].

Η πιλοτική έγχυση μικρής ποσότητας καυσίμου κατά τη φάση της συμπίεσης και η καύση του λίγο πριν το ANΣ οδηγούν σε μεγαλύτερες πιέσεις και θερμοκρασίες στον θάλαμο καύσης πριν την έναρξη της κύριας καύσης. Αυτό επιδρά θετικά στη μείωση του παραγόμενου θορύβου και έχει παρόμοια επίδραση με την ανακυκλοφορία καυσαερίων σχετικά με το σχηματισμό ρύπων, περιγραφή της οποίας ακολουθεί στην επόμενη παράγραφο.

Ο καλύτερος έλεγχος των διαφόρων παραμέτρων έγχυσης μπορεί επιτευχθεί με χρήση συστημάτων έγχυσης κοινού συλλέκτη (common rail) όπου το σημείο έναρξης της έγχυσης και η πίεση έγχυσης μπορούν να είναι διαφορετικά σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα. Έτσι, μπορεί να βελτιστοποιηθεί η διεργασία της έγχυσης του καυσίμου σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα. Στα συστήματα αυτά διαχωρίζεται ο μηχανισμός αύξησης πίεσης του καυσίμου με την διαδικασία της έγχυσης σε αντίθεση με τα παλαιότερα συμβατικά συστήματα που υπήρχε αλληλεξάρτηση. Στα συστήματα αυτά υπάρχει μια ή περισσότερες αντλίες υψηλής πίεσης που παίρνουν κίνηση από τον εκκεντροφόρο άξονα του κινητήρα και διανέμουν το καύσιμο μέσω ενός συλλέκτη στους εγχυτήρες οι οποίοι ελέγχονται ηλεκτρονικά.

3.4.2 Ανακυκλοφορία καυσαερίων (EGR)

Κατά τη μέθοδο αυτή [2] ποσοστό των παραγόμενων καυσαερίων από τον κινητήρα επαναχρησιμοποιείται αφού αναμιχθούν με το φρέσκο εισερχόμενο στον κινητήρα αέρα. Σαν ποσοστό ανακυκλοφορίας καυσαερίων ορίζεται ο λόγος της παροχής καυσαερίων προς την συνολική παροχή (αέρα και καυσαερίων) στην πολλαπλή εισαγωγής του κινητήρα. Γενικά, παρατηρείται μια συνεχής μείωση των παραγόμενων οξειδίων του αζώτου όσο αυξάνεται το ποσοστό ανακυκλοφορίας. Αυτό οφείλεται στην επιβράδυνση της καύσης, στην αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης και στη μεγαλύτερη θερμοχωρητικότητα του εισερχομένου αέριου μίγματος λόγω του υψηλότερου ποσοστού του σε τριατομικά στοιχεία. Η καύση επιβραδύνεται λόγω της ύπαρξης λιγότερου οξυγόνου στο αέριο μίγμα, παράγοντας στον οποίο οφείλεται και η αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης, καθώς απαιτείται περισσότερος χρόνος για τον σχηματισμό μίγματος αέρα-καυσίμου ικανού να αυταναφλεγεί. Η καθυστέρηση της ανάφλεξης και η επιβράδυνση της καύσης, μπορούν να αποφευχθούν με ταυτόχρονη αύξηση της πίεσης έγχυσης. Συνεπώς η ανακυκλοφορία των καυσαερίων οδηγεί σε χαμηλότερες πιέσεις και θερμοκρασίες στο θάλαμο καύσης, άρα και μείωση των σχηματιζόμενων NOx. Από την άλλη πλευρά όμως, παρατηρείται αύξηση των εκπομπών αιθάλης και αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Η αύξηση των εκπομπών αιθάλης οφείλεται στη χαμηλότερη περιεκτικότητα του αέριου μίγματος σε οξυγόνο και συνεπώς δυσχεραίνεται η οξείδωση της παραγόμενης αιθάλης. Η αύξηση της ειδικής κατανάλωσης οφείλεται στην επιβράδυνση της καύσης και στη μετατόπιση της θέσης του κέντρου της. Ενδιάμεση ψύξη των καυσαερίων πριν την ανάμιξη τους με των εισερχόμενο αέρα (EGR cooler) βελτιώνει περεταίρω την αποδοτικότητα αυτής της μεθόδου. Η χρήση της τεχνικής αυτής εκτός από τα θετικά αποτελέσματα μπορεί να δημιουργήσει και πολλά προβλήματα. Η μεγάλη περιεκτικότητα των καυσαερίων σε αιθάλη απαιτεί τη χρήση ειδικού φίλτρου για την κατακράτησή της, ενώ η αυξημένη περιεκτικότητα των καυσαερίων σε οξείδια του θείου μπορεί να προκαλέσει διάβρωση του κινητήρα. Τα προβλήματα αυτά οξύνονται στην περίπτωση των ναυτικών κινητήρων, όπου γίνεται χρήση καυσίμων χαμηλής ποιότητας..

Table 15-15 Various measures for the optimization of diesel engine combustion and their influence on different parameters

Measure	NOx	HC/CO	Soot	bsfc	Noise
Retarded start of injection	+	-	-	-	+
Exhaust gas recirculation	+	-	-	-	+
Cooled EGR	+	-	+	+	0
Supercharging	-	+	+	+	0
Intercooling	+	-	+	+	0
Pilot injection	0	+	-	0	+
Added post-injection	+	0	+	-	0
Injection pressure increase	0	+	+	+	0
Lower compression ratio	+	-	+	0	-

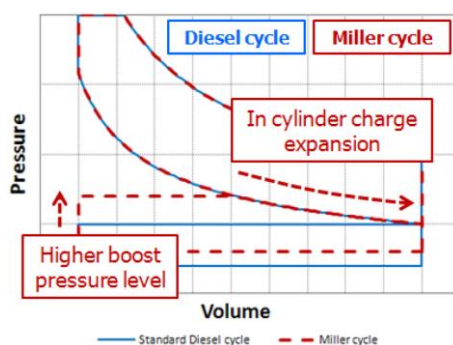
Symbols: +: reduction; -: increase; 0: no change

Εικόνα 2 : Τεχνικές βελτιστοποίησης κινητήρων Diesel και επίδρασή τους στις διάφορες παραμέτρους λειτουργίας [2].

3.4.3 Κύκλος Miller

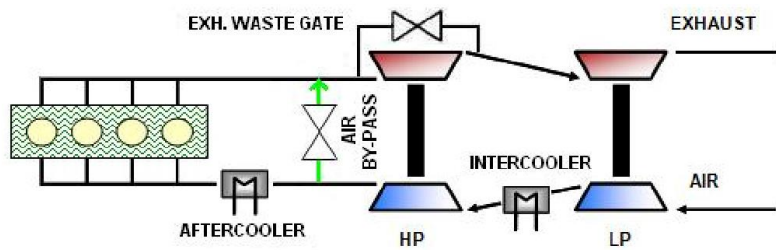
Ο κύκλος Miller [2,3,30] είναι ένας θερμοδυναμικός κύκλος που χαρακτηρίζεται από μικρότερο ενεργό λόγω συμπίεσης σε σχέση με το λόγω εκτόνωσης. Ο κύκλος αυτός σαν αρχικό στόχο είχε την αύξηση του παραγόμενου έργου των υπερπληρούμενων κινητήρων Diesel ενώ η μηχανική και θερμική φόρτιση του κινητήρα παρέμενε σε χαμηλά επίπεδα. Στις μέρες μας έχει δοθεί ιδιαίτερη σημασία στον κύκλο αυτό λόγω των χαμηλότερων μέγιστων θερμοκρασιών που επιτυγχάνονται κατά την καύση, συμβάλλοντας έτσι στη μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου (NOx). Η μείωση του ενεργού λόγου συμπίεσης επιτυγχάνεται με πρόωμο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής πριν το ΚΝΣ. Όταν κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής πριν το έμβολο φτάσει στο ΚΝΣ, ο παγιδευμένος αέρας στο θάλαμο καύσης εκτονώνεται αφού το έμβολο συνεχίζει να κατεβαίνει με ταυτόχρονη μείωση της θερμοκρασίας του.

Για να διατηρηθεί η πίεση συμπίεσης στα ίδια επίπεδα σε έναν κινητήρα που εφαρμόζει τον κύκλο Miller σε σύγκριση με έναν συμβατικό κινητήρα, θα πρέπει να αυξηθεί η πίεση πλήρωσης του κυλίνδρου, εξαιτίας του πρόωμου κλείσιμου της βαλβίδας εισαγωγής. Παρόλα αυτά στον κινητήρα που εφαρμόζει τον κύκλο Miller η θερμοκρασία θα είναι χαμηλότερη ενώ ταυτόχρονα παγιδεύεται μεγαλύτερη μάζα αέρα στον κύλινδρο. Το γεγονός αυτό επιτρέπει την έγχυση μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου στην περίπτωση που ο λόγος αέρα καυσίμου θεωρηθεί σταθερός και συνεπώς το παραγόμενο έργο του κινητήρα που εφαρμόζει τον κύκλο Miller είναι μεγαλύτερο σε σύγκριση με τον απλό κύκλο Diesel για δεδομένο όγκο εμβολισμού.



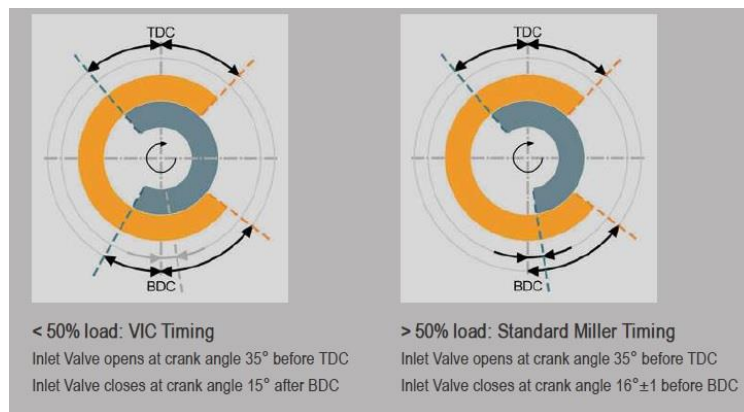
Διάγραμμα 5: Σύγκριση συμβατικού κύκλου Diesel και κύκλου Miller [30].

Ο κύκλος Miller χρησιμοποιείται ευρέως στους σύγχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel. Οι ανάγκες για αυξημένη πίεση πλήρωσης καλύπτονται με χρήση συστημάτων υπερπλήρωσης μιας βαθμίδας αυξημένου βαθμού απόδοσης, ή με συστήματα υπερπλήρωσης δύο βαθμίδων με συνολικό βαθμό απόδοσης που φτάνει το 80%. Αύξηση της πίεσης πλήρωσης απαιτεί αύξηση του έργου αποβολής των καυσαερίων.



Εικόνα 3: Τυπικό σύστημα υπερπλήρωσης δυο βαθμίδων που χρησιμοποιείται σε κινητήρες που λειτουργούν με τον κύκλο Miller [30].

Στα χαμηλά φορτία, στους κινητήρες που χρησιμοποιούν κύκλο Miller, λόγω χαμηλότερης απόδοσης του συστήματος υπερπλήρωσης και του πρώιμου κλεισίματος της βαλβίδας εισαγωγής, ο λόγος αέρα-καυσίμου πέφτει σε επίπεδα χαμηλότερα από αυτά των συμβατικών κινητήρων, γεγονός που έχει ως συνέπεια την αύξηση των εκπομπών αιθάλης. Το φαινόμενο αυτό αντιμετωπίζεται με χρήση συστημάτων μεταβλητού χρονισμού [24] των βαλβίδων εισαγωγής, έτσι ώστε να ενεργοποιεί την χρήση του κύκλου Miller μόνο κατά τη λειτουργία σε υψηλά φορτία (φορτίο > 50%).



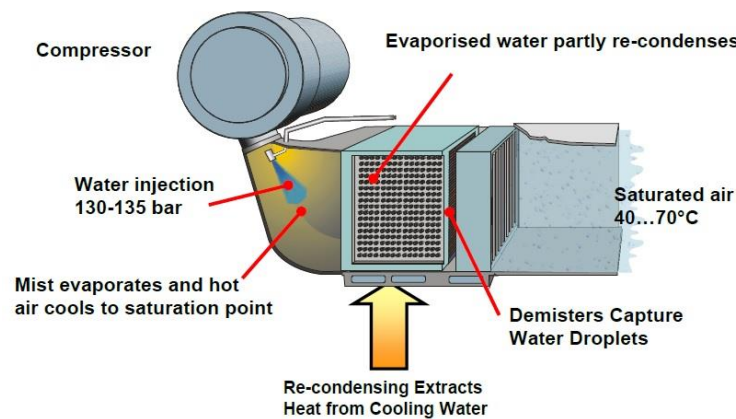
Εικόνα 4: Τυπική μεταβολή του χρονισμού των βαλβίδων εισαγωγής σε ναυτικό κινητήρα Diesel για ενεργοποίηση της χρήσης του κύκλου Miller. [12]

3.4.4 Χρήση τεχνολογιών νερού

Το νερό παρουσιάζει μεγάλη θερμοχωρητικότητα και η ύπαρξή του στον κύλινδρο κατά τη διεργασία της καύσης οδηγεί σε χαμηλότερες μέγιστες θερμοκρασίες λόγω απορρόφησης μέρους της εκλυόμενης θερμότητας. Η επίδραση της ύπαρξης νερού στο θάλαμο καύσης είναι παρόμοια με αυτή της ανακυκλοφορίας καυσαερίων. Επιτυγχάνεται είτε με ανάμιξη του εγγεόμενου καυσίμου με νερό (χρήση γαλακτώματος καυσίμου-νερού), είτε με απευθείας έγχυση νερού στον κύλινδρο (Direct Water Injection), είτε με ανάμιξη του εισερχόμενου αέρα με νερό και είσοδό του στον κύλινδρο ως κορεσμένο μίγμα (intake air humidification). Η πρώτη μέθοδος εκτός από τη μείωση των εκπομπών NO_x, συμβάλλει επιπλέον στη μείωση τις παραγόμενης αιθάλης. Η μείωση της αιθάλης που παρατηρείται κατά την πρώτη τεχνική οφείλεται στο ότι κατά την εξάτμιση των σταγονιδίων νερού του γαλακτώματος οι παραγόμενοι ατμοί συμπαρασύρουν τα σταγονίδια καυσίμου και επιτυγχάνεται καλύτερος διασκορπισμός και ανάμιξη.

Πάρα την αποδεδειγμένη συμβολή τους στη μείωση των εκπομπών αερίων ρύπων, οι τεχνικές αυτές παρουσιάζουν κάποια σημαντικά μειονεκτήματα [31]. Η παρασκευή γαλακτώματος καυσίμου νερού είναι μια πολύπλοκη διαδικασία, ενώ δεν είναι δυνατός ο έλεγχος του περιεχόμενου νερού στο καύσιμο ανάλογα με το φορτίο του κινητήρα. Η χρονική διάρκεια της έγχυσης αυξάνεται ώστε να εισέλθει όλη η απαιτούμενη ποσότητα καυσίμου προκειμένου να παραχθεί η απαιτούμενη ισχύς. Σαν συνέπεια παρατηρείται καθυστέρηση της ολοκλήρωσης της καύσης αυξάνοντας τις θερμικές καταπονήσεις του κινητήρα. Κατά την ανάμιξη του νερού με τον αέρα εισαγωγής παρατηρείται αύξηση της ειδικής κατανάλωση καυσίμου και της παραγόμενης αιθάλης λόγω του ότι σε αυτή την περίπτωση η ύπαρξη νερού στον αέρα δυσχεραίνει την ανάμιξή του με το καύσιμο, ενώ αυξάνεται και η καθυστέρηση αυτανάφλεξης. Η απευθείας έγχυση νερού απαιτεί μεγαλύτερη ποσότητα νερού για να την επίτευξη του ίδιου αποτελέσματος σε σχέση με τις άλλες δύο, ενώ δε μειώνει τα σωματίδια αιθάλης τόσο αποτελεσματικά όσο η έγχυση γαλακτώματος καυσίμου.

Οι τρεις αυτές μέθοδοι βρίσκουν εφαρμογή κυρίως σε ναυτικούς κινητήρες Diesel. Σε κάθε περίπτωση απαιτείται προσεκτική εφαρμογή τους, καθώς εύκολα μπορούν να επιφέρουν μη επιθυμητά αποτελέσματα .



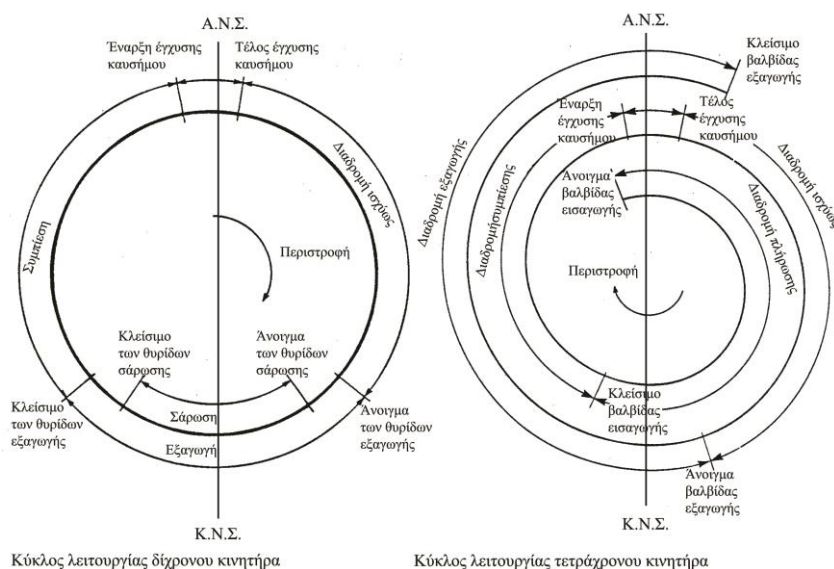
Εικόνα 5: Σύστημα ανάμιξης αέρα εισαγωγής με νερό [13].

3.4.5 Συστήματα επεξεργασίας καυσαερίων

Η επεξεργασία των παραγόμενων καυσαερίων [2] μπορεί να επιφέρει τεραστία αποτελέσματα στην μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων. Η επεξεργασία αυτή επιτυγχάνεται με χρήση συστημάτων καταλυτικών μετατροπών, συστημάτων απόπλυσης καυσαερίων (με φρέσκο ή θαλασσινό νερό) και φίλτρων συγκράτησης αιθάλης.

3.5 Ναυτικοί κινητήρες

Οι ναυτικοί κινητήρες τύπου Diesel, χωρίζονται σε δυο κατηγορίες ανάλογα με το πόσες πλήρεις περιστροφές του κινητήρα απαιτούνται για την πραγματοποίηση ενός πλήρους θερμοδυναμικού κύκλου. Έτσι, υπάρχουν οι τετράχρονοι (που απαιτούνται δυο πλήρεις περιστροφές του στροφαλοφόρου άξονα) και οι δίχρονοι (που απαιτείται μια).



Διάγραμμα 6: Παρουσίαση δίχρονου (αριστερά) και τετράχρονου (δεξιά) και κύκλου Diesel.

Επίσης ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής τους ταξινομούνται σε τρεις κατηγορίες :

1. Αργόστροφοι κινητήρες, με ταχύτητα περιστροφής έως 350 rpm και στην πλειοψηφία τους είναι δίχρονοι (κυρίως ναυτικοί κινητήρες)
2. Μεσόστροφοι κινητήρες, με ταχύτητα περιστροφής έως 1500 rpm και στην πλειοψηφία τους είναι τετράχρονοι (ναυτικές κινητήρες, κινητήρες ηλεκτροπαραγωγής)
3. Πολύστροφοι κινητήρες, με ταχύτητα περιστροφής έως 5000 rpm και στην πλειοψηφία τους είναι τετράχρονοι (κινητήρες αυτοκίνησης)

Οι δίχρονοι αργόστροφοι [7,8] πετρελαιοκινητήρες διατηρούν την κυριαρχία τους στην πρόωση των μεγάλων ποντοπόρων πλοίων (πετρελαιοφόρα, πλοία μεταφοράς χύμα φορτίου και πλοία μεταφοράς container). Όλοι ο σύγχρονοι δίχρονοι αργόστροφοι κινητήρες έχουν κοινά χαρακτηριστικά, όπως ύπαρξη ζυγώματος, ευθύγραμμη σάρωση με μια βαλβίδα εξαγωγής, σύστημα προσαγωγής καυσαερίων στο στρόβιλο σταθερής πίεσης και μεγάλους λόγους διαδρομής προς διάμετρο εμβόλου, που φθάνουν έως το 4,2:1. Επίσης διαθέτουν σύστημα υπερπλήρωσης και είναι αναστρέψιμες. Το χαμηλότερο όριο της ταχύτητας περιστροφής τους έχει κατέλθει πλέον στις 55 στροφές το λεπτό, επιτρέποντας την περιστροφή μεγάλων ελίκων με πολύ καλή απόδοση πρόωσης. Ένα κύριο πλεονέκτημα τους είναι η ικανότητα να χρησιμοποιούν «κακής» ποιότητας καύσιμο χωρίς πρόβλημα, καθώς η χαμηλή ταχύτητα περιστροφής τους παρέχει τον απαραίτητο χρόνο για την πλήρη και αποβλημάτιστη καύση τους.

Επίσης, μικρότερος αριθμός κυλίνδρων οδηγεί σε μείωση των κινούμενων μερών του κινητήρα και σε συνδυασμό με την απουσία μειωτήρα, αυξάνει την αξιοπιστία του. Ακόμη, η χρήση ζυγώματος και βάκτρου επιτρέπει την απομόνωση του στροφαλοθαλάμου από το κύλινδρο, οπότε είναι δυνατή η χρήση διαφορετικού λιπαντικού για τον κύλινδρο (κυλινδρέλαιο) και διαφορετικού για τον υπόλοιπο κινητήρα. Με τη χρήση ειδικών αλκαλικών κυλινδρελαίων αντιμετωπίζονται αποτελεσματικά τα όξινα κατάλοιπα από την καύση του βαρέος πετρελαίου. Η ισχύς φτάνει έως 5720 kW ανά κύλινδρο στις 127rpm με διάμετρο εμβόλου 960mm και διαδρομή 2500mm.



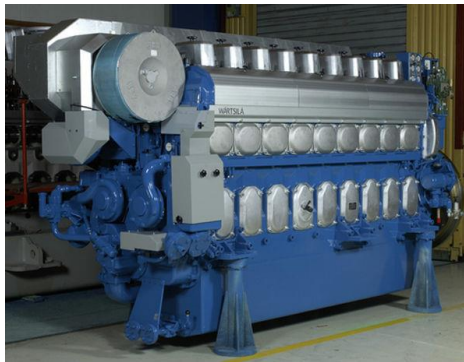
Εικόνα 6: Δίχρονος αργόστροφος κινητήρας Diesel.

Οι μεσόστροφοι πετρελαιοκινητήρες [7,8] είναι τετράχρονοι και χρησιμοποιούνται κυρίως για την κίνηση μικρότερων πλοίων ή για την κίνηση ειδικών τύπων μεγάλων πλοίων, όπως τα κρουαζιερόπλοια και τα οχηματαγωγά, καθώς και για ηλεκτροπαραγωγή. Παρόλα αυτά οι μεγαλύτεροι κινητήρες της κατηγορίας στοχεύουν πλέον και στην περιοχή που επικρατούν οι δίχρονι αργόστροφοι πετρελαιοκινητήρες. Κατασκευάζονται σε διάταξη εν σειρά ή σε διάταξη V και είναι όλες υπερπληρούμενες. Το μικρότερο ύψος τους σε σχέση με τους δίχρονους κινητήρες επιτρέπει τη δημιουργία μικρότερου ύψους μηχανοστασίου και την καλύτερη εκμετάλλευση του αντίστοιχου όγκου του πλοίου. Η αναγκαστική χρήση μειωτήρα στροφών, λόγω της μεγάλης ταχύτητας περιστροφής τους, επιτρέπει την καλύτερη επιλογή ταχύτητας περιστροφής για την έλικα του πλοίου. Επιπρόσθετα έχουν μικρότερο χρόνο κατασκευής και συναρμολογήσεως από τους δίχρονους κινητήρες. Η συνολική εγκατάσταση είναι σαφώς πιο πολύπλοκη, τα κινούμενα μέρη περισσότερα (μεγαλύτερος αριθμός κυλίνδρων) και η πιθανότητα βλάβης μεγαλύτερη. Όμως, η χρήση περισσότερων του ενός κινητήρα, εκμηδενίζει τον κίνδυνο πλήρους απώλειας ισχύος, ενώ ταυτόχρονα επιτρέπει τη βελτιστοποίηση της λειτουργίας, θέτοντας σταδιακά τους κινητήρες σε λειτουργία ανάλογα με τις απαιτήσεις. Έτσι, αυτές λειτουργούν στη βέλτιστη περιοχή τους. Η χρήση περισσότερων του ενός κινητήρα επιτρέπει την πρόωση με περισσότερες έλικες, βελτιώνοντας σημαντικά την ικανότητα ελιγμών. Η ύπαρξη μειωτήρων επιτρέπει τη σύνδεση του κινητήρα με γεννήτρια παραγωγής ισχύος, ή με άλλους βοηθητικούς μηχανισμούς (όπως σύστημα παροχής υδραυλικής ισχύος). Οι μεσόστροφες πετρελαιομηχανές είναι πιο ευπαθείς στη χρήση βαρέων πετρελαίων, ειδικά λόγω της απουσίας σταυρού, οπότε δεν είναι δυνατή η χρήση ειδικού κυλινδρελαίου.

Αν και πλέον οι μεσόστροφοι κινητήρες λειτουργούν κατά κόρον με βαρέα καύσιμα χωρίς ιδιαίτερα προβλήματα, εμφανίζουν μεγαλύτερες φθορές λόγω θερμής διάβρωσης στις βαλβίδες εξαγωγής. Είναι μάλιστα δύσκολο να καταναλώσουν καύσιμα εξαιρετικά χαμηλής ποιότητας, εξαιτίας του περιορισμένου χρόνου που διατίθεται για την καύση (υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής).

Λόγω της λειτουργίας τους σε τέσσερις χρόνους, επιτυγχάνουν καλύτερη λίπανση των ελατηρίων των εμβόλων, κάτι που οδηγεί σε μεγαλύτερη διάρκεια ζωής τους, συνεπώς σε μεγαλύτερα χρονικά διαστήματα μεταξύ των επιθεωρήσεων των εμβόλων. Παρόλα αυτά το λάδι των τετράχρονων μεσοστροφών πετρελαιομηχανών είναι σχετικά φθηνότερο από το αντίστοιχο για αργόστροφους κινητήρες (εκεί χρησιμοποιούνται και ειδικά κυλινδρέλαια, που ανεβάζουν το κόστος).

Η διάμετρος του εμβόλου κυμαίνεται από 200 mm και φτάνει έως 640 mm, η διαδρομή του εμβόλου αντίστοιχα από 280 mm έως 900 mm, οι στροφές λειτουργίας από 1000 rpm έως 333 rpm αντίστοιχα, ενώ η ισχύς ανά κύλινδρο κυμαίνεται από 200kW έως 2150 kW.



Εικόνα 7 : Μεσόστροφος κινητήρας Diesel

Εκτός από τους δυο κυρίαρχους τύπους ναυτικών κινητήρων υπάρχουν και οι κινητήρες δυο καύσιμων, οι οποίοι μπορούν να λειτουργήσουν είτε με φυσικό αέριο, είτε με βαρέα καύσιμα, είτε με καύσιμα κλασματικής απόσταξης, είτε με συνδυασμό του φυσικού αερίου με ένα από τους δυο τύπους πετρελαίου[4]. Κατά την λειτουργία του κινητήρα με δυο καύσιμα εισέρχεται στο κύλινδρο αέρας αναμεμιγμένος με φυσικό αέριο και το μίγμα αναφλέγεται κατά τη συμπίεση με πιλοτική έγχυση μικρής ποσότητας πετρελαίου κλασματικής απόσταξης (Light fuel oil). Οι κινητήρες αυτοί έχουν μεγάλοι ευελιξία και μπορούν άμεσα να αλλάζουν λειτουργία και από την καύση φυσικού αερίου να λειτουργούν με καύση πετρελαίου χωρίς καμία αυξομείωση στο φορτίο και το αντίστροφο. Όταν λειτουργούν με βαρέα καύσιμα λειτουργούν σαν συμβατικοί κινητήρες Diesel. Οι εκπομπές ρύπων των κινητήρων αυτών είναι πολύ χαμηλές καθώς εξαιτίας της λειτουργίας με καύση φτωχών μειγμάτων αέρα-φυσικού αερίου συνεπώς οι μέγιστες θερμοκρασίες κατά την καύση είναι χαμηλές και αυτό συνεπάγεται χαμηλή εκπομπή οξειδίων του αζώτου, γεγονός που τις κάνει συμβατές με τους πιο αυστηρούς κανονισμούς εκπομπής ρύπων που έχουν θεσπιστεί. Επίσης, όταν λειτουργούν μόνο με βαρέα καύσιμα οι εκπομπές τους είναι εξίσου χαμηλές και συμβατές με τους κανονισμούς. Οι κινητήρες αυτοί είναι μεσόστροφοι και η ισχύς τους κυμαίνεται από 146 kW έως 950 kW ανά κύλινδρο, σε στροφές 1000rpm και 500rpm αντίστοιχα, με διάμετρο εμβολισμού αντίστοιχα 200mm και 500mm και διαδρομή αντίστοιχα 280mm και 580mm.

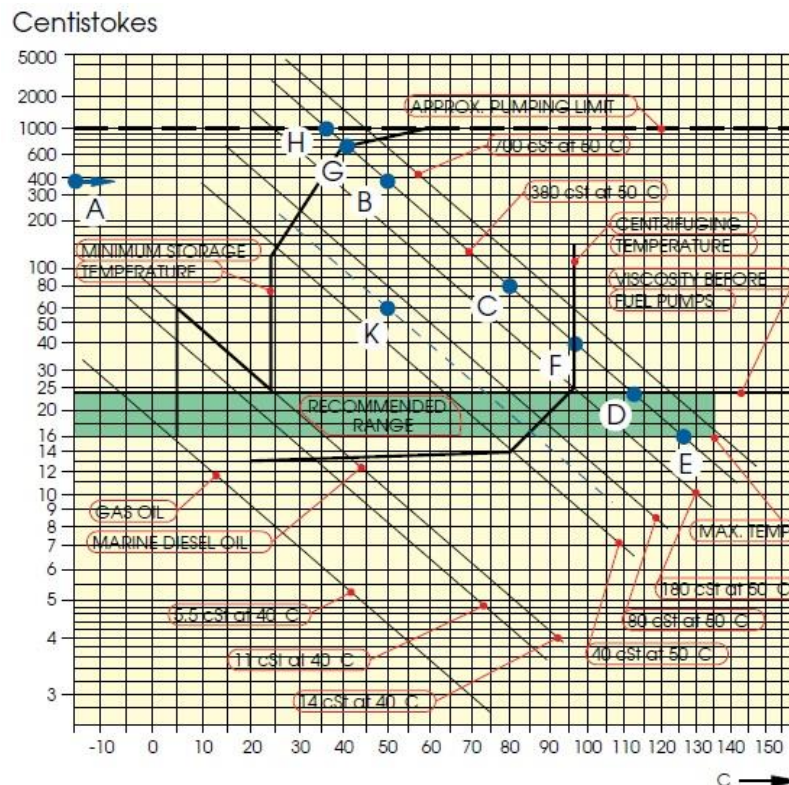
3.6 Τα καύσιμα των ναυτικών κινητήρων

Στην πλειοψηφία τους οι ναυτικοί κινητήρες μπορούν να λειτουργήσουν με διάφορα καύσιμα διαφορετικής σύστασης και ποιότητας. Το καύσιμο που χρησιμοποιείται συνήθως στην ναυτιλία [27,26,8] είναι το βαρύ ή υπολειμματικό πετρέλαιο (Heavy Fuel Oil ή Residual Fuel Oil) προερχόμενο από τα κατάλοιπα της κλασματικής απόσταξης (λόγω του χαμηλότερου κόστους). Επίσης χρησιμοποιούνται καύσιμα προϊόντα κλασματικής απόσταξης (Distillate Oil) με υψηλότερη καθαρότητα και θερμογόνο δύναμη.

- Heavy Fuel Oil: Τα καύσιμα αυτά αποτελούνται από τα κατάλοιπα της κλασματικής απόσταξης και η ποιότητά τους ποικίλει ανάλογα με την διαδικασία διύλισης που ακολουθείται και τη σύσταση του ακατέργαστου πετρελαίου που χρησιμοποιείται. Τα καύσιμα αυτά έχουν μεγάλη περιεκτικότητα σε θείο και γενικά η καύση τους είναι αρκετά ρυπογόνος με μεγάλη εκπομπή σωματιδίων. Έχουν υψηλό ιξώδες και έτσι απαιτείται η προθέρμανση του καυσίμου μέχρι κάποια θερμοκρασία (περίπου 50°C) προκειμένου να μειωθεί το ιξώδες τους και να είναι δυνατή η άντλησή του και παράταιρο θέρμανσή του προκειμένου να μειωθεί κι άλλο το ιξώδες του ώστε να είναι δυνατή η έγχυσή του στον θάλαμο καύσης. Ενδεικτικά, το καύσιμο RME 380 με ιξώδες 380 cst στους 15° C απαιτεί προθέρμανση στους 125° C προκειμένου το ιξώδες του να πέσει στα 14 cst και να είναι κατάλληλο για έγχυση. Επίσης, το δίκτυο πετρελαίου της εγκατάστασης στα πλοία πρέπει να περιλαμβάνει δεξαμενές καθίζησης και διαχωριστές για την απομάκρυνση των στερεών καταλοίπων και του νερού από το καύσιμο πριν την κατανάλωσή του. Μικρές προσμίξεις ανώτερων προϊόντων της κλασματικής απόσταξης με υπολειμματικό πετρέλαιο οδηγούν στα ενδιάμεσα καύσιμα (Intermediate Fuel Oil –IFO), καύσιμα με σαφώς καλύτερη ποιότητα και αποδοτικότερη καύση. Οι προσμίξεις αυτές είναι της τάξης του 12% για το IFO-180 και 2% για το IFO-380. Αυτά αποτελούν τα πιο συνήθη καύσιμα για τέτοιου τύπου κινητήρες.
- Distillate oil: Τα καύσιμα αυτά αποτελούνται από μίγμα υδρογονανθράκων που προέρχονται από την απόσταξη του αργού πετρελαίου. Για τη χρήση του δεν απαιτείται κάποια ιδιαίτερη προετοιμασία, διαχωρισμός ή προθέρμανση πριν την καύση, αν και οι ιδιότητές του βελτιώνονται με την προσθήκη ουσιών με σκοπό την καλύτερη απόδοση του κινητήρα. Η περιεκτικότητά τους σε θείο και αλλά κατάλοιπα είναι σαφώς χαμηλότερη. Χρησιμοποιείται σε πολύ μικρή κλίμακα στην ναυτιλία κυρίως σε περιπτώσεις όπου δεν γίνεται να χρησιμοποιηθεί το βαρύ πετρέλαιο (όπως για παράδειγμα στους πολύστροφους κινητήρες Diesel). Τα καύσιμα-προϊόντα κλασματικής απόσταξης- χωρίζονται σε δυο βασικές κατηγορίες: Marine Distillate Oil και Marine Gas Oils. Τα πρώτα περιέχουν μικρό ποσοστό υπολειμματικού πετρελαίου ενώ τα δευτέρα θεωρούνται τα καθαρότερα καύσιμα από όσα χρησιμοποιούνται στη ναυτιλία.

Ορισμένες αξιοσημείωτες ιδιότητες των καυσίμων που επηρεάζουν τη λειτουργία των κινητήρων είναι οι παρακάτω [8]:

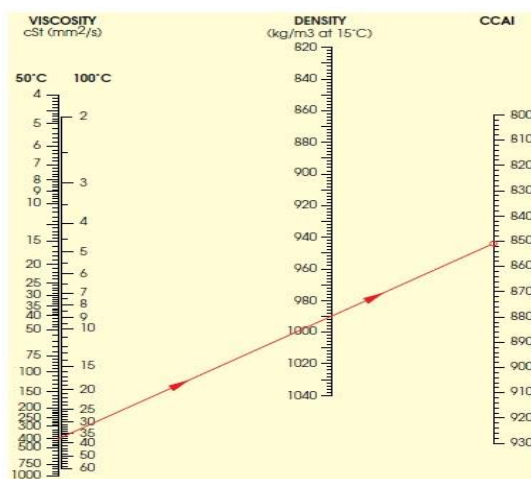
- Πυκνότητα : Τυπική τιμή πυκνότητας για τα βαρέα καύσιμα σε θερμοκρασία 15° C είναι 991 kg/m³ ενώ για τα καύσιμα κλασματικής απόσταξης είναι 845 kg/m³
- Ιξώδες : Είναι το μέτρο των διατμητικών τάσεων του υγρού και μονάδα μέτρησής του είναι τα centistoke (1cst=1mm²/sec). Το ιξώδες εξαρτάται άμεσα από τη θερμοκρασία του καυσίμου και πρέπει να έχει τέτοια τιμή ώστε να είναι δυνατή η άντληση και η έγχυσή του.



Διάγραμμα 7: Εμπειρικό διάγραμμα με την απαιτούμενη θερμοκρασία άντλησης και έγχυσης για διάφορους τύπους καυσίμου[10].

- Σημείο καύσης: Η ελάχιστη θερμοκρασία στη οποία οι ατμοί του θερμαινόμενου καυσίμου, παρουσία φλόγας αναφλέγονται και συνεχίζουν να καίγονται για 5 δευτερόλεπτα. Το σημείο αυτό είναι 15-25° C υψηλότερο από το σημείο αυτανάφλεξης.
- Σημείο αυτανάφλεξης: Η θερμοκρασία αυτανάφλεξης του καυσίμου, η οποία σε ατμοσφαιρικές συνθήκες κυμαίνεται μεταξύ 350°-500° C, ενώ σε πίεση 30bar μεταξύ 200°-250° C.
- Θερμογόνος δύναμη : Για τα βαρέα καύσιμα είναι περίπου 41000 kJ/kg και για καύσιμα προερχόμενα από κλασματική απόσταξη 42700 kJ/kg.
- Καθυστερήση ανάφλεξης : Γύρω στα 0,001 έως 0,002 δευτερόλεπτα για τυπικά καύσιμα.

- Αριθμός κετανίου: Αποτελεί μέτρο της ποιότητας έναυσης του καυσίμου. Στους πολύστροφους κινητήρες, (όπου ο διαθέσιμος χρόνος αναφλέξεως είναι μικρότερος), το πετρέλαιο πρέπει να έχει αριθμό κετανίου που κυμαίνεται μεταξύ 45 - 55, με μέγιστη τιμή 60. Στις μεσόστροφες ο αριθμός κετανίου πρέπει να κυμαίνεται μεταξύ 35 και 45, ενώ στις αργόστροφες μεταξύ 25 και 30. Πετρέλαιο με αριθμό κετανίου μεγαλύτερο του 60 δε χρησιμοποιείται, γιατί αναφλέγεται γρήγορα, πριν την ανάμιξη του με τον αέρα, με συνέπεια να παρατηρείται ατελής καύση και να ρυπαίνεται ο κινητήρας. Αριθμός κετανίου μικρότερος του κανονικού, δημιουργεί κρουστική καύση και απώλεια ισχύος.
- Περιεκτικότητα σε ασφαλτένια, εξανθρακώματα, νερό, βανάδιο, θείο, κατάλοιπα κλασματικής απόσταξης και τέφρα: Υψηλή περιεκτικότητα στα παραπάνω συστατικά δημιουργεί προβλήματα όπως διάβρωση, έκλυση οξειδίων του θείου, φραγή των οπών των εγχυτήρων, επικαθήσεις και φθορές στα μηχανικά εξαρτήματα, αυξημένες εκπομπές σωματιδίων, φθορά στο στρόβιλο του υπερπληρωτή, επικαθήσεις στις δεξαμενές αποθήκευσης του πετρελαίου, προβλήματα στις αντλίες του πετρελαίου.
- Περιεκτικότητα σε αρωματικούς υδρογονάνθρακες: Το ποσοστό περιεκτικότητας σε αρωματικούς υδρογονάνθρακες για τα ελαφρά καύσιμα κλασματικής απόσταξης ανέρχεται στο 5.5-6% ενώ στα βαρέα καύσιμα στο 30-47%. Ειδικά για τα βαρέα καύσιμα, η ποιότητα της καύσεως εξαρτάται σημαντικά από το ποσοστό των περιεχομένων αρωματικών υδρογονανθράκων. Η αύξηση της περιεκτικότητας κατά βάρος σε αρωματικούς υδρογονάνθρακες, αυξάνει την καθυστέρηση της ανάφλεξης και μειώνει την ποιότητα της καύσης. Παράλληλα, αυξάνεται η θερμοκρασία των παραγομένων καυσαερίων. Ο δείκτης που χρησιμοποιείται για να εκφράσει την επίδραση των περιεχομένων αρωματικών υδρογονανθράκων στην ευκολία έναυσης του καυσίμου ονομάζεται *δείκτης αρωματικότητας υδρογονανθράκων* (Calculated Carbon Aromaticity Index - CCAI). Ο δείκτης αυτός χρησιμοποιείται αντί για τον αριθμό κετανίου στα βαρέα καύσιμα, στα οποία ο αριθμός αυτός δεν μπορεί να εφαρμοστεί. Υπολογίζεται από την συσχέτιση της πυκνότητας του με το κινηματικό ιξώδες και προκύπτει από εμπειρικά διαγράμματα.



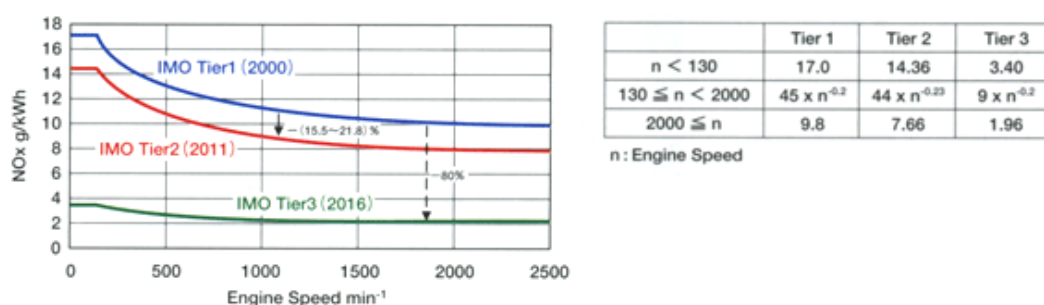
Διάγραμμα 8: Παράδειγμα υπολογισμού του δείκτη αρωματικότητας βαρέους πετρελαίου με ιξώδες 380 cst στους 50° C και πυκνότητα 991 kg/m³ με χρήση εμπειρικού διαγράμματος [10].

3.7 Κανονισμοί εκπομπής ρύπων στην Ναυτιλία

Οι εκπομπές αέριων ρύπων από τους ναυτικούς κινητήρες αποτελούν ένα σημαντικό παράγοντα επιπρόσθετης επιβάρυνσης της ατμόσφαιρας. Η καύση χαμηλής ποιότητας και αντίστοιχα χαμηλού κόστους καυσίμων προκαλεί σημαντική αύξηση των εκπεμπόμενων ρύπων. Έτσι, αρμόδιοι διεθνείς οργανισμοί έχουν θεσπίσει κάποια όρια για τις εκπομπές των αέριων ρύπων από τους ναυτικούς κινητήρες. Τα όρια αυτά συνεχώς μειώνονται και οι κατασκευαστές κινητήρων αναζητούν νέες λύσεις προκειμένου να προσαρμοστούν στις νέες απαιτήσεις. Σημαντικό εργαλείο στην αναζήτηση νέων λύσεων αποτελεί η αριθμητική προσομοίωση της καύσης σε κινητήρες Diesel.

Ο Διεθνής Ναυτιλιακός Οργανισμός IMO (International Marine Organization) έθεσε σε εφαρμογή το 2005 το παράρτημα VI των κανονισμών της MARPOL (Marine Pollution) με τίτλο «Regulations for the prevention of air pollution from ships». Το 1997 εξεδόθη πρώτη φορά και συνεχώς αναθεωρείται μειώνοντας συνεχώς τα όρια εκπομπής ρύπων[25]. Οι κανονισμοί της MARPOL θέτουν όρια στις εκπομπές των οξειδίων του αζώτου (NOx) με τον κανονισμό 13 και οξειδίων του θείου (SOx) με τον κανονισμό 14 και προβλέπουν ακόμη χαμηλότερα όρια για τις προστατευόμενες περιοχές. Στο παράρτημα αυτό των κανονισμών επίσης τίθενται κάποια όρια που αφορούν την εκπομπή πτητικών ουσιών (VOC) για πλοία μεταφοράς αερίων, καθώς και κανονισμό για την εκπομπή ουσιών που καταστρέφουν το όζον όπως οι χλωροφθοράνθρακες, οι οποίοι δεν αφορούν την λειτουργία των ναυτικών κινητήρων.

Σε ότι αφορά τους κανονισμούς εκπομπής οξειδίων του αζώτου υπάρχουν τρία επίπεδα με το τρίτο και αυστηρότερο να αφορά μόνο τις προστατευόμενες περιοχές. Η μείωση που επιβάλλουν οι κανονισμοί στο δεύτερο επίπεδο είναι της τάξης του 20% ενώ στο τρίτο είναι της τάξης του 80% σε σχέση με το πρώτο.



Διάγραμμα 9: Όρια εκπομπής οξειδίων του αζώτου ανάλογα με τη χρονολογία της εγκατάστασης και την ταχύτητα περιστροφής των κινητήρων όπως ορίζονται από τον κανονισμό 13 [25].

Για τη μείωση της εκπομπής των οξειδίων του θείου σύμφωνα με τον κανονισμό 14 έχει τεθεί περιορισμός της περιεκτικότητας των καυσίμων σε θείο. Τα όρια αυτά αναφέρονται στον ακόλουθο πίνακα. Τα χαμηλότερα όρια αφορούν στις προστατευόμενες περιοχές.

MARPOL Annex VI Fuel Sulfur Limits		
DATE	Sulfur Limit in Fuel (%m/m)	
	SO _x ECA	Global
2000	1.5%	4.5%
2010.07	1%	
2012		0.1%
2015	0.5%	
2020		

Πίνακας 1: Όρια περιεκτικότητας των καυσίμων σε θείο [25].

4 Υπολογιστικά Μοντέλα

4.1 Η προσομοίωση της καύσης σε κινητήρες εσωτερικής καύσης

Τα μοντέλα αριθμητικής προσομοίωσης των κινητήρων εσωτερικής καύσης χωρίζονται σε τρεις βασικές κατηγορίες [5] και αναφέρονται με σειρά αύξουσας πολυπλοκότητας και υπολογιστικού κόστους:

- Θερμοδυναμικά μοντέλα
- Φαινομενολογικά μοντέλα
- Πολυδιάστατα μοντέλα υπολογιστικής ρευστομηχανικής (CFD)

Τα θερμοδυναμικά μοντέλα βασίζονται στον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο και στις αρχές διατήρησης της μάζας. Ο θάλαμος καύσης αντιμετωπίζεται σαν μια ομογενοποιημένη ζώνη. Για το λόγω αυτό, οι φυσικές και χημικές διεργασίες είναι δύσκολο να μοντελοποιηθούν. Ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας βασίζεται σε εμπειρικές σχέσεις όπως είναι οι εξισώσεις Weibe. Το μεγάλο πλεονέκτημα των μοντέλων αυτών είναι ότι είναι εύκολα στη χρήση και έχουν πολύ χαμηλό υπολογιστικό κόστος.

Τα φαινομενολογικά μοντέλα δίνουν τη δυνατότητα εκτέλεσης ακριβέστερων υπολογισμών. Ο θάλαμος καύσης χωρίζεται σε πολλαπλές ζώνες οι οποίες χαρακτηρίζονται από διαφορετική σύνθεση και θερμοκρασία (διζωνικά/πολυζωνικά μοντέλα).

Λόγω της χωρικής αυτής ανάλυσης, δεν απαιτούνται εμπειρικές σχέσεις για τον υπολογισμό του ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Αντιθέτως, αυτός μπορεί να βασιστεί σε φυσικά και χημικά μοντέλα για τις διαφορές τοπικές διεργασίες όπως ο σχηματισμός του σπρέι καυσίμου, η ανάμιξη καυσίμου-αέρα, η εξάτμιση των σταγονιδίων, η ανάφλεξη και η καύση, λαμβάνοντας υπόψη και το σχηματισμό ρύπων. Το μειονέκτημα των φαινομενολογικών μοντέλων έναντι των μοντέλων υπολογιστικής ρευστομηχανικής είναι ότι δεν μπορούν να επιλύσουν το τυρβώδες πεδίο ροής εντός του θαλάμου καύσης και συνεπώς αλλαγές στη γεωμετρία του θαλάμου δεν μπορούν να εξεταστούν. Ακόμη, τα φαινομενολογικά μοντέλα θεωρούνται τα πιο πρακτικά για τη μοντελοποίηση της καύσης σε κινητήρες Diesel άμεσης έγχυσης, διότι η διαδικασία έγχυσης που μπορεί να μοντελοποιηθεί με ικανοποιητική ακρίβεια σε αυτά τα μοντέλα, αποτελεί τον σημαντικότερο παράμετρο που καθορίζει την καύση στους κινητήρες αυτούς. Η προσομοίωση στην παρούσα διπλωματική εργασία πραγματοποιήθηκε με χρήση ενός τέτοιου μοντέλου, αναλυτική περιγραφή του οποίου θα δοθεί στη συνέχεια του κεφαλαίου.

Οι πολυδιάστατοι κώδικες CFD επιλύουν τις διαφορικές εξισώσεις που εκφράζουν τη διατήρηση της μάζας, της ενεργείας και της ορμής πάνω σε ένα υπολογιστικό πλέγμα και διαθέτουν μοντέλα για να λάβουν υπόψη την επίδραση της τύρβης. Ως συνέπεια, μπορούν να προσομοιώσουν με μεγαλύτερη ακρίβεια τις φυσικοχημικές διεργασίες εντός του θαλάμου καύσης του κινητήρα, λαμβάνοντας ταυτόχρονα υπόψη την επίδραση της γεωμετρίας του. Παρόλα αυτά έχουν μεγάλο υπολογιστικό κόστος, τόσο σε χρόνο όσο και σε υπολογιστική ισχύ.

4.2 Περιγραφή λογισμικού

Το λογισμικό που χρησιμοποιήθηκε για την προσομοίωση είναι το AMESim της εταιρίας LMS. Το λογισμικό αυτό παρέχει μία πλατφόρμα μοντελοποίησης για την πραγματοποίηση προσομοιώσεων μηχανολογικών συστημάτων. Διαθέτει πληθώρα μονοδιάστατων υπολογιστικών μοντέλων για την προσομοίωση και ανάλυση πολύπλοκων συστημάτων και πρόβλεψη της απόδοσής τους.

Αρχικά εισάγονται στο γραφικό περιβάλλον τα επιμέρους στοιχεία από τα οποία αποτελείται το σύστημα. Έπειτα επιλέγεται το κατάλληλο υπολογιστικό μοντέλο για το κάθε στοιχείο και κατόπιν εισάγονται οι διάφορες παράμετροι και τα δεδομένα που απαιτούνται για την υλοποίηση της προσομοίωσης. Τέλος, πραγματοποιείται η προσομοίωση και αναλύονται τα αποτελέσματα.

Για τις ανάγκες της παρούσας εργασίας έγινε χρήση της βιβλιοθήκης IFP-Engine [33] η οποία αναπτύχθηκε από το ινστιτούτο IFP σε συνεργασία με την LMS-AMESim με σκοπό την υλοποίηση προσομοιώσεων κινητήρων εσωτερικής καύσης. Τα μοντέλα αυτά παρουσιάζουν σχετικά μεγάλη ακρίβεια υπολογισμών ενώ το υπολογιστικό κόστος τους είναι μικρό. Στη συνέχεια του παρόντος κεφαλαίου παρουσιάζονται αναλυτικά τα υπολογιστικά μοντέλα που χρησιμοποιήθηκαν στην παρούσα εργασία.

4.3 Περιγραφή υπολογιστικών μοντέλων

4.3.1 Ροή διάμεσου των αγωγών:

Η ροή εντός των αγωγών θεωρείται συμπιεστή και με κάποιες απώλειες λόγω τριβών εξαιτίας της τραχύτητας των αγωγών ή της γεωμετρίας τους. Οι υπολογισμοί των μοντέλων στηρίζονται στις αρχές διατήρησης μάζας, ορμής και ενέργειας..

Αρχή διατήρησης μάζας :

$$\frac{dp}{dt} + \frac{d(pu)}{dx} = q_s$$

Αρχή διατήρησης της ορμής :

$$\frac{dpu}{dt} + \frac{dpu^2}{dx} + \frac{dP}{dx} = \frac{d\tau}{dx}$$

Όπου $\frac{d\tau}{dx} = -ff \frac{u|u|}{2d}$ (ff: παράγοντας τριβής)

Αρχή διατήρησης της ενέργειας:

$$\frac{de}{dt} = -P \frac{du}{dx} + R + \Phi + \lambda \frac{d^2T}{dx^2} - h_T(T - T_{out})$$

όπου: P η πίεση, ρ η πυκνότητα, u η ταχύτητα, q_s η παροχή, R η χημική, ακτινοβολίας και αλλαγής φάσης ενέργεια, Φ η ενέργεια λόγω δυνάμεων ιξώδους, λ η θερμική αγωγιμότητα, h_T ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας.

Τα υπολογιστικά μοντέλα που χρησιμοποιήθηκαν για την προσομοίωση της ροής διαμέσου των αγωγών περιγράφονται παρακάτω.

Η ροή ενθαλπίας dh (j/s) υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$\dot{h} = \dot{m} * h(P_{up}, T_{up})$$

όπου: h(P_{up}, T_{up}) ενθαλπία ως συνάρτηση της πίεσης και θερμοκρασίας που υπολογίζεται από τη σχέση για μίγμα N συστατικών:

$$h_{mix} = \sum_{i=1}^N x_i h_i$$

Η ροή μάζας υπολογίζεται από την εξίσωση του Barré St Venant [33]:

$$\dot{m} = C_q A C_m \frac{P_{up}}{\sqrt{T_{up}}}$$

όπου: A η επιφάνεια διατομής κυρτού σωλήνα, C_q ο ισοδύναμος συντελεστής ροής, C_m η παράμετρος ροής και P_{up}, T_{up} πίεση και θερμοκρασία ανάντη της ροής

Ακολουθεί η περιγραφή της διαδικασίας υπολογισμού του C_q και C_m

► Υπολογισμός ισοδύναμου συντελεστή ροής C_q

Ο συντελεστής αυτός χρησιμοποιείται για να συμπεριλάβει τις επιπλέον απώλειες λόγω τριβής και μείωσης τις κινητικής ενέργειας του ρευστού.

Ο ισοδύναμος συντελεστής ροής C_q συνδέεται με τον συντελεστή πτώσης πίεσης ζ_{reg} με την παρακάτω σχέση στην περίπτωση απλών αγωγών :

$$C_q = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{reg}}}$$

Στην περίπτωση αγωγών με καμπυλότητα υπάρχει και ένας επιπλέον συντελεστής πτώσης πίεσης (ζ_{loc}) και η σχέση διαμορφώνεται ως εξής :

$$C_q = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{loc} + \zeta_{reg}}}$$

Ο συντελεστής πτώσης πίεσης λόγω τραχύτητας του αγωγού ζ_{reg} , εξαρτάται από τη σχετική τραχύτητα του αγωγού, τη γεωμετρία και τον αριθμό Reynolds και συνδέεται με το συντελεστή τριβής (ff) με την εξής σχέση:

$$\zeta_{reg} = \frac{ff \cdot l_e}{diam \cdot h}$$

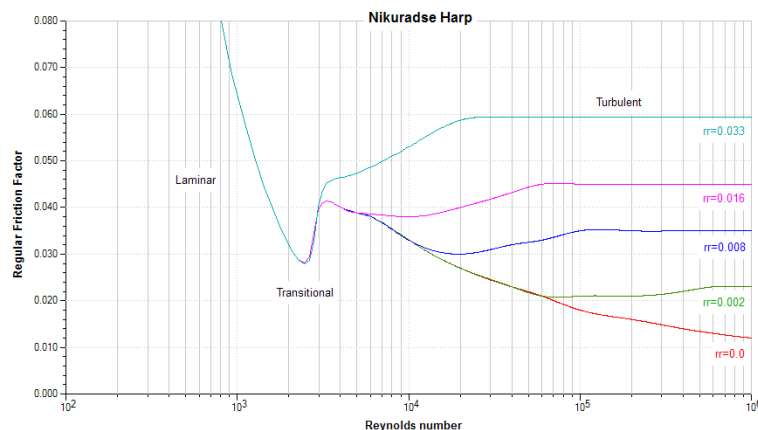
όπου: l_e το μήκος αγωγού και $diam \cdot h$ η υδραυλική διάμετρος.

Ο συντελεστής τριβής (ff) εξαρτάται από τις συνθήκες της ροής που καθορίζονται από τον αριθμό Reynolds και τη σχετική τραχύτητα του αγωγού:

- Για $Re < 2500$, η ροή είναι στρωτή και ο συντελεστής τριβής υπολογίζεται αναλυτικά

$$ff = \frac{64}{Re}$$

- Για $Re \geq 2500$, η ροή είναι τυρβώδης και ο συντελεστής τριβής (ff) υπολογίζεται από την άρπα του Nikuradse. Εξαρτάται από τον αριθμό Reynolds και από τη σχετική τραχύτητα κατά την μεταβατική φάση της ροής μεταξύ στρωτής και πλήρους τυρβώδους ροής. Όταν η τραχύτητα είναι μεγάλη, ο συντελεστής τριβής εξαρτάται μόνο από τη σχετική τραχύτητα του σωλήνα .



Διάγραμμα 10: Συντελεστής τριβής συναρτήσει του αριθμού Reynolds (άρπα του Nikuradse) [33].

Η σχετική τραχύτητα (rr) είναι ο λόγος του μέσου ύψους των ανωμαλιών της επιφάνειας προς τη διάμετρο του αγωγού:

$$rr = \frac{\Delta}{D}$$

όπου: D η εσωτερική διάμετρος του αγωγού και Δ η ισοδύναμη ομοιόμορφη τραχύτητα του αγωγού

Ο αριθμός Reynolds ορίζεται ως εξής :

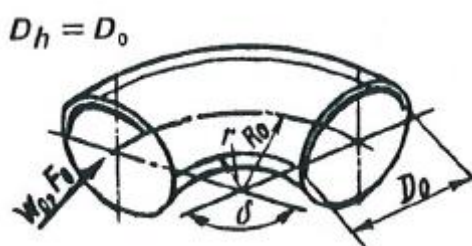
$$Re = \frac{u \text{ diam}_h}{\nu}$$

όπου: u η μέση ταχύτητα της ροής (m/s), diam_h η υδραυλική διάμετρος και ν το κινηματικό ιξώδες (mm^2/s).

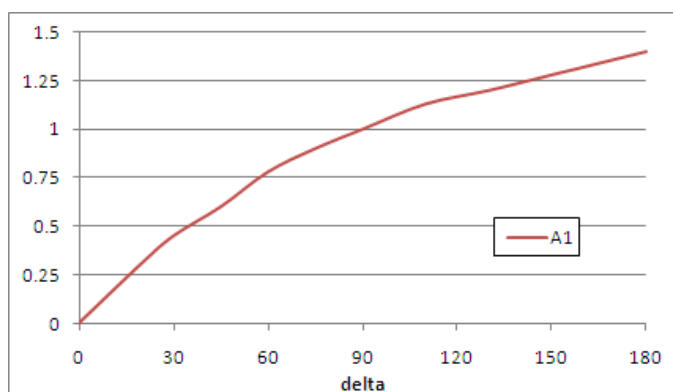
Ο συντελεστής πτώσης πίεσης ζ_{loc} αντιπροσωπεύει την πτώση πίεσης λόγω αλλαγής διεύθυνσης της ροής εξαιτίας της καμπυλότητας του αγωγού και εξαρτάται από την γεωμετρία του αγωγού και από τον αριθμό Reynolds. Υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση :

$$\zeta_{loc} = A_1 B_1 C_1 k_{Re}$$

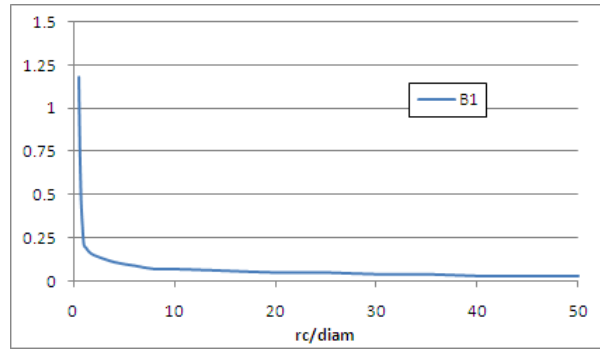
όπου: A_1 ένας γεωμετρικός συντελεστής συναρτήσει της γωνίας κυρτότητας του αγωγού δ και προκύπτει από το διάγραμμα 11, B_1 ένας γεωμετρικός συντελεστής συναρτήσει του λόγου της ακτίνας καμπυλότητας r_c με τη διάμετρο και προκύπτει από διάγραμμα 2, $C_1=1$ για σωλήνες κυκλικής διατομής, k_{Re} ένας συντελεστής που εξαρτάται από τον αριθμό Reynolds και το λόγο της ακτίνας καμπυλότητας r_c με τη διάμετρο και προκύπτει από διάγραμμα 3.



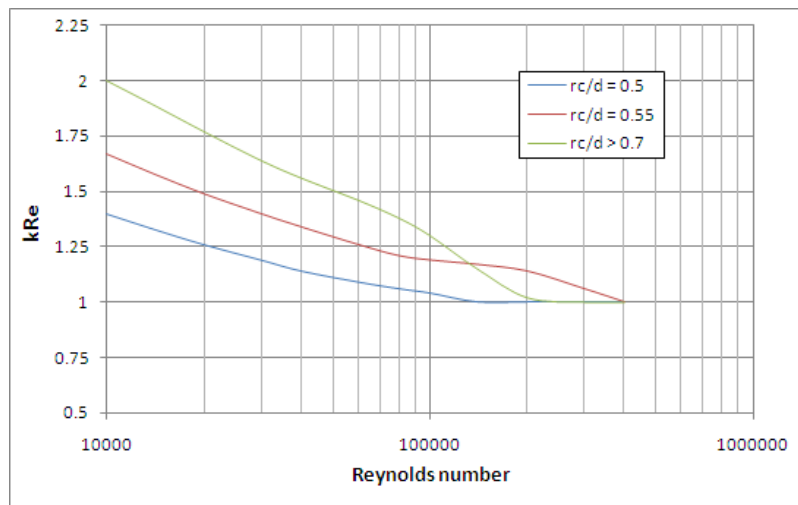
Εικόνα 8:Γεωμετρικά χαρακτηριστικά αγωγών με καμπυλότητα[33].



Διάγραμμα 11:Διαγραμμα υπολογισμού γεωμετρικού συντελεστή A_1 [33]



Διάγραμμα 12: Διάγραμμα υπολογισμού γεωμετρικού συντελεστή B_1 [33]



Διάγραμμα 13: Διάγραμμα υπολογισμού συντελεστή k_{Re} [33]

Στις κάθετες διακλαδώσεις ο ισοδύναμος συντελεστής ροής C_q υπολογίζεται για την κύρια και παρεμβαλλόμενη ροη ως εξής :

$$\text{Για την παρεμβαλλόμενη } C_q = \frac{1}{\sqrt{k_s - \frac{k_m}{2}}}$$

$$\text{Για την κύρια } C_q = \frac{1}{\sqrt{\frac{k_m}{2}}}$$

Οι παράγοντες τριβής, k_m για την κύρια ροη και k_s για την παρεμβαλλόμενη, ορίζονται από τον χρήστη. Η συνολική ροή μάζας και ενθαλπίας στη διακλάδωση είναι αποτέλεσμα του αλγεβρικού αθροίσματος των ροών στη διακλάδωση.

► Υπολογισμός παραμέτρου ροής C_m

Η παράμετρος ροής C_m υπολογίζεται από την εξής σχέση:

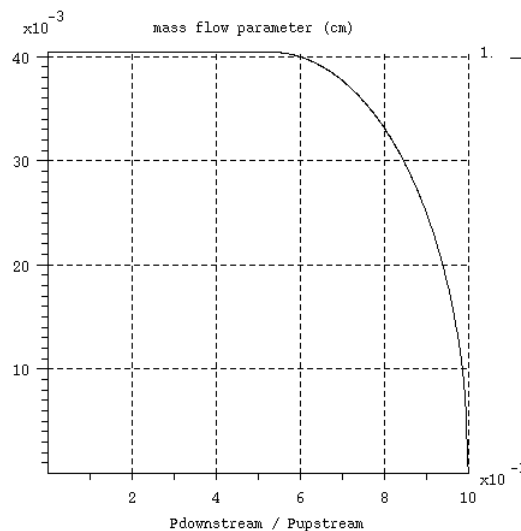
$$C_m = \sqrt{\frac{2\gamma}{r(\gamma-1)}} \sqrt{\left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \quad \text{if } \left(\frac{P_d}{P_u}\right) > P_{cr} \text{ (υποηχητική)}$$

$$C_m = \sqrt{\frac{2\gamma}{r(\gamma-1)}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad \text{if } \left(\frac{P_d}{P_u}\right) \leq P_{cr} \text{ (υπερηχητική)}$$

όπου: γ ο λόγος ειδικών θερμοχωρητικοτήτων, r η σταθερά ιδανικών αέριων, και P_d , P_u , η πίεση κατάντη και ανάντη της ροής αντίστοιχα.

Αν η ροή είναι υπερηχητική ή υποηχητική εξαρτάται από την κρίσιμη πίεση η οποία προκύπτει από την εξής σχέση:

$$P_{cr} = \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$



Διάγραμμα 14: Παράμετρος C_m συνάρτηση του λόγου πιέσεων ανάντη και κατάντη της ροής [33].

Η πτώση πίεσης κατά μήκος του αγωγού λόγω απωλειών υπολογίζεται από την σχέση Darcy-Weisbach:

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho Q^2}{2A_{min}^2}$$

όπου: A_{min} η μικρότερη επιφάνεια διατομής, ρ η πυκνότητα, Q η παροχή σε κυβικά μετρά και ζ ο συντελεστής τριβής (για ευθύγραμμους αγωγούς $\zeta = \zeta_{reg}$ ενώ για καμπυλωμένους $\zeta = \zeta_{reg} + \zeta_{loc}$).

4.3.2 Ροή διαμέσου των βαλβίδων

Η ροή μάζας και ενθαλπίας διαμέσου των βαλβίδων [1,33] υπολογίζεται ως συνάρτηση του βυθίσματος των βαλβίδων και των οριακών συνθηκών πίεσης και θερμοκρασίας. Η ενεργός επιφάνεια των βαλβίδων υπολογίζεται με τον εξής τρόπο :

- Για τις βαλβίδες εισαγωγής :
 - Εισερχόμενη ροή, $P_{intake} \geq P_{cyl}$
 $Seffin = A_{ingeo} \cdot ingainin \cdot flowcoefficient(lift)$
 - Αντίστροφη ροή, $P_{intake} < P_{cyl}$
 $Seffin = A_{ingeo} \cdot gainback \cdot flowcoefficient(lift)$
- Για τις βαλβίδες εξαγωγής :
 - Εξερχόμενη ροή, $P_{exhaust} \geq P_{exdownstream}$
 $Seffout = A_{outgeo} \cdot outgainin \cdot flowcoefficient(lift)$
 - Αντίστροφη ροή, $P_{exhaust} < P_{exdownstream}$
 $Seffout = A_{outgeo} \cdot outgainback \cdot flowcoefficient(lift)$

όπου A_{ingeo} και A_{outgeo} είναι η ενεργός επιφάνεια της βαλβίδας εισαγωγής και εξαγωγής αντίστοιχα συναρτήσει των γεωμετρικών χαρακτηριστικών και του βυθίσματος. Ο υπολογισμός γίνεται με τον παρακάτω τρόπο:

- Αν $L_u < \frac{w}{\sin \beta \cos \beta}$ τότε

$$A = \pi L_u \cos \beta \left(D_u - 2w + \frac{L_u}{2} \sin 2\beta \right)$$

- Αν $w \tan \beta + \left(\left(\frac{(D_u - 2w)^2 - D_s^2}{4(D_u - w)} \right)^2 - w^2 \right) > L_u > \frac{w}{\sin \beta \cos \beta}$ τότε

$$A = \pi(D_u - w) \left((L_u - w \tan \beta)^2 + w^2 \right)^{0.5}$$

- Αλλιώς

$$A = \frac{\pi}{4} \left((D_u - 2w)^2 - D_s^2 \right)$$

όπου: L_u το βύθισμα, w το πλάτος της έδρας της βαλβίδας, β η γωνία έδρας, D_u η διάμετρος της βαλβίδας, D_s η διάμετρος του στελέχους της βαλβίδας

όπου: $ingainin$, $outgainback$, $outgainin$, $outgainback$ είναι αυξητικοί παράγοντες για την ενεργό επιφάνεια και δίνονται από το χρηστή.

όπου $flowcoefficient(lift)$ είναι οι συντελεστές κανονικής και αντίστροφης ροής εισαγωγής και εξαγωγής και δίνονται από το χρηστή.

4.3.3 Κύλινδρος

4.3.3.1 Αρχή διατήρησης μάζας και ενεργείας :

Ο κύλινδρος του κινητήρα θεωρείται ένα ανοικτό θερμοδυναμικό σύστημα [33] που διαρρέεται από μη-μόνιμη ροή στο οποίο εφαρμόζονται οι εξισώσεις διατήρησης μάζας και ενέργειας. Το εργαζόμενο μέσο θεωρείται μίγμα αποτελούμενο από δεκαπέντε αέρια: καύσιμο, N₂, H₂, O₂, H₂O, CO, CO₂, NO, NO₂, άκαυστους υδρογονάνθρακες, NH₃, αιθάλη, H₂O και OH.

Η διατήρηση της μάζας και η εξέλιξη των διάφορων αέριων συστατικών εντός του κυλίνδρου υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση :

$$\frac{dm_i}{dt} = \left(\frac{dm_i}{dt}\right)_{\text{combustion}} + \left(\frac{dm_i}{dt}\right)_{\text{intake/exhaust}} + \left(\frac{dm_i}{dt}\right)_{\text{blowby}} + \left(\frac{dm_i}{dt}\right)_{EQinFG} + \left(\frac{dm_i}{dt}\right)_{EQinBG} + \left(\frac{dm_i}{dt}\right)_{NOinFG} + \left(\frac{dm_i}{dt}\right)_{NOinBG}$$

όπου:

- FG, BG η ζώνη φρέσκων και καμένων αέριων αντίστοιχα,
- EQ, εννοείται η κινηματική αντίδραση CO/CO₂ και NO εννοείται ο απλοποιημένος μηχανισμός Zeldovich για τα NO_x στη ζώνη των καμένων και φρέσκων αερίων.
- Combustion, αφορά την έκλυση ουσιών κατά την καύση σύμφωνα με τη χημική αντίδραση της καύσης.

Το H₂O και OH εμφανίζονται μόνο κατά τη διάρκεια της καύσης και θεωρείται πως δεν υπάρχουν κατά τις φάσεις εναλλαγής αερίων. Συνεπώς στις φάσεις αυτές έχω μίγμα δώδεκα αέριων. Ακόλουθος η παροχή μάζας κατά την φάση εναλλαγής αερίων υπολογίζεται ως εξής :

$$\left(\frac{dm_i}{dt}\right)_{\text{intake/exhaust}} = x_i^{\text{intake}} \frac{dm_{\text{intake}}}{dt} + x_i^{\text{exhaust}} \frac{dm_{\text{exhaust}}}{dt}$$

Με χρήση του 1^{ου} θερμοδυναμικού αξιώματος το ισοζύγιο ενεργείας στον κύλινδρο είναι:

$$mC_v \frac{dT}{dt} + m \sum \frac{dx_i}{dt} u_i + \frac{dm}{dt} \int C_v dT = \sum m_i h_i + \frac{dQ}{dt} - P \frac{dV}{dt}$$

όπου:

- Q η θερμότητα στην οποία συνυπολογίζεται η εναλλαγή θερμότητας με τα τοιχώματα και η έκλυση θερμότητας λόγω καύσης,
- P, T, V η πίεση, θερμοκρασία, όγκος του θαλάμου καύσης αντίστοιχα την κάθε χρονική στιγμή,
- C_v η ειδική θερμοχωρητικότητα του αέριου μίγματος,
- h_i η ενθαλπία,
- x_i το κλάσμα μάζας αερίου του κάθε αέριου.

Μέσω του ισοζυγίου ενεργείας, μάζας και της καταστατικής εξίσωσης υπολογίζεται η πίεση και η θερμοκρασία στο θάλαμο καύσης κάθε χρονική στιγμή.

4.3.3.2 Μοντέλο έκλυσης θερμότητας :

➤ Γενική περιγραφή:

Το μοντέλο που χρησιμοποιείται για την έκλυση θερμότητας στον κύλινδρο βασίζεται στη φυσική εξέταση της καύσης και στηρίζεται στην προσέγγιση του Barba C [29]. Η προσέγγιση αυτή διακρίνει δυο ζώνες αέριων, αυτή των φρέσκων άκαυστων και αυτή των καμένων. Η διαδικασία της καύσης λαμβάνει χώρα με τη μεταφορά μάζας από τη ζώνη των άκαυστων στη ζώνη των καμένων μαζί με την τυρβώδη ανάμιξη των δυο ζωνών. Επίσης στην προσέγγιση αυτή η κυρία καύση χωρίζεται σε δυο βήματα:

- Στην καύση προανάμιξης : ομογενές αέριο μίγμα αυταναφλέγεται μέσα στο κύλινδρο και ξεκινά η καύση. Ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας καθορίζεται από την διάδοση της φλόγας προανάμιξης. Οι χημικές αντιδράσεις οξειδωσης του καυσίμου λαμβάνουν χώρα στο μέτωπο της φλόγας το οποίο είναι λεπτό συγκρινόμενο με την κλίμακα της τύρβης.
- Στην καύση διάχυσης: οι χημικές αντιδράσεις της οξειδωσης του καυσίμου λαμβάνουν χώρα στο μέτωπο της φλόγας και ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας σχετίζεται άμεσα με τον τυρβώδη ρυθμό ανάμιξης.

Με την έναρξη της έκχυσης του καυσίμου, γίνεται υπολογισμός για την καθυστέρηση της ανάφλεξης του βασισμένος στο νόμο του Arrhenius καθώς απαιτείται κάποιος χρόνος για τη φυσική και χημική προετοιμασία του μίγματος για να αρχίσει η καύση. Αφού περάσει ο απαιτούμενος χρόνος για την καθυστέρηση της έναυσης η καύση μπορεί να ξεκινήσει. Το καύσιμο που εγχύθηκε και εξατμίστηκε μέχρι την ανάφλεξη καίγεται σε μια περιοχή φλόγας προανάμιξης, ενώ το υπόλοιπο καίγεται με ελεγχόμενη καύση διάχυσης. Το υπολογιστικό μοντέλο δε θέτει κάποιο περιορισμό για τον αριθμό των διαφορετικών εκχύσεων, παρόλα αυτά ο χρόνος καθυστέρησης ανάφλεξης υπολογίζεται για μέχρι τρεις διαφορετικούς ψεκασμούς. Αντίστοιχα, για αυτούς τους τρεις ψεκασμούς το καύσιμο μπορεί να καεί είτε μέσω φλόγας προανάμιξης είτε μέσω διάχυσης. Για τους υπόλοιπους ψεκασμούς η πλήρης μάζα του καυσίμου καίγεται μόνο μέσω καύσης διάχυσης. Επίσης λαμβάνεται υπόψη το ποσοστό εναπομεινάντων καυσαερίων τόσο για τον υπολογισμό της καθυστέρησης έναυσης όσο και για τον υπολογισμό του ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Για την εξάτμιση του υγρού καυσίμου χρησιμοποιείται ένα απλό μοντέλο.

Η μοντελοποίηση της τυρβώδους καύσης στηρίζεται στις εξής υποθέσεις [33]:

- Το μίγμα αντιμετωπίζεται ως ιδανικό αέριο και ως ομογενές στη ζώνη των καμένων και των φρέσκων, άκαυστων αερίων
- Η πίεση θεωρείται ίδια και στις δυο ζώνες αερίων
- Κάθε ζώνη περιγράφεται από τη μάζα της, τον όγκο της, τη σύστασή της και τη θερμοκρασία της

- Η τυρβώδης κινητική ενεργεία θεωρείται ομοιόμορφη εντός του κυλίνδρου. Επίσης όλες οι πηγές τυρβώδους κινητικής ενεργείας θεωρούνται αμελητέες πλην εκείνης του σπρέι έγχυσης
- Το καύσιμο μπορεί να βρεθεί και σε υγρή και σε αέρια φάση στο θάλαμο καύσης. Στην περίπτωση της υγρής φάσης, το καύσιμο αντιμετωπίζεται ως ένα χωριστό θερμοδυναμικό σύστημα που ανταλλάσσει μάζα και ενεργεία με τη ζώνη των φρέσκων άκαυστων αερίων μέσω της διαδικασίας της εξάτμισής του.

➤ Αναλυτικότερη περιγραφή του υπολογισμού των σταδίων της καύσης

○ Ψεκασμός καυσίμου:

Η εξάτμιση του υγρού καυσίμου [28] βασίζεται στην υπόθεση ότι η θερμοκρασία των σταγονιδίων παραμένει σταθερή μετά την έγχυση. Συμφώνα με αυτή την υπόθεση, οι σχέσεις για τη μάζα και την ενθαλπία του καυσίμου διαμορφώνονται ως εξής :

$$\frac{dm_{Fu}}{dt} = \frac{m_{Fu,liq}}{\tau}$$

$$\left. \frac{dH}{dt} \right|_{evap} = h_{liq} \frac{dm_{Fu}}{dt}$$

όπου :

- $m_{Fu}, m_{Fu,liq}$: μάζα καυσίμου σε αέρια κατάσταση και υγρή αντίστοιχα
- τ : χαρακτηριστικός χρόνος για την εξάτμιση του καυσίμου συναρτήσει της μέσης θερμοκρασίας εντός του κυλίνδρου και προκύπτει από τη σχέση $\tau = 0,0001 + 0,0001/\sqrt{T}$
- H : ενθαλπία συστήματος

○ Υπολογισμός καθυστέρησης έναυσης :

Στα μοντέλα καύσης μηδενικής διάστασης η καθυστέρηση έναυσης υπολογίζεται με χρήση χημικής αντίδρασης ενός βήματος [28]. Η εξίσωση που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της καθυστέρησης έναυσης σε κινητήρες Diesel χρησιμοποιώντας το νόμο του Arrhenius είναι η εξής :

$$\theta_o = A_t p^{-n_t} \exp\left(\frac{T_A}{T}\right)$$

Για να λάβουμε υπόψη την επίδραση των καμένων αερίων η καθυστέρηση θ_o τροποποιείται ως εξής :

$$\theta = \frac{\theta_o}{1 + \gamma x_{bgr}}$$

όπου:

- x_{bgr} : γραμμομοριακό κλάσμα καυσαερίων
- p, T : πίεση (bar) και θερμοκρασία (K) στο χώρο καύσης
- A_t : προσαύξηση για την καθυστέρηση ανάφλεξης
- T_A : η θερμοκρασία ενεργοποίησης για την καθυστέρηση ανάφλεξης
- n_t : προσαύξηση ενεργείας για την καθυστέρηση ανάφλεξης

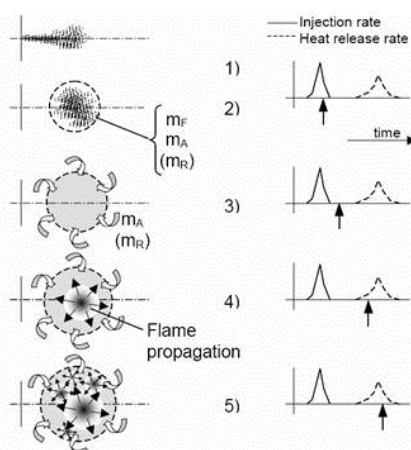
Οι παράμετροι A_t, T_A, n_t, γ , ορίζονται από το χρηστή κατά τη διαδικασία βαθμονόμησης του μοντέλου.

Το αντίστροφο του θ ολοκληρώνεται ως προς τον χρόνο και όταν το ολοκλήρωμα γίνει ίσο με την μονάδα τότε αρχίζει η καύση.

ο Καύση προανάμιξης:

Η φαινομενολογική ανάλυση της καύσης προανάμιξης βασίζεται σε ένα μοντέλο καύσης και ένα ανάμιξης [29]. Το μοντέλο ανάμιξης χρησιμοποιείται για να καθοριστεί ο τοπικός λόγος αέρα καυσίμου καθώς επηρεάζει την ταχύτητα της φλόγας και ταυτόχρονα το ρυθμό έκλυσης θερμότητας. Η καύση της ζώνης προανάμιξης μοντελοποιείται με βάση το παρακάτω σενάριο:

1. Έγχυση και εξάτμιση του καυσίμου.
2. Δημιουργία σφαιρικής ζώνης προανάμιξης. Η ροή μάζας των συμπαρασυρόμενων φρέσκων αερίων και καμένων στη ζώνη προανάμιξης είναι ανάλογη της μάζας του εξατμισμένου καυσίμου.
3. Μετά το τέλος του ψεκασμού (σε περίπτωση σύντομης πιλοτικής έγχυσης) και πριν την ανάφλεξη του μίγματος, η ζώνη προανάμιξης μεγαλώνει καθώς τα περιβάλλοντα αέρια συνεχίζουν να εισχωρούν στη ζώνη αυτή λόγω της τύρβης στον κύλινδρο, κάνοντας φτωχότερο το μίγμα.
4. Έναρξη της καύσης. Μια τυρβώδης φλόγα προανάμιξης διαδίδεται από μια περιοχή ανάφλεξης. (Αυξανόμενος ρυθμός έκλυσης θερμότητας).
5. Κατά την διάδοση της πρώτης φλόγας προανάμιξης αναφλέγονται και άλλες περιοχές. (Φθίνον ρυθμός έκλυσης θερμότητας). Στο δεύτερο αυτό στάδιο της καύσης προανάμιξης, το υπολειπόμενο αέριο καύσιμο στη ζώνη προανάμιξης αποτελεί και τον περιοριστικό παράγοντα για την ολοκλήρωση της καύσης.



Εικόνα 9: Γραφική αναπαράσταση του σεναρίου της καύσης προανάμιξης [29].

Στο μοντέλο αυτό θεωρείται ότι υπάρχει ένας αρχικός σταθερός ρυθμός ανάμιξης. Η μάζα φρέσκων και καμένων αερίων που εισχωρεί στη ζώνη προανάμιξης τη στιγμή που εξατμίζεται το εγχεόμενο καύσιμο υπολογίζεται ως εξής :

$$\frac{d(m_{fg} + m_{bg})_{entrained}}{dt} = \Lambda \frac{dm_{finj}}{dt}$$

Το $\Lambda=11,6$ και οδηγεί σε ένα οριακά πλούσιο μίγμα με $\Phi=1,25$ στην περίπτωση μη ύπαρξης καμένων αερίων. Η αναλογία μεταξύ καμένων αερίων και φρέσκων καθορίζεται πριν την έναρξη της έγχυσης.

Στην περίπτωση που η έγχυση καυσίμου έχει ολοκληρωθεί πριν την καθυστέρηση ανάφλεξης (πχ. πιλοτική έγχυση) ο υπολογισμός συνεχίζεται. Η ανάμιξη της ζώνης προανάμιξης στην περίπτωση αυτή χαρακτηρίζεται από την τυρβώδη μεταφορά μάζας λόγω διαφορετικής συγκέντρωσης καυσίμου στη ζώνη και στον περιβάλλοντα αέρα. Έτσι η διάχυση του καυσίμου εκτός της ζώνης δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$\frac{dm_f}{dt} = a \sqrt{Re} A_z \frac{\rho_f}{d_z}$$

Επίσης, συνεχίζουν να εισχωρούν στη ζώνη αέρια μεγαλώνοντάς τη. Τα αέρια που εισήλθαν στη ζώνη από τη χρονική στιγμή $i-1$ έως την i υπολογίζονται ως εξής:

$$\Delta(m_{fg} + m_{bg})_i = \frac{m_f}{\xi} - (m_{fg} + m_{bg})_{i-1}$$

$$\Delta m_f = \frac{dm_f}{dt} \Delta t$$

$$\xi = \frac{m_f - \Delta m_f}{m_{fg} + m_{bg}}$$

όπου :

- m_{fg}, m_{bg}, m_{finj} : μάζα φρέσκων και καμένων αερίων και εγχεόμενου καυσίμου
- A_z, d_z : σφαιρική επιφάνεια της ζώνης προανάμιξης και η διάμετρός της αντίστοιχα
- ρ_f : πυκνότητα καυσίμου στην ζώνη προανάμιξης
- Re : ο αριθμός Reynolds, υπολογισμένος με μια ταχύτητα ανάλογη της μέσης ταχύτητας του εμβόλου και με μήκος κατά προσέγγιση $V_{cyl}^{1/3}$ το οποίο αντιπροσωπεύει μια τυπική διάσταση του κυλίνδρου
- a : σταθερά ίση με $1^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$
- Λ : παράμετρος υπολογισμού του λογού εισχώρησης αερίων στην ζώνη προανάμιξης κατά την έγχυση

Την στιγμή που ξεκινά η καύση, η ζώνη προανάμιξης αποτελείται από ένα αέριο μίγμα καυσίμου, φρέσκων αερίων και καυσαερίων. Η παρακάτω εξίσωση δίνει τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας στη ζώνη προανάμιξης κατά το πρώτο στάδιο της καύσης αυτής όπου ο ρυθμός είναι αυξανόμενος:

$$\frac{dQ_{pre,flame}}{dt} = \rho_{UB} S_T A_{FL} FHV$$

όπου:

- FHV: θερμογόνος δύναμη του καυσίμου (J/kg)
- ρ_{UB} : η μέση πυκνότητα του καυσίμου στην περιοχή του ακαύστου μίγματος στην ζώνη προανάμιξης

Τυρβώδη ταχύτητα καύσης σύμφωνα με τον Heywood [1]:

$$S_T = S_L \left(1 + 1.6 \left[\frac{u'}{S_L} \right]^{0.8} \right)$$

Όπου u' , η ένταση της τύρβης ανάλογη της ταχύτητας του εμβόλου.

Η στρωτή ταχύτητα καύσης σύμφωνα με τον Damkohler:

$$S_L = S_{L0} \left(\frac{T}{T_0} \right)^\gamma \left(\frac{P}{P_0} \right)^\delta (1 - 2,1f_R)$$

$$S_{L0} = \beta_m + \beta_2(\Phi - 1,1)^2$$

$$\gamma = 2,18 - 0,8(\Phi - 1)$$

$$\delta = -0,16 + 22(\Phi - 1)$$

$$T_0 = 298K, P_0 = 98kPa, \beta_m = 0.276, \beta_2 = -0.47$$

όπου:

- Φ : ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου αέρα
- f_R : κλάσμα εναπομείναντος καυσαερίου στη ζώνη προανάμιξης

Έπειτα, εξαιτίας του πολλαπλασιασμού των σημείων ανάφλεξης, η υπόθεση της διάδοσης μιας φλόγας προανάμιξης στη ζώνη προανάμιξης δεν είναι πλέον σωστή και η αλληλεπίδραση μεταξύ των φλογιδίων πρέπει να μοντελοποιηθεί (2^ο στάδιο καύσης προανάμιξης) καθώς οδηγεί σε μια συνολική μείωση της επιφάνειας της φλόγας. Έτσι ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας, που είναι φθίνων, σε αυτό το στάδιο υπολογίζεται ως εξής :

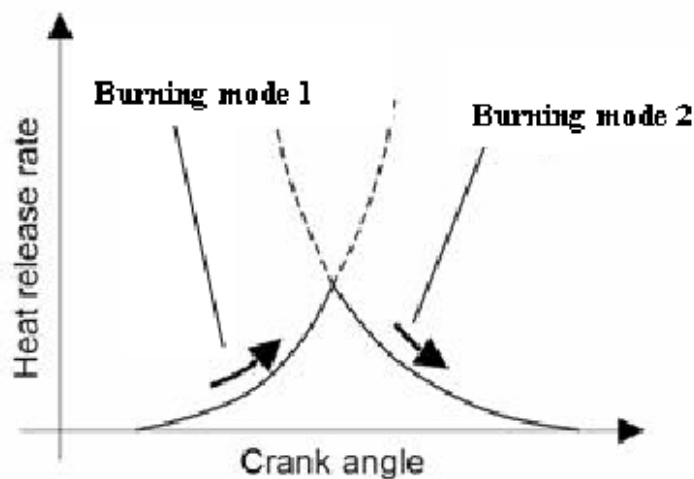
$$\frac{dQ_{pre,multiplication}}{dt} = FHV \frac{1}{3} \frac{(m_f^{ug})^3}{m_{fg} + m_{rg}} \frac{S_T}{r_z}$$

όπου:

- m_f^{ug} : μάζα καυσίμου στην περιοχή του ακαύστου μίγματος στη ζώνη προανάμιξης
- r_z : η ακτίνα της σφαιρικής ζώνης προανάμιξης

Ο συνολικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας από την καύση προανάμιξης είναι ίσος με το μικρότερο από τους δύο διαφορετικούς ρυθμούς έκλυσης θερμότητας των δύο διαφορετικών σταδίων της καύσης προανάμιξης που υπολογίζονται ταυτόχρονα. Δηλαδή :

$$\frac{dQ_{pre}}{dt} = \min \left(\frac{dQ_{pre,multiplication}}{dt}, \frac{dQ_{pre,flame}}{dt} \right)$$



Διάγραμμα 15: Τα δύο διαφορετικά στάδια της καύσης στη ζώνη προανάμιξης [29].

ο Ελεγχόμενη καύση διάχυσης:

Παράλληλα με την καύση προανάμιξης το υπόλοιπο καύσιμο που βρίσκεται εκτός της ζώνης αυτής καίγεται προοδευτικά μέσω ελεγχόμενης καύσης διάχυσης [29]. Η καύση εδώ ελέγχεται από την ταχύτητα ανάμιξης του εγχεόμενου καυσίμου με τον αέρα και αποτελεί τη βασική διεργασία καύσης. Μέσω αυτής καταναλώνεται η μεγαλύτερη ποσότητα του καυσίμου ειδικά στα υψηλά φορτία. Έτσι, διάφοροι παράμετροι της καύσης όπως η μέγιστη πίεση καθορίζονται από αυτήν.

Γενικά η μάζα του καυσίμου που καίγεται μέσω ελεγχόμενη καύσης διάχυσης καθορίζεται με την παρακάτω σχέση:

$$\frac{dm_{f,mix}}{dt} = f(k)m_{f,mix}$$

Όπου $m_{f,mix}$ είναι η διαθέσιμη μάζα καυσίμου στη ζώνη ελεγχόμενης καύσης και $f(k)$ είναι μια συνάρτηση της τυρβώδους κινητικής ενεργείας στο θάλαμο καύσης, καθώς γίνεται η υπόθεση ότι το καύσιμο αναμειγνύεται με τον αέρα μέσω της τυρβώδους κινητικής ενεργείας. Σε μια πρώτη προσέγγιση η $f(k)$ θεωρείται το πηλίκο μιας χαρακτηριστικής ταχύτητας ανάμιξης προς ένα χαρακτηριστικό μήκος ανάμιξης.

Το χαρακτηριστικό μήκος ανάμιξης (X) επηρεάζεται από το λόγω ισοδυναμίας (Φ), τον αριθμό οπών του εγχυτήρα (n_N) και τον όγκο του θαλάμου καύσης (V_{cyl}) και ορίζεται από την παρακάτω σχέση :

$$X = \sqrt[3]{\frac{\Phi V_{cyl}}{n_N}}$$

Η χαρακτηριστική ταχύτητα ανάμιξης είναι ανάλογη της τυρβώδους κινητικής ενεργείας στο θάλαμο καύσης και της ταχύτητας του εμβόλου. Σύμφωνα με τον Chmela η τυρβώδης κινητική ενεργεία σε ένα κινητήρα Diesel άμεσης έγχυσης οφείλεται κυρίως από την κινητική ενεργεία του σπρέι της έγχυσης [28].

Η διακύμανση της τυρβώδους κινητικής ενεργείας του σπρέι στο χρόνο δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$\frac{dk}{dt} = C_{turb} \frac{\left(\frac{dm_{fu,inj}}{dt}\right)^3}{2m_{tot}(K_{inj}S_{inj}\rho_{Fuliq})^2} - C_{diss} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{d_{inj}}$$

όπου :

- k : η τυρβώδης κινητική ενεργεία
- C_{turb} : προσαύξηση για τη δημιουργία τυρβώδους κινητικής ενεργείας
- $dm_{fu,inj}$: ρυθμός έγχυσης καυσίμου
- K_{inj} : συντελεστής ροής ακροφύσιου εγχυτήρα
- S_{inj} : συνολική επιφάνεια ακροφύσιου εγχυτήρα
- ρ_{Fuliq} : πυκνότητα εγχεόμενου υγρού καυσίμου
- m_{tot} : συνολική αέρια μάζα στον κύλινδρο
- C_{diss} : προσαύξηση για τη σκέδαση τυρβώδους κινητικής ενεργείας
- d_{inj} : διάμετρος ακροφύσιου

Συνεπώς η χαρακτηριστική ταχύτητα ανάμιξης συνοψίζεται στην παρακάτω σχέση:

$$\sqrt{c_G C_m^2 + c_k k}$$

Όπου C_m η μέση ταχύτητα του εμβόλου και c_G, c_k είναι παράμετροι για τη βαθμονόμηση του τελικού μοντέλου.

Τελικά η σχέση που καθορίζει το ρυθμό με τον οποίο καίγεται το καύσιμο μέσω ελεγχόμενης καύσης διάχυσης διαμορφώνεται ως εξής :

$$\frac{dm_{f,mix}}{dt} = \frac{\sqrt{C_G \cdot C_m^2 + C_k \cdot k}}{\sqrt[3]{\frac{\Phi \cdot V_{Cyl}}{n_N}}} \cdot m_{f,mix}$$

Έτσι, ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας στη ζώνη ελεγχόμενης καύσης διάχυσης διαμορφώνεται ως εξής :

$$\frac{dQ_{f,mix}}{dt} = \frac{\sqrt{C_G \cdot C_m^2 + C_k \cdot k}}{\sqrt[3]{\frac{\Phi \cdot V_{Cyl}}{n_N}}} \cdot m_{f,mix} FHV$$

Σύμφωνα με την παραπάνω σχέση, η περιγραφή της ελεγχόμενης καύσης διάχυσης είναι ανεξάρτητη από την ποσότητα του καυσίμου που καίγεται κατά την καύση προανάμιξης. Παρόλα αυτά κατά την έναρξη της ελεγχόμενης καύσης διάχυσης υπάρχει ορισμένη χημική καθυστέρηση που επιβραδύνει την καύση. Η παρακάτω εμπειρική σχέση δεν είναι τίποτε άλλο από έναν συντελεστή που επιβραδύνει την ελεγχόμενη καύση ενώ η καύση προανάμιξης δεν έχει ολοκληρωθεί. Όταν ολοκληρωθεί η καύση προανάμιξης, η τιμή του παράγοντα αυτού είναι ίση με την μονάδα.

$$F_{pre-mix} = \left(\frac{Q_{pre}}{Q_{preTotal}} \right)^e$$

Οπότε τελικά ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας στη ζώνη ελεγχόμενης καύσης διάχυσης είναι ο εξής :

$$\frac{dQ_{f,mix}}{dt} = F_{pre-mix} \frac{\sqrt{C_G \cdot C_m^2 + C_k \cdot k}}{\sqrt[3]{\frac{\Phi \cdot V_{Cyl}}{n_N}}} \cdot m_{f,mix} FHV$$

4.3.3.3 Εναλλαγές θερμότητας με τα τοιχώματα:

Οι εναλλαγές θερμότητας μεταξύ του αερίου μίγματος και των τοιχωμάτων λαμβάνονται υπόψη καθώς συνεισφέρουν στο συνολικό ισοζύγιο ενεργείας του θαλάμου καύσης. Για τη μετάδοση θερμότητας επιλέχτηκε το μοντέλο Woschni (1967) [35].

Έτσι, στο θάλαμο καύσης έχουμε εναλλαγή θερμότητας μέσω συναγωγής μεταξύ της επιφάνειας του χιτωνίου, του εμβόλου και της επιφάνειας της κεφαλής. Η επιφάνεια του χιτωνίου υπολογίζεται ως συνάρτηση της θέσης του εμβόλου και του νεκρού όγκου στο ΑΝΣ (squish height).

Ο υπολογισμός γίνεται ως εξής :

$$Q = \sum_i S_{wall,i} h (T_{gas} - T_{wall,i})$$

όπου:

- $i = 1,2,3$ έμβολο, κεφαλή, χιτόνιο
- Q : θερμοροή
- $S_{wall,i}$: επιφάνεια τοιχώματος
- T_{gas} : θερμοκρασία αερίων
- $T_{wall,i}$: θερμοκρασία τοιχώματος
- h : συντελεστής μετάδοσης θερμότητας

Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας h , σύμφωνα με τον Woschni υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση :

$$h = \frac{130 P^{0.8}}{T^{0.53} Bore^{0.2}} (C_1 V_p + C_2 \frac{V_0 T_1}{P_1 V_1} (P - P_0))^{0.8}$$

Η ταχύτητα του εμβόλου V_p :

$$V_p = 2 * stroke * \omega$$

- V_p , μέση ταχύτητα εμβόλου (m/s)
- $stroke$, διαδρομή εμβόλου (m)
- ω , ταχύτητα περιστροφής (rad/s)
- P , πίεση στο θάλαμο καύσης (bar)
- T , θερμοκρασία στο θάλαμο καύσης (K)
- V_0 , όγκος θαλάμου καύσης (m^3)
- P_1, V_1, T_1 , αντίστοιχα είναι η πίεση, ο όγκος, η θερμοκρασία πριν την καύση (bar, m^3 , K)
- P_0 , πίεση χωρίς καύση (bar)
- C_1, C_2 , η πρώτη και η δεύτερη σταθερά του μοντέλου μετάδοσης θερμότητας Woschni

Η σταθερά C_1 παίρνει δύο διαφορετικές τιμές κατά την διάρκεια ενός πλήρους κύκλου λειτουργίας του κινητήρα. Η πρώτη τιμή χρησιμοποιείται κατά τις φάσεις εισαγωγής και εξαγωγής και η δεύτερη κατά τις φάσεις της συμπίεσης, καύσης και εκτόνωσης. Η σταθερά C_2 παίρνει επίσης δυο διαφορετικές τιμές κατά τη διάρκεια ενός πλήρους κύκλου του κινητήρα. Η πρώτη τιμή χρησιμοποιείται για τη φάση της καύσης και εκτόνωσης και η δεύτερη για τις φάσεις της εισαγωγής, εξαγωγής και συμπίεσης.

Οι προτεινόμενες τιμές για τις μεταβλητές C_1 και C_2 για την κάθε φάση είναι οι εξής:

Εισαγωγή, Εξαγωγή	$C_1 = 6,18$	$C_2 = 0$
Συμπίεση	$C_1 = 2,28$	$C_2 = 0$
Καύση, Εκτόνωση	$C_1 = 2,28$	$C_2 = 3,24 * 10^{-3}$

4.3.3.4 Μοντελοποίηση σχηματιζόμενων ρύπων

Το αέριο μίγμα στο θάλαμο καύσης θεωρείται ότι αποτελείται από N₂, H₂, O₂, H₂O, CO, CO₂, NO, NO₂, καύσιμο, άκαυστους υδρογονάνθρακες, NH₃, αιθάλη, H, O και OH. Το μοντέλο καύσης είναι ικανό να προβλέψει το σχηματισμό H₂O, CO, CO₂, NO_x, αιθάλης, και άκαυστων υδρογονανθράκων ως εξής [33]:

- Κατά τη διάρκεια της καύσης προανάμιξης της κάθε έγχυσης, σύμφωνα με το λόγω καυσίμου-αέρα της ζώνης, παράγεται CO, CO₂, H₂ και H₂O.
- Κατά την καύση διάχυσης, κάνοντας χρήση της παραμέτρου που δίνει ο χρήστης για το λόγω ισοδυναμίας της ελεγχόμενης καύση διάχυσης, γίνεται ο υπολογισμός για το παραγόμενο CO, CO₂, H₂ και H₂O.
- Τα καυσαέρια που προέρχονται από την καύση προανάμιξης και διάχυσης συγκεντρώνονται στη ζώνη καμένων αέριων, στην όποια υπολογίζονται οι κινητικές αντιδράσεις CO/CO₂ και τα NO_x μέσω ενός απλοποιημένου μοντέλου Zeldovich.
- Οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες μοντελοποιούνται ως καύσιμο που δεν κατάφερε να καεί.
- Ένα μοντέλο ανάμιξης που συσχετίζεται με την τυρβώδη κινητική ενεργεία του σπρέι έγχυσης, εισάγεται για την ανάμιξη καμένων και άκαυστων αέριων εντός του θαλάμου.

Για την καύση, αντί να χρησιμοποιείται η συμβατική χημική εξίσωση για την οξείδωση του καυσίμου, ορίζεται η παρακάτω εξίσωση συναρτήσεως του λόγου ισοδυναμίας Φ:

$$\left\{ \begin{array}{l} C_x H_y + \left(x + \frac{y}{4}\right) O_2 \rightarrow xCO_2 + \frac{y}{2} H_2O, \Phi < 0,98 \\ \alpha_1 \left(C_x H_y + \left(x + \frac{y}{4}\right) O_2 \rightarrow xCO_2 + \frac{y}{2} H_2O\right) + (1 - \alpha_1) \left(C_x H_y + \left(x + \frac{y}{4}\right) O_2 \rightarrow xCO + \frac{y}{2} H_2\right), \Phi \geq 0,98 \end{array} \right.$$

Μέσω της διατήρησης των ατόμων άνθρακα (C), υδρογόνου (H) και οξυγόνου (O) και του λόγου ισοδυναμίας ορίζεται η παράμετρος α_1 ως εξής :

$$\alpha_1 = \frac{0.98 \frac{4x + y}{\Phi} - 2x}{2x + y}$$

Από την παραπάνω χημική εξίσωση για την οξείδωση του καυσίμου προκύπτει ο σχηματισμός CO₂, CO, H₂ και H₂O κατά τη διάρκεια της καύσης. Πέρα όμως από το σχηματισμό των ενώσεων αυτών κατά τη διάρκεια της καύσης είναι σημαντικό να ληφθεί υπόψη και η χημική ισορροπία στη ζώνη των καμένων αέριων. Για αυτό το σκοπό χρησιμοποιούνται οι παρακάτω κινητικές αντιδράσεις για το σχηματισμό και την οξείδωση του μονοξειδίου του άνθρακα σε διοξείδιο και για το σχηματισμό και τη διάσπαση των οξειδίων του αζώτου στη ζώνη των καμένων αερίων.

Η κινηματική αντίδραση CO/ CO₂ στα καμένα αέρια :

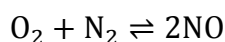


Η κινητική αυτή αντίδραση μοντελοποιείται χάρη στο νόμο του Arrhenius και ο μοριακός ρυθμός αντίδρασης εκτιμάται ως εξής :

$$\omega_{\text{CO},1} = A_{\text{tCO},1} X_{\text{CO}}^2 X_{\text{O}_2} e^{\left(-\frac{E_{a,\text{CO},1}}{RT_{\text{FG,BG}}} \right)}$$

$$\omega_{\text{CO},2} = A_{\text{tCO},2} X_{\text{CO}_2}^2 e^{\left(-\frac{E_{a,\text{CO},2}}{RT_{\text{FG,BG}}} \right)}$$

Το απλοποιημένο μοντέλο Zeldovich που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του NO κάνει χρήση της ακόλουθης κινητικής αντίδρασης :



Και χάρη στο νόμο του Arrhenius :

$$\omega_{\text{NO},1} = A_{\text{tNO},1} X_{\text{O}_2} X_{\text{N}_2} e^{\left(-\frac{E_{a,\text{NO},1}}{RT_{\text{FG,BG}}} \right)}$$

$$\omega_{\text{NO},2} = A_{\text{tNO},2} X_{\text{NO}}^2 e^{\left(-\frac{E_{a,\text{NO},2}}{RT_{\text{FG,BG}}} \right)}$$

όπου: X είναι η συγκέντρωση της κάθε ουσίας, R είναι η σταθερά των αέριων και T_{FG,BG} είναι η μέση θερμοκρασία των καμένων και ακαύστων αερίων.

Οι μεταβλητές A και E στις παραπάνω σχέσεις για το μοριακό ρυθμό αντίδρασης δίνονται από το χρηστή με σκοπό η εκπομπή των παραγομένων ρύπων να προσεγγίζει τα πειραματικά δεδομένα.

Επιπλέον όπως προαναφέρθηκε, για να καθοριστεί μια πιο ρεαλιστική ζώνη καμένων αερίων έχει αναπτυχθεί ένα μοντέλο για την εισχώρηση του αέρα σε αυτή. Το μοντέλο αυτό υπολογίζει τη μάζα αέρα που μεταφέρεται από τη ζώνη φρέσκων στη ζώνη καμένων αερίων και εκφράζεται ως συνάρτηση της τυρβώδους κινητικής ενεργείας του σπρέι. Χρησιμοποιώντας ένα απλό μοντέλο τύρβης, η τυρβώδης κινητική ενεργεία k και η σκέδαση ενεργείας ε του σπρέι μπορούν να υπολογιστούν. Τότε είναι δυνατό να καθοριστεί ο χαρακτηριστικός χρόνος ανάμιξης τ:

$$\tau = \frac{k}{\varepsilon}$$

Η μάζα φρέσκου αέρα που εισχωρεί στη ζώνη καμένων αερίων δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\left. \frac{dm_i}{dt} \right|_{\text{fg-bg}} = a \frac{m_{i,\text{fg}}}{\tau}$$

5 Ανάπτυξη Μοντέλου

5.1 Γενική περιγραφή μοντελοποίησης

Στην παρούσα διπλωματική εργασία πραγματοποιήθηκε η προσομοίωση της λειτουργίας ενός μεσόστροφου ναυτικού κινητήρα Diesel. Πιο συγκεκριμένα ο κινητήρας αυτός είναι ο W9L32 της εταιρίας Wartsila και ανήκει στην εγκατάσταση πρόωσης του BlueStar Ithaki (έτος κατασκευής 1998).

Η προσομοίωση του κινητήρα πραγματοποιήθηκε για σταθερά σημεία λειτουργίας. Η επιλογή αυτή έγινε διότι το σημείο λειτουργίας των ναυτικών κινητήρων είναι ως επί το πλείστον σταθερό, τόσο σε στροφές όσο και σε φορτίο, το οποίο κυμαίνεται μεταξύ 80% και 95%. Το σημείο λειτουργίας επιλέγεται λαμβάνοντας υπόψη διαφόρους παράγοντες όπως :

- το αν διαθέτει το πλοίο έλικα με σταθερό ή μεταβλητό βήμα καθώς στην πρώτη περίπτωση αύξηση των στροφών ταυτίζεται με αύξηση του φορτίου, ενώ στη δεύτερη οι στροφές μπορούν να διατηρούνται σταθερές και το φορτίο να καθορίζεται ανάλογα με το βήμα της έλικας
- τα επιτρεπτά σημεία λειτουργίας του κινητήρα τα όποια καθορίζονται από τον κατασκευαστή
- την βέλτιστη δυνατή κατανάλωση που μπορεί να επιτευχθεί για την επιθυμητή ταχύτητα πρόωσης
- τον αριθμό των κινητήρων και την ύπαρξη ή μη μειωτήρων
- την κατάσταση του κινητήρα

Τα δεδομένα που ήταν απαραίτητα για την υλοποίηση του μοντέλου προσομοίωσης συγκεντρώθηκαν από τον οδηγό εγκατάστασης (Project guide) της εταιρίας για τον κινητήρα, το βιβλίο χρήσης του, από τις μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν κατά τη δυναμομέτρηση του στα ναυπηγεία της Daewoo πριν την εγκατάστασή του στο πλοίο, από το σύστημα παρακολούθησης της λειτουργίας του κινητήρα (WECS), καθώς επίσης και από μετρήσεις που έγιναν σχετικά με ορισμένα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τα οποία δεν αναγράφονταν στο βιβλίο χρήσης του. Στη συνέχεια του παρόντος κεφαλαίου παρουσιάζονται τα διάφορα τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα και ορισμένα βασικά λειτουργικά δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν για την ανάπτυξη του μοντέλου.

Το σύστημα υπερπλήρωσης του κινητήρα δεν προσομοιώθηκε στο παρόν μοντέλο διότι δεν ήταν δυνατό να βρεθεί ο χάρτης λειτουργίας του στροβίλου και του συμπιεστή. Παρόλα αυτά αυτό δεν αποτέλεσε πρόβλημα καθώς ήταν διαθέσιμα δεδομένα για την πίεση και τη θερμοκρασία στο θάλαμο του αέρα εισαγωγής μετά την έξοδό του από τον εναλλάκτη θερμότητας (intercooler). Επίσης, υπήρχαν δεδομένα για το χρονισμό και το άνοιγμα των βαλβίδων και τη θερμοκρασία και παροχή των καυσαερίων. Συνεπώς, σαν όριο του μοντέλου ορίζεται η έξοδος του αέρα από τον εναλλάκτη θερμότητας στην είσοδο του κινητήρα και η είσοδος των καυσαερίων στο στρόβιλο.

Αναλυτικές πληροφορίες θα δοθούν στην συνέχεια του παρόντος κεφαλαίου και για τα δυο διαφορετικά μοντέλα καυσίμων που χρησιμοποιήθηκαν, βαρέος πετρελαίου (HFO) και ελαφρού πετρελαίου κλασματικής απόσταξης (MDO).

Μετά το σχεδιασμό του μοντέλου και την εισαγωγή όλων των απαραίτητων δεδομένων σε αυτό, πραγματοποιήθηκε ρύθμιση των διαφόρων παραμέτρων των μοντέλων που χρησιμοποιήθηκαν για την αποτελεσματική βαθμονόμησή του στα σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν. Τέλος, έγινε σύγκριση των αποτελεσμάτων με τα διαθέσιμα πειραματικά δεδομένα.

Για τις ανάγκες της παρούσας προσομοίωσης και με γνώμονα το χαμηλό υπολογιστικό κόστος αναπτύχθηκαν δυο διαφορετικά μοντέλα. Το πρώτο βασίζεται στην απλοποιημένη ανάλυση τριών αερίων (αέρα-καυσίμου-καυσαερίου) και περιελάμβανε και τους 9 κυλίνδρους του κινητήρα καθώς και το σύστημα εισαγωγής και εξαγωγής αέρα. Το δεύτερο βασίζεται στη σύνθετη ανάλυση 12 αερίων όπου λαμβάνονται υπόψη οι χημικές αντιδράσεις που λαμβάνουν χώρα κατά τη διεργασία της καύσης και περιλαμβάνει την προσομοίωση ενός μόνο κυλίνδρου του κινητήρα. Το πρώτο μοντέλο χρησιμοποιήθηκε για την επαλήθευση κυρίως πειραματικών δεδομένων που αφορούν την παροχή των καυσαερίων, των πιέσεων εισαγωγής και εξαγωγής, ενώ το δεύτερο χρησιμοποιήθηκε για την προσομοίωση της διεργασίας της καύσης και των εκπομπών ρύπων του κινητήρα.. Η ανάλυση 12 αερίων παρουσίαζε μεγάλο υπολογιστικό κόστος με αποτέλεσμα να μην καταστεί δυνατή η ανάλυση της διεργασίας της καύσης και στους εννέα κυλίνδρους ταυτόχρονα, καθώς εξετάστηκαν αρκετά σημεία λειτουργίας. Κατόπιν, εφαρμόστηκαν κάποιες τεχνικές μείωσης των ρύπων σε αυτά τα σημεία λειτουργίας. Στο παράρτημα 1 παρουσιάζονται τα δυο μοντέλα που αναπτύχθηκαν.

Οι θερμοφυσικές ιδιότητες των εργαζόμενων αερίων που χρησιμοποιήθηκαν στα παραπάνω μοντέλα προήλθαν τις πολυωνυμικές σχέσεις των Janaf και Carl Yaws.

5.2 Βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του κινητήρα

Στην παράγραφο αυτή παρουσιάζονται κάποια γενικά λειτουργικά χαρακτηριστικά του κινητήρα Wartsila W9L32 όπως δίνονται από τον κατασκευαστή στο εγχειρίδιο χρήσης και στον οδηγό εγκατάστασης [9,10]. Στον ακόλουθο πίνακα αναφέρονται τα βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του.

Αριθμός κυλίνδρων	9
Διάταξη κυλίνδρων	Σε σειρά
Διάμετρος εμβολισμού	320 mm
Διαδρομή εμβολισμού	400 mm
Μήκος διωστήρα	850 mm
Όγκος εμβολισμού ανά κύλινδρο	32 dm ³
Λόγος συμπίεσης	16:1
Μέγιστος αριθμός στροφών	750RPM
Μέση ταχύτητα εμβόλου	10m/s
Μεγίστη ισχύ στις 750RPM	4140 kW
Μέγιστη ισχύ ανά κύλινδρο στις 750RPM	460 kW
Μεγίστη ενδεικνύμενη πίεση πέδησης στις 750RPM (BMEP)	22.88 bar
Σειρά ανάφλεξης κυλίνδρων	1-7-4-2-8-6-3-9-5
Μεγίστη πίεση αέρα εισαγωγής	2.7 bar
Μεγίστη πίεση καύσης	190 bar
Μεγίστη πίεση συμπίεσης	160 bar
Προπορεία έγχυσης	9.5ο Πριν το ΑΝΣ

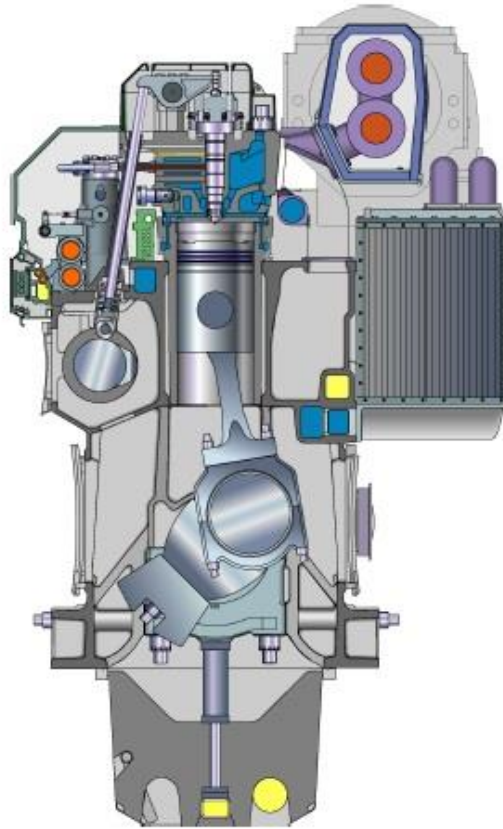
Πίνακας 2: Εχνικά χαρακτηριστικά κινητήρα[9]

Η ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα δίνεται από τον κατασκευαστή [9] κατά ISO 3046/1 για καύσιμο κατώτερης θερμογόνου δύναμης 42700 kJ/kg για κινητήρες με μεταβαλλόμενη ταχύτητα, χωρίς να λαμβάνεται υπόψη η επιπλέον αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου λόγω της ύπαρξης των αντλιών, που παίρνουν κίνηση από τον κύριο άξονα του κινητήρα. Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζεται η ειδική κατανάλωση καυσίμου στις 750 rpm έτσι όπως δίνεται από τον κατασκευαστή με απόκλιση $\pm 3\%$.

Φορτίο	Ειδική κατανάλωση
100%	184 gr/kWh
85%	182 gr/kWh
75%	182 gr/kWh
50%	191 gr/kWh
25%	203 gr/kWh

Πίνακας 3: Ειδική κατανάλωση καυσίμου[9]

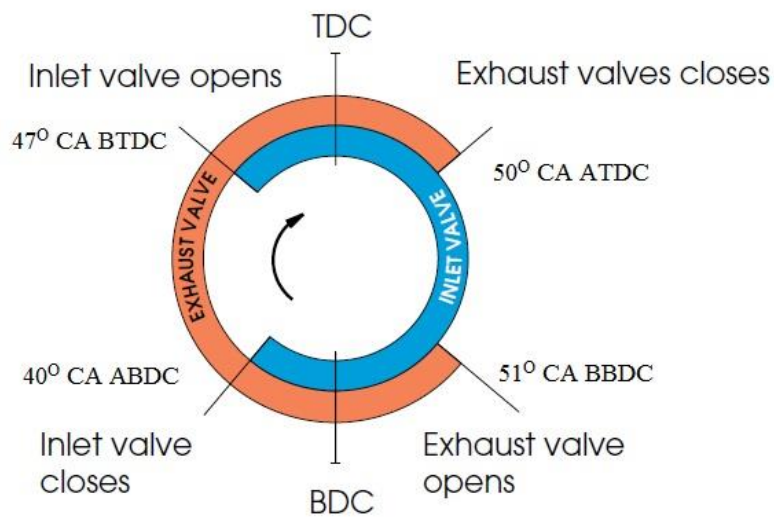
Ο κινητήρας διαθέτει τρεις αντλίες (λαδιού, νερού υψηλής θερμοκρασίας, νερού χαμηλής θερμοκρασίας), οι οποίες παίρνουν κίνηση από τον κύριο άξονά του και επιβαρύνουν την κατανάλωση στο πλήρες φορτίο κατά 4 gr/kWh σύμφωνα με τον κατασκευαστή.



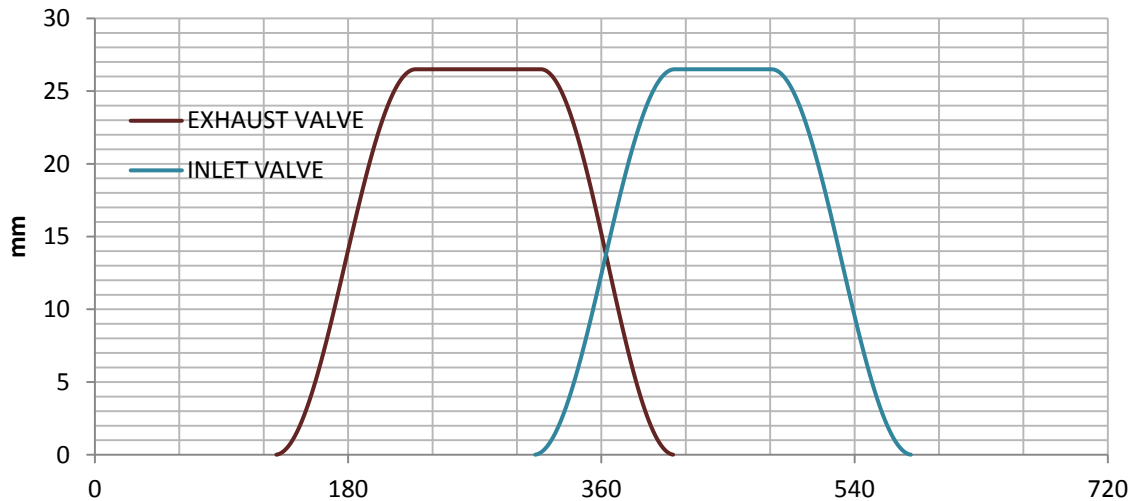
Εικόνα 10: Τομή κινητήρα Wartsila W9L32[9]

5.3 Βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής

Ο κάθε κύλινδρος διαθέτει δυο βαλβίδες εισαγωγής και δυο βαλβίδες εξαγωγής, ο χρονισμός και το προφίλ των οποίων παρουσιάζονται στα ακόλουθα διαγράμματα.



Διάγραμμα 16: Χρονισμός βαλβίδων εισαγωγής-εξαγωγής [10].



Διάγραμμα 17: Προφίλ ανοίγματος βαλβίδων εισαγωγής (inlet) και εξαγωγής (exhaust) συναρτήσει της γωνίας στροφάλου.

Το μέγιστο άνοιγμα των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής μετρήθηκε με ακρίβεια στον κινητήρα με χρήση βαθύμετρου. Γνωρίζοντας το μέγιστο άνοιγμα των βαλβίδων, το χρονισμό τους, την πίεση εισαγωγής και τις παροχές αέρα εισαγωγής και καυσαερίων υπολογίστηκε το παραπάνω προφίλ ανοίγματος των βαλβίδων το οποίο ικανοποιεί όλα τα σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν. Το προφίλ ανοίγματος και κλεισίματος των βαλβίδων βασίστηκε σε μια απλή αρμονική συνάρτηση [6] όπου το άνοιγμα των βαλβίδων συναρτήσε της γωνίας περιστροφής του εκκεντροφόρου δίνεται από την παρακάτω σχέση :

$$y = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi\theta}{\beta} \right)$$

όπου: y είναι το άνοιγμα σε κάθε γωνία, h είναι το μέγιστο άνοιγμα, β είναι οι μοίρες που απαιτείται να περιστραφεί ο εκκεντροφόρος για να φτάσει η βαλβίδα στο μέγιστο άνοιγμα και θ είναι η γωνία περιστροφής του εκκεντροφόρου. Δηλαδή όταν ο εκκεντροφόρος έχει περιστραφεί κατά $\theta = \beta$ μοίρες, τότε οι βαλβίδες είναι στο μέγιστο άνοιγμα τους και όταν $\theta=0$ είναι κλειστές.

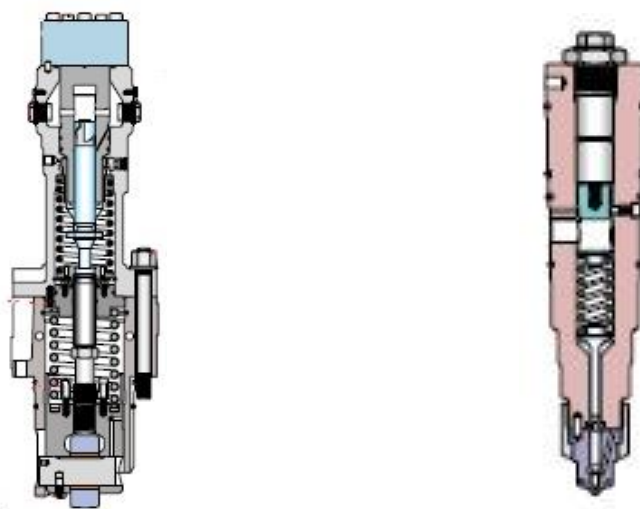
Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής που απαιτούνται για τον υπολογισμό της ροής διαμέσου τους δίνονται στον ακόλουθο πίνακα.

Βαλβίδες	Εισαγωγής	Εξαγωγής
Διάμετρος	110mm	107mm
Πλάτος έδρας	10mm	12.5mm
Γωνία έδρας	20°	40°
Διάμετρος καλαμιού	24mm	24mm

Πίνακας 4: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά βαλβίδων.

5.4 Έγχυση καυσίμου

Ο κινητήρας διαθέτει σύστημα έγχυσης καυσίμου με αντλίες μονού βυθίσματος όπου αντιστοιχεί μία αντλία για κάθε κύλινδρο [7, 10]. Οι αντλίες αυτές παίρνουν κίνηση από τον εκκεντροφόρο άξονα και δεν είναι δυνατή η μεταβολή της γωνίας έναρξης της έγχυσης. Η ποσότητα καυσίμου που εγχέεται εξαρτάται από τη σχετική θέση που βρίσκεται η ελικοειδής κόψη του εμβόλου της αντλίας ως προς την θύρα εκκένωσης της. Ο ελεγκτής φορτίου του κινητήρα (governor) μεταβάλλει τη θέση της ελικοειδούς κόψης του εμβόλου για να μεταβάλλει την ποσότητα του εγχεόμενου καυσίμου ώστε να διατηρηθούν σταθερές οι στροφές του κινητήρα. Καθώς το έμβολο της αντλίας κινείται προς τα πάνω, μόλις η ελικοειδής κόψη του συναντήσει τη θύρα εκκένωσης, το καύσιμο υψηλής πίεσης περνά από μια βαλβίδα αντεπιστροφής και οδηγείται διάμεσου του αγωγού υψηλής πίεσης στον εγχυτήρα. Τα κύματα πίεσης που δημιουργούνται ανυψώνουν τη βελόνα του εγχυτήρα και ξεκινά η έγχυση. Η λειτουργία της έγχυσης εξαιτίας του γεγονότος ότι βασίζεται στη μετάδοση κυμάτων πίεσης χαρακτηρίζεται από μεγάλη τυχαιότητα. Κάθε κύκλος έγχυσης δεν ταυτίζεται με τον προηγούμενο ούτε με αυτό άλλου κυλίνδρου του κινητήρα, με αποτέλεσμα να παρατηρείται διακύμανση των μέγιστων πιέσεων καύσης, η οποία πρέπει να είναι όσο το δυνατόν μικρότερη, τόσο από κύκλο σε κύκλο όσο και από κύλινδρο σε κύλινδρο.

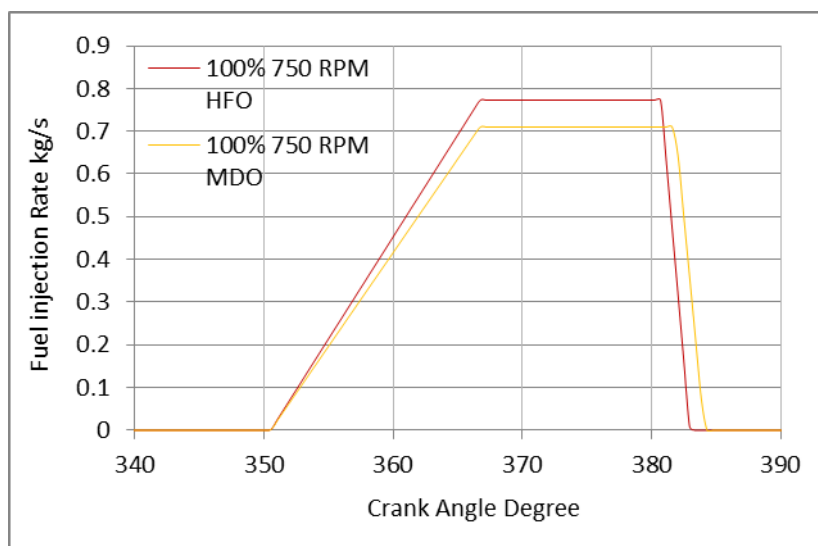


Εικόνα 11: Αντλία πετρελαιοι και εγχυτηρας [10]

Ο εγχυτήρας διαθέτει 10 ακροφύσια με διάμετρο οπής 0,54 mm και το σπρέι σχηματίζει κώνο 155°. Η πίεση που απαιτείται για το άνοιγμά του είναι 600 bar ενώ η προπορεία έγχυσης είναι σταθερή και ίση με 9,5° πριν το άνω νεκρό σημείο.

Το προφίλ έγχυσης καυσίμου που χρησιμοποιήθηκε στο μοντέλο προσομοίωσης έχει την μορφή τραπεζιού και προσεγγίζει το τυπικό προφίλ έγχυσης τέτοιων συστημάτων [15,17]. Ο στατικός ρυθμός έγχυσης (SMFR) βαρέος καυσίμου (HFO) τέθηκε ίσος με 0,773 kg/sec ενώ για τα ελαφρά (MDO) τέθηκε ίσος με 0,71 kg/sec και είναι χαμηλότερος από αυτόν του HFO προκειμένου να διατηρείται σταθερή η ογκομετρική παροχή, αφού τα ελαφρά καύσιμα έχουν χαμηλότερη πυκνότητα από τα

βαρέα. Η χρονική διάρκεια της έγχυσης εξαρτάται από το φορτίο και τις στροφές, γενικά όμως σε σταθερές στροφές όσο αυξάνεται το φορτίο αυξάνεται και η διάρκεια της έγχυσης. Στο διάγραμμα που ακολουθεί παρουσιάζεται το προφίλ έγχυσης για τα δύο είδη καυσίμων, HFO και MDO στις 750 rpm και φορτίο 100%.



Διάγραμμα 18: Κίτρινη γραμμή προφίλ έγχυσης HFO, ροζ γραμμή προφίλ έγχυσης MDO. Και τα δυο στις 750 rpm και σε πλήρες φορτίο.

5.5 Μοντέλα καυσίμων

Η προσομοίωση του κινητήρα περιλαμβάνει τόσο τη λειτουργία του με βαρέα καύσιμα (Heavy Fuel Oil) όσο και με καύσιμα προϊόντα κλασματικής απόσταξης (Marine Distillate Oil). Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται συνοπτικά τα δύο διαφορετικά καύσιμα και οι θερμοφυσικές τους ιδιότητες που εισήχθησαν ως δεδομένα για τη διεξαγωγή της προσομοίωσης.

	MDO	HFO	
C	14.2	33.5	
H	27.6	53.5	
O	0.125	0.5	
Μοριακό Βάρος	200	463	kg/kmol
Θερμογόνος Δύναμη	42700	41100	kJ/kg
Πυκνότητα	840	910	Kg/m ³ (σε θερμοκρασία έγχυσης)
Στιχουλομετρικός λόγος αέρα καυσίμου	14.5	13.8	
Σταθερή ειδική θερμοχωρητικότητα	1950	2000	J/kg K
Ενθαλπία εξάτμισης καυσίμου σε δεδομένη θερμοκρασία	260.82	669.76	KJ/kg
Δεδομένη θερμοκρασία για την ενθαλπία εξάτμισης καυσίμου	489.5	310	K

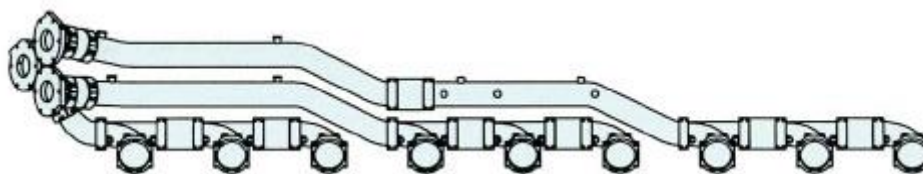
Πίνακας 5:Ιδιότητες των καυσίμων

Τα παραπάνω χαρακτηριστικά πρόεκυψαν από βιβλιογραφική έρευνα [1, 19, 23, 27]. Οι ιδιότητες των αερίων που προκύπτουν κατά την εξάτμιση των υγρών καυσίμων κατά την έγχυσή τους στον κύλινδρο ταυτίστηκαν και στις δυο περιπτώσεις με αυτές του $C_{12}H_{26}$ που αποτελεί ελαφρύ συστατικό και των δύο διαφορετικών καυσίμων [16,20].

5.6 Σύστημα εισαγωγής και εξαγωγής

Ο αέρας εισαγωγής μετά την έξοδο του από τον εναλλάκτη θερμότητας (intercooler) εισέρχεται σε ένα διαμήκη θάλαμο αέρα που βρίσκεται πάνω στο μπλοκ του κινητήρα και από κει διάμεσου καμπυλωτών αγωγών εισέρχεται στους εννέα κυλίνδρους, όπως φαίνεται και από την τομή του κινητήρα που παρατίθεται σε παραπάνω παράγραφο (εικόνα 10).

Το σύστημα προσαγωγής των καυσαερίων στο στρόβιλο είναι παλμικό [7]. Στο σύστημα παλμικής ροής στενοί αγωγοί συνδέουν τις βαλβίδες εξαγωγής με το στρόβιλο. Η διαφορά πίεσης μεταξύ των δύο πλευρών της βαλβίδας τη στιγμή που ανοίγει, δημιουργεί έναν παλμό εκτόνωσης, ο οποίος ταξιδεύει μέχρι το στρόβιλο εντός των στενών αγωγών με ηχητική ταχύτητα, ανεξάρτητα από την ταχύτητα της ροής των καυσαερίων. Ο παλμός μεταφέρει στο στρόβιλο μεγάλο ποσό ενέργειας στατικής πίεσης και (μικρότερο ποσό) κινητικής ενέργειας. Εκεί ένα μέρος της ενέργειας ανακλάται και ένα μέρος προκαλεί την περιστροφή του στροβίλου. Συνήθως, η διάμετρος των αγωγών είναι όση και η διάμετρος των βαλβίδων. Ένα πλεονέκτημα του συστήματος αυτού είναι ότι τα καυσαέρια από το πρόωρο άνοιγμα των βαλβίδων περιέχουν αρκετή ενέργεια οπότε και στα χαμηλά φορτία ο υπερπληρωτής παρουσιάζει ικανοποιητική απόδοση. Επιπλέον εμφανίζει πολύ καλή απόκριση στις αλλαγές φορτίου. Οι κύλινδροι στην περίπτωση του παρόντος κινητήρα είναι ομαδοποιημένοι ανά τρεις και στο στρόβιλο καταλήγουν τρεις αγωγοί. Έτσι, ο πρώτος αγωγός μεταφέρει τα καυσαέρια των κυλίνδρων 1-2-3, ο δεύτερος των κυλίνδρων 4-5-6 και ο τρίτος των κυλίνδρων 7-8-9. Η ομαδοποίηση αυτή έγινε με βάση τη σειρά ανάφλεξης των κυλίνδρων για να είναι ομοιόμορφη η φόρτιση στα πτερύγια του αξονικού στροβίλου και για να αποφευχθεί η επιστροφή καυσαερίων στους κυλίνδρους λόγω ανάκλασης των παλμών.

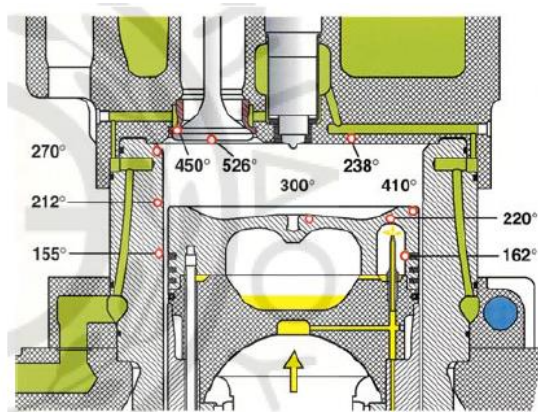


Εικόνα 12: Σωληνώσεις παλμικού συστήματος εξαγωγής παρόντος κινητήρα[7]

Οι διάμετρος, η καμπυλότητα και το μήκος των αγωγών προσδιορίστηκαν με τη βοήθεια του σχεδίου του κινητήρα που περιέχεται στο εγχειρίδιο εγκατάστασης και από μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν.

5.7 Επιφανειακές θερμοκρασίες τοιχωμάτων θαλάμου καύσης

Για τον υπολογισμό της εναλλαγής θερμότητας με τα τοιχώματα πρέπει να εισαχθεί ως δεδομένο στο μοντέλο η επιφανειακή θερμοκρασία των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης, δηλαδή του εμβόλου, του χιτωνίου και της κεφαλής. Στην εικόνα 13 παρουσιάζονται τυπικές θερμοκρασίες επιφανειών θαλάμου καύσης ενός μεσόστροφου κινητήρα Diesel [8].



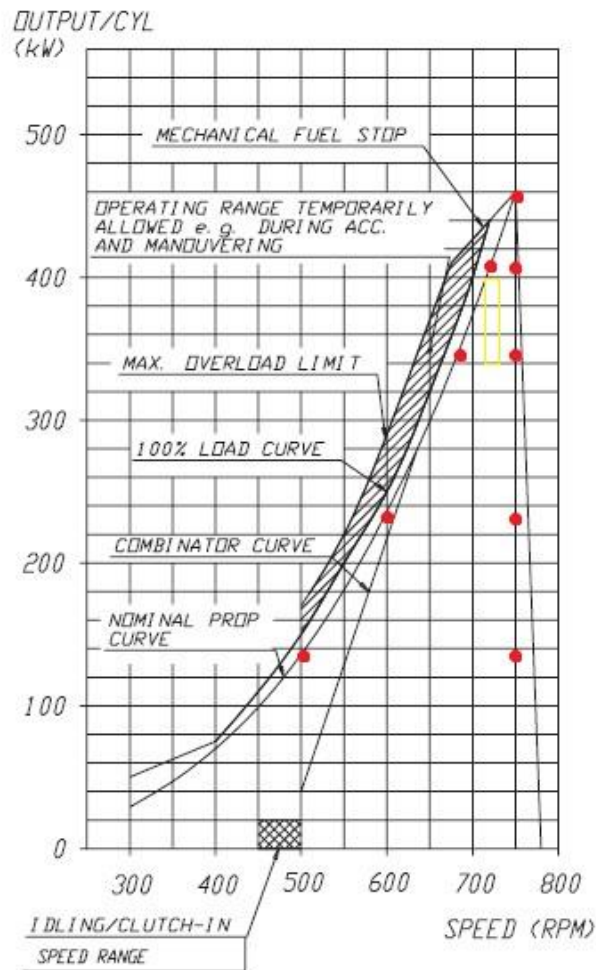
Εικόνα 13: Επιφανειακές θερμοκρασίες θαλάμου καύσης μεσόστροφου κινητήρα Diesel[8]

Με τη βοήθεια των δεδομένων για τη θερμοκρασία των χιτωνίων από τη δυναμομέτρηση του κινητήρα και της βιβλιογραφίας εκτιμήθηκε για το κάθε σημείο λειτουργίας η επιφανειακή θερμοκρασία των τοιχωμάτων. Η επιφανειακή θερμοκρασία των χιτωνίων δεν τέθηκε ίση με τα δεδομένα της δυναμομέτρησης, αλλά με μια μικρή προσαύξηση καθώς ο αισθητήρας μέτρησής της είναι τοποθετημένος χαμηλότερα στο χιτώνιο.

5.8 Σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν

Στο διάγραμμα που ακολουθεί (διάγραμμα 19) παρουσιάζεται η καμπύλη ισχύος του κινητήρα (ισχύς ανά κύλινδρο) συναρτήσει των στροφών λειτουργίας του. Με κόκκινο χρώμα έχουν σημειωθεί τα σημεία λειτουργίας που προσημειώθηκαν για το οποία υπήρχαν διαθέσιμα πειραματικά δεδομένα. Για τα σημεία που βρίσκονται πάνω στην καμπύλη έλικας (nominal prop. curve) υπάρχουν δεδομένα για τη λειτουργία του κινητήρα με καύση HFO, ενώ τα σημεία που βρίσκονται πάνω στην ευθεία των 750 rpm αντιστοιχούν σε καύση με MDO. Με κίτρινο χρώμα εσωκλείεται η περιοχή στην οποία λειτουργεί ο κινητήρας στο πλοίο. Από την περιοχή αυτή υπάρχουν ορισμένα δυναμοδουκτικά διαγράμματα και προσομοιώνονται δύο διαφορετικά σημεία λειτουργίας στις 722 rpm με ογκομετρική παροχή καυσίμου HFO $0,77 \text{ m}^3/\text{hr}$ και $0,62 \text{ m}^3/\text{hr}$ αντίστοιχα.

Operating range, Wärtsilä 32, CP-propeller (4V93L0687)

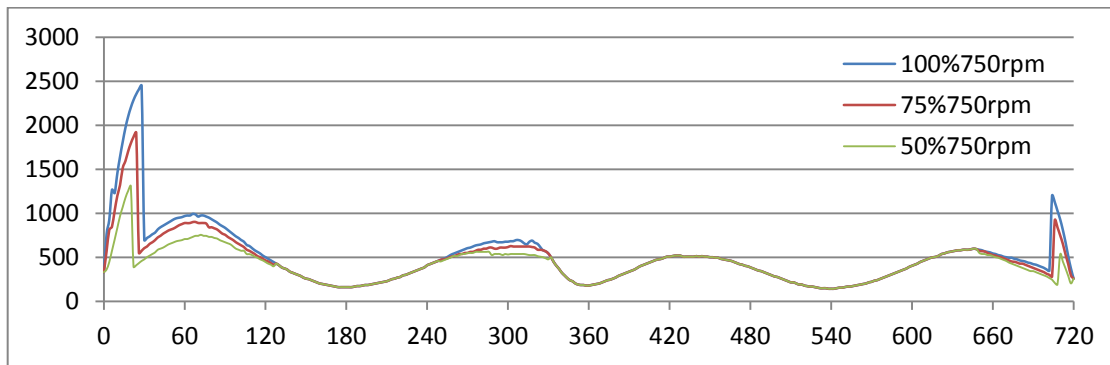


Διάγραμμα 19 : Καμπύλη ισχύος του κινητήρα με έλικα μεταβλητού βήματος. Διακρίνονται τα σημεία που πραγματοποιήθηκε προσομοίωση (κόκκινο) [9].

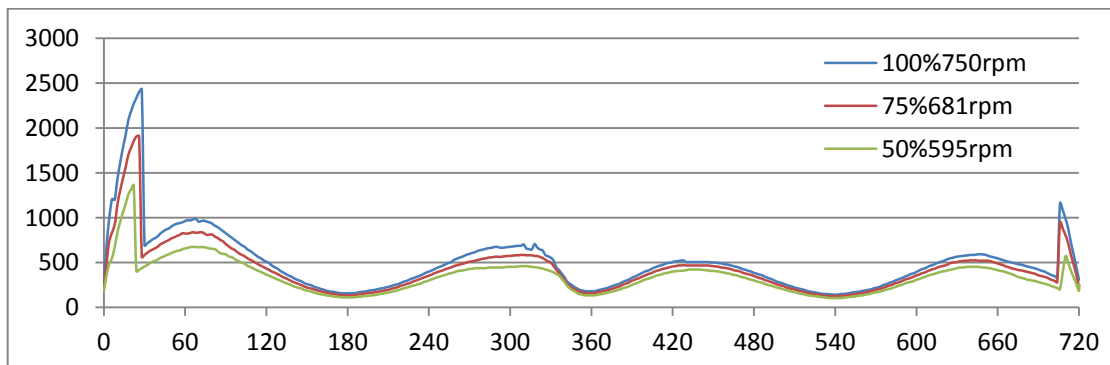
5.9 Απώλειες τριβών

Το έργο τριβών αποτελεί τη διαφορά μεταξύ του μεγίστου έργου που παράγεται κατά την καύση και του ωφελίμου έργου που παραλαμβάνεται στον κύριο άξονα του κινητήρα. Το έργο αυτό περιλαμβάνει την ισχύ που απαιτείται για να ξεπεραστεί η αντίσταση στη σχετική κίνηση όλων των κινουμένων εξαρτημάτων του κινητήρα λόγω τριβών. Το έργο αυτό περιλαμβάνει επίσης και την ισχύ που απορροφούν τα διάφορα παρελκόμενα συστήματα που διαθέτει ο κινητήρας και παίρνουν κίνηση από τον κύριο άξονά του όπως αντλίες λαδιού, αντλίες νερού ψύξης και σύστημα έγχυσης καυσίμου. Στο διάγραμμα 20 παρουσιάζεται η ροπή τριβών του κινηματικού μηχανισμού εμβόλου-διωστήρα-στροφάλου όπως υπολογίστηκε σε προηγούμενη εργασία [14], για λειτουργία στις 750 rpm και τρία διαφορετικά σημεία φόρτισης (100%, 75% και 50%). Επίσης, στο διάγραμμα 21 παρουσιάζεται η ροπή τριβών πάνω στην καμπύλη έλικας (για 750 rpm και 100%, 681 rpm και 75%, 595 rpm και 50%).

Τα διαγράμματα αυτά αφορούν ένα κινητήρα ίδιας διαδρομής και διαμέτρου εμβολισμού, ίδιων στροφών λειτουργίας και ισχύος με τον κινητήρα του παρόντος μοντέλου προσομοίωσης και προέρχονται από προηγούμενη εργασία [14], όπου αναπτύχθηκε ένα λεπτομερές μοντέλο τριβών για τετράχροτους ναυτικούς κινητήρες Diesel, το οποίο παρουσιάζει μεγάλη ακρίβεια και εφαρμόστηκε στον κινητήρα αυτόν. Οι απώλειες τριβών του κινηματικού μηχανισμού εμβόλου-διωστήρα-στρόφαλου αποτελούν το μεγαλύτερο ποσοστό απωλειών τριβής ενός κινητήρα Diesel. Τα δεδομένα αυτά χρησιμοποιήθηκαν για τη σύγκριση της μέσης ενεργής ενδεικνύμενης πίεσης (i_{mep}) υπολογιζόμενης από το μοντέλο, με το άθροισμα της μέσης ενεργής πίεσης τριβών (f_{mep}), που προκύπτει από τα παρακάτω διαγράμματα, και της μέσης πραγματικής πίεσης πέδησης (b_{mep}) γνωστής από τα δεδομένα για το κάθε σημείο λειτουργίας.



Διάγραμμα 20: Προβλεπόμενη ροπή τριβών σε Nm του κινηματικού μηχανισμού εμβόλου-διωστήρα-στρόφαλου ανά γωνία στρόφαλου σε λειτουργία στις 750 στροφές το λεπτό και φορτίο 100%-75%-50%[14]



Διάγραμμα 21: Προβλεπόμενη ροπή τριβών σε Nm του κινηματικού μηχανισμού εμβόλου-διωστήρα-στρόφαλου ανά γωνία στρόφαλου σε λειτουργία στις 750RPM-100%, 681RPM-75%, 595RPM-50%[14]

Από τα διαγράμματα αυτά υπολογίζεται η μέση ροπή τριβών και στη συνέχεια υπολογίζεται η μέση ενεργή πίεση τριβών.

Στον πίνακα που ακολουθεί δίνεται η μέση ενεργή πίεση στο καθένα από τα 5 διαφορετικά σημεία μετά από τους υπολογισμούς που έγιναν.

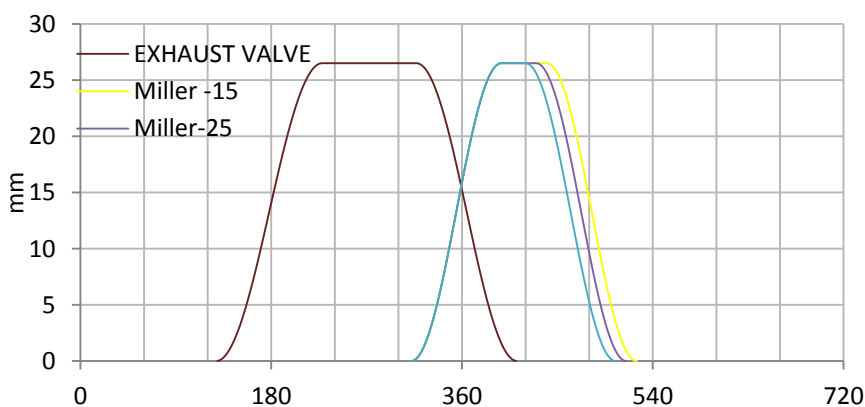
Φορτίο	Στροφές (RPM)	F _{med} (bar)
100 %	750	1.97
75 %	750	1.79
50 %	750	1.61
75 %	681	1.65
50 %	595	1.33

Πίνακας 6: Μέση ενεργή πίεση τριβών στα αναφερθέντα σημεία λειτουργίας

5.10 Εφαρμογή τεχνικών μείωσης ρύπων στο παρόν μοντέλο

Επιλέχθηκαν δυο σημεία λειτουργίας του κινητήρα που ανήκουν στην καμπύλη έλικας πάνω στα οποία εφαρμόστηκαν κάποιες τεχνικές μείωσης των ρύπων. Τα αποτελέσματα που πρόεκυψαν παρουσιάζονται στο επόμενο κεφάλαιο. Τα σημεία αυτά είναι για 75% φορτίο στις 681 rpm και 85% φορτίο στις 710rpm. Επιλέχθηκαν αυτά τα σημεία λειτουργίας λόγω του ότι ανήκουν στο σύνηθες εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Ειδικά το σημείο λειτουργίας με 75% φορτίο στις 681 rpm, δηλαδή στο 91% των ονομαστικών στροφών λειτουργίας του κινητήρα, αποτελεί το σημείο με τη μεγαλύτερη βαρύτητα σύμφωνα με τον τεχνικό κώδικα της MARPOL [25], κατά τον οποίο οι κινητήρες υποβάλλονται σε κύκλο δοκιμών για τον υπολογισμό μίας ζυγισμένης τιμής ειδικής εκπομπής ρύπων που αντιπροσωπεύει όλα τα σημεία λειτουργίας του ναυτικού κινητήρα. Σαν καύσιμο επιλέχθηκε το HFO, καθώς αποτελεί το βασικό καύσιμο του κινητήρα.

Έτσι, εξετάστηκε η επίδραση του κύκλου Miller [30, 24, 18] στην εκπομπή οξειδίων του αζώτου. Υπολογίστηκαν τρία διαφορετικά προφίλ ανοίγματος των βαλβίδων εισαγωγής κατά τα οποία οι βαλβίδες κλείνουν 15°, 25° και 35° μοίρες πριν το ΚΝΣ αντίστοιχα, ενώ το προφίλ των βαλβίδων εξαγωγής διατηρήθηκε σταθερό. Επίσης, προκειμένου να επιτευχθεί η ίδια πίεση κατά τη συμπίεση αυξήθηκε η πίεση εισαγωγής, βασική προϋπόθεση για τη λειτουργία του κινητήρα με κύκλο Miller. Επίσης, η ποσότητα του εγχεόμενου καυσίμου, καθώς και οι θερμοκρασίες αέρα εισαγωγής και τοιχωμάτων διατηρήθηκαν σταθερά και ίσα με αυτά της κανονικής λειτουργίας του κινητήρα.



Διάγραμμα 22: Διάγραμμα περιγραφής των τριών διαφορετικών προφίλ ανοίγματος των βαλβίδων εισαγωγής για την εφαρμογή του κύκλου Miller στον κινητήρα.

Επίσης σε αυτά τα σημεία λειτουργίας και με το ίδιο καύσιμο (HFO) εξετάστηκε η επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίων σε συνδυασμό με διάφορες στρατηγικές έγχυσης στην εκπομπή οξειδίων του αζώτου και στην κατανάλωση καυσίμου. Η κανονική προπορεία έγχυσης του κινητήρα είναι $9,5^\circ$ πριν το ΑΝΣ και ο ρυθμός έγχυσης καυσίμου (SMFR) είναι ίσος με 0,773 kg/sec. Έτσι, εξετάστηκε η επίδραση της μείωσης της προπορείας έγχυσης κατά δύο μοίρες και η αύξηση του ρυθμού έγχυσης κατά 10% ($1,1 \cdot 0,773 = 0,85$ kg/sec) σε συνδυασμό με ανακυκλοφορία καυσαερίων σε ποσοστό 0%, 5% και 10%. Η μέση ενεργή ενδεικνύμενη πίεση (imep) διατηρήθηκε σταθερή αυξομειώνοντας τη συνολική ποσότητα του εγχεόμενου καυσίμου μέσω ρύθμισης της χρονικής διάρκειας της έγχυσης.

EGR	0%				5%				10%			
SOI	9.5		7.5		9.5		7.5		9.5		7.5	
SMFR	0.773	0.85	0.773	0.85	0.773	0.85	0.773	0.85	0.773	0.85	0.773	0.85

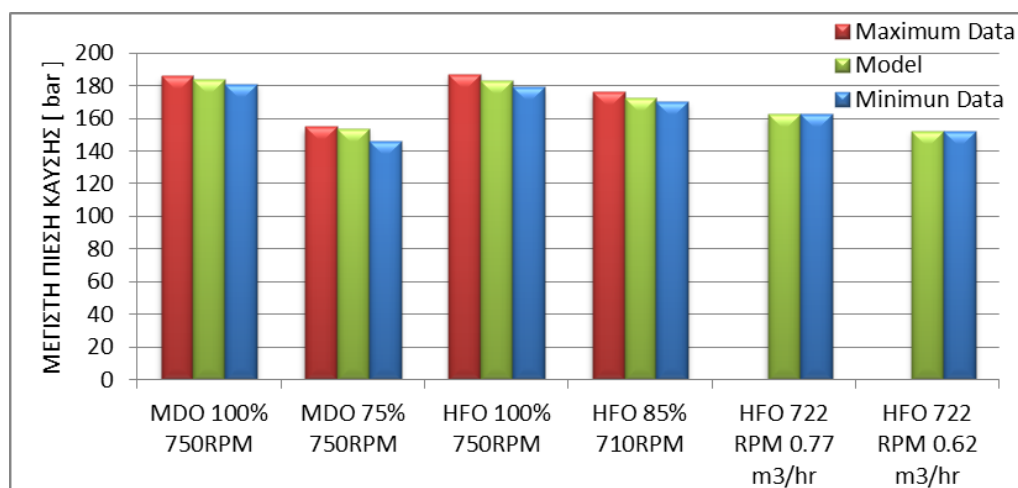
Πίνακας 7: Συνοπτική παρουσίαση των σεναρίων που εξεταστήκαν για τα δυο σημεία λειτουργίας σχετικά με την ανακυκλοφορία καυσαερίων και της αλλαγής της έγχυσης καύσιμου.

Τέλος εξετάστηκε το σενάριο με 10% EGR με όλες τις διαφορετικές στρατηγικές έγχυσης σε συνδυασμό με κύκλο Miller (κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής 25° πριν το ΚΝΣ) για φορτίο 85% και στροφές 710 rpm.

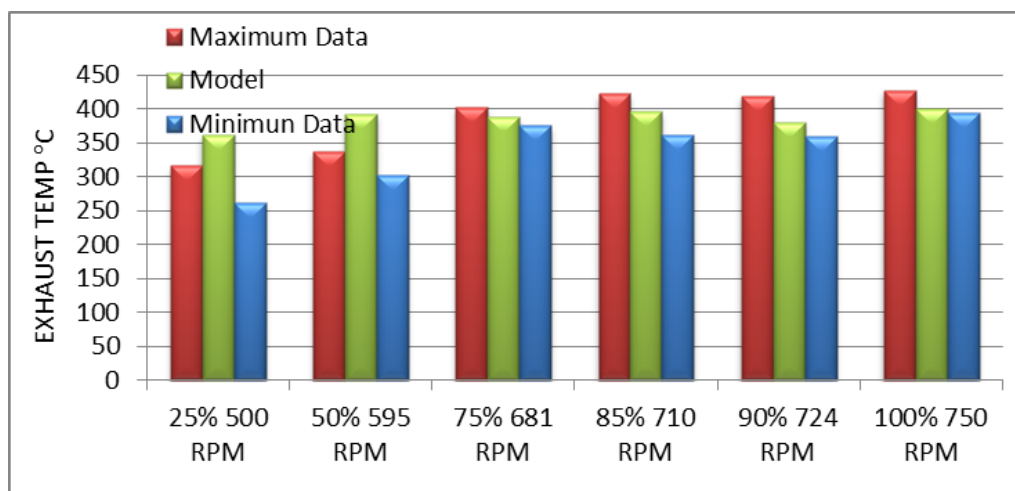
6 Παρουσίαση Αποτελεσμάτων

6.1 Επαλήθευση του Μοντέλου

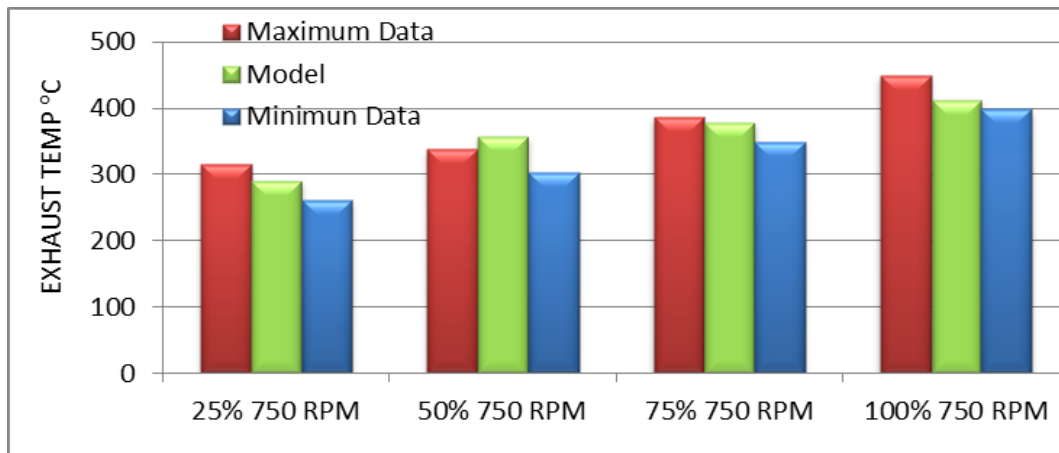
Στην παράγραφο αυτή πραγματοποιείται σύγκριση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης με υπάρχοντα πειραματικά δεδομένα σημείων λειτουργίας του κινητήρα. Ορισμένα πειραματικά δεδομένα αφορούν τον κάθε έναν κύλινδρο του κινητήρα χωριστά και υπάρχει ένα εύρος μεταξύ μίας μέγιστης και ελαχίστης τιμής όπως για παράδειγμα οι μέγιστες πιέσεις καύσης και η θερμοκρασία εξαγωγής των καυσαερίων μετρούμενη στην κεφαλή του κάθε κυλίνδρου. Συνεπώς πραγματοποιείται κάποιος έλεγχος για τον αν οι υπολογισθείσες τιμές των διαφόρων παραμέτρων είναι εντός του εύρους αυτού.



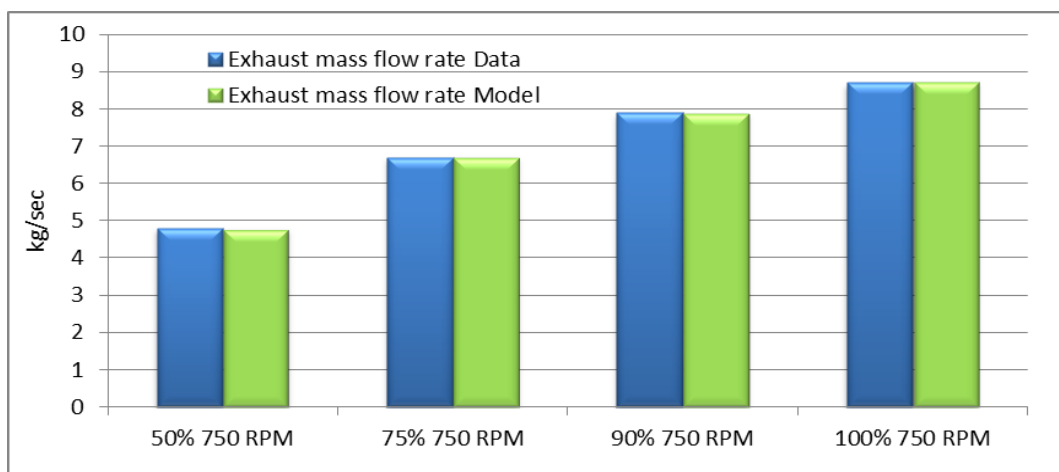
Διάγραμμα 23: Ραβδόγραμμα σύγκρισης των μέγιστων πιέσεων καύσης για διάφορα σημεία λειτουργίας.



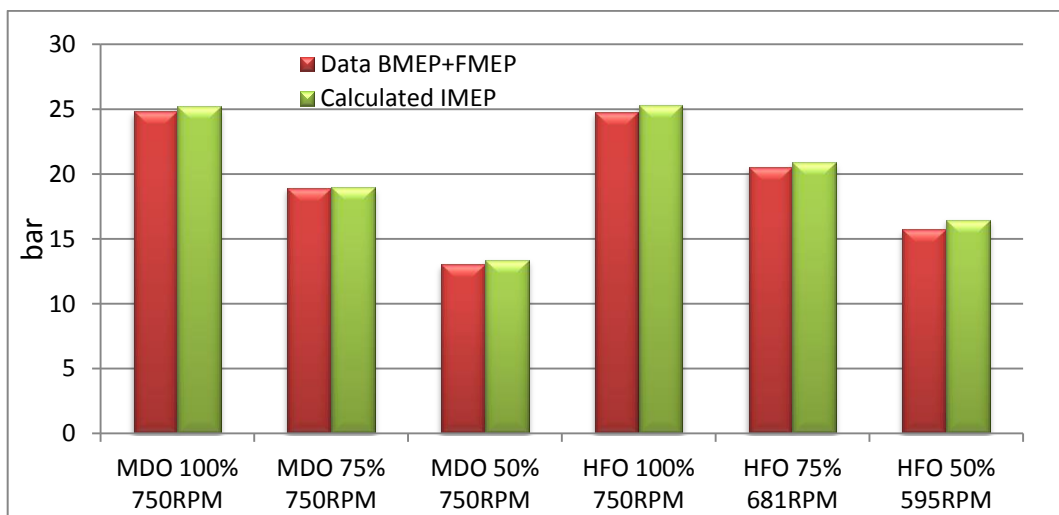
Διάγραμμα 24: Ραβδόγραμμα σύγκρισης των μέσων θερμοκρασιών εξαγωγής καυσαερίων για τα έξι σημεία λειτουργίας της καμπύλης έλικας με HFO.



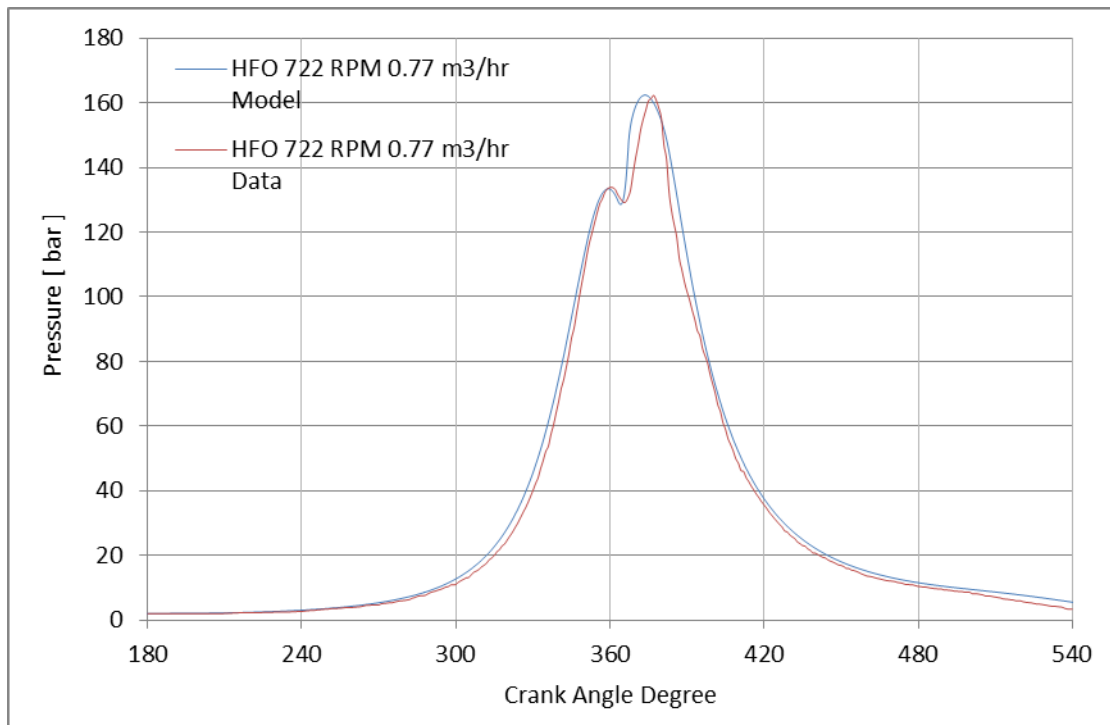
Διάγραμμα 25: Ραβδόγραμμα σύγκρισης των μέσων θερμοκρασιών εξαγωγής καυσαερίων του κινητήρα για τέσσερα σημεία λειτουργίας στις 750 rpm με MDO.



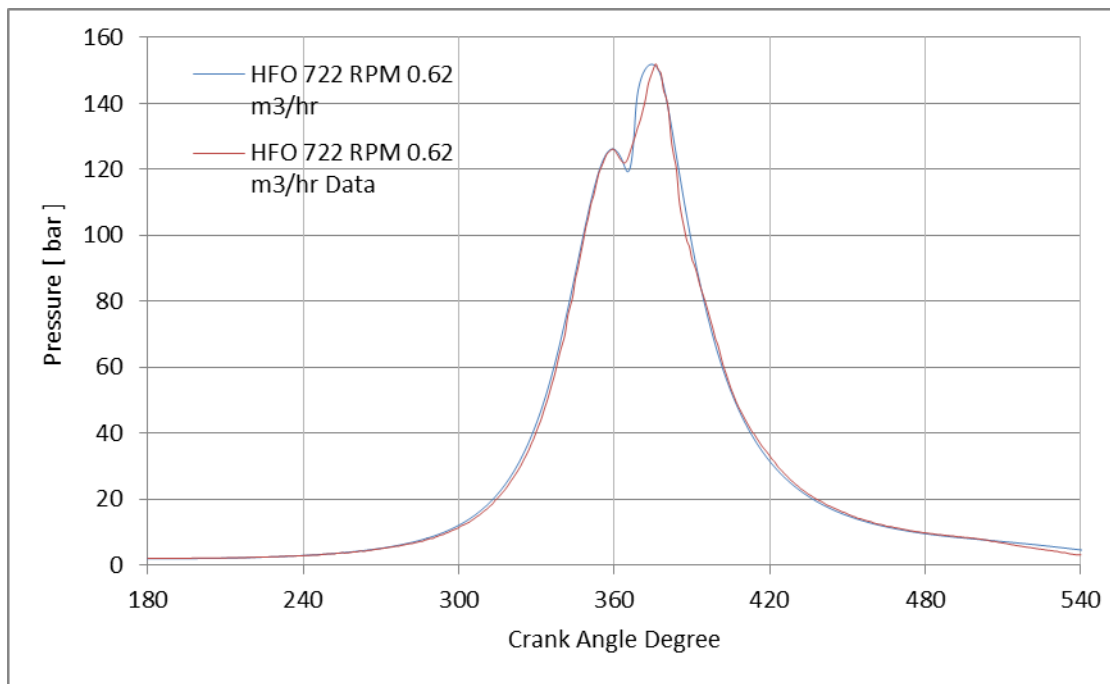
Διάγραμμα 26: Ραβδόγραμμα σύγκρισης της παροχής καυσαερίων για τέσσερα σημεία λειτουργίας στις 750 rpm με MDO.



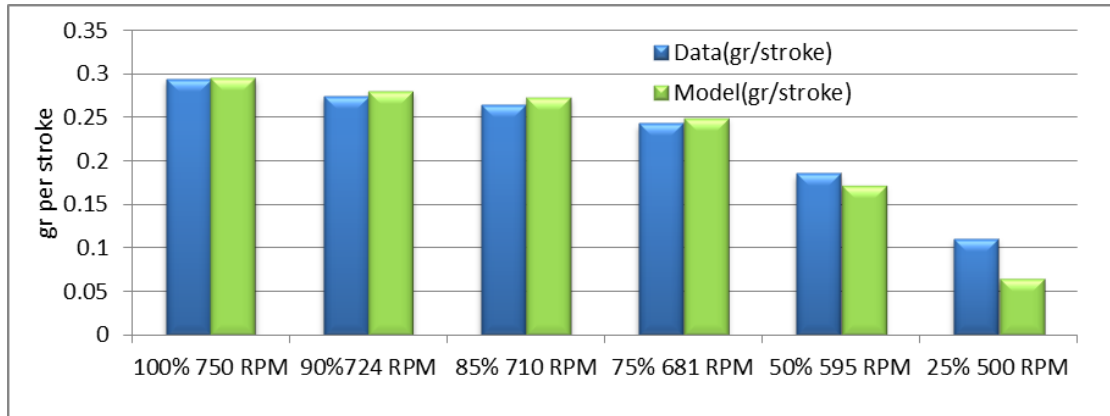
Διάγραμμα 27: Ραβδόγραμμα σύγκρισης της μέσης ενεργής ενδεικνύμενης πίεσης, υπολογιζόμενη από το μοντέλο, με το άθροισμα των ενεργών πιέσεων πέδησης και τριβών που υπάρχουν από τα δεδομένα για διάφορα σημεία λειτουργίας.



Διάγραμμα 28: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης για την πίεση συναρτήσει γωνίας στρόφαλου με πειραματικά δεδομένα για το σημείο λειτουργίας στις 722 rpm με κατανάλωση 0,77 m³/hr.



Διάγραμμα 29: Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης για την πίεση συναρτήσει γωνίας στρόφαλου με πειραματικά δεδομένα για το σημείο λειτουργίας στις 722 rpm με κατανάλωση 0,62 m³/hr.



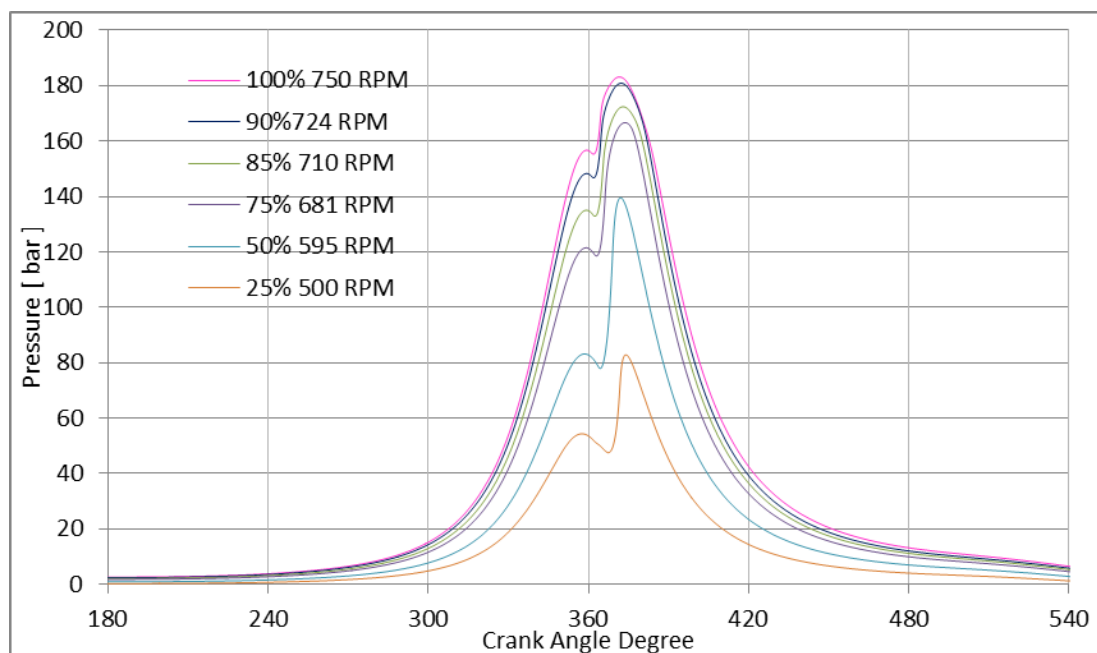
Διάγραμμα 30: Ραβδόγραμμα σύγκρισης των υπολογιζόμενων από το μοντέλο με πειραματικά δεδομένα εκπομπών οξειδίων του αζώτου (NOx) ανά κύλινδρο, κατά τη διάρκεια ενός κύκλου του κινητήρα, [11] για τα έξι σημεία λειτουργίας της καμπύλης έλικας με HFO.

Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης συμπίπτουν σε ικανοποιητικό βαθμό με αυτά των πειραματικών δεδομένων. Οι μέγιστες πιέσεις καύσεως βρίσκονται εντός των ορίων μέγιστης και ελαχίστης τιμής των δεδομένων ενώ ταυτόχρονα ταυτίζονται και με τις μέσες τιμές τους. Οι θερμοκρασίες εξαγωγής των καυσαερίων βρίσκονται εντός των ορίων της μέγιστης και ελαχίστης τιμής των δεδομένων και παρατηρείται μια απόκλιση τους στα χαμηλότερα φορτία στα σημεία λειτουργίας της καμπύλης έλικας. Η μέση ενδεικνύμενη πίεση που υπολογίζεται από το μοντέλο είναι ελάχιστα μεγαλύτερη από το άθροισμα των δεδομένων μέσω ενεργών πιέσεων πέδησης και τριβών. Αυτό είναι επιθυμητό διότι τα διαθέσιμα δεδομένα για τις απώλειες τριβών δεν συμπεριλαμβάνουν τις απώλειες των τριών αντλιών, που παίρνουν κίνηση από τον άξονα του κινητήρα, οπότε υπάρχει ένα μικρό περιθώριο που τους επιτρέπει να συμπεριληφθούν στη συνολική παραγόμενη ισχύ του κινητήρα. Ακόμη, ικανοποιητική χαρακτηρίζεται και η σύγκριση των προσομοιώσεων στα δύο σημεία λειτουργίας με τα διαθέσιμα πειραματικά δεδομένα καθώς παρουσιάζονται σχετικά μικρές αποκλίσεις. Ο υπολογισμός των εκπομπών οξειδίων του αζώτου του μοντέλου προσεγγίζει σε μεγάλο βαθμό τα πειραματικά δεδομένα.

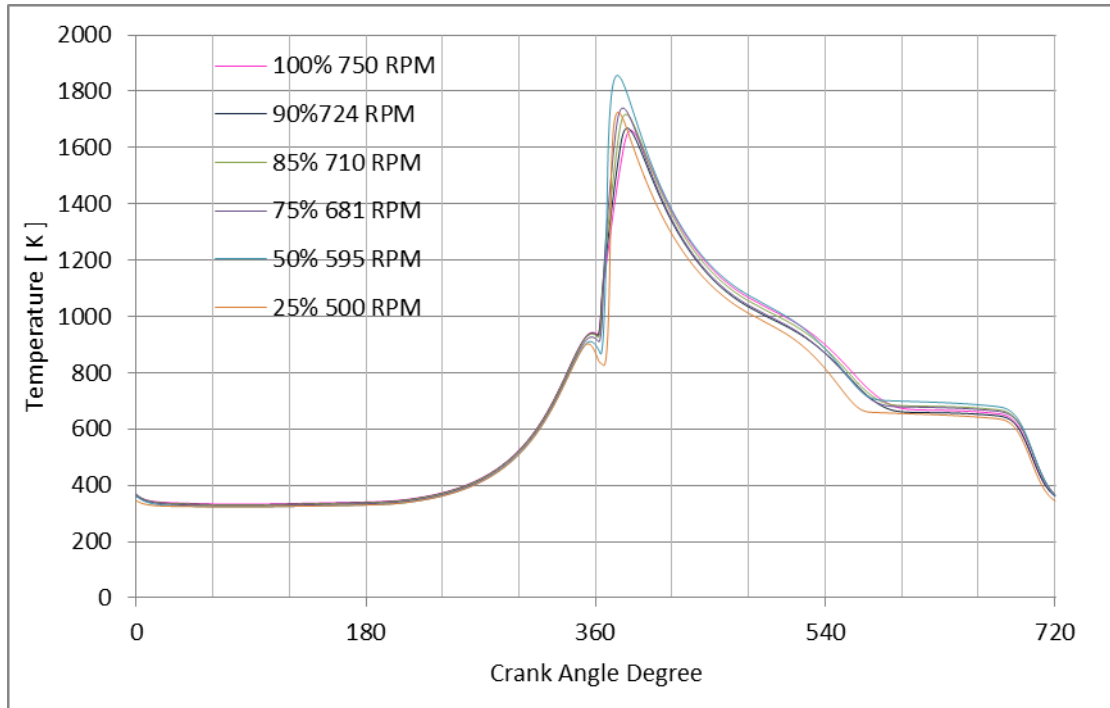
6.2 Αποτελέσματα προσομοίωσης με διαφορετικό καύσιμο

6.2.1 Λειτουργία του κινητήρα με HFO

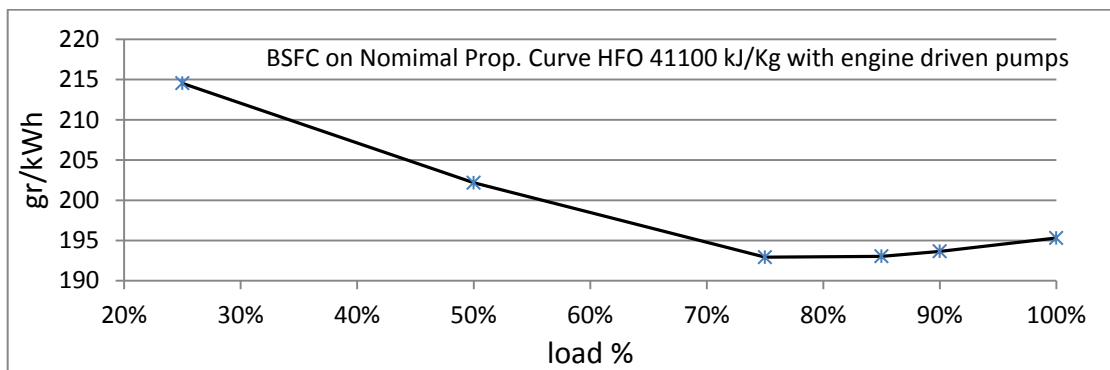
Στην παράγραφο αυτή παρατίθενται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης των σημείων λειτουργίας της καμπύλη έλικας με χρήση βαρέος καυσίμου (HFO). Ακολουθούν τα διαγράμματα πίεσης, θερμοκρασίας συναρτήσει γωνίας στροφάλου, ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και παράγωγης οξειδίων του αζώτου ανά κύκλο του κινητήρα.



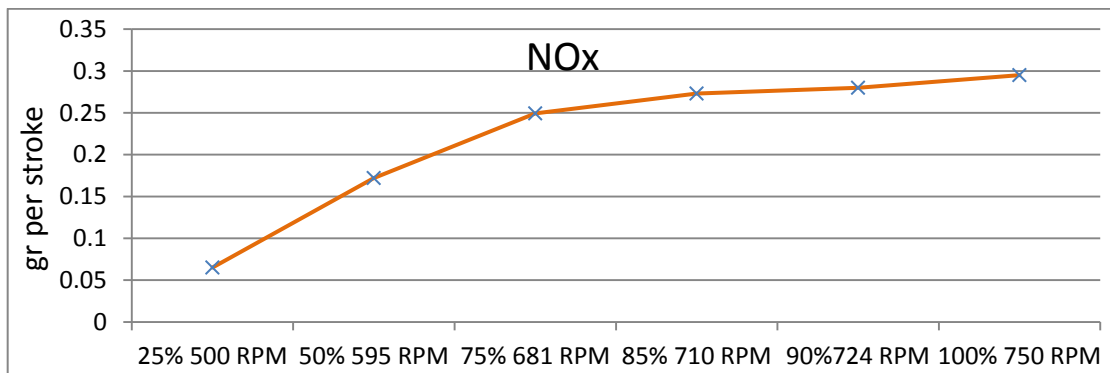
Διάγραμμα 31: Πίεση συναρτήσει της γωνιάς στροφάλου κατά την φάση της συμπίεσης, της καύσης και της εκτόνωσης για τα έξι σημεία λειτουργίας της καμπύλης έλικας με HFO.



Διάγραμμα 32: Θερμοκρασία συναρτήσει της γωνιάς στροφάλου για τα έξι σημεία λειτουργίας της καμπύλης έλικας με HFO.



Διάγραμμα 33: Ειδική κατανάλωση καυσίμου για την λειτουργία του κινητήρα στην καμπύλη έλικας με HFO θερμογόνου δύναμης 41100kJ/kg.

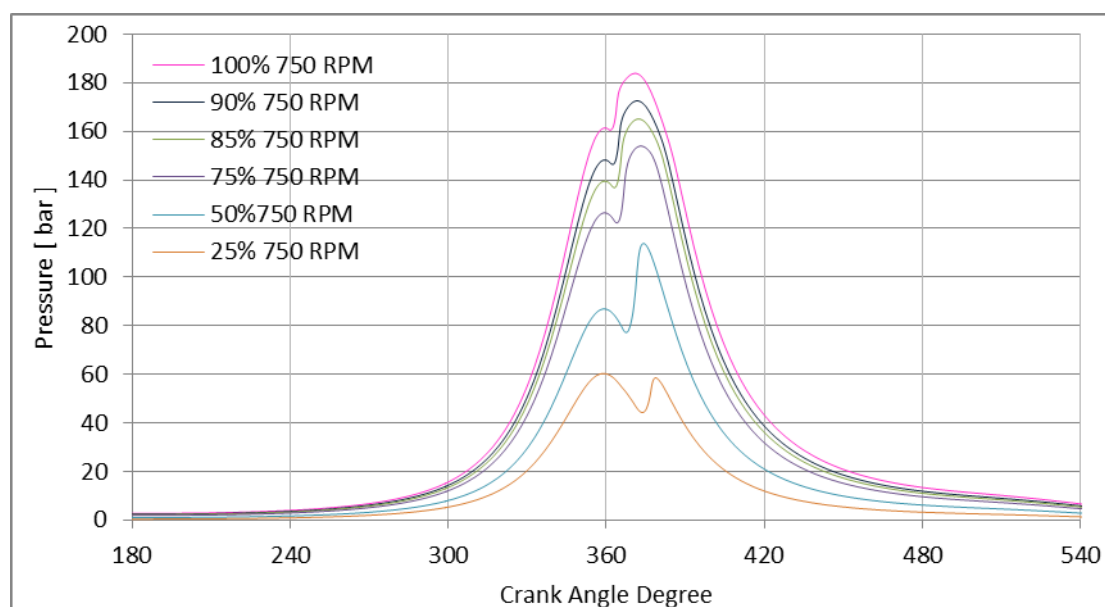


Διάγραμμα 34: Μάζα παραγόμενων οξειδίων του αζώτου ανά κύλινδρο κατά τη διάρκεια ενός κύκλου του κινητήρα για έξι σημεία λειτουργίας της καμπύλης έλικας με HFO.

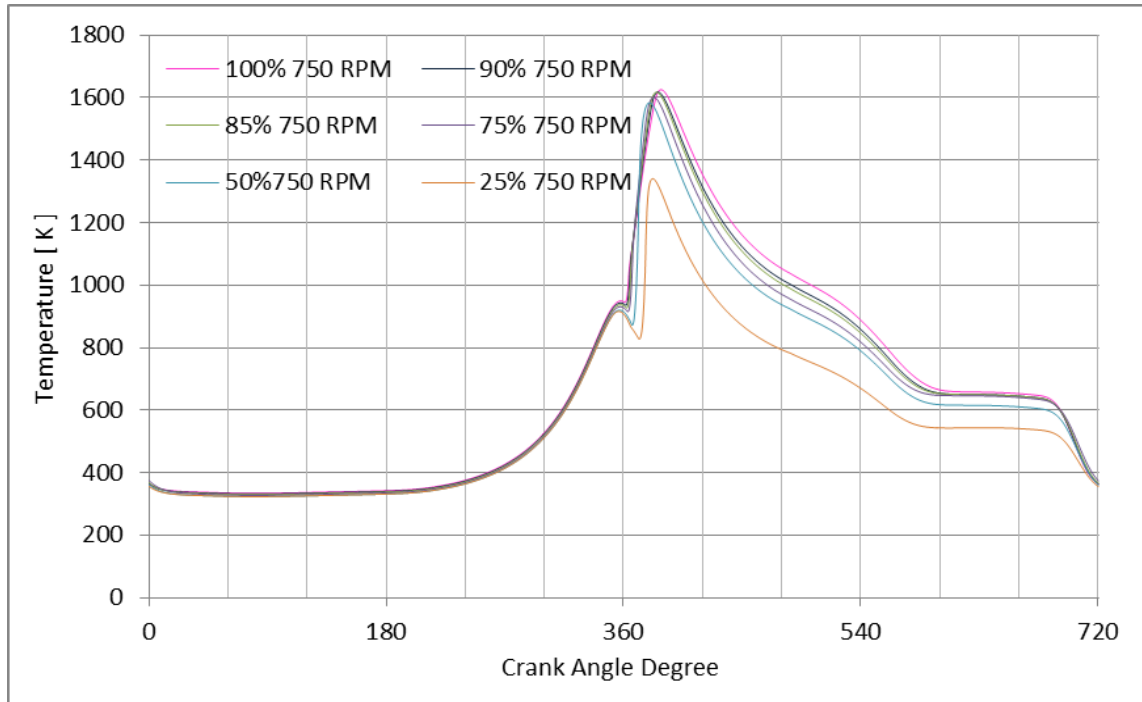
Από τα παραπάνω διαγράμματα προκύπτει ότι μείωση του φορτίου προκαλεί αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης, που σε συνδυασμό με τη μείωση των στροφών λειτουργίας του κινητήρα οδηγεί σε πιο απότομη αύξηση της πίεσης κατά την καύση λόγω αύξησης του ποσοστού του καυσίμου που καίγεται κατά την καύση προανάμιξης. Σε αυτό οφείλεται επίσης και το γεγονός της διατήρησης των μέγιστων θερμοκρασιών στα ίδια επίπεδα. Η ειδική κατανάλωση καυσίμου παρουσιάζει την αναμενόμενη συμπεριφορά με ελαχιστοποίηση της στην περιοχή φόρτισης της τάξης του 80%.

6.2.2 Λειτουργία του κινητήρα με MDO

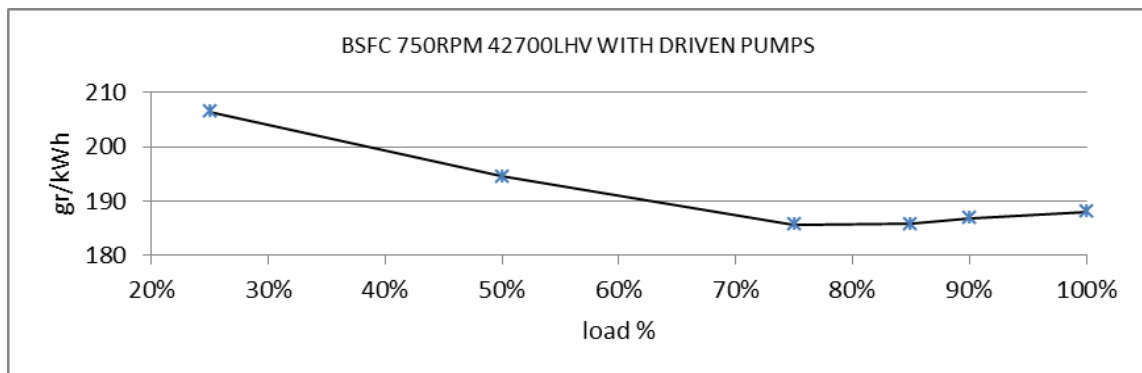
Στην παράγραφο αυτή παρατίθενται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης των σημείων λειτουργίας του κινητήρα στις 750 rpm με φορτίο από 25% έως 100% με χρήση MDO.



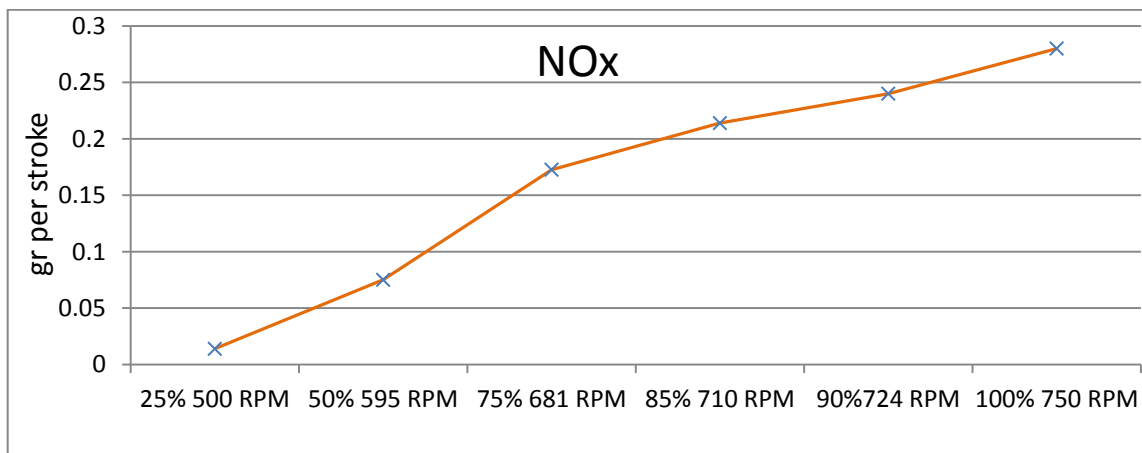
Διάγραμμα 35: Πίεση συναρτήσει της γωνιάς στροφάλου κατά την φάση της συμπίεσης, της καύσης και της εκτόνωσης για τα έξι σημεία λειτουργίας στις 750 rpm με MDO.



Διάγραμμα 36: Θερμοκρασία συναρτήσει της γωνιάς στροφάλου για τα έξι σημεία λειτουργίας στις 750 rpm με MDO.



Διάγραμμα 37: Ειδική κατανάλωση καυσίμου για την λειτουργία του κινητήρα στις 750 rpm με MDO θερμογόνο δύναμης 42700kJ/kg.



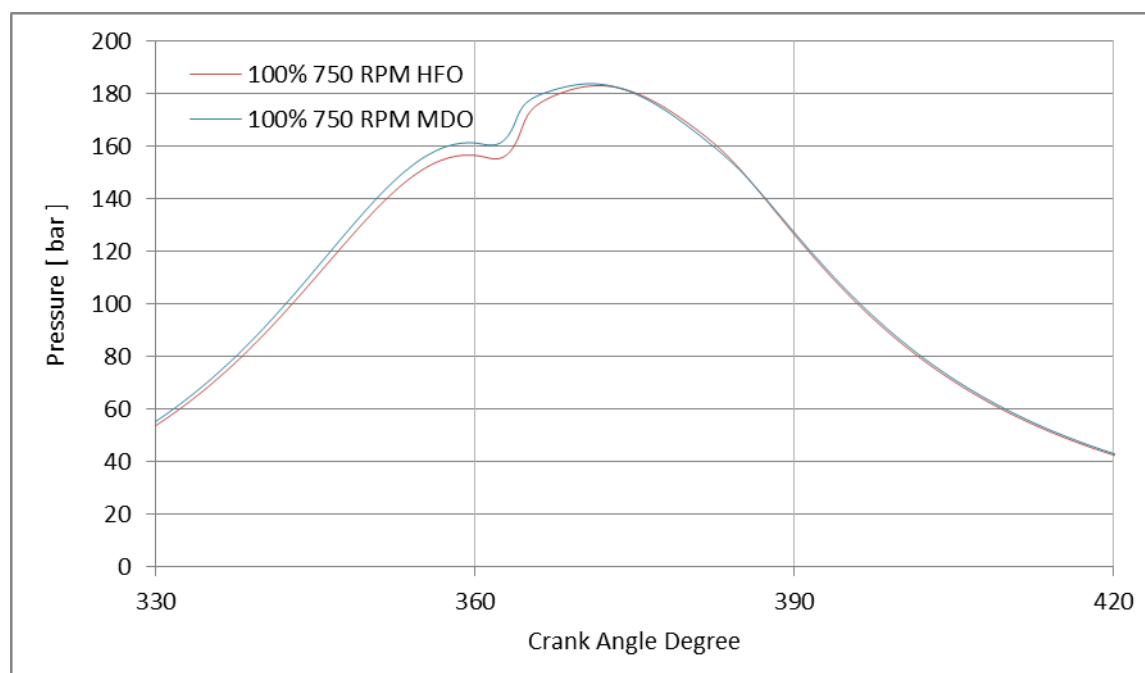
Διάγραμμα 38: Μάζα παραγόμενων οξειδίων του αζώτου ανά κύλινδρο κατά τη διάρκεια ενός κύκλου του κινητήρα για έξι σημεία στις 750 rpm με MDO.

Η μείωση του φορτιού για λειτουργία του κινητήρα σε σταθερές στροφές οδηγεί σε αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης. Παρόλα αυτά η αύξηση των πιέσεων κατά την καύση δεν είναι τόσο απότομη λόγω διατήρησης των ίδιων στροφών λειτουργίας. Οι θερμοκρασίες παρουσιάζουν μία πτωτική συμπεριφορά ανάλογη της μείωσης του φορτίου γεγονός στο οποίο οφείλεται και η μεγαλύτερη μείωση των παραγόμενων οξειδίων του αζώτου (NOx).

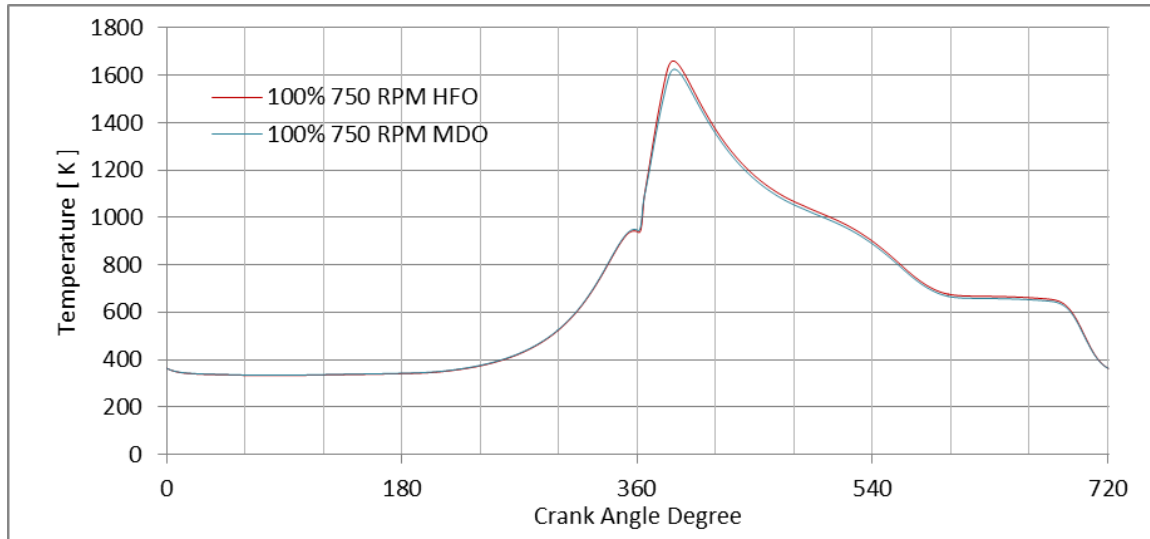
Η ειδική κατανάλωση καυσίμου (bsfc) που πρόεκυψε είναι άκρως ικανοποιητική καθώς σε κανένα σημείο φόρτισης δεν ξεπεράστηκε η προσαύξηση των 4 gr/kWh που αποτελεί την επιβάρυνση της κατανάλωσης για πλήρες φορτίο με το παρόν καύσιμο λόγω ύπαρξης τριών αντλιών που απορροφούν ισχύ από τον κινητήρα. Συνεπώς η προκύπτουσα ειδική κατανάλωση καυσίμου του μοντέλου προσομοίωσης είναι άκρως ικανοποιητική.

6.2.3 Σύγκριση λειτουργίας με HFO και MDO

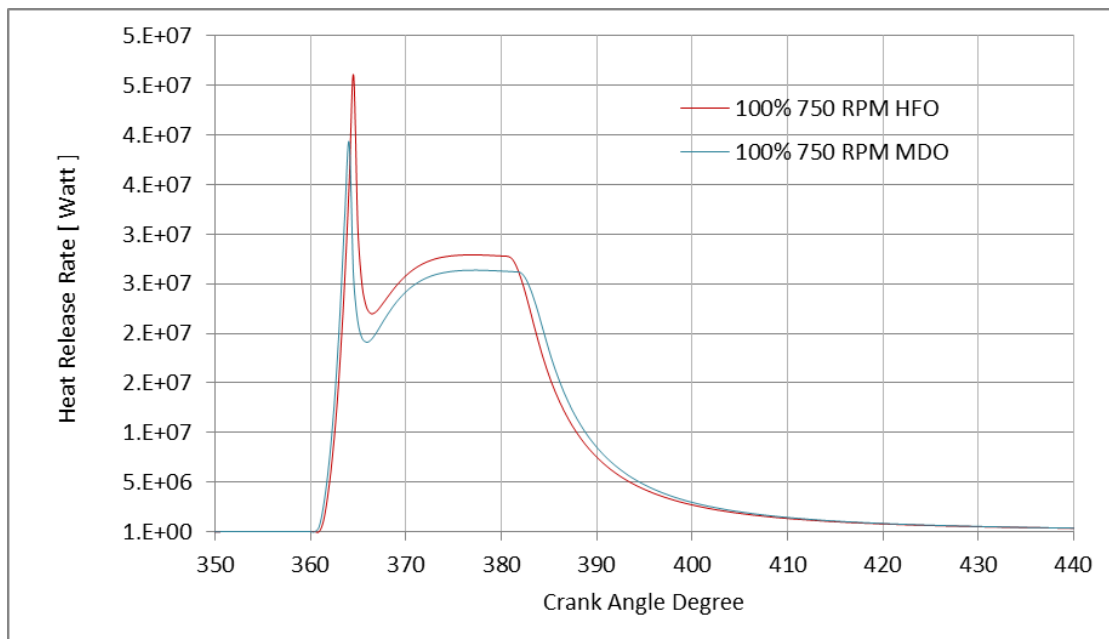
Στην παράγραφο αυτή παρατίθενται κάποια συγκριτικά διαγράμματα της επίδρασης της χρήσης διαφορετικού καυσίμου στη λειτουργία του κινητήρα.



Διάγραμμα 39 : Σύγκριση της πίεσης συναρτήσει της γωνιάς στροφάλου των σημείων μεγίστου φορτιού στις 750 rpm με χρήση HFO και MDO.



Διάγραμμα 40 : Σύγκριση της θερμοκρασίας συναρτήσει της γωνιάς στρόφαλου των σημείων μεγίστου φορτιού στις 750 rpm με χρήση HFO και MDO.



Διάγραμμα 41 : Σύγκριση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνιάς στρόφαλου των σημείων μεγίστου φορτιού στις 750 rpm με χρήση HFO και MDO.

Η διαφορά της πίεσης κατά τη συμπίεση οφείλεται στην αυξημένη πίεση εισαγωγής του αέρα στον θάλαμο καύσης. Τα καυσαέρια κατά την καύση με χρήση MDO εξέρχονται από τον κύλινδρο έχοντας μεγαλύτερη ενθαλπία προσδίδοντας περισσότερη ενέργεια στο στρόβιλο ο οποίος με τη σειρά του προσδίδει περισσότερη ενέργεια στο συμπιεστή αυξάνοντας την πίεση εισαγωγής και ταυτόχρονα την παροχή του εισερχομένου αέρα. Το γεγονός αυτό οφείλεται στην αυξημένη διάρκεια της καύσης με χρήση MDO καθώς ο ρυθμός παροχής μάζας καυσίμου είναι μειωμένος, λόγω της μικρότερης πυκνότητας του MDO σε σύγκριση με αυτήν του HFO, και η χρονική διάρκεια της έγχυσης και ταυτόχρονα της καύσης είναι μεγαλύτερη (Διάγραμμα 18).

Οι ίδιες μέγιστες πιέσεις επιτυγχάνονται λόγω της μεγαλύτερης πίεσης κατά την ολοκλήρωση της φάσης της συμπίεσης στην περίπτωση λειτουργίας του κινητήρα με MDO και λόγω της μεγαλύτερης θερμογόνου δύναμης του MDO σε σχέση με το HFO. Στην επίτευξη ίδιων μέγιστων πιέσεων συμβάλει και το γεγονός της ελαφρώς μειωμένης καθυστέρησης ανάφλεξης λόγω αυξημένων συνθηκών πίεσης κατά την έγχυση MDO και της γρηγορότερης εξάτμισης του σε σύγκριση με το HFO. Οι μέγιστες θερμοκρασίες είναι ελαφρώς χαμηλότερες κατά την χρήση MDO συνεπώς μειώνεται ελαφρώς και η παραγωγή οξειδίων του αζώτου.

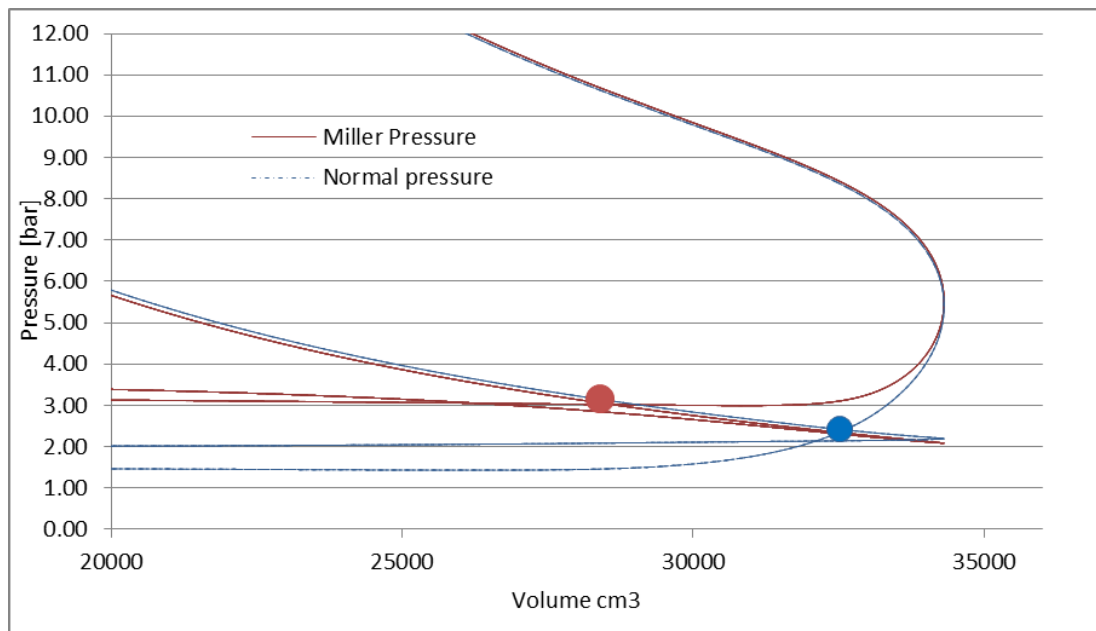
Γενικές παρατηρήσεις:

- Οι μέγιστες θερμοκρασίες στον κύλινδρο κυμαίνονται σε ικανοποιητικό επίπεδο για έναν ναυτικό κινητήρα Diesel σε σύγκριση με αυτές που αναφέρονται στην βιβλιογραφία και σε διαφορές ερευνητικές εργασίες [22].
- Η μορφή των διαγραμμάτων του ρυθμού έκλυσης θερμότητας είναι πολύ κοντά στην τυπική ενός κινητήρα άμεσης έγχυσης στα μεγαλύτερα φορτία [15,17,18]. Στα χαμηλότερα φορτία (25%) υπάρχουν αναφορές στην βιβλιογραφία που αναφέρουν αποκλίσεις του μοντέλου έκλυσης θερμότητας με τα πειραματικά δεδομένα [5]. Οι αποκλίσεις αυτές οφείλονται στην αυξημένη πρόβλεψη του μοντέλου για τον ρυθμό εξάτμισης του καυσίμου κατά την καθυστέρηση ανάφλεξης που προκαλεί την καύση μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου κατά την καύση προανάμιξης.

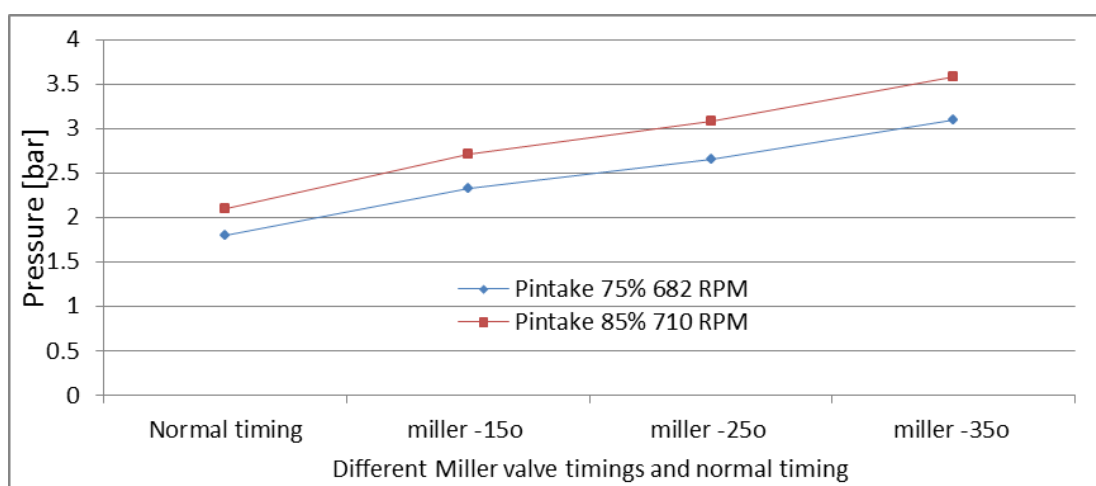
6.3 Αποτελέσματα εφαρμογής τεχνικών μείωσης ρύπων

6.3.1 Κύκλος Miller

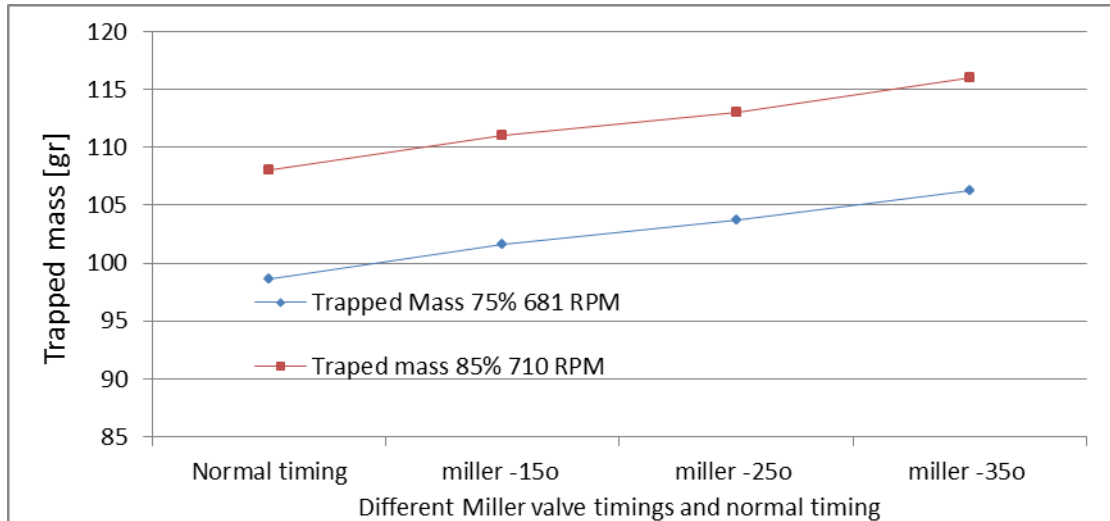
Η εφαρμογή του κύκλου Miller στον κινητήρα πραγματοποιήθηκε με βάση τα όσα περιγράφηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο. Στην παρούσα παράγραφο παρατίθενται τα αποτελέσματα της επίδρασης του κύκλου Miller στην λειτουργία του κινητήρα της προσομοίωσης.



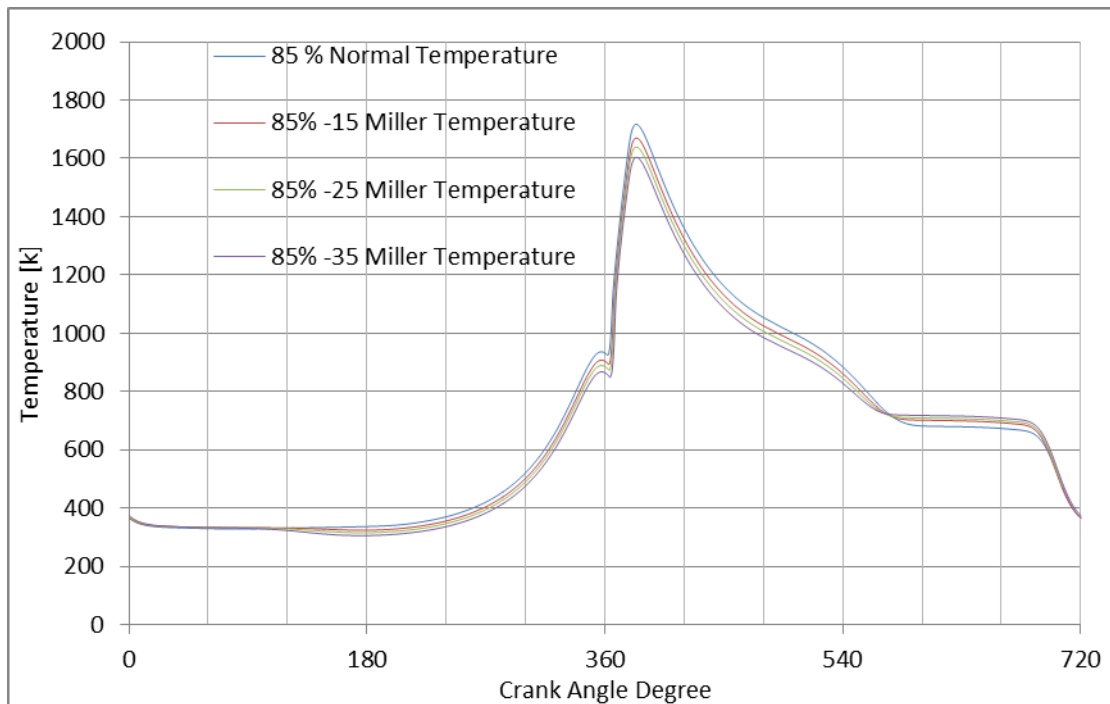
Διάγραμμα 42: Διάγραμμα πίεσης όγκου κατά την φάση έναρξης της συμπίεσης. Συγκρίνεται ο συμβατικός κύκλος λειτουργίας (μπλε) με τον κύκλο Miller (κόκκινο). Οι κύκλοι αντιπροσωπεύουν το σημείο έναρξης της ενεργής φάσης της συμπίεσης.



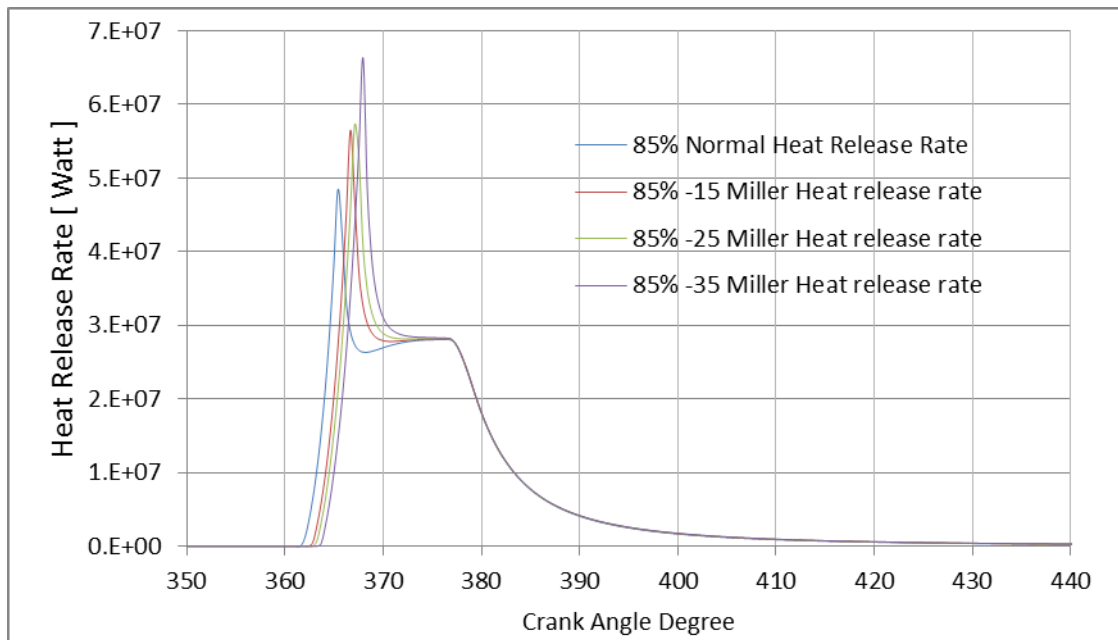
Διάγραμμα 43: Διάγραμμα μεταβολής της πίεσης εισαγωγής για τα δυο σημεία λειτουργίας στα οποία εφαρμόστηκε ο κύκλος Miller.



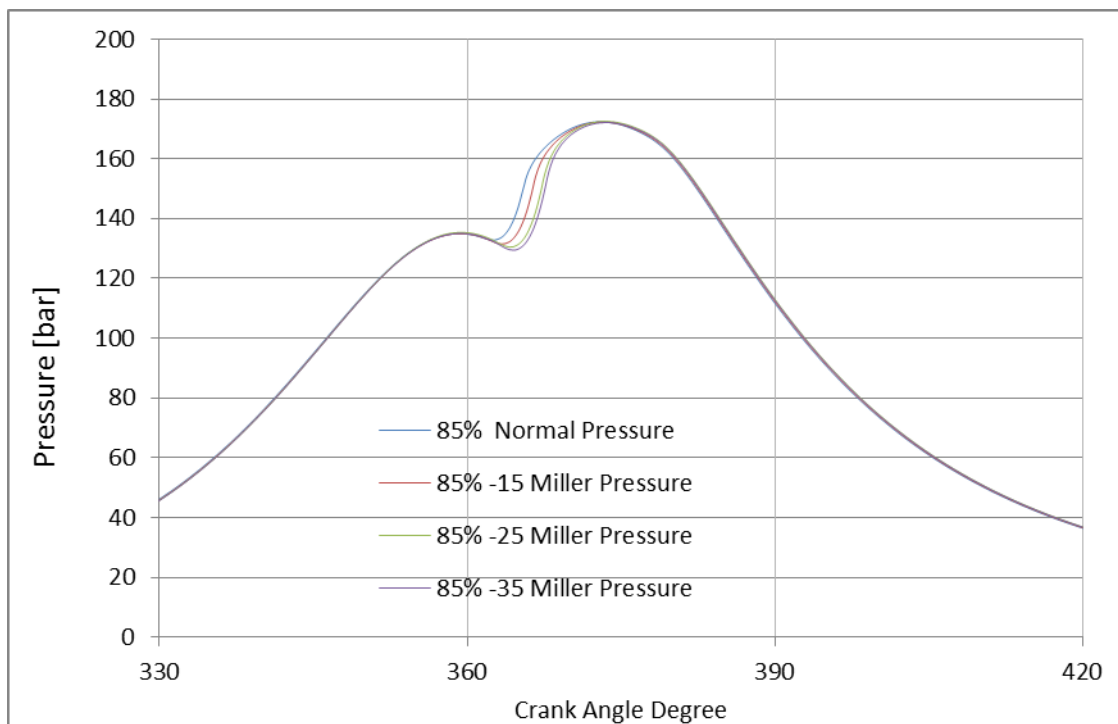
Διάγραμμα 44: Μάζα του παγιδευμένου αέρα στον κύλινδρο κατά τους τρεις διαφορετικούς και τον κανονικό χρονισμό των βαλβίδων εισαγωγής για τα δυο σημεία λειτουργίας .



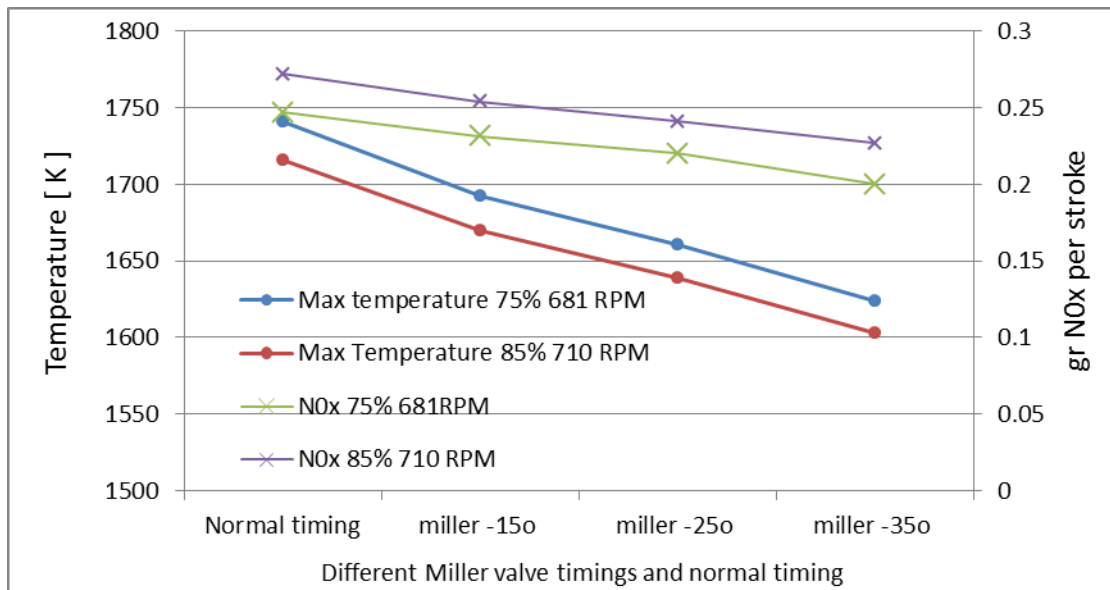
Διάγραμμα 45: Επίδραση του κύκλου Miller στη θερμοκρασία συναρτήσει της γωνίας στρόφαλου, στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο και 710 rpm για τους τρεις διαφορετικούς χρονισμούς κλεισίματος της βαλβίδας εισαγωγής.



Διάγραμμα 46: Επίδρασης του κύκλου Miller στο ρυθμό έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο και 710 rpm για τους τρεις διαφορετικούς χρονισμούς κλεισίματος της βαλβίδας εισαγωγής.



Διάγραμμα 47: Επίδραση του κύκλου Miller στην πίεση συναρτήσει της γωνίας στροφάλου κατά την φάση της συμπίεσης-καύσης εκτόνωσης στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο και 710 rpm, για τους τρεις διαφορετικούς χρονισμούς κλεισίματος της βαλβίδας εισαγωγής.



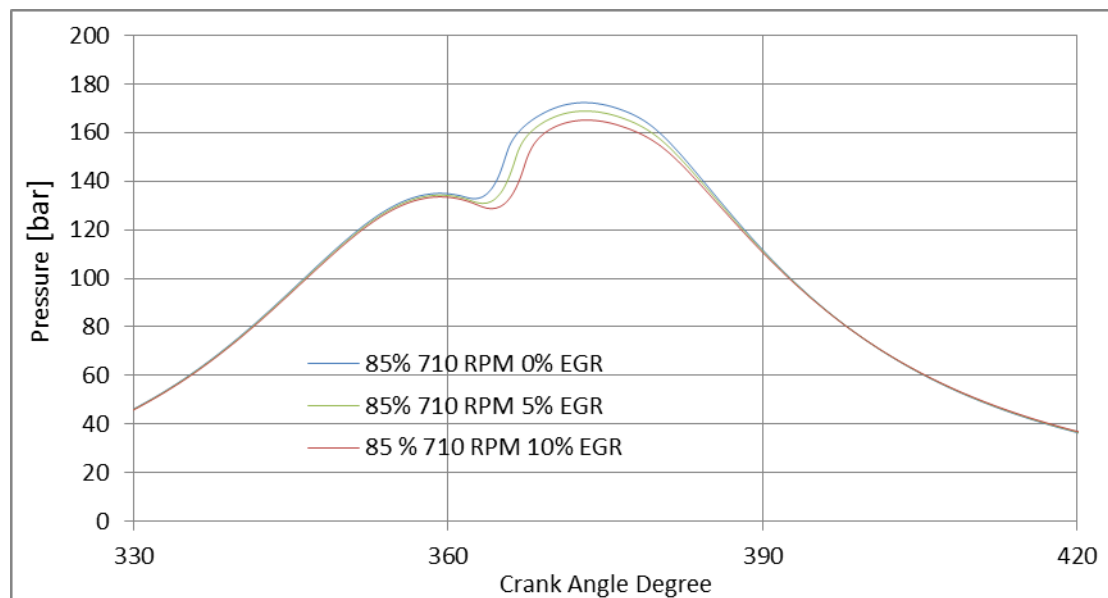
Διάγραμμα 48: Διάγραμμα μεταβολής των μέγιστων θερμοκρασιών και της μάζας παραγόμενων οξειδίων του αζώτου ανά κύλινδρο κατά τη διάρκεια ενός κύκλου του κινητήρα κατά τους τρεις διαφορετικούς και τον κανονικό χρονισμό των βαλβίδων εισαγωγής για τα δύο σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν.

Στο διάγραμμα 42 είναι εμφανής η μείωση του ενεργού λόγου συμπίεσης κατά την εφαρμογή του κύκλου Miller, επιβεβαιώνοντας την αρχή πάνω στην οποία στηρίζεται ο κύκλος αυτός. Στο διάγραμμα 43 παρουσιάζεται η απαιτούμενη αύξηση της πίεσης εισαγωγής ώστε να επιτευχθεί η ίδια πίεση κατά την ολοκλήρωση της συμπίεσης. Αύξηση των μοιρών κλεισίματος των βαλβίδων εισαγωγής πριν το ΚΝΣ οδηγεί σε περεταίρω αύξηση της αιτούμενης πίεσης του αέρα εισαγωγής. Επίσης η αυξημένη πίεση εισαγωγής αυξάνει την μάζα του αέρα που παγιδεύεται στο κύλινδρο με το κλείσιμο των βαλβίδων εισαγωγής. Η αύξηση της παγιδευμένης μάζας αέρα είναι εμφανής στο διάγραμμα 44 και είναι ανάλογη της πίεσης πλήρωσης. Ακόμη, όπως είναι εμφανές στο διάγραμμα 45, η εκτόνωση του παγιδευμένου στον κύλινδρο αέρα κατά την κάθοδο του εμβόλου ως το ΚΝΣ, οδηγεί σε χαμηλότερες θερμοκρασίες γενικότερα σε όλες της φάσεις. Όσο νωρίτερα κλείνουν οι βαλβίδες εισαγωγής πριν το ΚΝΣ τόσο μεγαλύτερη είναι η εκτόνωση του παγιδευμένου αέρα και συνεπώς η πτώση της θερμοκρασίας του. Η χαμηλότερη επικρατούσα θερμοκρασία στο θάλαμο καύσης κατά την ολοκλήρωση της συμπίεσης και έναρξη της έγχυσης οδηγεί σε μικρή αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης. Παρόλα αυτά η μέγιστη πίεση που εμφανίζεται στον θάλαμο καύσης παραμένει αμετάβλητη.

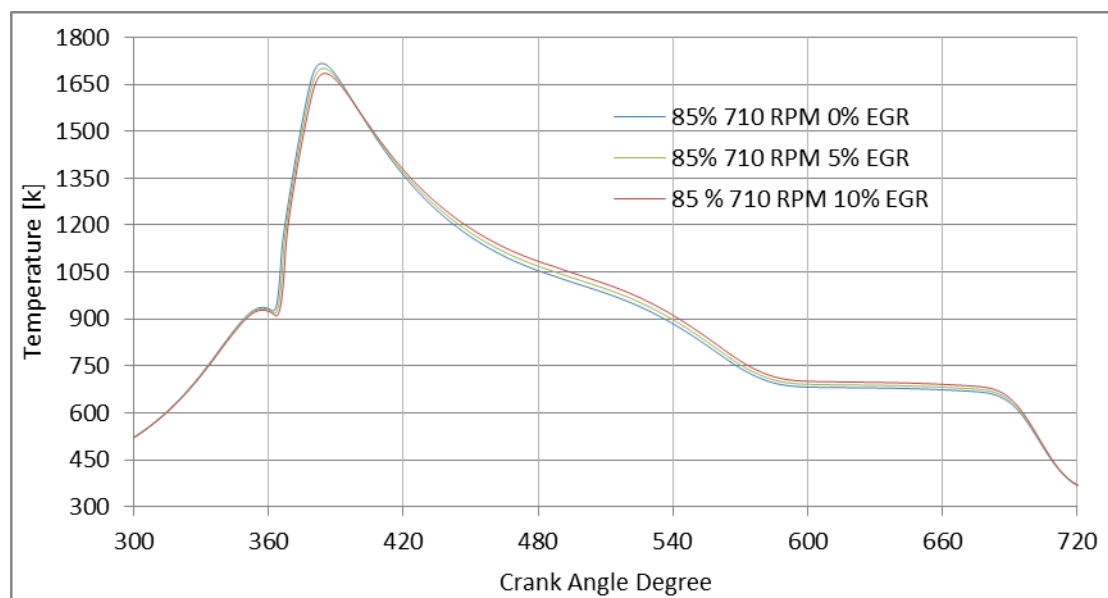
Η εφαρμογή του κύκλου Miller οδήγησε σε χαμηλότερες θερμοκρασίες στο θάλαμο καύσης κατά τη διεργασία της καύσης και συνεπώς μειώθηκε η εκπομπή οξειδίων του αζώτου (NOx). Αύξηση των μοιρών κλεισίματος της βαλβίδας εισαγωγής πριν το ΚΝΣ οδήγησε σε περεταίρω μείωση των θερμοκρασιών και παράλληλα της εκπομπής NOx. Η επίδραση του κύκλου Miller ήταν η ίδια και στα δύο σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν.

6.3.2 Επίδραση ανακυκλοφορίας καυσαερίων

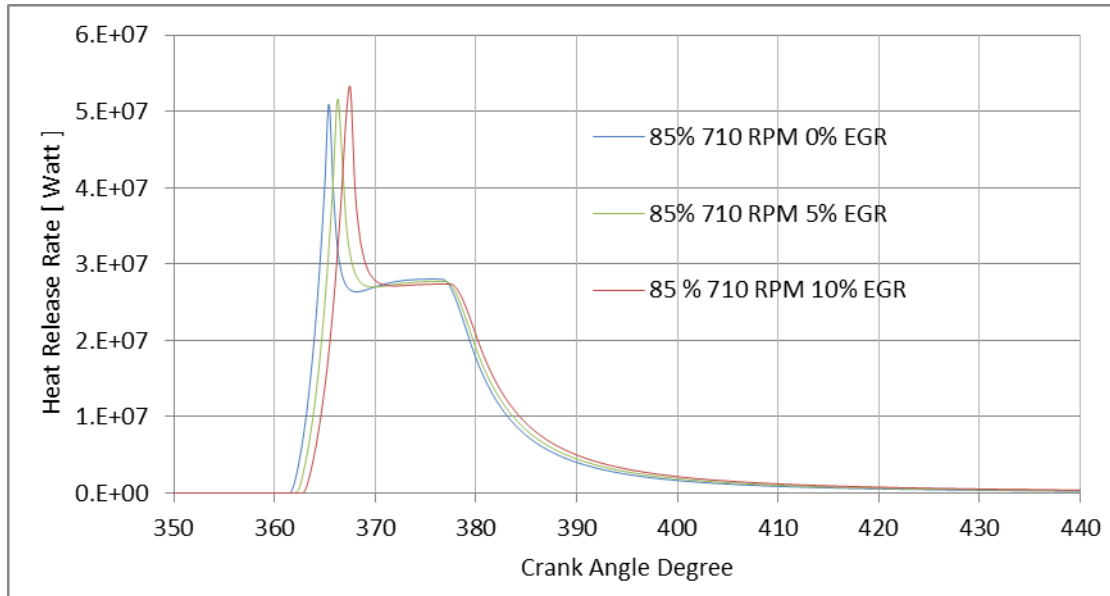
Ακολουθεί παράθεση κάποιων ενδεικτικών διαγραμμάτων που είναι εμφανής η επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίων.



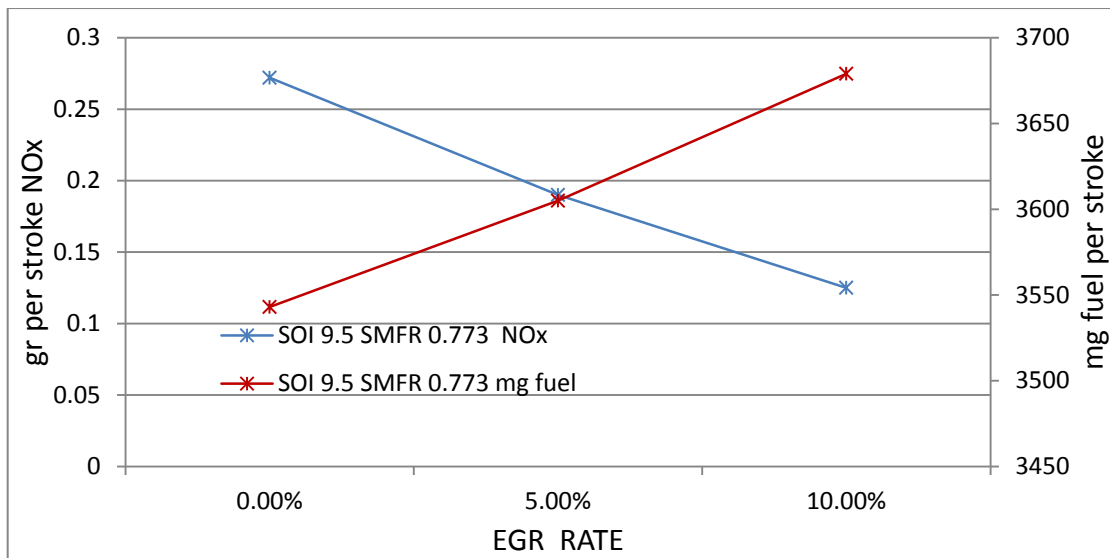
Διάγραμμα 49: Επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR) στην πίεση κατά την καύση συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, με 3 διαφορετικά ποσοστά ανακυκλοφορίας, με προπορεία έγχυσης 9,5 μοίρες και 0,773 kg/sec SMFR.



Διάγραμμα 50: Επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR) στη θερμοκρασία συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, με 3 διαφορετικά ποσοστά ανακυκλοφορίας, με προπορεία έγχυσης 9,5 μοίρες και 0,773 kg/sec SMFR.



Διάγραμμα 51: Επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίων(EGR) στον ρυθμό έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, με 3 διαφορετικά ποσοστά ανακυκλοφορίας, με προπορεία έγχυσης 9,5 μοίρες και 0,773 kg/sec SMFR.



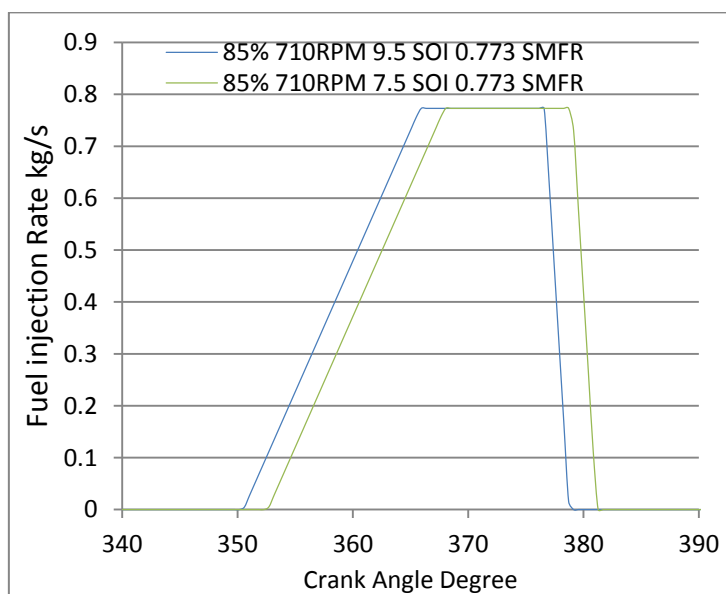
Διάγραμμα 52: Επίδραση της ανακυκλοφορία καυσαερίων στην εκπομπή οξειδίων του αζώτου και στην κατανάλωση καυσίμου, στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, με 3 διαφορετικά ποσοστά ανακυκλοφορίας με προπορεία έγχυσης 9,5 μοίρες και 0,773 kg/sec SMFR.

Η μικρότερη περιεκτικότητα του εισερχομένου αέρα στο κύλινδρο σε οξυγόνο οδηγεί σε αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης και μείωσης του ρυθμού έκλυσης θερμότητας κοντά στο ΑΝΣ όπως παρατηρείται στο διάγραμμα 51. Αυτό έχει σαν συνέπεια την επίτευξη χαμηλότερων μέγιστων πιέσεων όπως φαίνεται στο διάγραμμα 49 που προκαλούν αύξηση στην κατανάλωση καυσίμου (διάγραμμα 52). Επίσης οι λόγοι αυτοί συν το γεγονός της μεγαλύτερης θερμοχωρητικότητας των καυσαερίων οδηγούν στην επίτευξη χαμηλότερων μέγιστων θερμοκρασιών και ταυτόχρονα στην μείωση εκπομπής των οξειδίων του άζωτου.

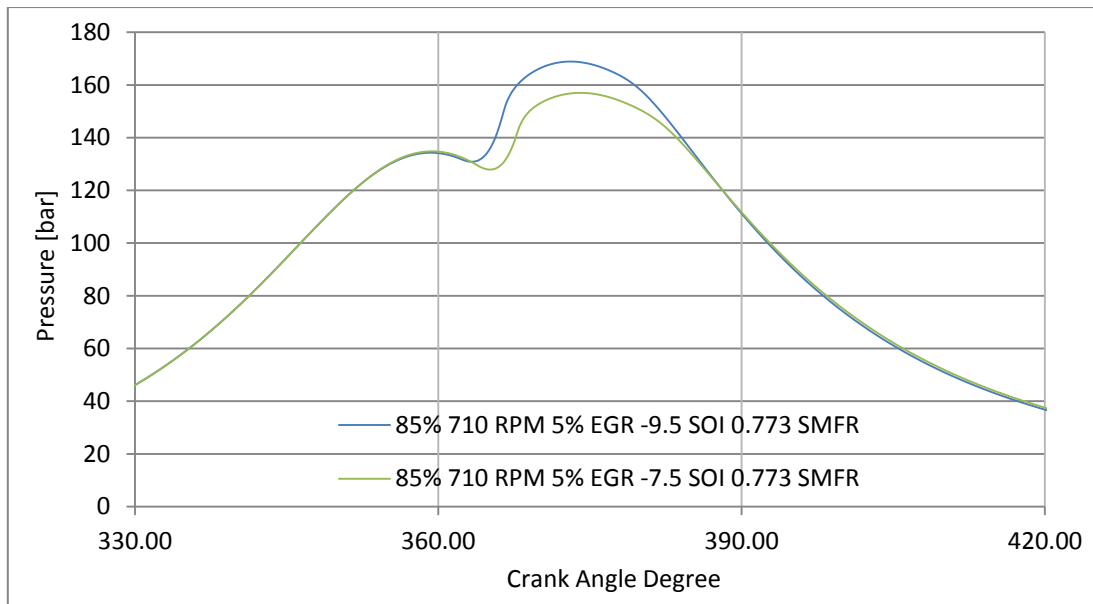
Αύξηση του ποσοστού ανακυκλοφορία οδηγεί σε περαιτέρω μείωση των μέγιστων θερμοκρασιών και πιέσεων και ταυτόχρονα σε περαιτέρω αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου και μείωση των εκπομπών NOx.

6.3.3 Επίδραση της προπορείας έγχυσης

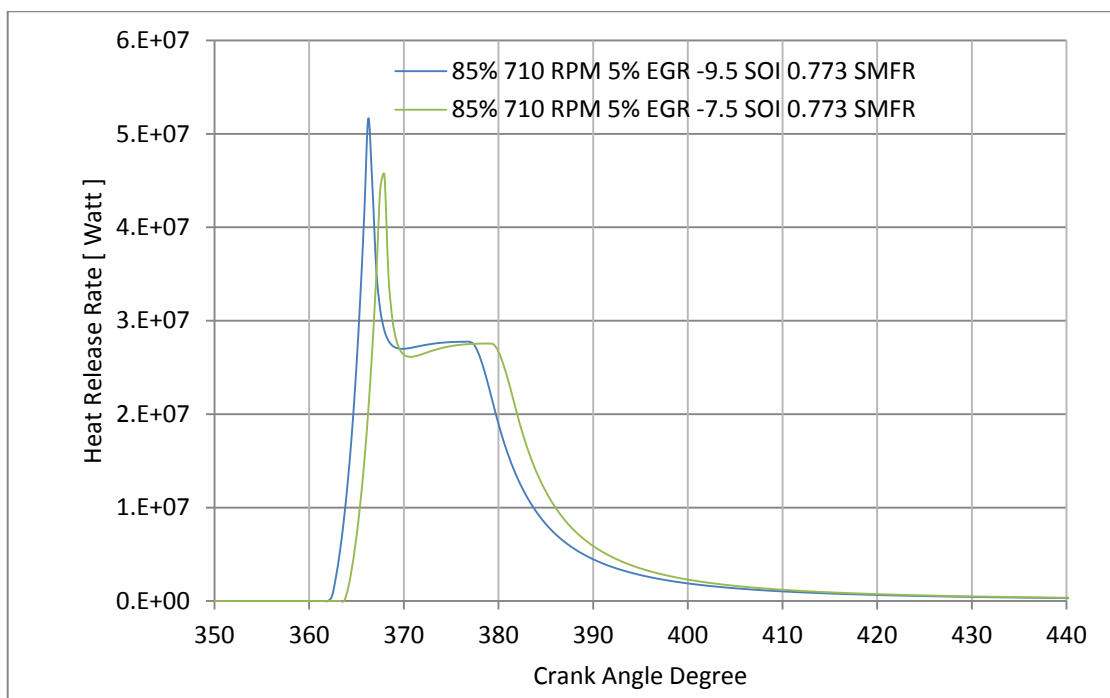
Ακολουθεί παράθεση κάποιων ενδεικτικών διαγραμμάτων που είναι εμφανής η επίδραση της αλλαγής της προπορείας έγχυσης.



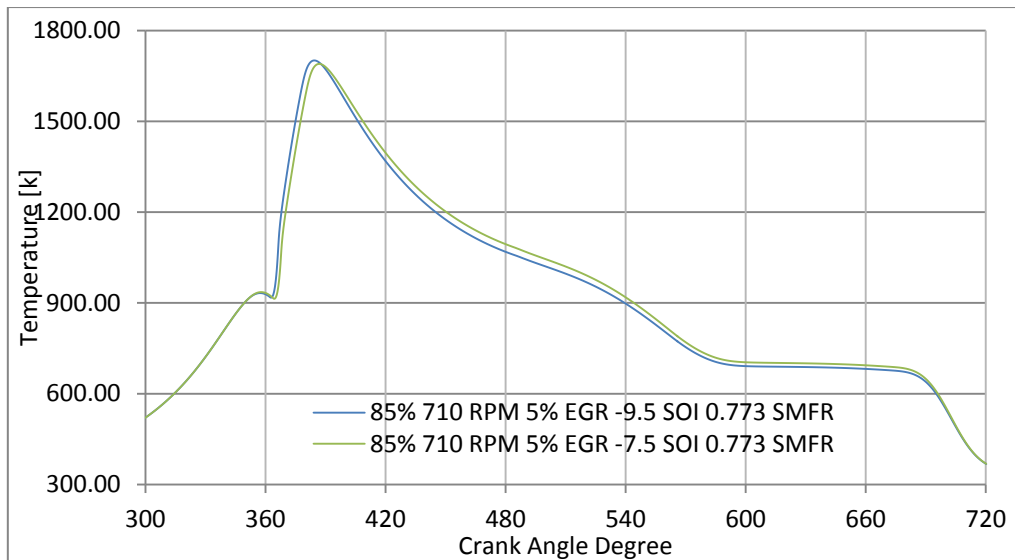
Διάγραμμα 53: Προφίλ έγχυσης για τις δύο περιπτώσεις προπορείας, στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, με ποσοστό ανακυκλοφορίας 5% και 0,773 kg/sec SMFR.



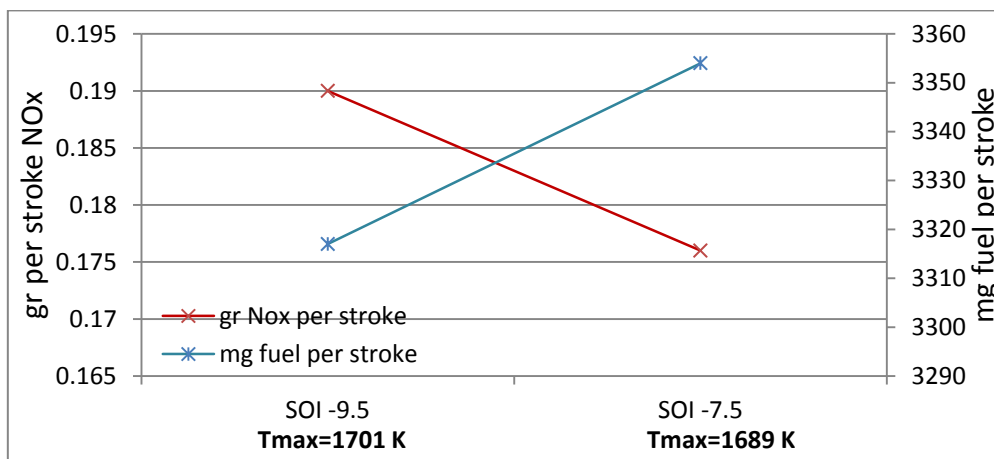
Διάγραμμα 54: Επίδραση της προπορείας έγχυσης στην πίεση κατά την καύση συναρτήσει της γωνίας στρόφαλου, στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, ποσοστό ανακυκλοφορίας 5% και 0,773 kg/sec SMFR.



Διάγραμμα 55: Επίδραση της προπορείας έγχυσης στον ρυθμό έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στρόφαλου, στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, ποσοστό ανακυκλοφορίας 5% και 0,773 kg/sec SMFR.



Διάγραμμα 56: Επίδραση της προπορείας έγχυσης στην θερμοκρασία συναρτήσεως της γωνίας στροφάλου, στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, ποσοστό ανακυκλοφορίας 5% και 0,773 kg/sec SMFR.

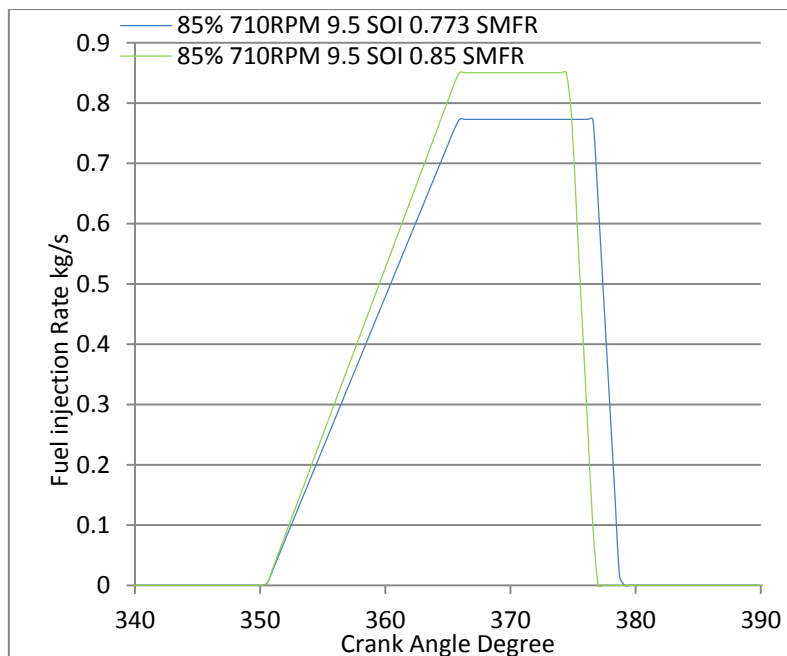


Διάγραμμα 57: Επίδραση της προπορείας έγχυσης στην κατανάλωση καυσίμου και στην εκπομπή οξειδίων του αζώτου, στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, ποσοστό ανακυκλοφορίας 5% και 0,773 kg/sec SMFR.

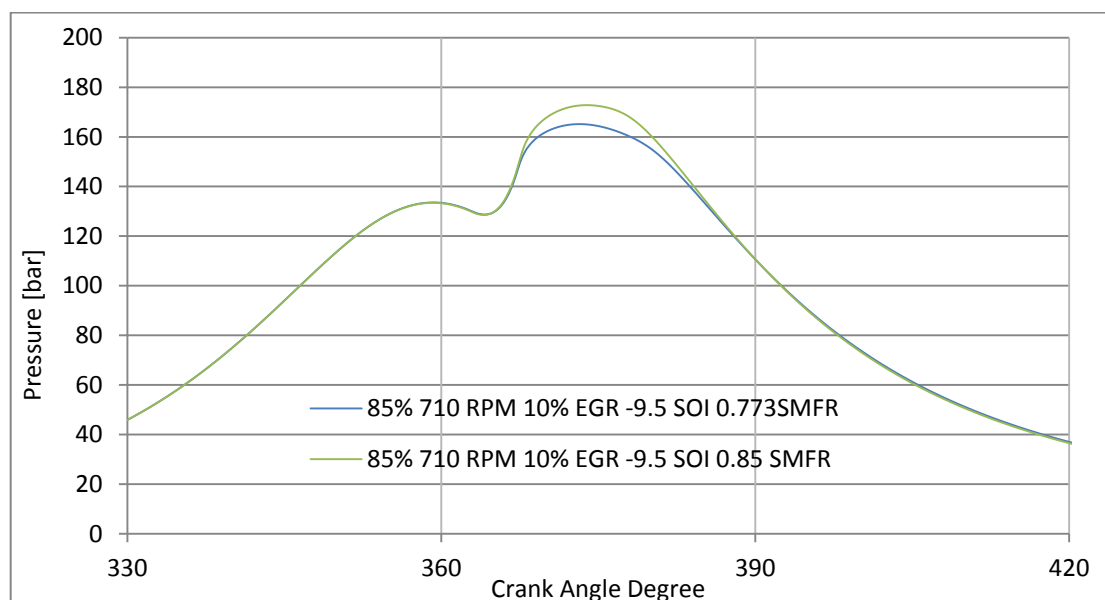
Με βάση τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων, μείωση της προπορείας έγχυσης οδήγησε σε όλες τις περιπτώσεις σε αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου και μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου, ανεξαρτήτως ποσοστού EGR και ρυθμού έγχυσης καυσίμου. Αυτό διότι ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας κοντά στο ANΣ είναι μειωμένος όπως προκύπτει και από το διάγραμμα 55. Αυτό οφείλεται στη μείωση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας κατά την καύση προανάμιξης. Ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας κατά την καύση προανάμιξης είναι μειωμένος διότι, η καθυστέρηση ανάφλεξης από την στιγμή της έναρξης της έγχυσης είναι μικρότερη λόγω αυξημένων συνθηκών πίεσης στο θάλαμο καύσης, οπότε σχηματίζεται μικρότερη ποσότητα μίγματος αέρα καυσίμου που καίγεται σε αυτό το στάδιο της καύσης. Συνεπώς οι χαμηλότερες πιέσεις καύσης (διάγραμμα 54) που επιτυγχάνονται αυξάνουν την κατανάλωση καυσίμου ενώ οι χαμηλότερες θερμοκρασίες (διάγραμμα 56) μειώνουν την παραγωγή NOx.

6.3.4 Επίδραση ρυθμού έγχυσης καυσίμου.

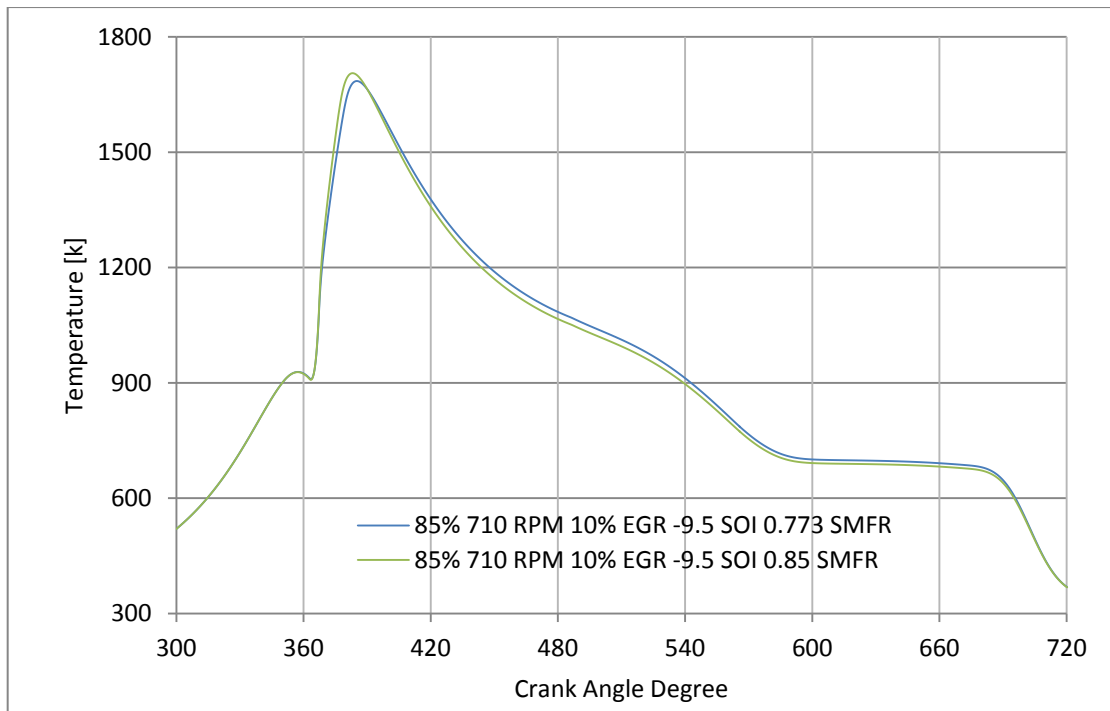
Ακολουθεί παράθεση κάποιων ενδεικτικών διαγραμμάτων που είναι εμφανής η επίδραση της αλλαγής του ρυθμού έγχυσης καυσίμου.



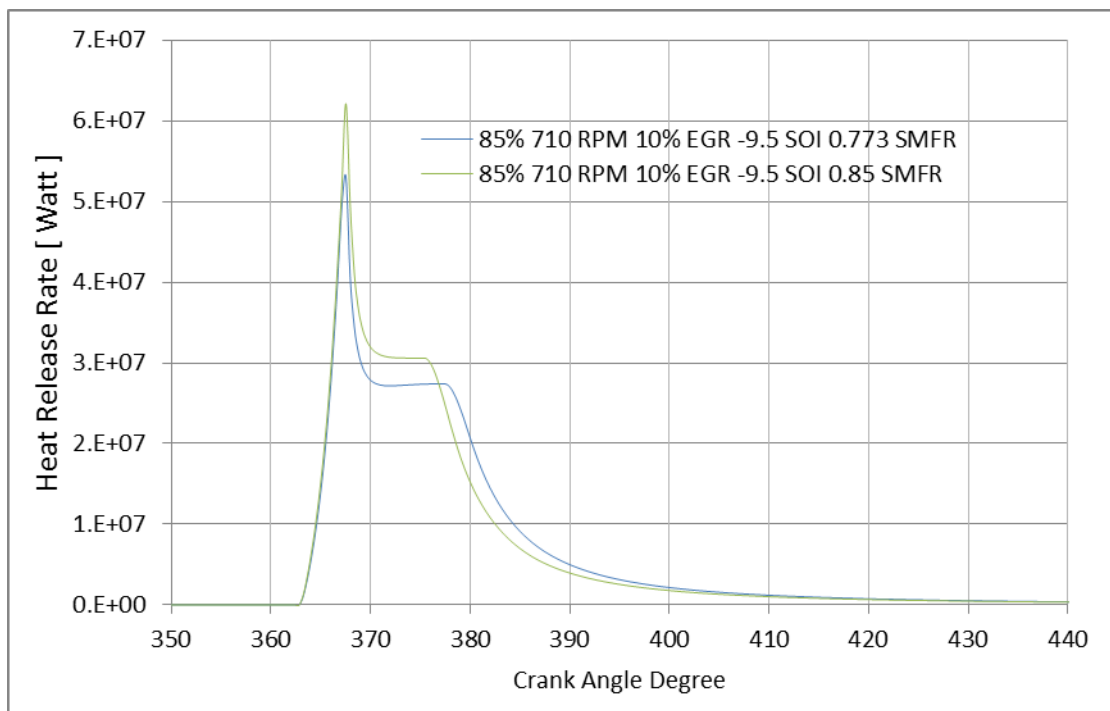
Διάγραμμα 58: Προφίλ έγχυσης για τις δύο περιπτώσεις ρυθμού έγχυσης, στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, με ποσοστό ανακυκλοφορίας 10% και προπορεία έγχυσης 9,5 μοίρες.



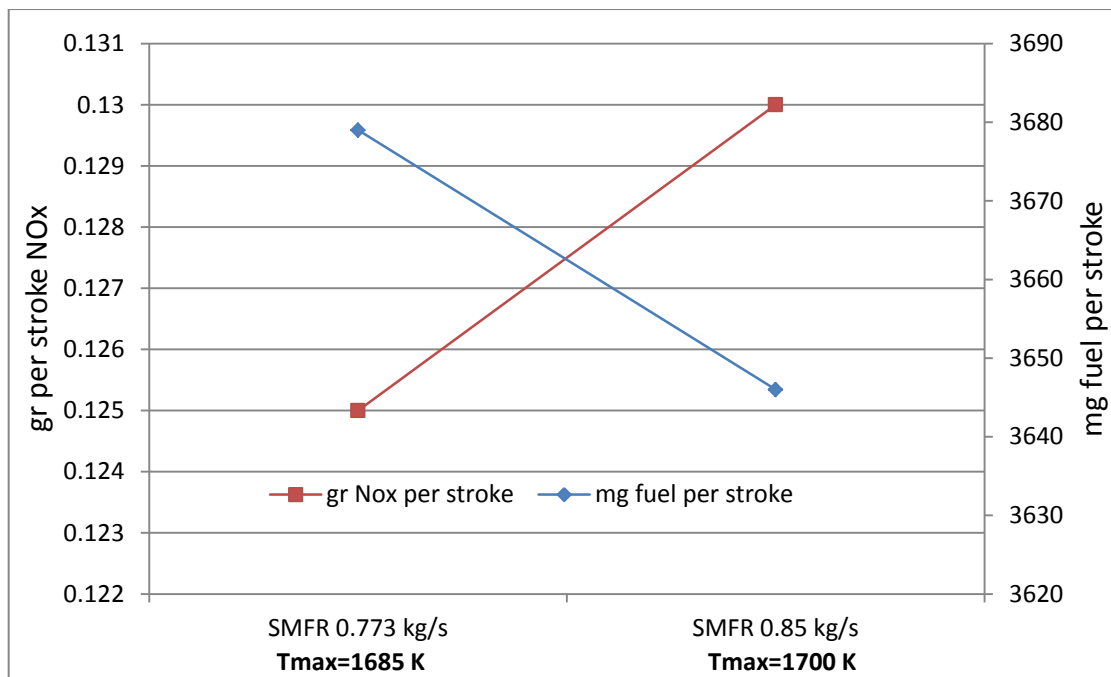
Διάγραμμα 59: Επίδραση του ρυθμού έγχυσης στην πίεση κατά την καύση συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, με ποσοστό ανακυκλοφορίας 10% και προπορεία έγχυσης 9,5 μοίρες.



Διάγραμμα 60: Επίδραση του ρυθμού έγχυσης στην θερμοκρασία συναρτήσεως της γωνίας στροφάλου, στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, με ποσοστό ανακυκλοφορίας 10% και προπορεία έγχυσης 9,5 μίρες.



Διάγραμμα 61: Επίδραση του ρυθμού έγχυσης στον ρυθμό έκλυσης θερμότητας συναρτήσεως της γωνίας στροφάλου, στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, με ποσοστό ανακυκλοφορίας 10% και προπορεία έγχυσης 9,5 μίρες.



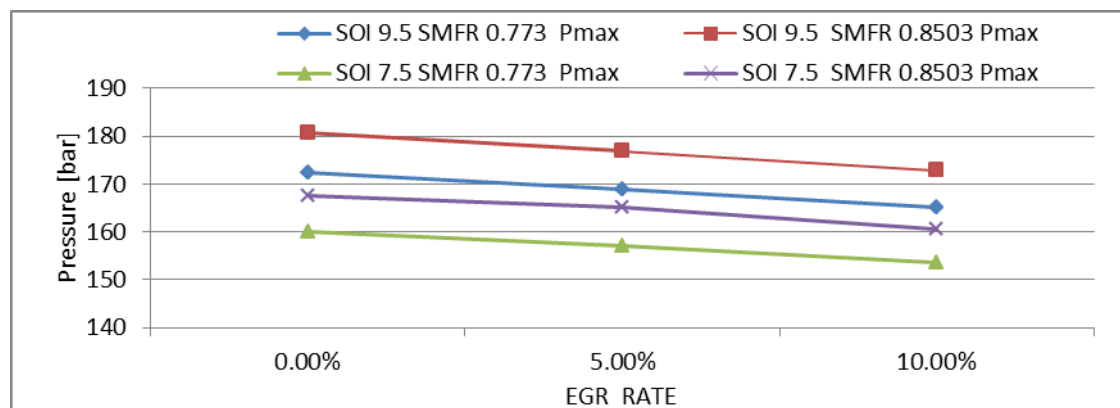
Διάγραμμα 62: Επίδραση του ρυθμού έγχυσης στην κατανάλωση καυσίμου και στην εκπομπή οξειδίων του αζώτου στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, με ποσοστό ανακυκλοφορίας 10% και προπορεία έγχυσης 9,5 μοίρες.

Αύξηση του ρυθμού έγχυσης με βάση τα παραπάνω διαγράμματα οδηγούσε σε όλες τις περιπτώσεις ανεξαρτήτως ποσοστού ανακυκλοφορίας και προπορείας έγχυσης σε αύξηση της εκπομπής NOx και μείωση της κατανάλωσης καυσίμου. Διότι όπως είναι εμφανές από το διάγραμμα 61 ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας είναι αυξημένος πλησιέστερα στο ANΣ. Το γεγονός αυτό οφείλεται στο ότι η καθυστέρηση ανάφλεξης διατηρείται σταθερή καθώς επικρατούν ίδιες συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας την στιγμή έναρξης της έγχυσης, όπως φαίνεται και στα διαγράμματα 59,60,61, συνεπώς στην περίπτωση αύξησης του ρυθμού έγχυσης σχηματίζεται μεγαλύτερη ποσότητα μίγματος αέρα καυσίμου που καταναλώνεται μέσω καύσης προανάμιξης. Επίσης το γεγονός αυτό οδηγεί τόσο σε αυξημένες πιέσεις όσο και θερμοκρασίες στον θάλαμο καύσης που αντίστοιχα επιφέρουν θετικά αποτελέσματα στην κατανάλωση καυσίμου και αρνητικά στην παραγωγή οξειδίων του αζώτου.

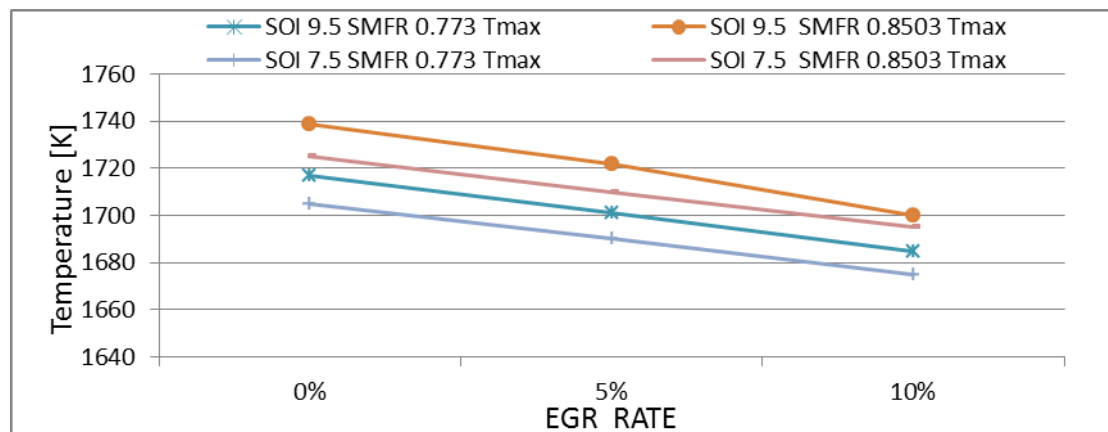
Η αύξηση του ρυθμού έγχυσης, που πρακτικά ταυτίζεται με αύξηση της πίεσης έγχυσης επιφέρει θετικά αποτελέσματα στην μείωση της παραγόμενης αιθάλης λόγω του καλύτερου διασκορπισμού και ανάμιξης του καυσίμου με τον αέρα στον θάλαμο καύσης και σαν συνέπεια δεν σχηματίζονται τόσο πλούσιες σε καύσιμο περιοχές και έτσι μειώνεται η παραγόμενη αιθάλη. Η επίδραση αυτή του αυξημένου ρυθμού έγχυσης στη μείωση της παραγόμενης αιθάλης δεν εξετάστηκε λόγω αδυναμίας του υπολογιστικού μοντέλου να προσεγγίσει τα πειραματικά δεδομένα.

6.3.5 Συνδυασμός EGR και στρατηγικών έγχυσης

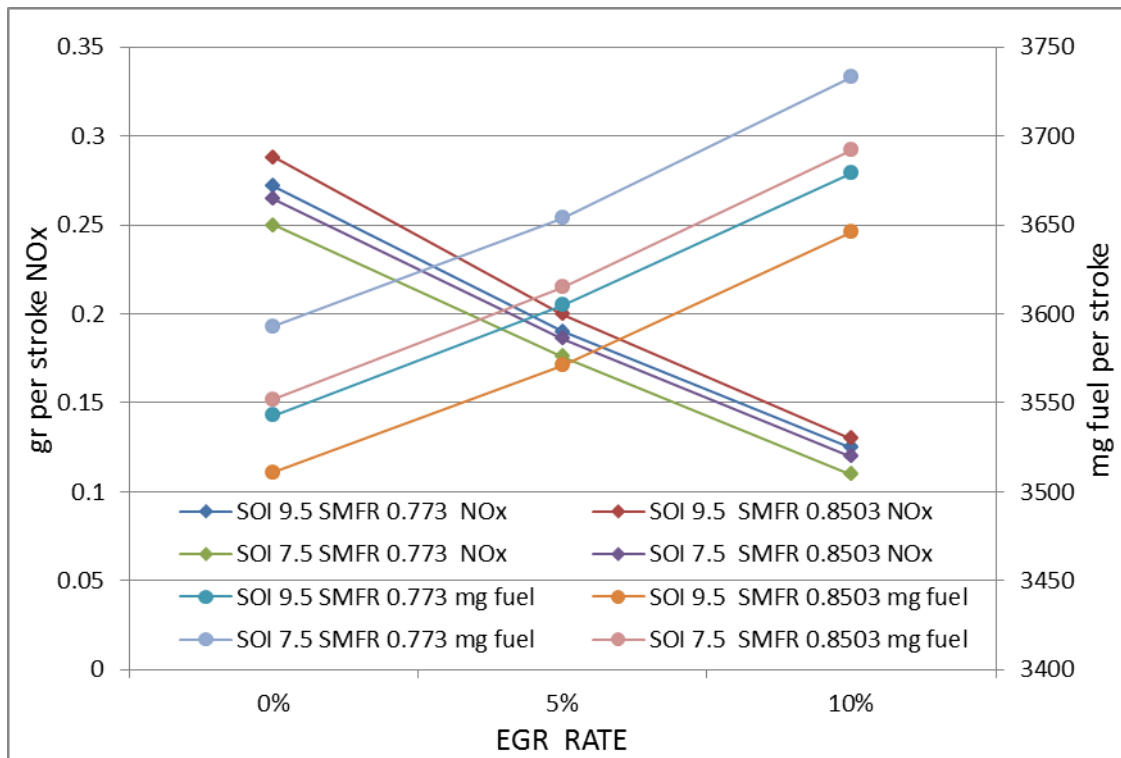
Ακολουθούν κάποια συγκεντρωτικά διαγράμματα της επίδρασης του καθενός από τους δώδεκα συνολικά διαφορετικούς συνδυασμούς ποσοστού ανακυκλοφορίας καυσαερίων, προπορείας έγχυσης και ρυθμού έγχυσης καυσίμου που δοκιμάστηκαν στο μοντέλο για τα δύο διαφορετικά σημεία λειτουργίας που αναφέρθηκαν. Οι διαφορετικοί αυτοί συνδυασμοί αναφέρονται στο προηγούμενο κεφάλαιο. Επιβάλλεται να αναφερθεί ξανά ότι κατά τη διάρκεια των παρακάτω δοκιμών η ισχύς του κινητήρα διατηρήθηκε σταθερή μέσω ρύθμισης της χρονικής διάρκειας της έγχυσης.



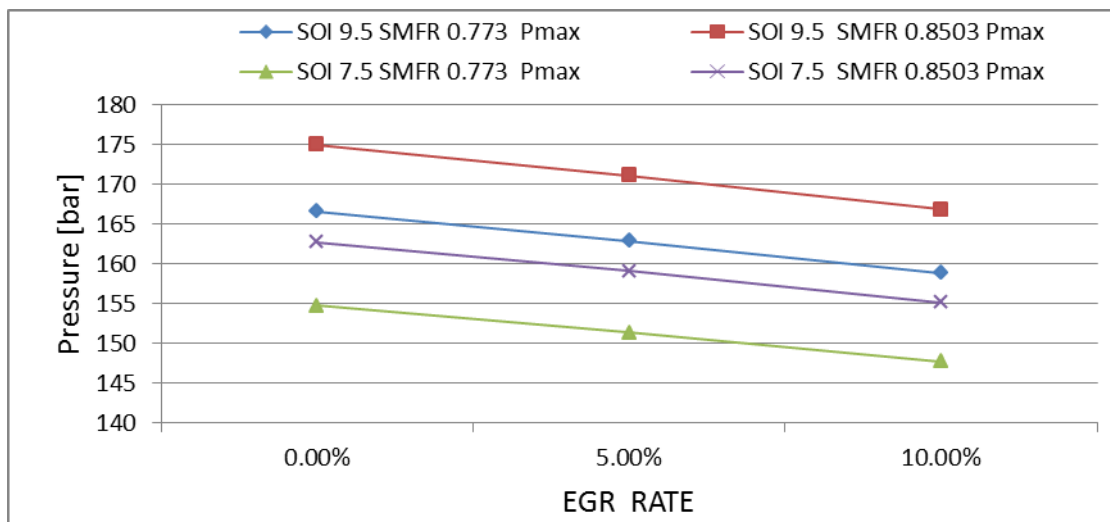
Διάγραμμα 63: Συγκεντρωτικό διάγραμμα της επίδρασης των δώδεκα διαφορετικών συνδυασμών ποσοστού ανακυκλοφορίας καυσαερίων, προπορείας έγχυσης και ρυθμού έγχυσης στην μέγιστη πίεση κατά την καύση στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, με HFO.



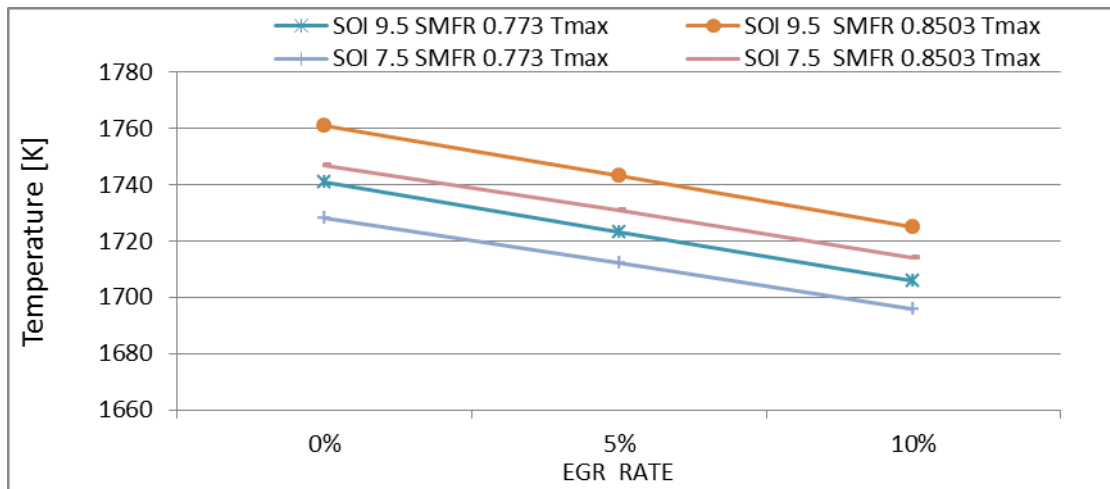
Διάγραμμα 64: Συγκεντρωτικό διάγραμμα της επίδρασης των δώδεκα διαφορετικών συνδυασμών ποσοστού ανακυκλοφορίας καυσαερίων, προπορείας έγχυσης και ρυθμού έγχυσης στην μέγιστη θερμοκρασία στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, με HFO.



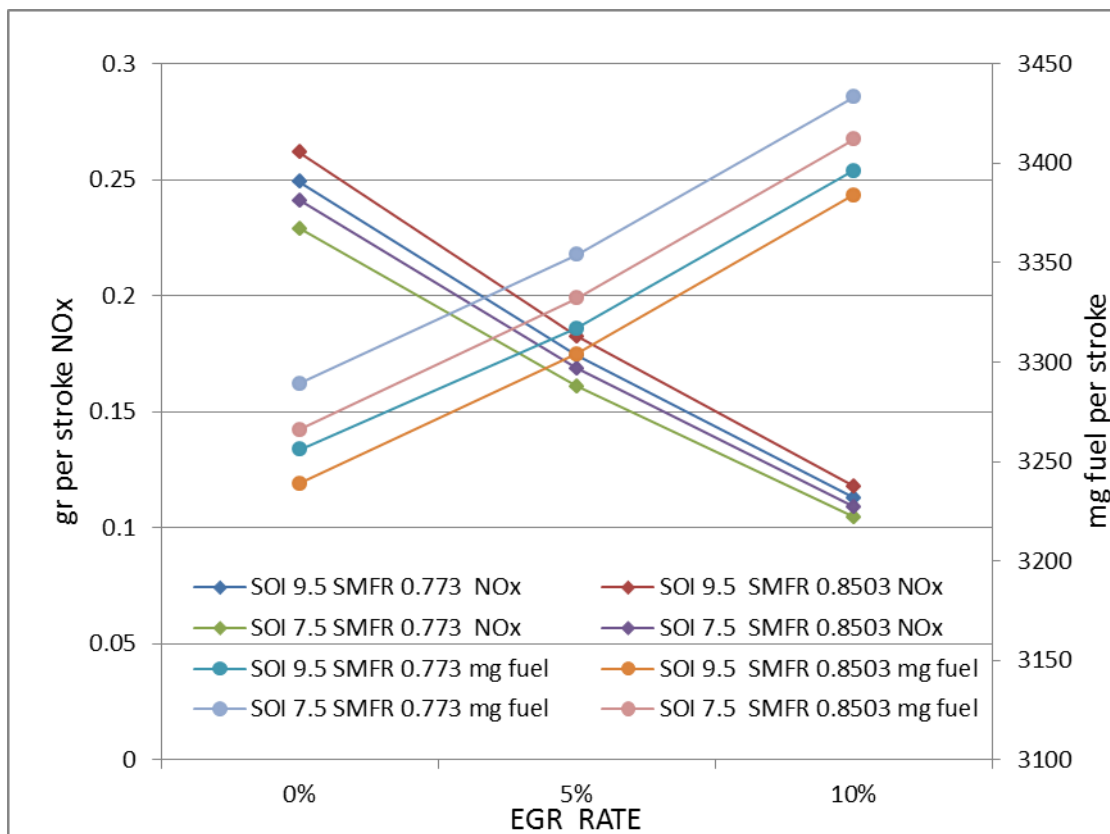
Διάγραμμα 65: Συγκεντρωτικό διάγραμμα της επίδρασης των δώδεκα διαφορετικών συνδυασμών ποσοστού ανακυκλοφορίας καυσαερίων, προπορείας έγχυσης και ρυθμού έγχυσης στην κατανάλωση καυσίμου και στην μάζα παραγόμενων οξειδίων του αζώτου ανά κύλινδρο κατά τη διάρκεια ενός κύκλου του κινητήρα του αζώτου στο σημείο λειτουργίας με φορτίο 85%, 710 rpm, με HFO.



Διάγραμμα 66: Συγκεντρωτικό διάγραμμα της επίδρασης των δώδεκα διαφορετικών συνδυασμών ποσοστού ανακυκλοφορίας καυσαερίων, προπορείας έγχυσης και ρυθμού έγχυσης στην μέγιστη πίεση κατά την καύση στο σημείο λειτουργίας με φορτίο 75%, 681 rpm, με HFO.



Διάγραμμα 67: Συγκεντρωτικό διάγραμμα της επίδρασης των δώδεκα διαφορετικών συνδυασμών ποσοστού ανακυκλοφορίας καυσαερίων, προπορείας έγχυσης και ρυθμού έγχυσης στην μέγιστη θερμοκρασία στο σημείο λειτουργίας με φορτίο 75%, 681 rpm, με HFO.



Διάγραμμα 68: Συγκεντρωτικό διάγραμμα της επίδρασης των δώδεκα διαφορετικών συνδυασμών ποσοστού ανακυκλοφορίας καυσαερίων, προπορείας έγχυσης και ρυθμού έγχυσης στην κατανάλωση καυσίμου και στην μάζα παραγόμενων οξειδίων του αζώτου ανά κύλινδρο κατά τη διάρκεια ενός κύκλου του κινητήρα του αζώτου στο σημείο λειτουργίας με φορτίο 75%, 681 rpm, με HFO.

Η ανακυκλοφορία καυσαερίων γενικά όπως πρόεκυψε από τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων οδήγησε σε αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου και μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου, ανεξαρτήτως ποσοστού, προπορείας έγχυσης ή ρυθμού έγχυσης.

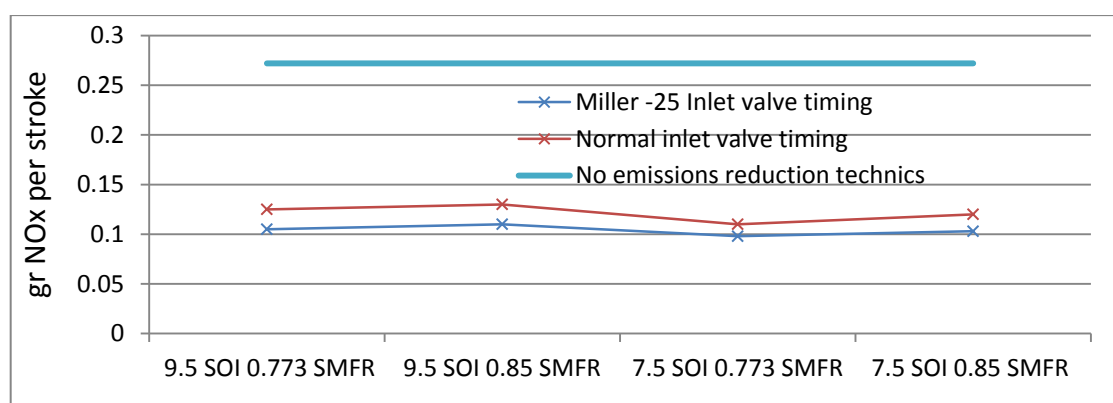
Με δεδομένη ανακυκλοφορία καυσαερίων, μείωση της προπορείας και μικρότερος ρυθμός έγχυσης, παρουσιάζει τα καλύτερα αποτελέσματα σχετικά με την παραγωγή NOx, ενώ ταυτόχρονα παρατηρείται η μεγαλύτερη αύξηση της κατανάλωσης, σε όλα τα ποσοστά ανακυκλοφορίας που δοκιμάστηκαν στο μοντέλο και στα δύο σημεία λειτουργίας που εφαρμόστηκαν οι τεχνικές μείωσης των ρύπων.

Με δεδομένη ανακυκλοφορία καυσαερίων, με αυξημένη προπορεία έγχυσης και αυξημένο ρυθμό έγχυσης παρουσιάζονται τα καλύτερα αποτελέσματα όσον αφορά την κατανάλωση καυσίμου που είναι μειωμένη ενώ ταυτόχρονα παρατηρείται η μεγαλύτερη αύξηση παραγωγής NOx σε όλα τα ποσοστά ανακυκλοφορίας που δοκιμάστηκαν στο μοντέλο και στα δυο σημεία λειτουργίας που εφαρμόστηκαν οι τεχνικές μείωσης των ρύπων.

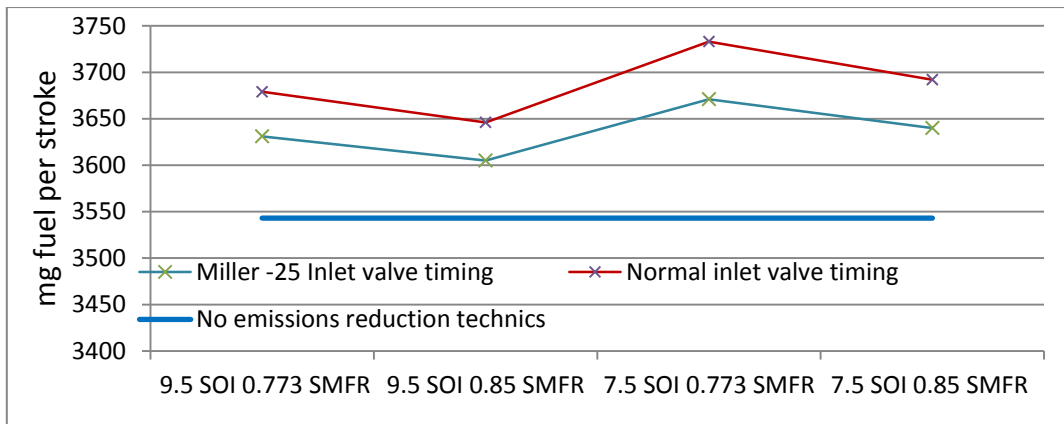
Συνδυασμός ποσοστού ανακυκλοφορίας καυσαερίων με μείωση της προπορείας έγχυσης και αύξηση του ρυθμού έγχυσης στις στρατηγικές που εξετάστηκαν, επετεύχθη μικρότερη μείωση των εκπομπών NOx με ταυτόχρονη μικρότερη αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου ανεξαρτήτως ποσοστού EGR.

6.3.6 Συνδυασμός EGR, κύκλου Miller και στρατηγικών έγχυσης

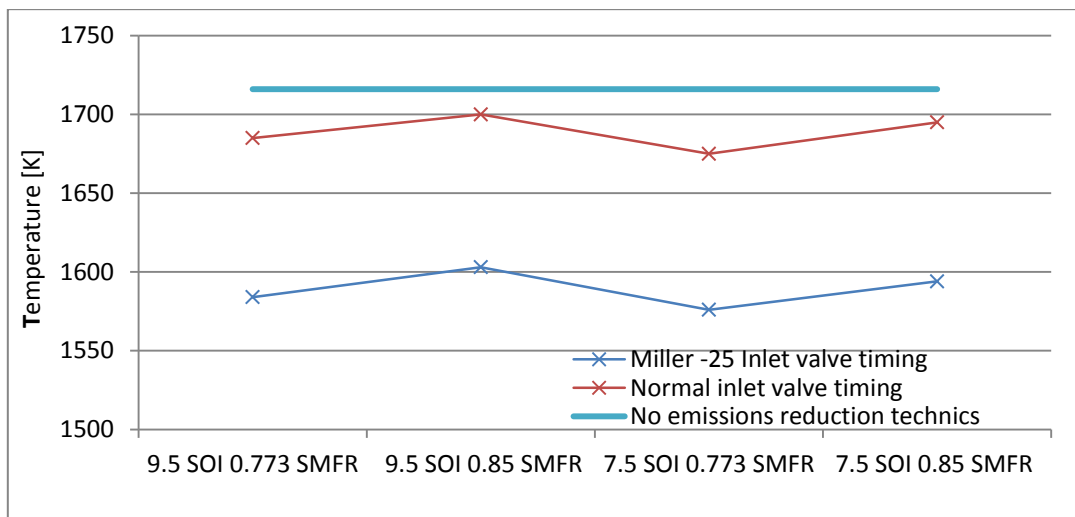
Στην παράγραφο αυτή παρατίθενται τα διαγράμματα της επίδρασης του κύκλου Miller με 25° μοίρες κλείσιμο βαλβίδας εισαγωγής πριν το ΚΝΣ, στο σενάριο του 10% ανακυκλοφορίας καυσαερίων, σε συνδυασμό με τις τέσσερις διαφορετικές στρατηγικές έγχυσης που εξετάστηκαν. Η ποσότητα του εγγεόμενου καυσίμου ρυθμίστηκε αναλόγως ώστε σε όλους τους διαφορετικούς συνδυασμούς να έχω σταθερή παραγόμενη ισχύ (IMEP). Η επίδραση αυτή εξετάστηκε στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, με HFO.



Διάγραμμα 69: Επίδραση του συνδυασμού κύκλου Miller (με κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής 25° μοίρες πριν το ΚΝΣ), με EGR 10% και με διαφορετικές στρατηγικές έγχυσης, στην απαιτούμενη ποσότητα έγχυσης καυσίμου



Διάγραμμα 70: Επίδραση του συνδυασμού κύκλου Miller (με κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής 25° μοίρες πριν το ΚΝΣ), με EGR 10% και με διαφορετικές στρατηγικές έγχυσης στην παραγόμενη ποσότητα NOx ανά κύκλο στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, με HFO.



Διάγραμμα 71: Επίδραση του συνδυασμού κύκλου Miller (με κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής 25° μοίρες πριν το ΚΝΣ), με EGR 10% και με διαφορετικές στρατηγικές έγχυσης στις μέγιστες θερμοκρασίες στο σημείο λειτουργίας με 85% φορτίο, 710 rpm, με HFO.

Συνδυασμός ανακυκλοφορίας καυσαερίων και διαφόρων στρατηγικών έγχυσης με τον κύκλο Miller οδηγεί σε περαιτέρω μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου με ταυτόχρονη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου σε άμεση σύγκριση με την περίπτωση του συνδυασμού τους με συμβατικό κύκλο λειτουργίας.

7 Συμπεράσματα

Το μοντέλο του ναυτικού κινητήρα που αναπτύχθηκε παρουσιάζει μεγάλη ακρίβεια και προσεγγίζει σε πολύ ικανοποιητικό βαθμό τα διαθέσιμα πειραματικά δεδομένα, τόσο με χρήση βαρέως καυσίμου (HFO), όσο και με χρήση ελαφρού πετρελαίου κλασματικής απόσταξης (MDO).

Σχετικά με τις τεχνικές μείωσης των εκπεμπόμενων ρύπων που εφαρμόστηκαν, η γενικότερη τάση που παρατηρήθηκε είναι ότι η μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου ταυτίζεται με ταυτόχρονη αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου, πλην της περίπτωσης λειτουργίας του κινητήρα με βάση τον κύκλο Miller, όπου η κατανάλωση δεν παρουσίασε κάποια μεταβολή. Η απομάκρυνση του κέντρου της καύσης από το ANΣ συνεπάγεται μείωση των μέγιστων θερμοκρασιών που εμφανίζονται στον κύλινδρο με ταυτόχρονη μείωση των NO_x, ενώ παράλληλα οι χαμηλότερες μέγιστες πιέσεις οδηγούν σε αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου. Η απομάκρυνση του κέντρου της καύσης από το ANΣ επιτυγχάνεται με μείωση της προπορείας έγχυσης καυσίμου (SOI) και με ανακυκλοφορία καυσαερίων (EGR). Αντίθετα, το κέντρο της καύσης μετατοπίζεται προς το ANΣ με αύξηση της προπορείας έγχυσης, με αύξηση του ρυθμού (πίεσης) έγχυσης και μείωση του ποσοστού ανακυκλοφορίας. Γενικότερα, η επίδραση της καθεμιάς από τις προαναφερθείσες τεχνικές είναι σε συμφωνία με τις τάσεις που παρατηρούνται στη βιβλιογραφία.

Πιο συγκεκριμένα, για λειτουργία του κινητήρα στις 710 rpm και φορτίο 85%, επιτεύχθηκε μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου κατά 64% με ταυτόχρονη επιβάρυνση της κατανάλωσης καυσίμου κατά 3,6% με χρήση του κύκλου Miller, 10% ανακυκλοφορίας καυσαερίων, μείωση της προπορείας έγχυσης από τις 9,5° στις 7,5° πριν το ANΣ και διατήρηση του ίδιου ρυθμού έγχυσης για καύσιμο βαρέως τύπου (HFO).

Θεωρητικά, η μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου από έναν κινητήρα συνοδεύεται από ταυτόχρονη αύξηση των εκπομπών αιθάλης από αυτόν. Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας οι εκπομπές αιθάλης του κινητήρα δε λήφθηκαν υπ' όψη, λόγω αδυναμίας του υπολογιστικού μοντέλου να προβλέψει τις πραγματικές τιμές εκπομπών.

Ο κύκλος Miller εφαρμόζεται στην πλειοψηφία των σύγχρονων μεσόστροφων ναυτικών κινητήρων Diesel με χρήση συστημάτων μεταβλητού χρονισμού των βαλβίδων εισαγωγής, ώστε στα χαμηλά φορτία να χρησιμοποιείται ο συμβατικός κύκλος λειτουργίας και στα υψηλά (όπου οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου είναι μεγαλύτερες) ο κύκλος Miller. Πειραματικά έχουν γίνει δοκιμές με ακόμη πιο ακραίους χρονισμούς Miller με πολύ μεγαλύτερη αύξηση της πίεσης πλήρωσης που επιτυγχάνεται με συστήματα υπερπλήρωσης δυο βαθμίδων [24, 18, 30, 32].

Η ανακυκλοφορία καυσαερίων δε συναντάται συχνά στους ναυτικούς κινητήρες Diesel, διότι η ποιότητα των χρησιμοποιούμενων καυσίμων είναι χαμηλή, με αποτελέσματα την εκπομπή μεγάλων ποσοτήτων αιθάλης και οξειδίων του θείου που είναι ικανά να προκαλέσουν πληθώρα προβλημάτων στον κινητήρα. Επίσης, η διαφορά πίεσης μεταξύ εισαγωγής και εξαγωγής είναι πάντοτε θετική σε όλο σχεδόν το εύρος λειτουργίας του κινητήρα, οπότε απαιτείται χρήση επιπρόσθετων συστημάτων αύξησης της πίεσης των καυσαερίων πριν αυτά εισέλθουν στον κύλινδρο του κινητήρα (πχ. συμπιεστή καυσαερίων [30]).

Η βελτιστοποίηση της έγχυσης στους σύγχρονους ναυτικούς κινητήρες επιτυγχάνεται με την υιοθέτηση συστημάτων έγχυσης κοινού συλλέκτη (common rail). Αυτά τα συστήματα είναι ικανά να ρυθμίζουν τις διάφορες παραμέτρους της έγχυσης ανάλογα με το φορτίο και τις στροφές του κινητήρα και να επιτυγχάνονται οι επιθυμητές συνθήκες καύσης σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα.

Η ανάπτυξη, ο σχεδιασμός και η βελτιστοποίηση των ναυτικών κινητήρων Diesel αποτελεί ένα πολυσύνθετο πρόβλημα με αρκετές αλληλοεξαρτώμενες παραμέτρους που θα πρέπει να ληφθούν ταυτόχρονα υπ' όψη. Πέρα από τη βελτιστοποίηση της διεργασίας της καύσης για την επίτευξη μείωσης των εκπομπών αέριων ρύπων ώστε ο κινητήρας να είναι συμβατός με τους νέους κανονισμούς, υπάρχουν και άλλες απαιτήσεις που ταυτόχρονα θα πρέπει να ικανοποιούνται. Παράδειγμα τέτοιων απαιτήσεων είναι η διατήρηση της αξιοπιστίας του κινητήρα σε υψηλά επίπεδα με όσο το δυνατόν λιγότερες απαιτήσεις σε συντήρηση. Επίσης, είναι αναγκαία η διατήρηση της ικανότητας των κινητήρων να λειτουργούν εξίσου αποδοτικά με ποικιλία καυσίμων διαφορετικής ποιότητας και σύστασης χωρίς συνέπειες.

Μια πρόταση για περαιτέρω έρευνα στηριζόμενη στην παρούσα διπλωματική εργασία είναι η ανάπτυξη ενός υπολογιστικού κώδικα που θα λειτουργεί παράλληλα με το λογισμικό προσομοίωσης και θα βελτιστοποιεί ταυτόχρονα όλες τις απαραίτητες παραμέτρους ώστε να επιτυγχάνονται μειωμένες εκπομπές ρύπων σε συνδυασμό με χαμηλή επίπτωση στην κατανάλωση του κινητήρα σε κάθε σημείο λειτουργίας. Τέλος, ο σχεδιασμός ενός κινητήρα, εκτός της θερμοδυναμικής ανάλυσης, περιλαμβάνει και την κατασκευαστική μελέτη. Τα αποτελέσματα της διακύμανσης της πίεσης και της θερμοκρασίας στο θάλαμο καύσης που προκύπτουν κατά την προσομοίωση της λειτουργίας του μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την εξέταση των δυναμικών και θερμικών καταπονήσεών του, βελτιώνοντας έτσι το σχεδιασμό των μηχανικών μερών ώστε να επιτυγχάνεται μεγαλύτερη αξιοπιστία.

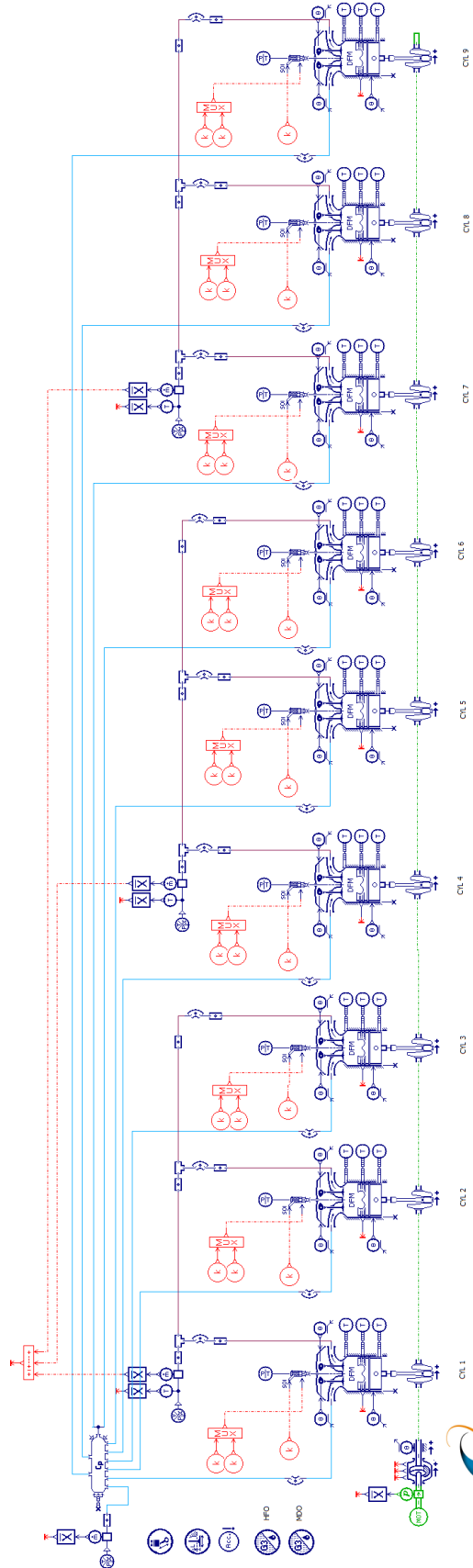
Βιβλιογραφία

- [1] John B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill Book, 1988
- [2] Klaus Mollenhauer, Helmut Tschoeke, Handbook of Diesel Engines, Springer,2010
- [3] Colin R. Fergunson, Alan Kirkpatrick, Internal Combustion Engines : Applied thermodynamics, John Wiley & Sons,2001
- [4] Doug Woodward, Pounders Marine Diesel Engines and Gas Turbines 9th edition,Elsevier,2009
- [5] Gunnar Stiesch, Modeling Engine Spray and Combustion Processes, Springer,2003
- [6] Harold A. Rothbart, Cam Design Handbook, McGraw Hill Book, 2004
- [7] Λάζαρος Χ. Κλιάνης, Ιωάννης Κ. Νικολάου, Ιωάννης Α. Σιδέρης, Μηχανές Εσωτερικής Καύσης Τόμος Δεύτερος, Ίδρυμα Ευγενιδου,2003
- [8] Λάζαρος Χ. Κλιάνης, Ιωάννης Κ. Νικολάου, Ιωάννης Α. Σιδέρης, Μηχανές Εσωτερικής Καύσης Τόμος Πρώτος, Ίδρυμα Ευγενιδου,2002
- [9] Wartsila 32 Project Guide -10/1998, Wartsila,1998
- [10] Wartsila 32 Operations Manual, Wartsila, 2001
- [11] Thomas Stenhede, Emissions of IC-engines, KTH presentation, Wartsila,27/4/2006
- [12] Wartsila , The dry Package: a combined solution for emission reduction on “Z” engines
- [13] John Hatley PE, Emission ABC’s: Formation, Reduction,& Control+ Leading Engine Technologies, presentation at SNAME Climate change Symposium Linthicum Heights,MD,2010
- [14] Γεώργιος Α. Λιβανός, Λεπτομερές Μοντέλο Τριβών 4-χροων Ναυτικών Κινητήρων Diesel, Διδακτορική διατριβή, 2007
- [15] German Andreas Weisser, Modelling of Combustion and Nitric Oxide Formation for Medium-Speed DI Diesel Engines: A Comparative Evaluation of Zero- and Three-Dimensional Approaches, A thesis submitted to the Swiss federal institute of technology Zurich for the degree of Doctor of Technical Sciences,2001
- [16] Vikrambhai Babubhai Garaniya, Modelling of Heavy Fuel Oil Spray Combustion using Continuous Thermodynamics, PHD Thesis,2009
- [17] Panagiotis Kyrtatos, The effects of prolonged ignition delay due to charge air temperature reduction on combustion in a diesel engine, A dissertation submitted to ETH ZURICH for the degree of Doctor of Sciences,2013
- [18] Panagiotis Kyrtatos, Peter Obrecht, Klaus Hoyer, Konstantinos Boulouchos, PAPER NO.: 143 Predictive Simulation and Experimental Validation of Phenomenological Combustion and Pollutant Models for Medium-Speed Common Rail Diesel Engines at Varying Inlet Conditions,CIMAC,2010
- [19] Nikolaos Kyriakides, Christos Chryssakis, Lambros Kaiktsis, Influence of Heavy Fuel Properties on Spray Atomization for Marine Diesel Engine Applications, SAE Paper 2009-01-1858,2009
- [20] L Goldsworthy, Computational Fluid Dynamics Modelling of Residual Fuel Oil Combustion in the Context of Marine Diesel Engines, International Journal of Engine Research 2006 7: 181,SAGE,2006
- [21] A. Sarvi, R. Zevenhoven, Large-scale diesel engine emission control parameters, Energy 35 (2010) 1139–1145,Elsevier,2010

- [22] Arto Sarvia, Carl-Johan Fogelholm, Ron Zevenhoven, Emissions from large-scale medium-speed diesel engines:2. Influence of fuel type and operating mode, fuel processing technology 89 (2008)520 – 527, Elsevier,2008
- [23] Tadeusz Borkowski, Antoni Wiewiora, Diesel fuel property effects on marine medium speed engine exhaust emission, Journal of KONES Internal Combustion Engines 2004,vol 11,No. 1-2,2004
- [24] E. Codan, I. Vlaskos, Turbocharging medium speed diesel engines with extreme Miller timing, ABB Turbocharging,2004
- [25] Marpol 73/78 Annex VI, Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships, Technical and Operational implications, Det Norske Veritas
- [26] Monique B. Vermeire, Everything You Need to Know About Marine Fuels, Chevron,2007
- [27] Mechanical Engineers Handbook Third Edition vol 4 Energy and Power, JOHN WILEY & SONS,2006
- [28] Lafossas F., Marbaix M., Menegazzi P., Development and Application of a 0D D.I. Diesel combustion model for Emissions Prediction, SAE Technical Paper, 2007-01-1841, 2007
- [29] Barba C., Burkhardt C., Boulouchos K., Bargende M., A phenomenological combustion model for heat release rate prediction in high speed DI Diesel engines with common-rail injection, SAE Technical Paper, 2000-01-2933, 2000.
- [30] Federico Millo, Marco Gianoglio Bernardi, Diego Delneri, Computational Analysis of Internal and External EGR Strategies Combined with Miller Cycle Concept for a Two Stage Turbocharged Medium Speed Marine Diesel Engines, SAE Technical Paper, 10.4271/2011-01-1142,2011
- [31] Αθανάσιος Φραγκόπουλος,Υπολογιστική μελέτη τεχνικών έγχυσης νερού σε δίχρονο ναυτικούς κινητήρες Diesel, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, σχολή ναυπηγών μηχανολόγων μηχανικών ,τομέας ναυτικής μηχανολογίας, διπλωματική εργασία,2009
- [32] Christer Wik, Björn Hallbäck, Reducing emissions using 2-stage turbo charging, WÄRTSILÄ TECHNICAL JOURNAL 01.2008
- [33] LMS Imagine Lab AMESim, IFP Engine Library Rev 13 User's guide
- [34] Dr P.G Aleiferis, Μετάφραση Δρ Κολοκοτρώνης Δημήτριος Σημειώσεις μαθήματος Μηχανών Εσωτερικής Καύσης
- [35] Carlos Adolfo Finol Parra, Heat Transfer Investigations in a Modern Diesel Engine A thesis submitted for the degree of Doctor of Philosophy University of Bath Department of Mechanical Engineering, February 2008

Παράρτημα 1

Μοντέλο 9 κυλίνδρων :




WÄRTSILÄ W9L32

Μοντέλο ενός κυλίνδρου με ανάλυση 12 αερίων:

