

Σεπτέμβριος 2015



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Ανάπτυξη Μεθοδολογίας για τη Προσομοίωση του Κλειστού Κύκλου Κινητήρων Diesel με Χρήση του Πειραματικού Ρυθμού Έκλυσης Θερμότητας.

Διπλωματική Εργασία
Φαρμακόρης Ευάγγελος

Επιβλέπων: Δ.Θ. Χουντάλας
Καθηγητής ΕΜΠ
Σεπτέμβριος 2015

Περίληψη

Στα πλαίσια της διπλωματικής εργασίας, αναπτύχθηκε μεθοδολογία για την προσομοίωση του κλειστού κύκλου λειτουργίας του κινητήρα Diesel, που χρησιμοποιεί ως δεδομένα τις τιμές του πειραματικού ρυθμού έκλυσης της θερμότητας. Αρχικά, γίνεται λεπτομερής παρουσίαση του μοντέλου προσομοίωσης και στη συνέχεια εφαρμογή του και σύγκριση των προβλέψεων με πειραματικά δεδομένα.

Πιο συγκεκριμένα, περιγράφεται ο τρόπος υπολογισμού των θερμοδυναμικών μεγεθών και της σύστασης του μείγματος χρησιμοποιώντας το μονοζωνικό μοντέλο ανάλυσης της καύσης. Έχοντας ως δεδομένο τις τιμές του πειραματικού ρυθμού έκλυσης θερμότητας, καλούμαστε να κάνουμε ενεργειακή επίλυση του συστήματος, για τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών μεγεθών και της σύστασης του μείγματος. Η χρήση του ρυθμού έκλυσης της θερμότητας, μας δίνει περαιτέρω ελευθερία στη μοντελοποίηση των φαινομένων της καύσης για τον υπολογισμό της σύστασης του μείγματος, χωρίς να χρειάζεται να καταφύγουμε σε εμπειρικές σχέσεις και προσεγγίσεις με τη μέθοδο των ελαχίστων τετραγώνων.

Με βάση τη μεθοδολογία που αναπτύχθηκε, έγινε ανάπτυξη λογισμικού σε γλώσσα προγραμματισμού Fortran. Για τον έλεγχο της λειτουργία του λογισμικού που αναπτύχθηκε, έγινε σύγκριση των αποτελεσμάτων που προκύπτουν από το λογισμικό προσομοίωσης με τις τιμές των μετρήσεων. Οι μετρήσεις ελήφθησαν από δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel.

Ευχαριστίες

Με την παρούσα διπλωματική εργασία ολοκληρώνονται οι σπουδές μου στη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

Θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους τους Καθηγητές της σχολής για τις γνώσεις που μου προσέφεραν.

Πρωτίστως όμως, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα της διπλωματικής μου εργασίας Δ.Θ. Χουντάλα, που μου έδωσε την ευκαιρία να ασχοληθώ με το ενδιαφέρον αυτό θέμα και για την έμπρακτη βοήθεια και καθοδήγηση που μου προσέφερε κατά τη διάρκεια της εκπόνησής της

.

Φαρμακόρης Ευάγγελος

Αθήνα 2015

Περιεχόμενα

1. Εισαγωγή	3
1.1 Εισαγωγικά σχόλια.....	3
1.2 Δομή της εργασίας	4
2. Σύντομη παρουσίαση των βασικών γνώσεων θερμοδυναμικής και καύσης σε κινητήρες Diesel	5
2.1 Περιγραφή του κλειστού κύκλου λειτουργίας Diesel	5
2.2 Χημεία της καύσης ενώσεων με αέρα.....	5
2.3 Υπολογισμός του όγκου του κυλίνδρου.....	7
2.4 Εξίσωση αερίων σε μηχανές Diesel	8
2.5 Βασικές σχέσεις μειγμάτων τελείων αερίων	8
2.6 Θερμοδυναμικές ιδιότητες εργαζόμενου μέσου	9
2.7 Πρώτος Θερμοδυναμικός Νόμος	10
2.7.1 Κλειστό σύστημα	10
2.7.2 Ανοικτό σύστημα	11
2.8 Πολυτροπική μεταβολή.....	12
2.9 Μετάδοση θερμότητας στον κινητήρα Diesel	13
2.9.1 Μεταφορά θερμότητας με συναγωγή	13
2.9.2 Μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία	14
2.10 Υπολογισμός της έκλυσης θερμότητας κατά την καύση.....	14
2.10.1 Υπολογισμός της έκλυσης θερμότητας από ημιεμπειρική συνάρτηση	14
2.10.2 Υπολογισμός της έκλυσης θερμότητας από επεξεργασία του δυναμοδεικτικού διαγράμματος	15
3. Προσομοίωση της καύσης κινητήρων Diesel	17
3.1 Εισαγωγή.....	17
3.2 Παρουσίαση των αναπτυχθέντων μοντέλων προσομοίωσης.....	18
3.2.1 Φαινομενολογικά μοντέλα	18
3.2.2 Ρευστοδυναμικά μοντέλα.....	19
3.2.3 Συγκριτική αξιολόγηση των μοντέλων προσομοίωσης	20
4. Παρουσίαση της προτεινόμενης μεθόδου προσομοίωσης	21
4.1 Παρουσίαση του μονοζωνικού μοντέλου ανάλυσης.....	21
4.2 Περιγραφή της μεθόδου προσομοίωσης	24
4.2.1 Περιγραφή των δεδομένων εισόδου και του τρόπου υπολογισμού.....	24
4.2.2 Αρχικοποίηση των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του μείγματος.....	24

4.2.3	Υπολογισμός της σύστασης του μείγματος	25
4.2.4	Ενεργειακοί υπολογισμοί μονοζωνικού μοντέλου	28
4.2.5	Διακριτοποίηση των σχέσεων και αριθμητική επίλυση	29
5.	Εφαρμογή της μεθόδου και σύγκριση με πειραματικά δεδομένα	32
5.1	Περιγραφή του κινητήρα από τον οποίο λήφθηκαν τα πειραματικά δεδομένα	32
5.2	Περιγραφή των πειραματικών δεδομένων	35
5.3	Παρουσίαση αποτελεσμάτων για ταχύτητα περιστροφής 84 rpm	36
5.4	Παρουσίαση αποτελεσμάτων για ταχύτητα περιστροφής 90.4 rpm	42
5.5	Παρουσίαση αποτελεσμάτων για ταχύτητα περιστροφής 93 rpm	48
5.6	Παρουσίαση αποτελεσμάτων για ταχύτητα περιστροφής 97.8 rpm	54
6.	Συμπεράσματα-Επίλογος.....	60
	Παράρτημα 1 – Υπολογιστικός κώδικας	62
	Παράρτημα 2 – Πίνακας πολωνυμικών συντελεστών	69
	Βιβλιογραφία	71
	Διαδίκτυο	72

Κεφάλαιο 1

Εισαγωγή

1.1 Εισαγωγικά σχόλια

Από τα τέλη του 19^{ου} αιώνα, όταν κατασκευάστηκαν οι πρώτοι κινητήρες Diesel μέχρι και σήμερα, η βελτίωση των κινητήρων Diesel είναι συνεχής. Η πρόοδος στον τομέα των υλικών, αλλά και η καλύτερη κατανόηση των φαινομένων που διέπουν τους κινητήρες εσωτερικής καύσης, έδωσαν τη δυνατότητα κατασκευής αποδοτικότερων κινητήρων, με μεγαλύτερη διάρκεια ζωής.

Στις μέρες μας, η προσπάθεια για περαιτέρω βελτίωση των κινητήρων Diesel έχει εντατικοποιηθεί για περιβαλλοντικούς και οικονομικούς λόγους. Η ατμοσφαιρική ρύπανση -κυρίως στα μεγάλα αστικά κέντρα- έχει οδηγήσει σε μια προσπάθεια μείωσης των παραγόμενων ρύπων. Επίσης η αύξηση της τιμής των καυσίμων έχει στρέψει τους κατασκευαστές κινητήρων σε μια προσπάθεια για αύξηση του βαθμού απόδοσης.

Παρά τις μεγάλες επενδύσεις που έχουν γίνει τα τελευταία χρόνια στην έρευνα και ανάπτυξη των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, σήμερα οι κινητήρες Diesel αποτελούν την κύρια λύση στον τομέα των μεταφορών αλλά και για την παραγωγή ενέργειας σε μικρή κλίμακα. Λόγω της αρχής λειτουργίας του, ο κινητήρας μπορεί να επιτύχει μεγάλο βαθμό συμπίεσης και κατά συνέπεια καλύτερο βαθμό απόδοσης σε σχέση με τους βενζινοκινητήρες αλλά και τις υπόλοιπες μηχανές εσωτερικής καύσης. Πρέπει επίσης να προσθέσουμε, ότι οι κινητήρες Diesel χρησιμοποιούν φθηνότερο καύσιμο συγκριτικά με τις υπόλοιπες μηχανές εσωτερικής καύσης. Έτσι σήμερα διακρίνουμε μια τάση αντικατάστασης των βενζινοκινητήρων με κινητήρες Diesel σε πολλές εφαρμογές και κυρίως στην αυτοκίνηση.

Λόγω της μεγάλης βελτίωσης των ηλεκτρονικών υπολογιστικών συστημάτων, έχει καταστεί εφικτή η δημιουργία προγραμμάτων προσομοίωσης της λειτουργίας κινητήρων Diesel. Μάλιστα ο συνδυασμός πειραματικών μετρήσεων με προγράμματα προσομοίωσης δίνουν στους μηχανικούς τη δυνατότητα για καλύτερο σχεδιασμό και ρύθμιση των κινητήρων.

Η ανάπτυξη και βελτίωση λογισμικών προσομοίωσης της καύσης του κινητήρα Diesel με χρήση μεθόδων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (CFD methods) είναι ραγδαία. Παρ' όλα αυτά, φαινομενολογικά μοντέλα προσομοίωσης συνεχίζουν να χρησιμοποιούνται για τη μελέτη της συμπεριφοράς του κινητήρα στο σύνολό του, αλλά και τη συμπεριφορά επί μέρους κομματιών του όπως ο υπερπληρωτής, οι εγχυτήρες, η μονάδα ελέγχου (ICU) κ.α. .

Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιήθηκε ένα μονοζωνικό μοντέλο λειτουργίας, για την ανάπτυξη λογισμικού προσομοίωσης του κλειστού κύκλου του κινητήρα Diesel. Το λογισμικό προσομοίωσης επεξεργάζεται τις τιμές του μετρούμενου ρυθμού έκλυσης θερμότητας (HRR), με σκοπό τη κατασκευή ενός μοντέλου προσομοίωσης του κλειστού κύκλου λειτουργίας του κινητήρα Diesel.

Για να ελεγχθεί η λειτουργία του λογισμικού που αναπτύχθηκε, γίνεται σύγκριση των αποτελεσμάτων που προκύπτουν από το λογισμικό προσομοίωσης με τις τιμών των μετρήσεων. Οι μετρήσεις έγιναν σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel.

1.2 Δομή της εργασίας

Η δομή της εργασίας έχει ως εξής:

- Στο Κεφάλαιο 2 γίνεται μια σύντομη παρουσίαση των βασικών αρχών θερμοδυναμικής και καύσης σε κινητήρες Diesel. Παρουσιάζονται τα θερμοδυναμικά μεγέθη που εμπλέκονται στους ενεργειακούς υπολογισμούς και οι σημαντικότερες σχέσεις με τις οποίες υπολογίζονται.
- Στο Κεφάλαιο 3 περιγράφονται τα διάφορα μοντέλα που χρησιμοποιούνται για τη μοντελοποίηση της διαδικασίας της καύσης στους κινητήρες Diesel. Συγκεκριμένα γίνεται μια συνοπτική παρουσίαση των διαφόρων μοντέλων και ακολουθεί μια συγκριτική αξιολόγηση αυτών.
- Στο Κεφάλαιο 4 παρουσιάζεται λεπτομερώς το μονοζωνικό μοντέλο καύσης που χρησιμοποιήθηκε στο λογισμικό προσομοίωσης. Γίνεται διατύπωση των εξισώσεων που το περιγράφουν και στη συνέχεια περιγράφεται λεπτομερώς η διακριτοποίηση των σχέσεων και η αριθμητική τους επίλυση.
- Στο Κεφάλαιο 5 περιγράφονται τα χαρακτηριστικά του κινητήρα Diesel και οι συνθήκες λειτουργίας του κατά τη λήψη των πειραματικών δεδομένων. Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που εξάγονται μετά από χρήση του λογισμικού προσομοίωσης σε πειραματικά δεδομένα.
- Στο Κεφάλαιο 6 παρουσιάζεται η σύνοψη των αποτελεσμάτων της διπλωματικής εργασίας και στη συνέχεια γίνεται αναφορά σε μελλοντικό έργο που θα μπορούσε να πραγματοποιηθεί για τη βελτίωση του λογισμικού προσομοίωσης.

Κεφάλαιο 2

Σύντομη παρουσίαση των βασικών γνώσεων θερμοδυναμικής και καύσης σε κινητήρες Diesel

2.1 Περιγραφή του κλειστού κύκλου λειτουργίας Diesel

Ο κλειστός κύκλος λειτουργίας μιας μηχανής Diesel αποτελείται από δύο φάσεις, τη φάση της συμπίεσης και τη φάση της καύσης.

Η φάση της συμπίεσης, ξεκινά όταν κλείσουν όλες οι θυρίδες (αλλά και οι βαλβίδες που ενδέχεται να υπάρχουν αντί θυρίδων κυρίως στην εξαγωγή) και το εργαζόμενο μέσο που έχει παγιδευτεί στον κύλινδρο αρχίζει να συμπιέζεται από την παλινδρομική κίνηση του εμβόλου. Η κίνηση του εμβόλου, έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση του όγκου του αερίου και την αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας του.

Η φάση της καύσης χωρίζεται στα στάδια της καθυστέρησης ανάφλεξης, της ανεξέλεγκτης καύσης (καύση προανάμειξης) και της ελεγχόμενης καύσης (καύση διάχυσης).

Η καθυστέρηση ανάφλεξης αντιστοιχεί στο χρονικό διάστημα στο οποίο ξεκινά η έγχυση του καυσίμου χωρίς να επιτευχθεί ανάφλεξη, καθώς το καύσιμο πρέπει πρώτα να εξατμιστεί (αν δε βρίσκεται ήδη στην αέρια φάση) και να αναμειχθεί επαρκώς με τον αέρα.

Κατά το στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης, η ποσότητα του καυσίμου που έχει προετοιμαστεί φυσικώς και χημικώς, καίγεται αιφνίδια. Η φάση αυτή χαρακτηρίζεται από απότομη αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας και συνεπώς περαιτέρω εντατικοποίηση των κινήσεων του αέρα στο θάλαμο.

Έπειτα ακολουθεί το στάδιο της ελεγχόμενης καύσης, όπου ο ρυθμός καύσης καθορίζεται από το ρυθμό έγχυσης καυσίμου και η φλόγα είναι τύπου διάχυσης.

Το άνοιγμα των θυρίδων ή των βαλβίδων εξαγωγής σηματοδοτεί το τέλος του κλειστού κύκλου λειτουργίας, με το μεγαλύτερο μέρος του καυσίμου να έχει καεί.

2.2 Χημεία της καύσης ενώσεων με αέρα

Τα κύρια συστατικά των καυσίμων που χρησιμοποιούνται σε κινητήρες DIESEL είναι ο άνθρακας (C), το υδρογόνο (H) και ελάχιστη ποσότητα θείου (S). Έτσι μπορούμε να αναφερθούμε στη καύση ενός υδρογονάνθρακα της γενικής μορφής C_nH_m .

Ο ατμοσφαιρικός αέρας αποτελείται από οξυγόνο (O_2) και άζωτο (N_2), ενώ περιέχει και τα γνωστά ευγενή αέρια σε πολύ μικρές αναλογίες. Για τις ανάγκες των υπολογισμών η σύνθεση του ατμοσφαιρικού αέρα λαμβάνεται ως:

2. Σύντομη παρουσίαση των βασικών γνώσεων θερμοδυναμικής και καύσης σε κινητήρες Diesel

$$\text{κατ' όγκο:} \quad x_{O_2} = 0.21 \quad \text{και} \quad x_{N_2} = 0.79$$

$$\text{κατά μάζα:} \quad \xi_{O_2} = 0.232 \quad \text{και} \quad \xi_{N_2} = 0.768$$

Η μοριακή μάζα του αέρα λαμβάνεται ίση με $M_{B_a} = 28.96$.

Κατά την καύση στον κινητήρα DIESEL απαιτείται περίσσεια αέρα για την επίτευξη πλήρους καύσης. Τα σχετικά ποσά του καυσίμου και του αέρα μπορούν να εκφραστούν με τα μεγέθη:

$$\text{λόγος αέρα-καυσίμου:} \quad AF = \frac{\text{μάζα αέρα}}{\text{μάζα καυσίμου}}$$

$$\text{λόγος καυσίμου -αέρα:} \quad FA = \frac{\text{μάζα καυσίμου}}{\text{μάζα αέρα}}$$

Επίσης χρησιμοποιούνται τα μεγέθη:

$$\text{λόγος ισοδυναμίας αέρα:} \quad \lambda_a = \frac{AF}{AF_{st}}$$

$$\text{λόγος ισοδυναμίας καυσίμου:} \quad \Phi = \frac{FA}{FA_{st}}$$

όπου AF_{st} και FA_{st} δηλώνουν τις τιμές του λόγου αέρα-καυσίμου και καυσίμου-αέρα όταν έχουμε στοιχειομετρική καύση.

Έτσι για καύση με $\Phi < 1$ μπορεί να χρησιμοποιηθεί η σχέση:

$$C_n H_m + \frac{1}{\Phi} \left(n + \frac{m}{4} \right) O_2 + \frac{3.76}{\Phi} \left(n + \frac{m}{4} \right) N_2 \rightarrow nCO_2 + \frac{m}{2} H_2O + \frac{1-\Phi}{\Phi} \left(n + \frac{m}{4} \right) O_2 + \frac{3.76}{\Phi} N_2 \quad [2.2.1]$$

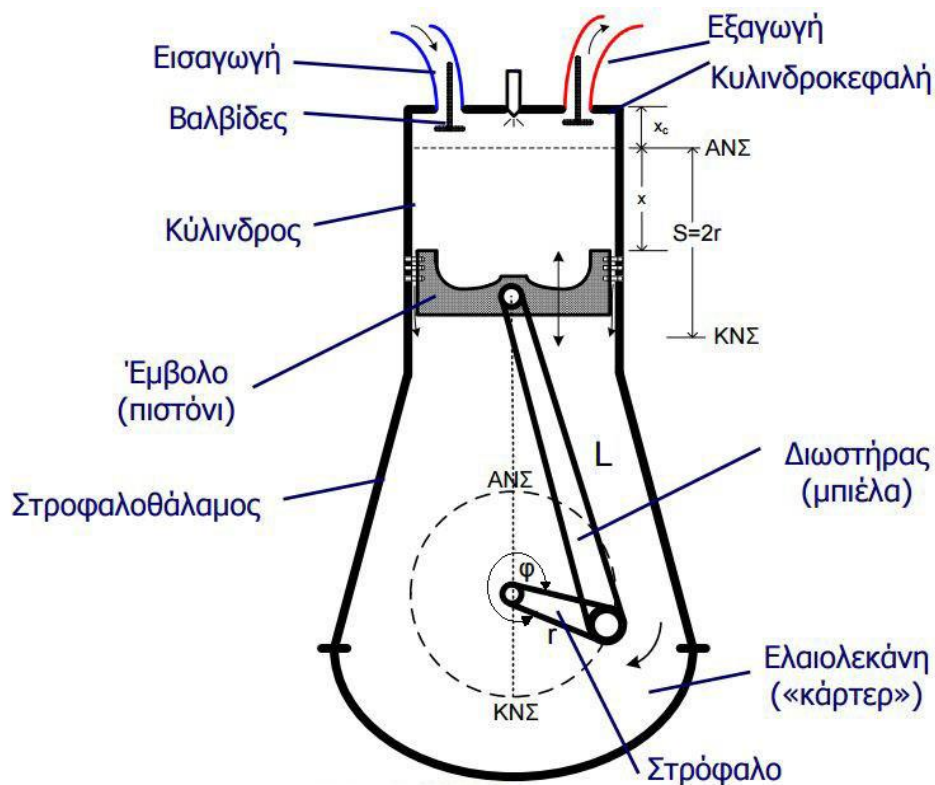
2.3 Υπολογισμός του όγκου του κυλίνδρου

Ο όγκος του κυλίνδρου είναι βασικό μέγεθος για τους θερμοδυναμικούς υπολογισμούς και για το λόγο αυτό, χρειαζόμαστε δυναμική έκφραση του όγκου του κυλίνδρου για διαφορετικές τιμές της γωνίας στροφάλου.

Αρχικά εισάγουμε τη σχέση που εκφράζει τη μετατόπιση του εμβόλου για διαφορετικές γωνίες στροφάλου όπως απεικονίζεται στο Σχήμα 2.1.

$$x = r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \right) \right] \quad [2.3.1]$$

Με r συμβολίζουμε την ακτίνα του στροφάλου (m), με λ το κλάσμα του μήκους του διωστήρα l (m) προς την ακτίνα του στροφάλου, ενώ το φ συμβολίζει τη γωνία στροφάλου ως προς το ΚΝΣ.



Σχήμα 2.1: Σκίτσο του κινηματικού μηχανισμού του κινητήρα Diesel

Για να υπολογίσουμε τον όγκο του κυλίνδρου πρέπει να πολλαπλασιάσουμε τη μετατόπιση με τη μετωπική επιφάνεια του εμβόλου, χωρίς να ξεχάσουμε να προσθέσουμε τον επιζήμιο όγκο V_c (m^3) όπως φαίνεται στη σχέση (2.3.2). Διαφορίζοντας τον όγκο και πολλαπλασιάζοντας επί τη πίεση του κυλίνδρου μπορούμε να υπολογίσουμε το έργο του εμβόλου.

$$V_h = V_c + x(\varphi) \cdot A_b = V_c + x(\varphi) \cdot \frac{\pi}{4} D_b^2 \quad [2.3.2]$$

2.4 Εξίσωση αερίων σε μηχανές Diesel

Τα αέρια που συναντώνται κατά τις διάφορες φάσεις του κύκλου μιας MEK θεωρούνται «ιδανικά αέρια» οπότε και διέπονται από την καταστατική εξίσωση των τελείων αερίων, που συνδέει τα βασικά καταστατικά μεγέθη μέσω της σχέσης:

$$pV = NR_m T \quad [2.4.1]$$

όπου p η πίεση του αερίου (Pa), V ο όγκος του αερίου (m^3), N ο αριθμός των γραμμομορίων του αερίου, R_m η παγκόσμια σταθερά των αερίων με τιμή $R_m=8314,3$ J/(kmol K) και T η απόλυτη θερμοκρασία του αερίου (K) .

2.5 Βασικές σχέσεις μειγμάτων τελείων αερίων

Για τη συνιστώσα i ενός μείγματος, το κλάσμα μάζας x_i ορίζεται ως:

$$x_i = \frac{N_i}{N} \quad [2.5.1]$$

Το μοριακό βάρος του μείγματος M_B μπορεί να εκφραστεί από τη σχέση:

$$M_B = \sum_i x_i \cdot M_{Bi} \quad [2.5.2]$$

όπου M_{Bi} το μοριακό βάρος της κάθε συνιστώσας του μείγματος.

Η συνολική εσωτερική μοριακή ενέργεια του μείγματος u_m (J/mol) μπορεί να προσδιοριστεί μέσω τη έκφρασης:

$$u_m = \sum_i x_i \cdot u_{mi} \quad [2.5.3]$$

όπου u_{mi} (J/mol) η μοριακή εσωτερική ενέργεια της συνιστώσας i του μείγματος.

Αντίστοιχα, η μοριακή θερμοχωρητικότητα του μείγματος υπό σταθερό όγκο C_{V_m} (J/mol K) μπορεί να προσδιοριστεί μέσω της έκφρασης:

$$C_{V_m} = \sum_i x_i \cdot C_{V_{mi}} \quad [2.5.4]$$

όπου $C_{V_{mi}}$ (J/mol K) η μοριακή θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο της συνιστώσας i του μείγματος.

2.6 Θερμοδυναμικές ιδιότητες εργαζόμενου μέσου

Για να πραγματοποιήσουμε ενεργειακούς υπολογισμούς και να υπολογίσουμε τις τιμές της μοριακής θερμοχωρητικότητας και της μοριακής εσωτερικής ενέργειας κάθε χρονική στιγμή, χρειαζόμαστε σχέσεις που συσχετίζουν τα μεγέθη αυτά με τη σύσταση του εργαζόμενου μέσου και τη θερμοκρασία.

Η μοριακή εσωτερική ενέργεια u_{mi} (J/mol) υπολογίζεται ως:

$$u_{mi} = u_{mTi} + u_{moi} \quad [2.6.1]$$

$$\text{όπου} \quad u_{mTi} = R_m \cdot (\alpha_1 T + \alpha_2 T^2 + \alpha_3 T^3 + \alpha_4 T^4 + \alpha_5 T^5 - T)_i \quad [2.6.2]$$

είναι η αισθητή μοριακή εσωτερική ενέργεια και u_{moi} η μοριακή εσωτερική ενέργεια στο απόλυτο μηδέν.

Αντίστοιχα η μοριακή θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο C_{V_m} (J/mol K) μπορεί να προσδιοριστεί μέσω τη έκφρασης:

$$C_{V_{mi}} = \frac{du_{mi}}{dT} = R_m \cdot (\alpha_1 + 2\alpha_2 T + 3\alpha_3 T^2 + 4\alpha_4 T^3 + 5\alpha_5 T^4 - 1)_i \quad [2.6.3]$$

Οι τιμές των πολυωνυμικών συντελεστών των σχέσεων (2.5.2), (2.5.3) και της u_{moi} παρουσιάζονται αναλυτικά στον Πίνακα 1 στο Παράρτημα 2.

Επίσης καθώς τα αέρια που συμμετέχουν στις διεργασίες των μηχανών Diesel λαμβάνονται ως ιδανικά, κάνοντας χρήση των σχέσεων:

$$C_{P_m} - C_{V_m} = R_m \quad [2.6.4]$$

$$h_{mi} = u_{mi} + R_m T \quad [2.6.5]$$

μπορούμε να υπολογίσουμε τις τιμές της μοριακής ενθαλπίας και της μοριακής θερμοχωρητικότητας υπό σταθερή πίεση χρησιμοποιώντας τους ίδιους πολυωνυμικούς συντελεστές.

2. Σύντομη παρουσίαση των βασικών γνώσεων θερμοδυναμικής και καύσης σε κινητήρες Diesel

$$h_{mi} = R_m \cdot (\alpha_1 T + \alpha_2 T^2 + \alpha_3 T^3 + \alpha_4 T^4 + \alpha_5 T^5)_i + h_{moi} \quad [2.6.6]$$

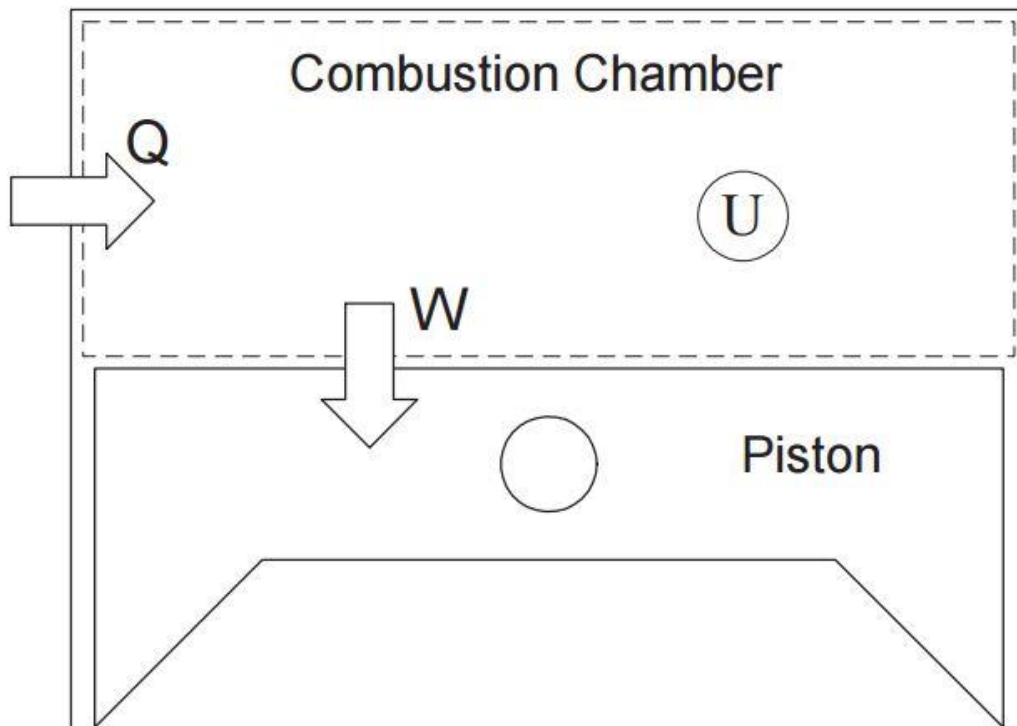
$$C_{pmi} = \frac{du_{mi}}{dT} = R_m \cdot (\alpha_1 + 2\alpha_2 T^2 + 3\alpha_3 T^2 + 4\alpha_4 T^3 + 5\alpha_5 T^4)_i \quad [2.6.7]$$

2.7 Πρώτος Θερμοδυναμικός Νόμος

2.7.1 Κλειστό σύστημα

Ο πρώτος θερμοδυναμικός νόμος για ένα κλειστό σύστημα (Σχήμα 2.2), δηλαδή ένα σύστημα που δεν συναλλάσσει μάζα με το περιβάλλον, μπορεί να γραφεί υπό τη διαφορική μορφή:

$$dQ - dW = dU \quad [2.7.1]$$



Σχήμα 2.2: Ροή ενέργειας κατά το πρώτο θερμοδυναμικό νόμο για κλειστό σύστημα

όπου dQ είναι η καθαρή μεταφορά θερμότητας προς το σύστημα, dW η καθαρή παραγωγή έργου από το σύστημα και dU η μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας του συστήματος.

2. Σύντομη παρουσίαση των βασικών γνώσεων θερμοδυναμικής και καύσης σε κινητήρες Diesel

Για μείγμα τελείων αερίων η U δίνεται από τη σχέση:

$$U = U(N, T, x_i) = Nu_m(T, x_i) \quad [2.7.2]$$

Επίσης το παραγόμενο έργο dW ισούται με το έργο ογκομεταβολής του συστήματος (για αναστρέψιμη μεταβολή καταστάσεως):

$$dW = pdV \quad [2.7.3]$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω σχέσεις, μπορούμε να εκφράσουμε τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο με τη σχέση:

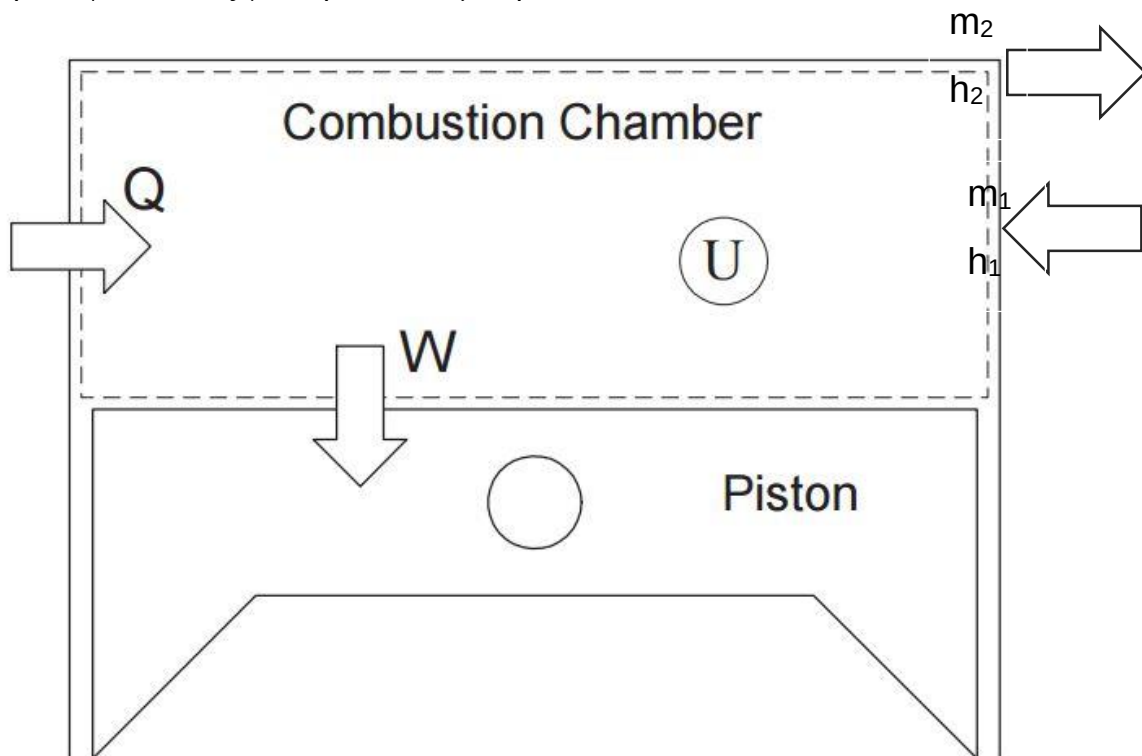
$$dQ - pdV = d(Nu_m(T, x_i)) \quad [2.7.4]$$

2.7.2 Ανοικτό σύστημα

Για ένα ανοικτό θερμοδυναμικό σύστημα (Σχήμα 2.3) ισχύει:

$$\frac{dQ}{dT} - \frac{dW}{dt} = \frac{dU_{cv}}{dt} + \frac{dN_2}{dt} \left(h_2 + \frac{c_2^2}{2} \right) + \frac{dN_1}{dt} \left(h_1 + \frac{c_1^2}{2} \right) \quad [2.7.5]$$

όπου οι δύο τελευταίοι όροι αναφέρονται στην παροχή ολικής ενθαλπίας του ρεύματος εξόδου και του ρεύματος εισόδου αντίστοιχα. Οι όροι της δυναμικής ενέργειας gz έχουν παραλειφθεί, καθώς για αέρια είναι αμελητέοι.



Σχήμα 2.3: Ροή ενέργειας κατά το πρώτο θερμοδυναμικό νόμο για ανοικτό σύστημα

2.8 Πολυτροπική μεταβολή

Η πολυτροπική μεταβολή είναι μια αναστρέψιμη μεταβολή κατά την οποία η μεταφορά θερμότητας μπορεί να εκφραστεί από τη σχέση:

$$dQ = T \cdot dS = c_m \cdot N \cdot dT \quad [2.8.1]$$

όπου η μοριακή θερμοχωρητικότητα c_m μπορεί να πάρει οποιαδήποτε τιμή ανάμεσα στην τιμή της μοριακής θερμοχωρητικότητας υπό σταθερό όγκο και την τιμή της μοριακής θερμοχωρητικότητας υπό σταθερή πίεση.

Εισάγοντας την παραπάνω εξίσωση και την εξίσωση της εσωτερικής ενέργειας τελείου αερίου στην εξίσωση Gibbs παίρνουμε:

$$\begin{aligned} dU &= T \cdot dS - p \cdot dV \Rightarrow \\ c_{Vm} \cdot m \cdot dT &= c_m \cdot m \cdot dT - p \cdot dV \Rightarrow \\ (c_m - c_{Vm}) \cdot m \cdot dT &= p \cdot dV \end{aligned} \quad [2.8.2]$$

Θεωρώντας τέλειο αέριο και εισάγοντας τις εξισώσεις (2.4.1) και (2.6.4) παίρνουμε:

$$\frac{(c_m - c_{Vm})}{(c_{Pm} - c_m)} \cdot \frac{dT}{T} = \frac{dV}{V} \quad [2.8.3]$$

Επίσης αν εισάγουμε τη διαφορική μορφή του νόμου των τελείων αερίων:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad [2.8.4]$$

παίρνουμε τη σχέση:

$$\frac{dp}{p} + \frac{(c_m - c_{Vm})}{(c_{Pm} - c_m)} \cdot \frac{dV}{V} = 0 \quad [2.8.5]$$

Έτσι αν θέσουμε:

$$n = \frac{(c_m - c_{Vm})}{(c_{Pm} - c_m)} \quad [2.8.6]$$

μπορούμε να ορίσουμε ως πολυτροπική μεταβολή οποιαδήποτε μεταβολή υπακούει στη σχέση:

$$p \cdot V^n = \text{const.} \quad [2.8.7]$$

2.9 Μετάδοση θερμότητας στον κινητήρα Diesel

Κατά τη διάρκεια της λειτουργίας του κινητήρα Diesel, τα αέρια που βρίσκονται στον κύλινδρο αναπτύσσουν μεγάλες θερμοκρασίες, με αποτέλεσμα να υπάρχει συναλλαγή θερμότητας με τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης. Η ψύξη του θαλάμου καύσης είναι απαραίτητη, και για το λόγο αυτό χρησιμοποιείται συνήθως νερό ως ψυκτικό μέσο.

Αν και η διακύμανση της θερμοκρασίας του θαλάμου καύσης είναι της τάξεως των 1500 K, η διακύμανση της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων είναι της τάξης των 5 K λόγω της μεγάλης θερμοχωρητικότητας των τοιχωμάτων. Επίσης η θερμοκρασία των τοιχωμάτων προσεγγίζει περισσότερο τη θερμοκρασία του ψυκτικού νερού λόγω της μεγαλύτερης θερμικής αγωγιμότητας του νερού σε σύγκριση με τα αέρια του θαλάμου καύσης.

2.9.1 Μεταφορά θερμότητας με συναγωγή

Έχουν προταθεί πολλές σχέσεις για τον υπολογισμό του στιγμιαίου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Οι περισσότερες από τις σχέσεις αυτές βασίζονται στη θεώρηση πως η συσχέτιση των αριθμών Prandtl, Reynolds και Nusselt είναι όμοια με εκείνη που χρησιμοποιείται για τυρβώδη ροή σε σωλήνες:

$$Nu = a \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad [2.9.1]$$

Μια από τις συχνότερα χρησιμοποιούμενες σχέσεις για τον υπολογισμό του συντελεστή θερμότητας είναι η σχέση που προτάθηκε από τον Woschni, ο οποίος υπέθεσε πως για τον αριθμό Nusselt ισχύει:

$$Nu = 0,035Re^m \quad [2.9.2]$$

Επίσης λήφθηκαν οι συσχετίσεις $k \propto T^{0.75}$, $\mu \propto T^{0.62}$ και πρότεινε τη σχέση:

$$h = C \cdot D^{m-1} \cdot p^m \cdot w^m \cdot T^{0.75-1.62m} \quad [2.9.3]$$

όπου η διάμετρος του κυλίνδρου $D(m)$ λαμβάνεται ως το χαρακτηριστικό μήκος, $p(kPa)$ η πίεση που επικρατεί στο θάλαμο καύσης, $T(K)$ η θερμοκρασία του θαλάμου καύσης και $w(m/s)$ η μέση τιμή της ταχύτητας του αερίου στο κύλινδρο. Οι συντελεστές C και μ πρέπει να επιλεγούν κατάλληλα ώστε να ταιριάζουν με την εκάστοτε εφαρμογή.

Έτσι η μεταφορά θερμότητας λόγω συναγωγής, μπορεί να υπολογιστεί από τη σχέση:

$$Q_{con} = h \cdot A \cdot (T - Tw) \quad [2.9.4]$$

όπου $A(m^2)$ η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας και $Tw(K)$ η θερμοκρασία του νερού που χρησιμοποιείται για ψύξη του θαλάμου καύσης.

2.9.2 Μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία

Η μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία στις μηχανές Diesel είναι επίσης σημαντική. Οφείλεται στην ακτινοβολία που εκπέμπεται από τα αέρια του κυλίνδρου, αλλά και στην παρουσία θερμών ακτινοβολούντων σωματιδίων στη φλόγα (αιωρούμενα σωματίδια).

Η μεταφορά θερμότητας λόγω ακτινοβολίας, μπορεί να υπολογιστεί από τη σχέση:

$$Q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot (T^4 - T_w^4) \quad [2.9.4]$$

όπου $A(m^2)$ η ακτινοβολούμενη επιφάνεια, ε ο συντελεστής εκπομπής, σ η σταθερά του Stefan Boltzman ($5.67 \cdot 10^{-8} W/m^2 K^4$).

Έτσι η συνολική απώλεια θερμότητας του θαλάμου καύσης λόγω συναγωγής και ακτινοβολίας μπορεί να υπολογιστεί από τη σχέση:

$$Q_{loss} = Q_{con} + Q_{rad} \quad [2.9.5]$$

2.10 Υπολογισμός της έκλυσης θερμότητας κατά την καύση

Η θεωρητική αντιμετώπιση της διεργασίας της καύσεως σε κινητήρες Diesel (αλλά και σε όλους τους κύκλους εμβολοφόρων MEK) είναι πάρα πολύ δύσκολη. Όταν διαθέτουμε μετρήσεις της μορφής (p,V) μια αντιμετώπιση του προβλήματος αυτού, είναι είτε η χρήση ενός ημιεμπειρικού μοντέλου έκλυσης θερμότητας, όπου ο χρόνος είναι η μόνη ανεξάρτητη μεταβλητή, είτε η απευθείας επεξεργασία των μετρήσεων σύμφωνα με τις αρχές της Θερμодυναμικής.

2.10.1 Υπολογισμός της έκλυσης θερμότητας από ημιεμπειρική συνάρτηση

Συνήθως χρησιμοποιούνται συναρτήσεις της μορφής Wiebe ενός ή δύο όρων. Η συναρτήσεις Wiebe βασίζονται στην αρχή της αλυσιδωτής αντίδρασης, όπου η παραγωγή ριζών είναι ανάλογη της ποσότητας καυσίμου, ενώ η μείωση της ποσότητας των ριζών είναι ανάλογη της μείωσης της ποσότητας του καυσίμου που βρίσκεται στον κύλινδρο.

Η πιο εύχρηστη μορφή της συνάρτησης Wiebe, είναι σαν συνάρτηση της γωνίας στροφάλου και δίνεται από τη σχέση:

$$x_b(\varphi) = 1 - e^{\left\{ -\delta \left[\frac{(\varphi - \varphi_0)}{\Delta \varphi_b} \right]^{(\mu+1)} \right\}} \quad [2.10.1]$$

όπου x_b το κλάσμα μάζας του καυσίμου που έχει καεί μέχρι τη γωνία στροφάλου φ έναντι του συνολικού καυσίμου, φ_0 η γωνία στροφάλου κατά την έναρξη της καύσεως και $\Delta \varphi_b$ η διάρκεια της καύσης σε μοίρες γωνίας στροφάλου. Οι σταθερές δ και μ , πρέπει να επιλεγούν

2. Σύντομη παρουσίαση των βασικών γνώσεων θερμοδυναμικής και καύσης σε κινητήρες Diesel

κατάλληλα, ώστε το υπολογιζόμενο διάγραμμα p-V να «ταιριάζει» με το δυναμοδεικτικό διάγραμμα που προκύπτει από πραγματικές μετρήσεις.

Για να καταστεί η μοντελοποίηση πιο κατάλληλη για διεργασίες καύσης, χρησιμοποιείται συχνά η συνάρτηση Wiebe δύο όρων, ώστε να επιτευχθεί κάποιας μορφής διαχωρισμός μεταξύ των σταδίων της προαναμεμειγμένης καύσης και της καύσης διάχυσης. Η συνάρτηση Wiebe δύο όρων δίνεται από τη σχέση:

$$x_b(\varphi) = \beta \cdot \left\{ 1 - e^{-\left[\frac{(\varphi-\varphi_0)}{\alpha_1}\right]^{\mu_1}} \right\} + (1 - \beta) \cdot \left\{ 1 - e^{-\left[\frac{(\varphi-\varphi_0)}{\alpha_2}\right]^{\mu_2}} \right\} \quad [2.10.2]$$

Και πάλι οι σταθερές β , α_1 , α_2 και μ_1, μ_2 πρέπει να επιλεγούν κατάλληλα, ώστε το υπολογιζόμενο διάγραμμα p-V να «ταιριάζει» με το δυναμοδεικτικό διάγραμμα που προκύπτει από πραγματικές μετρήσεις.

Κάνοντας χρήση κάποιας από της παραπάνω συναρτήσεις Wiebe μπορούμε να υπολογίσουμε την επισωρευτική έκλυση θερμότητας $CHRR$ ως:

$$CHRR = \Theta_u m_k x_b(\varphi) \quad [2.10.3]$$

όπου Θ_u η κατώτερη θερμογόνο δύναμη το καυσίμου, m_k η συνολική ποσότητα του καυσίμου που εγχύεται σε ένα κύκλο λειτουργίας. Ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας HRR προκύπτει άμεσα από την παραγωγή της παραπάνω σχέσης.

$$HRR = \frac{d}{d\varphi} CHRR = \Theta_u m_k \frac{dx_b(\varphi)}{d\varphi} \quad [2.10.4]$$

2.10.2 Υπολογισμός της έκλυσης θερμότητας από επεξεργασία του δυναμοδεικτικού διαγράμματος

Αν δεχτούμε πως το εγχυόμενο καύσιμο αποτελεί το ρεύμα εισόδου στο κύλινδρο και δεν υπάρχει ρεύμα εξόδου, ο πρώτος θερμοδυναμικός νόμος γράφεται:

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \dot{m}_f h_f = \frac{dU}{dt} \quad [2.10.5]$$

Αν δεχτούμε πως για το ρεύμα εισόδου ισχύει $h_f \cong 0$ και χρησιμοποιώντας τη διαφορική μορφή του νόμου των τελείων αερίων (υποθέτοντας σταθερό R):

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad [2.10.6]$$

παίρνουμε:

$$\frac{dQ}{dt} = \left(1 + \frac{Cv}{R}\right) p \frac{dV}{dt} + \frac{Cv}{R} V \frac{dp}{dt} \quad [2.10.7]$$

ή

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{\gamma}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dt} \quad [2.10.8]$$

όπου γ είναι ο λόγος των ειδικών θερμοτήτων c_p/c_v . Το γ μπορεί να πάρει τιμές στο διάστημα 1.3 με 1.35 για την ανάλυση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας κινητήρων Diesel. Συνήθως κατά τη συμπίεση χρησιμοποιείται $\gamma \cong 1.35$ και κατά το στάδιο της καύσης $\gamma \cong 1.26$ έως $\gamma \cong 1.30$.

Έτσι από τη σχέση (2.10.7) μπορούμε να υπολογίσουμε το ρυθμό έκλυσης θερμότητας του συστήματος $\frac{dQ}{dt} = HRR_{net}$.

Επίσης αν υπολογίσουμε το ρυθμό απώλειας θερμότητας $\frac{dQ_{loss}}{dt}$ μπορούμε να υπολογίσουμε το λεγόμενο φαινομενικό ρυθμό έκλυσης θερμότητας καύσης:

$$HRR = HRR_{net} - \frac{dQ_{loss}}{dt} \quad [2.10.9]$$

Στη παραπάνω σχέση η ποσότητα $\frac{dQ_{loss}}{dt}$ είναι αρνητική (απώλεια θερμότητας).

Από το φαινομενικό ρυθμό έκλυσης θερμότητας καύσης μπορεί στη συνέχεια να υπολογιστεί ο φαινομενικός ρυθμός καύσης της μάζας του καυσίμου, βάση της σχέσης (2.10.4).

Σημειώνεται πως για να είναι ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας HRR ομαλή συνάρτηση, πρέπει το δυναμοδεικτικό διάγραμμα που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του, να είναι επίσης ομαλή καμπύλη. Για το λόγο αυτό πρέπει το δυναμοδεικτικό διάγραμμα $p = p(\varphi)$ που χρησιμοποιείται, να προκύπτει από εξομάλυνση (στατιστική επεξεργασία πολλών δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων). Ένας ακόμη λόγος που η εξομάλυνση των δεδομένων θεωρείται απαραίτητη, είναι η παρουσία της κυκλικής διασποράς στον κινητήρα.

Κεφάλαιο 3

Προσομοίωση της καύσης κινητήρων Diesel

3.1 Εισαγωγή

Η μοντελοποίηση του μηχανισμού της καύσης έχει απασχολήσει τους μελετητές ιδιαίτερα, δεδομένου ότι αποτελεί τη βασικότερη διαδικασία παραγωγής έργου που λαμβάνει χώρα σε όλες τις θερμικές μηχανές. Η μοντελοποίηση του μηχανισμού της καύσης εξελίσσεται διαρκώς, εμπλουτίζοντας τις θεωρητικές γνώσεις μας σχετικά με τα φυσικά και χημικά φαινόμενα που σχετίζονται με την καύση.

Η προσομοίωση της λειτουργίας των κινητήρων Diesel έγινε εφικτή με την εμφάνιση των ηλεκτρονικών υπολογιστών. Η εξέλιξη των ηλεκτρονικών υπολογιστών και η ραγδαία αύξηση της υπολογιστικής τους ικανότητας, δίνουν τη δυνατότητα κατασκευής πολύπλοκων μοντέλων προσομοίωσης, που μπορούν να επιλυθούν σε μικρά χρονικά διαστήματα.

Ο ρόλος της προσομοίωσης είναι πολύ σημαντικός στην προσπάθεια εξέλιξης των κινητήρων Diesel. Ο κυριότερος λόγος που καθιστά την προσομοίωση αναγκαία, είναι η δυνατότητα μελέτης της επίδρασης κάθε παραμέτρου ξεχωριστά, με το ελάχιστο δυνατό κόστος και σε ελάχιστο χρόνο. Η μελέτη αυτή οδηγεί στην ανάδειξη των κυριότερων παραμέτρων που επηρεάζουν το μηχανισμό της καύσης και συνεπώς της λειτουργίας του κινητήρα Diesel. Αυτή η μελέτη είναι απαραίτητη σε επίπεδο βελτιστοποίησης και σχεδιασμού του κινητήρα και είναι δύσκολη η επίτευξή της μόνο με πειράματα.

Συγκεκριμένα, δεν είναι πάντα δυνατό σε ένα πείραμα να απομονωθεί μια παράμετρος, πράγμα που σημαίνει ότι δεν μπορεί εύκολα να βρεθεί μια μονοσήμαντη σχέση αιτίας και αιτιατού. Η προσομοίωση, συνεπώς, αποτελεί ουσιαστικά ένα τρόπο διεξαγωγής «αριθμητικών» πειραμάτων τα οποία μπορούν να ενισχύουν την πειραματική έρευνα για να είναι πιο αποτελεσματική και να μην αναλώνονται οι προσπάθειες των μελετητών προς λάθος κατευθύνσεις.

Μάλιστα, όταν ένα έγκυρο μοντέλο υποδεικνύει ότι η μεταβολή μιας παραμέτρου δεν έχει σημαντική επίδραση στο υπό μελέτη φαινόμενο, αποφεύγεται η άσκοπη εκτέλεση πειραμάτων. Όμως, σε καμία περίπτωση δεν υποβαθμίζεται η σημασία των πειραμάτων, διότι η ακρίβεια ενός σωστά οργανωμένου πειράματος είναι αδιαμφισβήτητη. Για το λόγο αυτό, όλοι οι κατασκευαστές κινητήρων εφαρμόζουν και τις δύο τεχνικές κατά τη δοκιμή του κινητήρα υπό πραγματικές συνθήκες λειτουργίας για την πιστοποίηση αυτού, πριν προωθηθεί στην αγορά.

3.2 Παρουσίαση των αναπτυχθέντων μοντέλων προσομοίωσης

Για την προσομοίωση του μηχανισμού της καύσης σε κινητήρες Diesel έχει αναπτυχθεί πληθώρα μοντέλων. Ανάλογα με το αν η προσέγγιση που γίνεται βασίζεται στις αρχές της θερμοδυναμικής ή στην επίλυση ρευστοδυναμικών εξισώσεων, τα μοντέλα μπορούν να ταξινομηθούν σε δύο κύριες κατηγορίες:

- Φαινομενολογικά μοντέλα (phenomenological models).
- Ρευστοδυναμικά μοντέλα (CFD models).

3.2.1 Φαινομενολογικά μοντέλα

Η προσομοίωση της καύσης και του μηχανισμού σχηματισμού των ρύπων σε μηχανές Diesel είναι πολύπλοκη διαδικασία και μέχρι σήμερα δεν έχουν γίνει πλήρως κατανοητά ορισμένα φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα σε αυτές τις διεργασίες. Για την περιγραφή αυτών των φαινομένων, έχουν διατυπωθεί ημιεμπειρικές σχέσεις καθεμία από τις οποίες είναι αποτέλεσμα ενδελεχούς πειραματικής και θεωρητικής έρευνας. Τέτοιου είδους σχέσεις, σε συνδυασμό με τις εξισώσεις διατήρησης της μάζας, της ορμής και της ενέργειας καθώς και τις θεμελιώδεις αρχές της θερμοδυναμικής εφαρμόζονται στα φαινομενολογικά μοντέλα. Τα φαινομενολογικά μοντέλα κατηγοριοποιούνται περαιτέρω σε:

- Μονοζωνικά
- Διζωνικά
- Πολυζωνικά

Στα μονοζωνικά μοντέλα θεωρείται ότι η γόμωση του κυλίνδρου είναι ομοιόμορφη όσον αφορά τη θερμοκρασία και τη σύσταση, σε κάθε στιγμή κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας. Ένα βαθμονομημένο μονοζωνικό μοντέλο μπορεί να προβλέψει την απόδοση του κινητήρα και την κατανάλωση με μεγάλη υπολογιστική ακρίβεια, αλλά δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την πρόβλεψη των ρύπων, διότι δε λαμβάνει υπόψη τη χωρική μεταβολή της σύστασης και της θερμοκρασίας του μίγματος στον κύλινδρο.

Στα διζωνικά μοντέλα το περιεχόμενο του κυλίνδρου χωρίζεται σε δύο ζώνες: στην άκαυστη και στην καμένη. Η καμένη αντιστοιχεί στην περιοχή του εγχυόμενου καυσίμου και η άκαυστη στην περιβάλλουσα αυτό περιοχή. Η προσέγγιση των διζωνικών μοντέλων είναι βελτιωμένη σε σχέση με αυτή των μονοζωνικών, αλλά όχι αρκετά ικανοποιητική, εξαιτίας απλουστευτικών παραδοχών όπως η θεώρηση απλούστερης γεωμετρίας για τον κύλινδρο, μη ύπαρξης διάστασης των προϊόντων της καύσης κλπ. Συγκεκριμένα, τα μοντέλα αυτά ενώ μπορούν να προβλέπουν με ακρίβεια τόσο το ρυθμό της εκλυόμενης ενέργειας όσο και τις εκπομπές των οξειδίων του αζώτου (NO_x), δε συμβαίνει το ίδιο με την αιθάλη και το μονοξείδιο του άνθρακα (CO). Επίσης, η εφαρμογή τέτοιων μοντέλων σε περιπτώσεις παλλαπλής έγχυσης δε δίνει ικανοποιητικά αποτελέσματα.

Τέλος, στα πολυζωνικά μοντέλα (Hountalas, Assanis, Reitz κ.α.), η δέσμη του καυσίμου που εγχύεται στον κύλινδρο χωρίζεται σε ζώνες, σε καθεμία από τις οποίες επικρατούν διαφορετικές συνθήκες θερμοκρασίας και σύστασης σε κάθε χρονική στιγμή. Οι ζώνες αυτές μπορεί να αναπτύσσονται σε δύο ή σε τρεις διαστάσεις. Στα διδιάστατα πολυζωνικά μοντέλα θεωρείται ότι η δέσμη καυσίμου είναι συμμετρική γύρω από τον κύριο άξονα. Αυτή η υπόθεση επηρεάζει την κατανομή των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων μέσα στη δέσμη και συνεπώς δεν είναι τόσο ακριβής σ' αυτά τα μοντέλα, δεδομένου ότι η κατανομή των μεγεθών δεν είναι ομοιόμορφη στην τρίτη διάσταση εξαιτίας κυρίως της κίνησης του αέρα στο θάλαμο καύσης (air swirl & squish). Για να λυθεί αυτό το πρόβλημα αναπτύχθηκαν τρισδιάστατα πολυζωνικά μοντέλα, στα οποία δε γίνεται η υπόθεση της ύπαρξης συμμετρίας στον κύλινδρο.

3.2.2 Ρευστοδυναμικά μοντέλα

Τα μοντέλα αυτά βασίζονται στην υπολογιστική ρευστοδυναμική (Computational Fluid Dynamics). Σκοπός τους είναι η ανάλυση του πεδίου ροής στον κύλινδρο με εφαρμογή των θεμελιωδών διαφορικών εξισώσεων διατήρησης της μάζας, της ορμής (Navier-Stokes εξισώσεις) και της ενέργειας. Η επίλυση των εξισώσεων αυτών γίνεται αριθμητικά και η διαδικασία που ακολουθείται συνοπτικά έχει ως εξής:

- i. Καταρχήν γίνεται διακριτοποίηση του χώρου του κυλίνδρου τοποθετώντας σε αυτό κατάλληλο αριθμητικό πλέγμα (computing mesh), το οποίο προσαρμόζεται όσο το δυνατό καλύτερα στη γεωμετρία του θαλάμου καύσης, των βαλβίδων και του εμβόλου.
Το πλέγμα μπορεί να είναι τρισδιάστατο ή διδιάστατο (αξονοσυμμετρικό). Η μεταβλητή του χρόνου επίσης διακριτοποιείται σε μικρά συνεχή χρονικά διαστήματα τα λεγόμενα χρονικά βήματα.
- ii. Έπειτα, διακριτοποιούνται οι διαφορικές εξισώσεις, δηλαδή, μετατρέπονται σε αλγεβρικές εξισώσεις που συνδέουν τις στοιχειώδεις τιμές μεγεθών όπως η ταχύτητα, η πίεση, η θερμοκρασία κλπ, οι οποίες πλέον αναφέρονται στους κόμβους του πλέγματος. Το ίδιο συμβαίνει και με τις οριακές συνθήκες οι οποίες αναφέρονται σε κόμβους στα όρια του πλέγματος.
- iii. Οι αλγεβρικές αυτές εξισώσεις επιλύονται με κατάλληλο αλγόριθμο γραμμένο σε κάποια γλώσσα προγραμματισμού (όπως σε Fortran, C++). Τα αποτελέσματα δίνουν τις τιμές των προαναφερθέντων μεγεθών σε κάθε κόμβο του πλέγματος. Οι τιμές αυτών στη χρονική στιγμή t_{n+1} προκύπτουν από τις αντίστοιχες για τη στιγμή t_n .

Τα τελευταία χρόνια, που η εξέλιξη των ΗΥ οδήγησε σε αύξηση της υπολογιστικής ισχύος (απαραίτητη για την εφαρμογή CFD μοντέλων), αναπτύχθηκαν τέτοια μοντέλα και για εμπορική χρήση, με πιο γνωστά τα KIVA, STAR CD, FIRE, VECTIS κλπ.

3.2.3 Συγκριτική αξιολόγηση των μοντέλων προσομοίωσης

Η επιλογή του μοντέλου που θα χρησιμοποιηθεί για τη προσομοίωση της καύσης, εξαρτάται από την εκάστοτε εφαρμογή.

Τα φαινομενολογικά μοντέλα χρησιμοποιούνται ευρέως και παρουσιάζουν μεγάλο ενδιαφέρον. Μάλιστα αποτελούν μονόδρομο, όταν θέλουμε να προσομοιώσουμε και να μελετήσουμε τη συμπεριφορά μιας μηχανής Diesel, εξετάζοντας την αλληλεπίδραση των διαφόρων μελών που την αποτελούν (υπερπληρωτής, μονάδα ελέγχου, κύλινδροι, κ.ο.κ). Αποτελούν έτσι ένα σημαντικό εργαλείο για τη διαγνωστική μελέτη των κινητήρων.

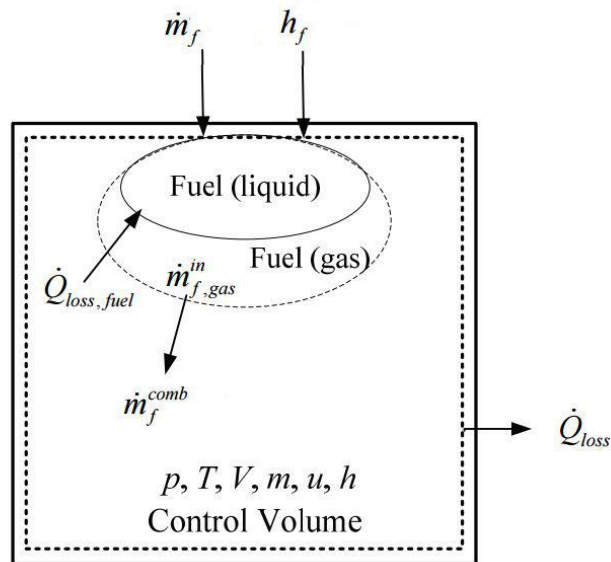
Για τη βελτιστοποίηση και το σχεδιασμό των κινητήρων ενδείκνυται η χρήση των μοντέλων CFD. Τα μοντέλα CFD υπερτερούν εξαιτίας της λεπτομερούς και θεμελιώδους προσέγγισής τους. Ωστόσο πολυζωνικά μοντέλα συνεχίζουν να χρησιμοποιούνται ευρέως για τη βελτιστοποίηση και το σχεδιασμό των κινητήρων, καθώς το μεγάλο υπολογιστικό κόστος και η ανάγκη για μεγάλη χωρητικότητα μνήμης στον υπολογιστή των μοντέλων CFD, καθιστά απαγορευτική τη χρήση τους σε πληθώρα εφαρμογών (πολυπαραγοντικές μελέτες, real-time εφαρμογές, κ.α.).

Κεφάλαιο 4

Παρουσίαση της προτεινόμενης μεθόδου προσομοίωσης

4.1 Παρουσίαση του μονοζωνικού μοντέλου ανάλυσης

Στο μοντέλο αυτό ο όγκος ελέγχου θεωρούμε ότι περιλαμβάνει σε μια ζώνη, το σύνολο της αέριας μάζας του κυλίνδρου (Σχήμα 3.1). Τα σταγονίδια του καυσίμου αποτελούν μια ξεχωριστή ζώνη, όμως θεωρούμε πως η αλλαγή από υγρή σε αέρια φάση γίνεται ακαριαία κατά την έγχυση του καυσίμου στον κύλινδρο (δηλαδή ο ρυθμός ατμοποίησης των σταγονιδίων του καυσίμου συμπίπτει με το ρυθμό έγχυσης του καυσίμου). Επίσης υποθέτουμε πως ο ρυθμός καύσης είναι ίδιος με το ρυθμό ατμοποίησης του καυσίμου στο κύλινδρο.



Σχήμα 4.1: Απεικόνιση του όγκου ελέγχου

Το ισοζύγιο ενέργειας και μάζας για έναν ανοικτό όγκο ελέγχου σύμφωνα με τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο είναι:

$$d(N \cdot u_m) = h_{m_{in}} \cdot dN_{in} - h_{m_{out}} \cdot dN_{out} + dQ - dW \quad [4.1.1]$$

όπου

$$dN = dN_{in} - dN_{out} \quad [4.1.2]$$

Διαιρούμε τις παραπάνω εξισώσεις με το χρονικό διάστημα dt :

$$\frac{d(N \cdot u_m)}{dt} = h_{m_{in}} \cdot \frac{dN_{in}}{dt} - h_{m_{out}} \cdot \frac{dN_{out}}{dt} + dQ - dW \quad [4.1.3]$$

$$\frac{dN}{dt} = \frac{dN_{in}}{dt} - \frac{dN_{out}}{dt} \quad [4.1.4]$$

Εφαρμόζουμε τη θεώρηση πως στον όγκο ελέγχου δεν υφίσταται ρεύμα εξόδου:

$$\frac{dN_{out}}{dt} = 0 \quad [4.1.5]$$

Επίσης το ρεύμα εισόδου αποτελείται μόνο από καύσιμο υγρής φάσης, άρα:

$$\frac{dN_{in}}{dt} = \frac{dN_{f,liquid}}{dt} \quad [4.1.6]$$

$$h_{in} = h_{m_{f,liquid}} \quad [4.1.7]$$

Έτσι οι εξισώσεις (4.1.3) και (4.1.4) μπορούν να γραφούν:

$$\frac{d(N \cdot u_m)}{dt} = h_{m_{f,liquid}} \cdot \frac{dN_{f,liquid}}{dt} + dQ - dW \quad [4.1.8]$$

$$\frac{dN}{dt} = \frac{dN_{f,liquid}}{dt} \quad [4.1.9]$$

Η εσωτερική ενέργεια στον όγκο ελέγχου προκύπτει από το άθροισμα των διαφορών συστατικών του αερίου μείγματος, το οποίο θεωρούμε πως αποτελείται από μείγμα i τελείων αερίων και ατμούς καυσίμου f .

$$\frac{d(\sum_{i+1} N_i \cdot u_{mi} + N_f \cdot u_{mf})}{dt} = h_{m_{f,liquid}} \cdot \frac{dN_{f,liquid}}{dt} + dQ - dW \quad [4.1.10]$$

Αναπτύσσοντας το διαφορικό του αριστερού μέρους της εξίσωσης (4.1.10) παίρνουμε:

$$\frac{d(\sum_{i+1} N_i \cdot u_{mi} + N_f \cdot u_{mf})}{dt} = h_{m_{f,liquid}} \cdot \frac{dN_{f,liquid}}{dt} + \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} \quad [4.1.11]$$

4. Παρουσίαση της προτεινόμενης μεθόδου προσομοίωσης

$$\begin{aligned} \sum_i \left(N_i \cdot \frac{du_{mi}}{dt} \right) + \sum_i \left(u_{mi} \cdot \frac{N_i}{dt} \right) + N_f \cdot \frac{du_{mf}}{dt} + u_{mf} \cdot \frac{N_f}{dt} \\ = h_{mf,liquid} \cdot \frac{dN_{f,liquid}}{dt} + \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} \end{aligned} \quad [4.1.12]$$

Όπως έχουμε ήδη αναφέρει, ο ρυθμός καύσης και ατμοποίησης θεωρούμε πως συμπίπτουν όπως και ο ρυθμός έγχυσης με το ρυθμό ατμοποίησης. Έτσι η διάρκεια παραμονής του ατμοποιημένου καυσίμου στον κύλινδρο θεωρείται μηδενική.

$$\frac{N_f}{dt} = 0 \quad [4.1.13]$$

και

$$\frac{dN_{f,liquid}}{dt} = \frac{N_f}{dt} \quad [4.1.14]$$

Εισάγοντας τις παραπάνω σχέσεις στη σχέση (4.1.12) παίρνουμε:

$$\sum_i \left(N_i \cdot \frac{du_{mi}}{dt} \right) + \sum_i \left(u_{mi} \cdot \frac{N_i}{dt} \right) = (h_{mf,liquid} - u_{mf}) \cdot \frac{N_f}{dt} + \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} \quad [4.1.15]$$

Ο όρος $(h_{mf,liquid} - u_{mf}) \cdot \frac{N_f}{dt}$ εκφράζει την ενεργειακή επιρροή που έχει η είσοδος του καυσίμου στο κύλινδρο. Επίσης ο όρος αυτός εκφράζει τον αντίκτυπο που έχει η ατμοποίηση του καυσίμου στο ενεργειακό ισοζύγιο του θαλάμου καύσης.

Θέτουμε:

$$\frac{dE_f}{dt} = (h_{mf,liquid} - u_{mf}) \cdot \frac{N_f}{dt} \quad [4.1.16]$$

με

$$E_f = (h_{mf,liquid} - u_{mf}) \cdot N_f \quad [4.1.17]$$

«Μαζεύοντας» τους όρους του αριστερού μέλους της σχέσης (4.1.15) σε ένα διαφορικό και εισάγοντας την παραπάνω σχέση (4.1.16) παίρνουμε:

$$\frac{d(\sum_i N_i \cdot u_{mi})}{dt} = \frac{dE_f}{dt} + \frac{dQ}{dt} - \frac{dW}{dt} \quad [4.1.18]$$

Τελικά, απαλείφοντας το χρονικό διάστημα dt , μπορούμε να εκφράσουμε το ισοζύγιο ενέργειας και μάζας από τη σχέση:

$$d \left(\sum_i N_i \cdot u_{mi} \right) = E_f + dQ - dW \quad [4.1.19]$$

4.2 Περιγραφή της μεθόδου προσομοίωσης

4.2.1 Περιγραφή των δεδομένων εισόδου και του τρόπου υπολογισμού

Στην ενότητα αυτή γίνεται περιγραφή των βημάτων που ακολουθήθηκαν για τον υπολογισμό της πίεσης του θαλάμου καύσης και των υπόλοιπων θερμοδυναμικών μεγεθών. Ως δεδομένα εισόδου χρησιμοποιήθηκαν δεδομένα του ρυθμού έκλυσης θερμότητας ανά γωνία στροφάλου:

$$HRR_{net}(\varphi) = HRR_{net} \quad [4.2.1]$$

Επίσης οι τιμές της πίεσης και της μάζας του κυλίνδρου κατά την έναρξη του κλειστού κύκλου λειτουργίας είναι γνωστά.

Η μέθοδος που χρησιμοποιήθηκε, λαμβάνει την έκλυση θερμότητας σε κάθε βήμα και τις τιμές των θερμοδυναμικών μεγεθών του προηγούμενου βήματος και επιλύει αριθμητικά την εξίσωση (4.1.19) με σκοπό τον υπολογισμό της θερμοκρασίας, τον καθορισμό όλων των θερμοδυναμικών μεγεθών και τη σύσταση του μείγματος.

Με συντελεστή 1 συμβολίζουμε τα διάφορα μεγέθη στην αρχή του κάθε βήματος ολοκλήρωσης και με συντελεστή 2 στο πέρας του κάθε βήματος.

Η χρήση του ρυθμού έκλυσης της θερμότητας για την προσομοίωση του κλειστού κύκλου λειτουργίας, μας δίνει τη δυνατότητα να χρησιμοποιήσουμε απλές ενεργειακές συσχετίσεις για τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών μεγεθών και της σύστασης του μείγματος.

4.2.2 Αρχικοποίηση των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του μείγματος

Για την αρχικοποίηση των τιμών των θερμοδυναμικών μεγεθών στο τέλος του κάθε υπολογιστικού βήματος υποθέτουμε ισεντροπική μεταβολή. Συγκεκριμένα χρησιμοποιούμε τη σχέση που περιέχει πιέσεις και θερμοκρασίες:

$$T_2 \cdot V_2^\gamma = T_1 \cdot V_1^\gamma \quad [4.2.2]$$

όπου γ ο ισεντροπικός συντελεστής.

Ο υπολογισμός του ισεντροπικού συντελεστή μπορεί να γίνει συναρτήσει της θερμοκρασίας και της σύστασης του μείγματος στην αρχή του βήματος. Για τις ανάγκες της αρχικοποίησης, χρησιμοποιούμε απλά την τιμή $\gamma = 1.32$ που αποτελεί μια προσεγγιστική τιμή του ισεντροπικού συντελεστή κατά την καύση.

Επίσης ο όγκος υπολογίζεται από τη γωνία στροφάλου και τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του κινητήρα από τη σχέση (2.3.2). Έτσι αρχικοποιούμε την τιμή της θερμοκρασίας T_2 με τη σχέση:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{1.32} \quad [4.2.3]$$

Στη συνέχεια χρησιμοποιώντας την εξίσωση των τελείων αερίων (2.4.1) αρχικοποιούμε την πίεση:

$$P_2 = P_1 \cdot \frac{V_1 \cdot T_2}{V_2 \cdot T_1} \quad [4.2.4]$$

Αν και ο αριθμός των γραμμομορίων του μείγματος διαφέρει κατά την έναρξη και το πέρας του βήματος, για τις ανάγκες της αρχικοποίησης της τιμής της πίεσης, θεωρούμε πως ο αριθμός των γραμμομορίων δε μεταβάλλεται. Κατά τον τελικό υπολογισμό της πίεσης, θα λάβουμε υπόψη την αλλαγή στον αριθμό των γραμμομορίων

4.2.3 Υπολογισμός της σύστασης του μείγματος

Αρχικά γνωρίζοντας τις τιμές όλων των θερμοδυναμικών μεγεθών κατά την έναρξη του κάθε υπολογιστικού βήματος, μπορούμε να υπολογίσουμε το συνολικό αριθμό των γραμμομορίων του μείγματος εφαρμόζοντας την εξίσωση των τελείων αερίων:

$$N_1 = \frac{p_1 \cdot V_1}{R_m \cdot T} \quad [4.2.5]$$

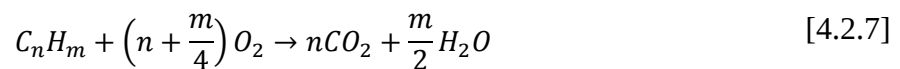
Στη συνέχεια υπολογίζουμε την ποσότητα των γραμμομορίων καυσίμου που εισέρχονται στο θάλαμο καύσης στο βήμα αυτό, από την τιμή του ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Ο αριθμός των γραμμομορίων που προστίθενται στον κύλινδρο υπολογίζεται από τη σχέση:

$$N_f = \frac{HRR}{\theta u_f} = \frac{HRR_{net} - Q_{loss}}{\theta u_f} \quad [4.2.6]$$

όπου HRR_{net} η ποσότητα έκλυσης ενέργειας του συστήματος, Q_{loss} οι απώλειες θερμότητας από τα τοιχώματα του κυλίνδρου και θu_f η θερμογόνος δύναμη του καυσίμου.

Γνωρίζοντας τη σύσταση του μείγματος κατά την έναρξη του χρονικού βήματος και την ποσότητα των γραμμομορίων που εγχύονται στον κύλινδρο, μπορούμε να υπολογίσουμε τη σύσταση του μείγματος κατά το πέρας του βήματος ολοκλήρωσης.

Θεωρώντας πως το καύσιμο είναι υδρογονάνθρακας της μορφής $C_n H_m$ η χημική εξίσωση της αντίδρασης καύσης μέσα στον κύλινδρο είναι:



Από την παραπάνω στοιχειομετρική σχέση, θα προσπαθήσουμε να υπολογίσουμε τη μεταβολή της σύστασης του μείγματος του κυλίνδρου. Συγκεκριμένα καλούμαστε να υπολογίσουμε τα διαφορικά των γραμμομορίων όλων των συστατικών του μείγματος.

Με σχετικά καλή ακρίβεια, μπορούμε να κάνουμε την παραδοχή πως στο θάλαμο καύσης βρίσκονται οξυγόνο (O_2), άζωτο (N_2), διοξείδιο του άνθρακα (CO_2) και νερό (H_2O). Αυτή η παραδοχή συμφωνεί με τη θεώρηση του μονοζωνικού μοντέλου πως ο ρυθμός καύσης και ατμοποίησης συμπίπτουν όπως και ο ρυθμός έγχυσης και ο ατμοποίησης.

Ουσιαστικά δηλαδή, η αντίδραση καύσης (4.2.7) θεωρούμε πως συμβαίνει ακαριαία με την είσοδο του καυσίμου στο θάλαμο καύσης, χωρίς την παραγωγή ενδιάμεσων προϊόντων.

Στη πραγματικότητα βέβαια το φαινόμενο της καύσης είναι σαφώς πολύπλοκότερο, καθώς έχουμε πλήθος ενδιάμεσων προϊόντων, οξείδια του αζώτου, εξανθρακωμάτων αλλά και άλλων ενώσεων στο θάλαμο καύσης. Επίσης χρειάζεται κάποιο χρονικό διάστημα για τη φυσική και χημική προετοιμασία του καυσίμου από την είσοδό του στο θάλαμο μέχρι την καύση του.

Παρ' όλα αυτά, η χρήση του ρυθμού έκλυσης της θερμότητας ως δεδομένο, μας δίνει περαιτέρω ελευθερία για μια απλή μοντελοποίηση των φαινομένων της καύσης στον υπολογισμό της σύστασης του μείγματος.

Έτσι από την εξίσωση (4.2.7) υπολογίζουμε τα διαφορικά των γραμμομορίων των συστατικών του μείγματος:

$$dN_{O_2} = -\left(n + \frac{m}{4}\right) \cdot dN_{C_nH_m} \quad [4.2.8.\alpha]$$

$$dN_{CO_2} = n \cdot dN_{C_nH_m} \quad [4.2.8.\beta]$$

$$dN_{H_2O} = \frac{m}{2} \cdot dN_{C_nH_m} \quad [4.2.8.\gamma]$$

$$dN_{N_2} = 0 \quad [4.2.8.\delta]$$

όπου:

$$dN_{C_nH_m} = N_f \quad [4.2.8\epsilon]$$

Γνωρίζοντας τις τιμές των διαφορικών των γραμμομορίων του μείγματος μπορούμε να υπολογίσουμε τον αριθμό των γραμμομορίων του κάθε συστατικού του μείγματος και τη σύσταση του μείγματος. Με γνωστό τον αριθμό των γραμμομορίων του κάθε συστατικού του μείγματος και τη σύσταση του μείγματος στην αρχή του κάθε βήματος, μπορούμε να υπολογίσουμε τα παραπάνω μεγέθη στο τέλος του υπολογιστικού βήματος.

4. Παρουσίαση της προτεινόμενης μεθόδου προσομοίωσης

$$N_{O_2}^{(2)} = N_{O_2}^{(1)} + dN_{O_2} \quad [4.2.9.\alpha]$$

$$N_{CO_2}^{(2)} = N_{CO_2}^{(1)} + dN_{CO_2} \quad [4.2.9.\beta]$$

$$N_{H_2O}^{(2)} = N_{H_2O}^{(1)} + dN_{H_2O} \quad [4.2.9.\gamma]$$

$$N_{N_2}^{(2)} = N_{N_2}^{(1)} \quad [4.2.9.\delta]$$

και

$$x_{O_2}^{(2)} = \frac{(N_{O_2}^{(1)} + dN_{O_2})}{N_2} \quad [4.2.10.\alpha]$$

$$x_{CO_2}^{(2)} = \frac{(N_{CO_2}^{(1)} + dN_{CO_2})}{N_2} \quad [4.2.10.\beta]$$

$$x_{H_2O}^{(2)} = \frac{(N_{H_2O}^{(1)} + dN_{H_2O})}{N_2} \quad [4.2.10.\gamma]$$

$$x_{N_2}^{(2)} = \frac{N_{N_2}^{(1)}}{N_2} \quad [4.2.10.\delta]$$

όπου N_2 ο αριθμός των γραμμομορίων κατά το τέλος του υπολογιστικού βήματος. Ο υπολογισμός του αριθμού των γραμμομορίων του μείγματος μπορεί να πραγματοποιηθεί από τη σχέση:

$$N_2 = N_2 + dN \quad [4.2.11]$$

Το διαφορικό του αριθμού των γραμμομορίων του μείγματος μπορεί να υπολογίζεται από το άθροισμα των διαφορικών των επιμέρους συστατικών του μείγματος:

$$\begin{aligned} N_2 &= dN_{O_2} + dN_{CO_2} + dN_{H_2O} \\ \Rightarrow N_2 &= -\left(n + \frac{m}{4}\right) \cdot dN_{C_nH_m} + n \cdot dN_{C_nH_m} + \frac{m}{2} \cdot dN_{C_nH_m} \\ \Rightarrow N_2 &= \left(-\left(n + \frac{m}{4}\right) + n + \frac{m}{2}\right) \cdot dN_{C_nH_m} \\ \Rightarrow N_2 &= \frac{m}{4} \cdot dN_{C_nH_m} \end{aligned} \quad [4.2.12]$$

4.2.4 Ενεργειακοί υπολογισμοί μονοζωνικού μοντέλου

Για τη διενέργεια των ενεργειακών υπολογισμών, γνωρίζουμε τη σύσταση του μείγματος και όλα τα θερμοδυναμικά μεγέθη στην αρχή και στο τέλος του υπολογιστικού βήματος, εκτός από την πίεση και τη θερμοκρασία στο τέλος του βήματος.

Έτσι, χρησιμοποιώντας την καταστατική εξίσωση των αερίων (2.4.1) και τον ενεργειακό ισολογισμό (4.1.19) μπορούμε να προχωρήσουμε σε πλήρη επίλυση του συστήματος.

Για να φέρουμε τη σχέση (4.1.19) στην επιθυμητή μορφή, εισάγουμε τη σχέση (2.5.1) και παίρνουμε:

$$d\left(N \cdot \sum_i x_i \cdot u_{mi}\right) = E_f + dQ - dW \quad [4.2.13]$$

Καθώς έχουμε εισάγει στο σύστημα την επίδραση που έχει η έκλυση θερμότητας στην αλλαγή της σύστασης του μείγματος και κυρίως στην αλλαγή της τιμής της μοριακής εσωτερικής ενέργειας, είναι φυσικά σωστό να απαλείψουμε τον όρο dQ . Διαφορετικά θα έχουμε εισάγει δύο φορές στο σύστημα την επίδραση του ρυθμού έκλυσης της θερμότητας, αρχικά με το ποσό ενέργειας που εκλύεται από την καύση και μετά πάλι με την αύξηση της μοριακής εσωτερικής ενέργειας του μείγματος.

Έτσι η σχέση (4.2.13) μπορεί να πάρει τη μορφή:

$$d\left(N \cdot \sum_i x_i \cdot u_{mi}\right) = E_f - dW \quad [4.2.14]$$

Στη συνέχεια, επειδή ο ρυθμός καύσης και ατμοποίησης θεωρούμε πως συμπίπτουν αλλά και ο ρυθμός έγχυσης με το ρυθμό ατμοποίησης, η ατμοποίηση και η καύση συμβαίνουν την ίδια χρονική στιγμή. Μπορούμε δηλαδή -χωρίς να εισάγουμε σφάλμα στους υπολογισμούς- να παραλείψουμε τον όρο E_f από τη σχέση (4.2.14) και να εισάγουμε την ποσότητα αυτή στη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου. Έτσι θα θεωρήσουμε πως το E_f ισούται με τη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης του καυσίμου, την οποία και θα αφαιρέσουμε από τη θερμογόνο ικανότητα του καυσίμου.

Με τις παραπάνω παραδοχές, ο ενεργειακός ισολογισμός του συστήματος παίρνει τη μορφή:

$$d\left(N \cdot \sum_i x_i \cdot u_{mi}\right) - dW = 0 \quad [4.2.15]$$

Αν εκφράσουμε το έργο ογκομεταβολής συναρτήσει της πίεσης και του όγκου παίρνουμε:

$$d \left(N \cdot \sum_i x_i \cdot u_{mi} \right) - p \cdot dV = 0 \quad [4.2.16]$$

Εκφράζοντας την πίεση στο τέλος του υπολογιστικού βήματος συναρτήσει της θερμοκρασίας μέσω της καταστατικής εξίσωσης των τελείων αερίων:

$$P_2 = P_1 \cdot \frac{N_2 \cdot V_1 \cdot T_2}{N_1 \cdot V_2 \cdot T_1} \quad [4.2.17]$$

μπορούμε να υπολογίσουμε τη θερμοκρασία και την πίεση στο πέρας του βήματος με επαναληπτική διαδικασία.

4.2.5 Διακριτοποίηση των σχέσεων και αριθμητική επίλυση

Στην αρχή του κάθε υπολογιστικού βήματος, εκφράζουμε τα μεγέθη με το δείκτη $(n - 1)$ και στο τέλος του υπολογιστικού βήματος με δείκτη (n) .

Διακριτοποιώντας τις σχέσεις (4.2.16) και (4.2.17) παίρνουμε:

$$N^{(n)} \cdot \sum_i x_i^{(n)} \cdot u_{mi}^{(n)} - N^{(n-1)} \cdot \sum_i x_i^{(n-1)} \cdot u_{mi}^{(n-1)} - \frac{p^{(n)} + p^{(n-1)}}{2} \cdot (V^{(n)} - V^{(n-1)}) = 0 \quad [4.2.18]$$

και

$$p^{(n)} = p^{(n-1)} \cdot \frac{N^{(n)} \cdot V^{(n-1)} \cdot T^{(n)}}{N^{(n-1)} \cdot V^{(n)} \cdot T^{(n-1)}} \quad [4.2.19]$$

Παρατηρούμε πως στη σχέση (4.2.18) οι όροι $u_{mi}^{(n)}$ και $p^{(n)}$ εξαρτώνται από τη θερμοκρασία $T^{(n)}$. Γι' αυτό γράφουμε τον ενεργειακό ισολογισμό του κυλίνδρου στην τελική του μορφή:

$$N^{(n)} \cdot \sum_i x_i^{(n)} \cdot u_{mi}^{(n)} - N^{(n-1)} \cdot \sum_i x_i^{(n-1)} \cdot u_{mi}(T^{(n)})^{(n-1)} - \frac{p^{(n-1)} \cdot \frac{N^{(n)} \cdot V^{(n-1)} \cdot T^{(n)}}{N^{(n-1)} \cdot V^{(n)} \cdot T^{(n-1)}} + p^{(n-1)}}{2} \cdot (V^{(n)} - V^{(n-1)}) = 0 \quad [4.2.20]$$

Η σχέση (4.2.20) έχει ως μόνο άγνωστο τη θερμοκρασία $T^{(n)}$. Έτσι μπορούμε να προχωρήσουμε στην αριθμητική επίλυση της σχέσης.

Η αρχικοποίηση της θερμοκρασίας γίνεται μέσω της σχέσης (4.2.2):

$$T^{(n)} = T^{(n-1)} \cdot \left(\frac{V^{(n-1)}}{V^{(n)}} \right)^{1.32}$$

Για την αριθμητική επίλυση θα χρησιμοποιήσουμε τη μέθοδο Newton-Raphson.

Σύμφωνα με τη μέθοδο Newton-Raphson, με δεδομένη μια συνάρτηση της μορφής $f(x) = 0$ και την παράγωγό της $\frac{df(x)}{dx}$ με το x ελεύθερη μεταβλητή, ξεκινώντας με ένα τυχαίο x_0 μια καλύτερη προσέγγιση x_1 είναι η:

$$x_1 = x_0 - \frac{f(x_0)}{\frac{df(x_0)}{dx}} \quad [4.2.21]$$

Παίρνουμε ως συνάρτηση f :

$$\begin{aligned} f(T^{(n)}) = & N^{(n)} \cdot \sum_i x_i^{(n)} \cdot u_{mi}^{(n)} - N^{(n-1)} \\ & \cdot \sum_i x_i^{(n-1)} \cdot u_{mi}(T^{(n)})^{(n-1)} \\ & - \frac{p^{(n-1)} \cdot \frac{N^{(n)} \cdot V^{(n-1)} \cdot T^{(n)}}{N^{(n-1)} \cdot V^{(n)} \cdot T^{(n-1)}} + p^{(n-1)}}{2} \cdot (V^{(n)} - V^{(n-1)}) \end{aligned} \quad [4.2.22]$$

με ελεύθερη μεταβλητή το $T^{(n)}$.

Στη συνέχεια υπολογίζουμε την παράγωγο της συνάρτησης f :

$$\frac{df(T^{(n)})}{dT^{(n)}} = N^{(n)} \cdot \sum_i x_i^{(n)} \cdot \frac{du_{mi}^{(n)}}{dT^{(n)}} - \frac{p^{(n-1)} \cdot \frac{N^{(n)} \cdot V^{(n-1)}}{N^{(n-1)} \cdot V^{(n)} \cdot T^{(n-1)}}}{2} \cdot (V^{(n)} - V^{(n-1)}) \Rightarrow$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow \frac{df(T^{(n)})}{dT^{(n)}} = & N^{(n)} \cdot \sum_i x_i^{(n)} \cdot c_{vmi}^{(n)} - \frac{p^{(n-1)} \cdot \frac{N^{(n)} \cdot V^{(n-1)}}{N^{(n-1)} \cdot V^{(n)} \cdot T^{(n-1)}}}{2} \\ & \cdot (V^{(n)} - V^{(n-1)}) \end{aligned} \quad [4.2.23]$$

4. Παρουσίαση της προτεινόμενης μεθόδου προσομοίωσης

Ο τελευταίος όρος της σχέσης (4.2.23) μπορεί να παραλειφθεί, καθώς η τιμή του έργου ογκομεταβολής έχει πολύ μικρή ευαισθησία ως προς τη θερμοκρασία, σε αντίθεση με την τιμή της μοριακής θερμοχωρητικότητας υπό σταθερό όγκο C_{Vm} . Έτσι η σχέση (4.2.23) απλοποιείται στη μορφή:

$$\frac{df(T^{(n)})}{dT^{(n)}} = N^{(n)} \cdot \sum_i x_i^{(n)} \cdot c_{Vmi}^{(n)} \quad [4.2.24]$$

Τώρα μπορούμε να υπολογίζουμε τη θερμοκρασία από τη σχέση:

$$T^{(n)}_{new} = T^{(n)}_{old} - \frac{f(T^{(n)})}{\frac{df(T^{(n)})}{dT^{(n)}}} \quad [4.2.25]$$

με τους όρους $f(T^{(n)})$ και $\frac{df(T^{(n)})}{dT^{(n)}}$ να υπολογίζονται από τις σχέσεις (4.2.22) και (4.2.23).

Η σχέση (4.2.25) θα χρησιμοποιηθεί σε επαναληπτική διαδικασία υπολογισμού. Το κριτήριο σύγκλισης της μεθόδου, θα είναι της μορφής:

$$\left| \frac{T^{(n)}_{new} - T^{(n)}_{old}}{T^{(n)}_{new}} \right| \leq 10^{-\nu} \quad [4.2.26]$$

με $10^{-\nu}$ της τάξης του 10^{-10} .

Κεφάλαιο 5

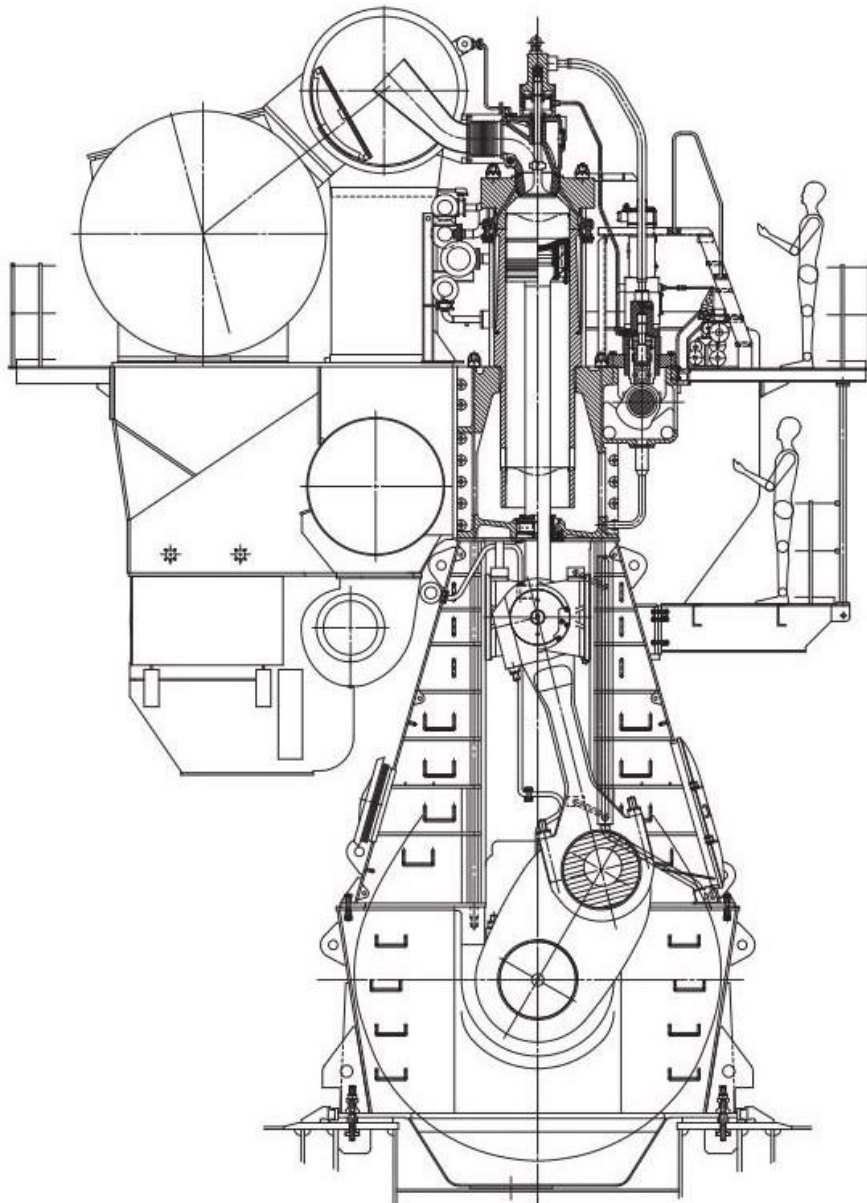
Εφαρμογή της μεθόδου και σύγκριση με πειραματικά δεδομένα

5.1 Περιγραφή του κινητήρα από τον οποίο λήφθηκαν τα πειραματικά δεδομένα

Για να ελεγχθεί η λειτουργία του λογισμικού που αναπτύχθηκε, έγινε στα πλαίσια της διπλωματικής εργασίας για την προσομοίωση της λειτουργίας του δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel 7S60MC της εταιρίας MAN B&W (Σχήμα 5.1).

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του κινητήρα είναι:

- Αριθμός κυλίνδρων: 7
- Διάμετρος εμβόλου: 600 mm
- Διαδρομή εμβόλου: 2292 mm
- Μήκος διωστήρα: 2627.8 mm
- Λόγος συμπίεσης: 17.9

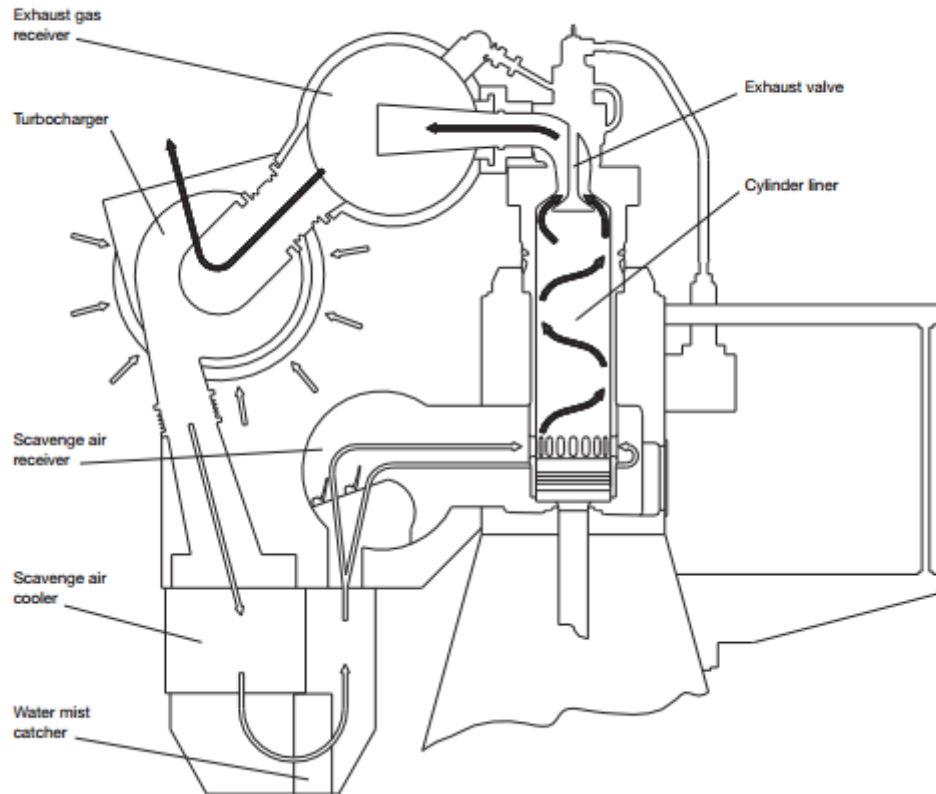


Σχήμα 5.1: Σκίτσο της εγκάρσιας τομής του κινητήρα MAN B&W 7S60MC

Ο 7S60MC είναι ένας σύγχρονος ναυτικός κινητήρας. Η εναλλαγή των αερίων γίνεται με χρήση βαλβίδων εξαγωγής και θυρίδων εισαγωγής (Σχήμα 5.2). Χρησιμοποιείται εκκεντροφόρος άξονας για την κίνηση της βαλβίδας εξαγωγής αλλά και για τη ρύθμιση της έγχυσης του καυσίμου. Κάθε ένας από τους επτά κυλίνδρους του κινητήρα διαθέτει τη δική του αντλία έγχυσης καυσίμου, αποτελούμενη από ένα έμβολο το οποίο άμεσα ενεργοποιείται από τον εκκεντροφόρο άξονα των αντλιών καυσίμου. Επίσης χρησιμοποιείται η τεχνολογία της μεταβλητής έγχυσης καυσίμου για βελτίωση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα.

5. Εφαρμογή της μεθόδου και σύγκριση με πειραματικά δεδομένα

Η βαλβίδα εξαγωγής του κινητήρα ανοίγει μέσω ενός υδραυλικού συστήματος και κλείνει με τη χρήση ενός πνευματικού ελατηρίου.



Σχήμα 5.2: Διαδρομή αέρα και καυσαερίων στο κινητήρα MAN B&W 7S60MC

5.2 Περιγραφή των πειραματικών δεδομένων

Για επεξεργασία με το λογισμικό προσομοίωσης δόθηκαν τέσσερις μετρήσεις, για ταχύτητα περιστροφής 84 rpm, 90.4 rpm, 93.0 rpm και 97.8 rpm. Συγκεκριμένα, για κάθε ταχύτητα δόθηκαν μετρήσεις για κάθε έναν από τους επτά κυλίνδρους του κινητήρα MAN B&W 7S60MC και για τη μέση τιμή των μεγεθών αυτών. Οι μετρήσεις και τα θερμοδυναμικά μεγέθη που εξάχθηκαν από αυτές, δόθηκαν σε αρχεία με τη μορφή:

- 1^η στήλη: Γωνία στροφάλου μετά το ΚΝΣ
- 2^η στήλη: Πίεση (bar)
- 3^η στήλη: Μέση θερμοκρασία (°C)
- 4^η στήλη: Έκλυση θερμότητας του συστήματος (J/deg)

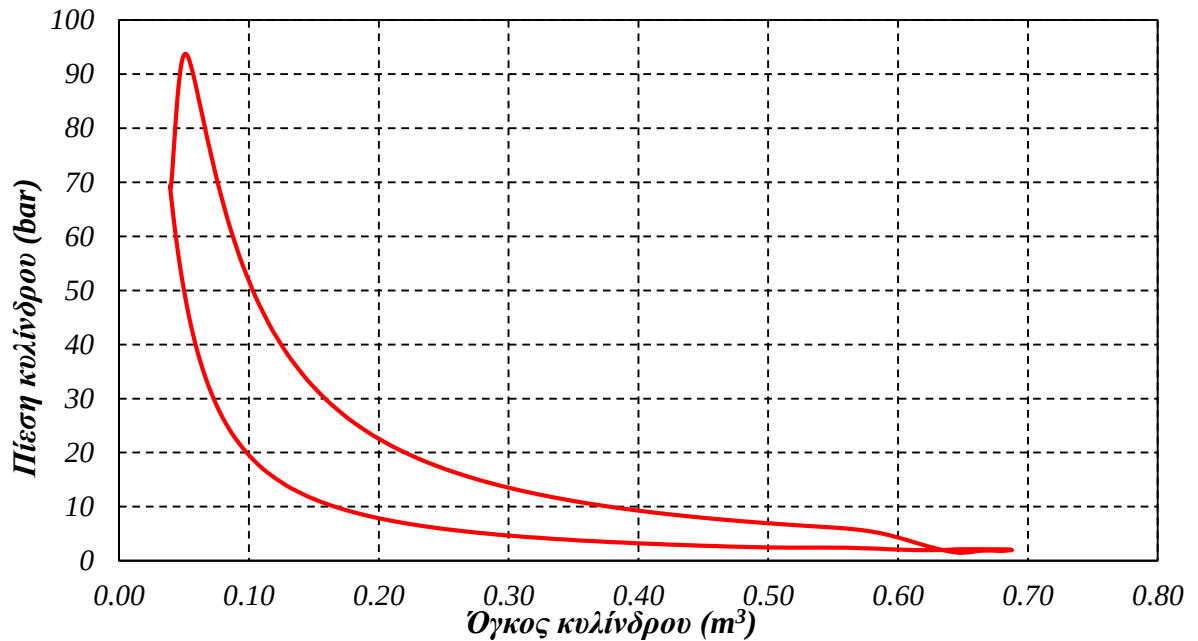
Για την προσομοίωση έγινε χρήση μόνο των δεδομένων του ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Επίσης για να γίνει πλήρης καθορισμός των συνθηκών που επικρατούν στον κύλινδρο της μηχανής κατά το κλείσιμο των βαλβίδων εξαγωγής, χρησιμοποιήθηκαν όλα τα δεδομένα κατά εκείνη τη γωνία στροφάλου.

Η θερμογόνος δύναμη του καυσίμου, θεωρήθηκε ίση με 43000 kJ/kg καυσίμου.

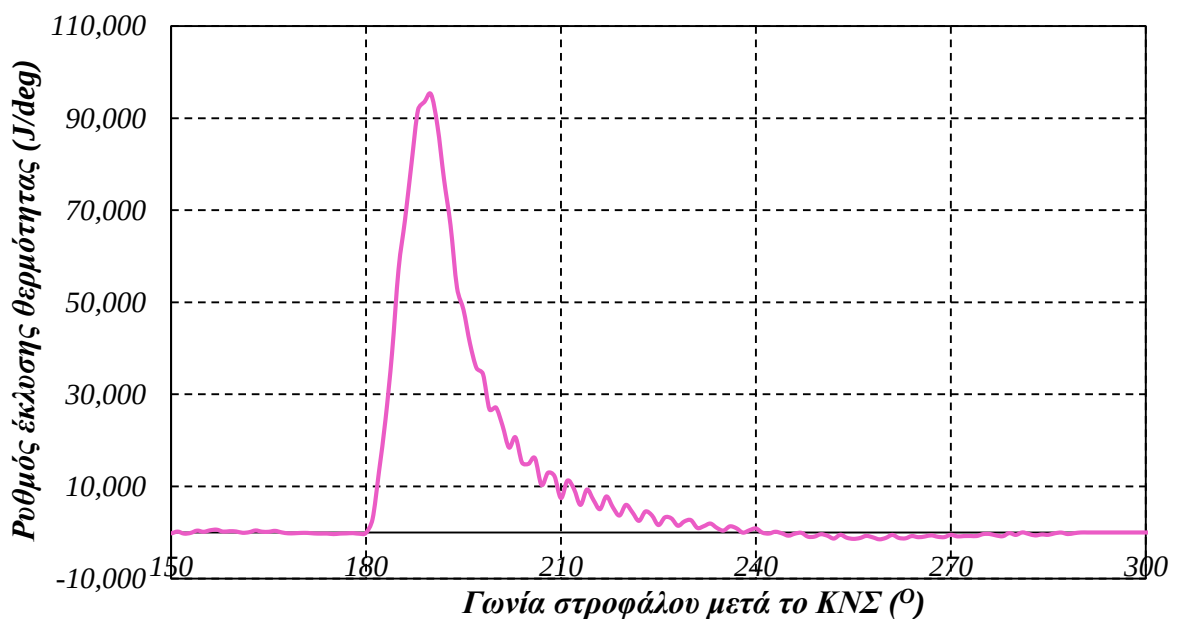
Οι τιμές του συνολικού ρυθμού έκλυσης της θερμότητας δίνονται για γωνία στροφάλου 150° μετά το ΚΝΣ και μέχρι και το άνοιγμα των βαλβίδων εξαγωγής για γωνία στροφάλου 289° μετά το ΚΝΣ.

5.3 Παρουσίαση αποτελεσμάτων για ταχύτητα περιστροφής 84 rpm

Παρακάτω παρουσιάζεται το δυναμοδεικτικό διάγραμμα (Διάγραμμα 5.1) του κινητήρα, για τις μέσες τιμές πίεσης των επτά κυλίνδρων του κινητήρα και οι τιμές του ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Διάγραμμα 5.2).

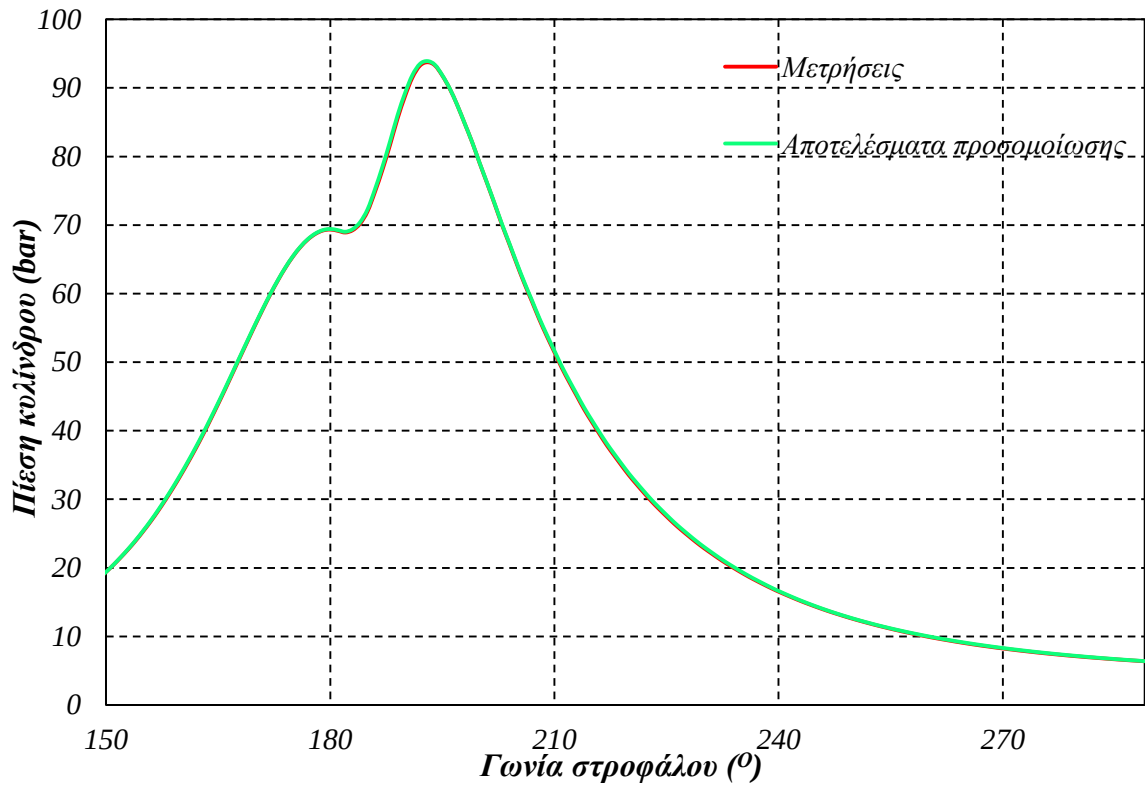


Διάγραμμα 5.1: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα για ταχύτητα περιστροφής 84 rpm



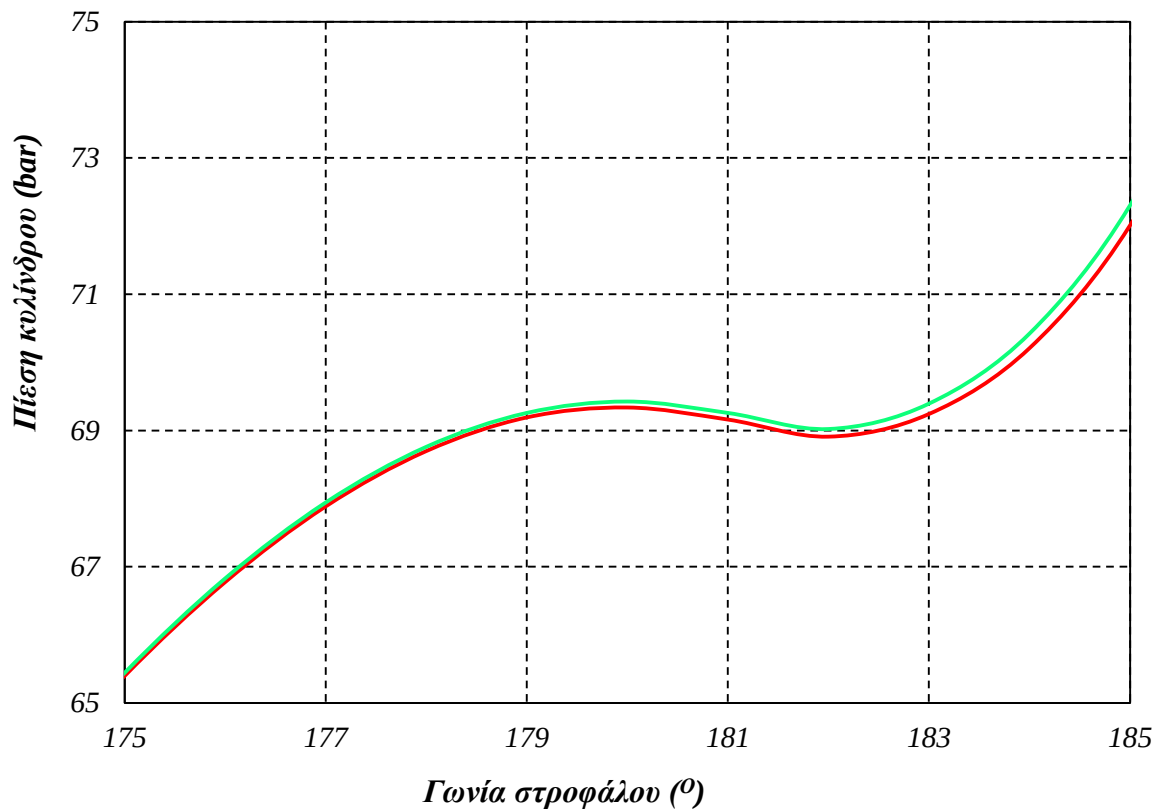
Διάγραμμα 5.2: Ρυθμός έκλυσης θερμότητας ανά γωνία στροφάλου

Στο Διάγραμμα 5.3 βλέπουμε μια σύγκριση των τιμών πίεσης που προέκυψαν από την προσομοίωση με τις μετρούμενες τιμές πίεσης.

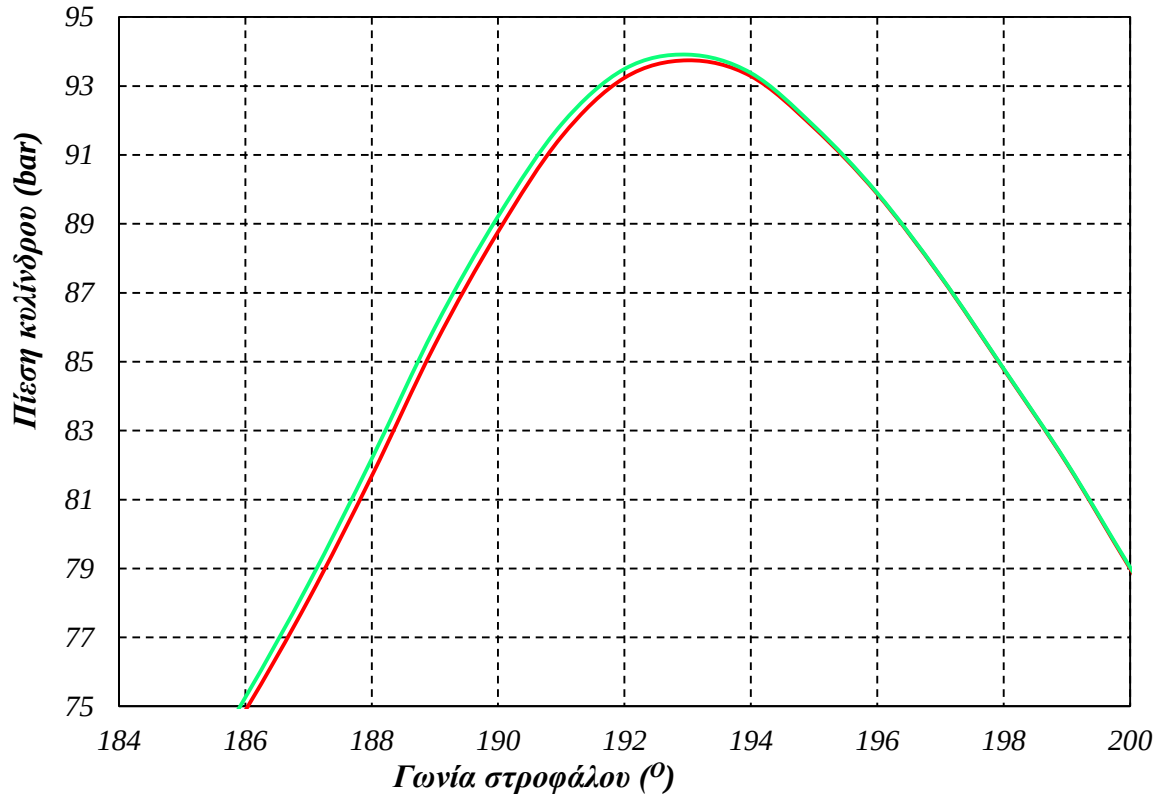


Διάγραμμα 5.3: Αποτελέσματα των τιμών πίεσης του λογισμικού προσομοίωσης σε σύγκριση με τις μετρημένες τιμές της πίεσης του κυλίνδρου.

Παρατηρούμε πως τα αποτελέσματα της προσομοίωσης δε διαφέρουν σημαντικά από τις τιμές των μετρήσεων. Λόγω της μικρής διαφοράς των τιμών κρίνεται απαραίτητη η χρήση διαγραμμάτων με εστίαση στην αρχή της καύσης (Διάγραμμα 5.4) και στην περιοχή που εμφανίζεται η μέγιστη πίεση κυλίνδρου (Διάγραμμα 5.5).

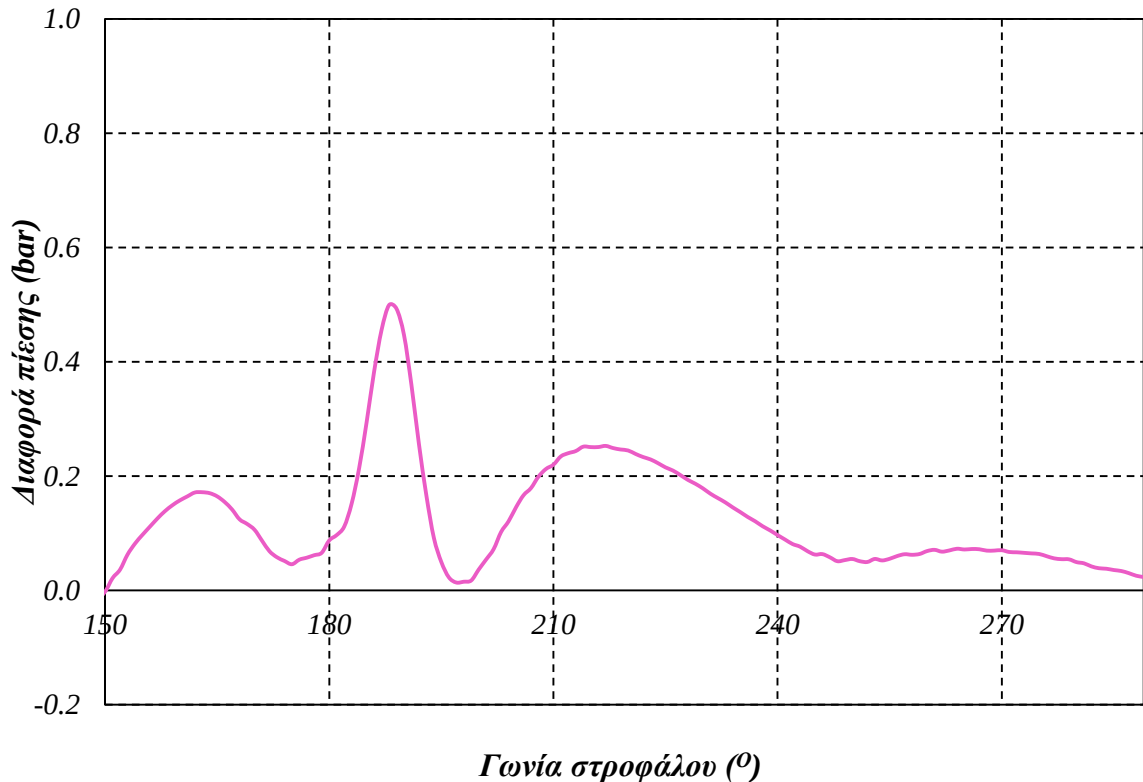


Διάγραμμα 5.4: Εστίαση στην αρχή της καύσης.



Διάγραμμα 5.5: Εστίαση στη μέγιστη πίεση κυλίνδρου.

Επίσης για καλύτερη εποπτεία της απόκλισης της πίεσης που υπολογίζεται από το λογισμικό προσομοίωσης σε σύγκριση με την πίεση που μετρείται, κατασκευάζουμε το διάγραμμα της διαφοράς των τιμών τους συναρτήσει της γωνίας στροφάλου (Διάγραμμα 5.6).

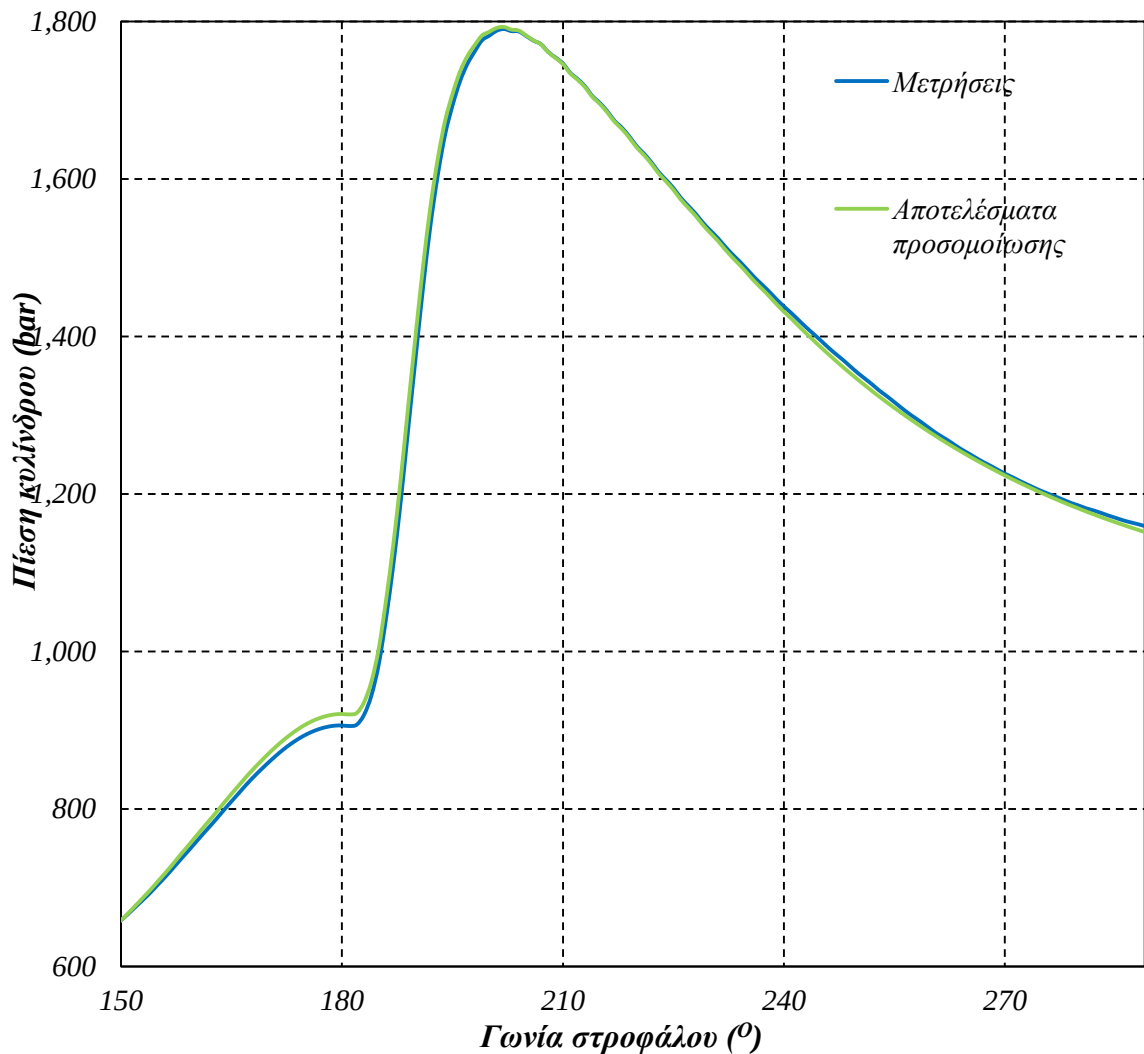


Διάγραμμα 5.6 Διαφορά υπολογιζόμενης πίεσης και πειραματικά μετρούμενης πίεσης.

Παρατηρούμε πως η μεγαλύτερη απόκλιση της υπολογιζόμενης πίεσης από τη μετρούμενη πίεση, εμφανίζεται στο σημείο που έχουμε τη μέγιστη πίεση στον κύλινδρο. Η απόκλιση αυτή είναι της τάξεως του 0.5 bar.

Η αύξηση της απόκλισης, οφείλεται στο γεγονός ότι η απόλυτη τιμή της παραγώγου της καμπύλης της πίεσης ως προς τη γωνία στροφάλου παρουσιάζει μέγιστο στο διάστημα αυτό.

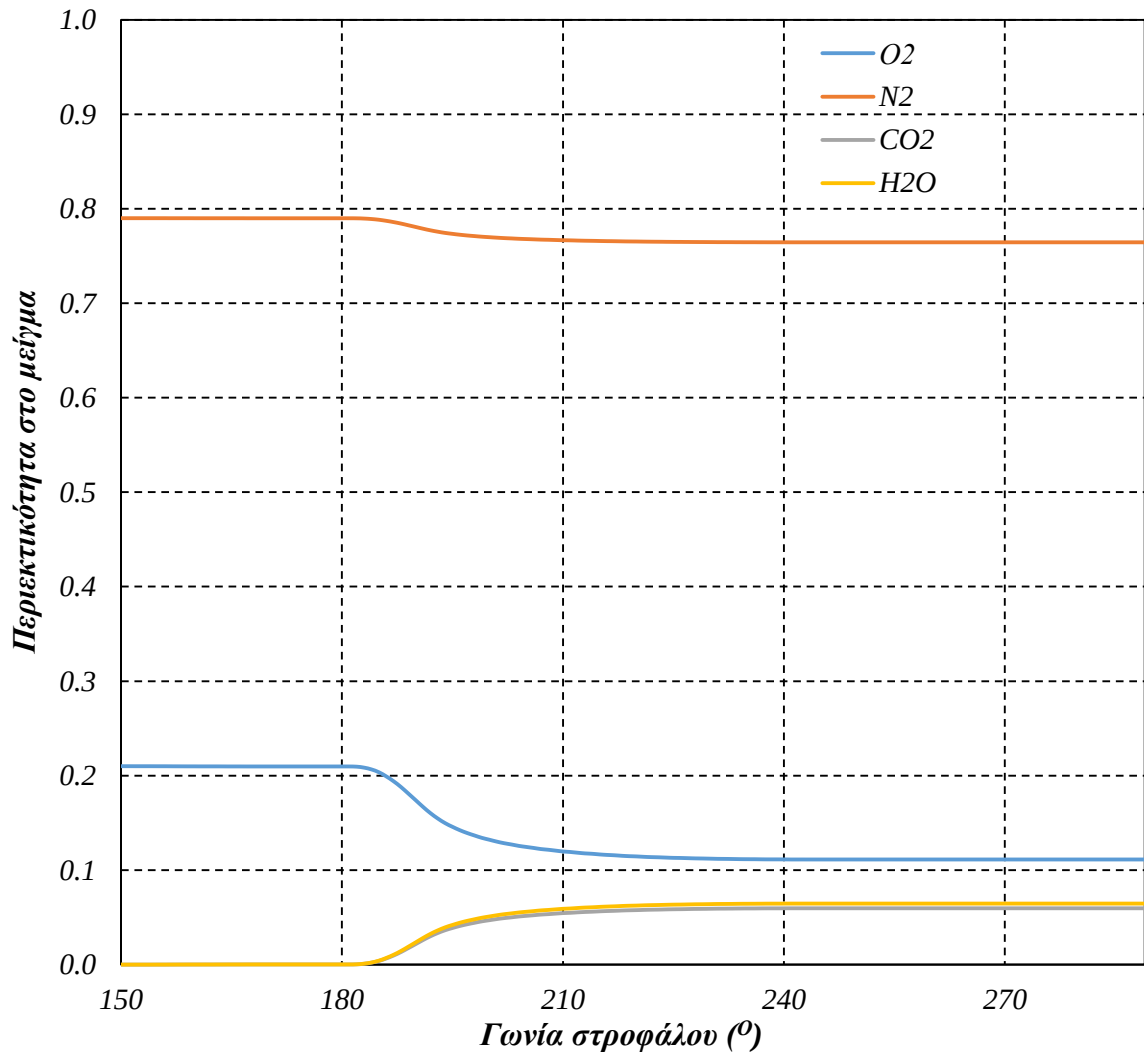
Παρακάτω παρατίθεται το διάγραμμα της θερμοκρασίας (Διάγραμμα 5.7) που υπολογίζεται από το λογισμικό σε σύγκριση με τη μετρούμενη τιμή της θερμοκρασίας.



Διάγραμμα 5.7 : Αποτελέσματα των τιμών θερμοκρασίας από το λογισμικό προσομοίωσης σε σύγκριση με τις μετρημένες τιμές θερμοκρασίας του κυλίνδρου.

Παρατηρούμε πως οι τιμές της θερμοκρασίας που υπολογίζει το λογισμικό προσομοίωσης δε διαφέρουν σημαντικά από τις μετρούμενες τιμές. Μια μικρή απόκλιση εμφανίζεται μόνο στο στάδιο έναρξης της καύσης.

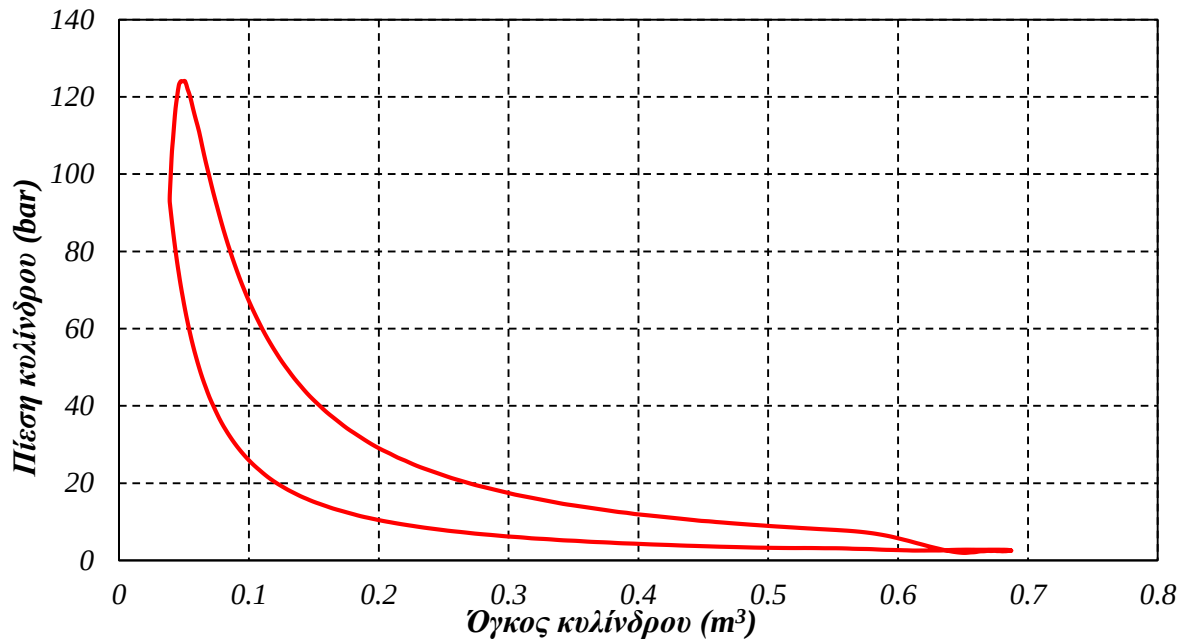
Τέλος, χάριν πληρότητας, παρατίθεται το διάγραμμα της περιεκτικότητας του μείγματος στα επί μέρους συστατικά συναρτήσει της γωνίας στροφάλου (Διάγραμμα 5.8). Η παρουσία σχεδόν διπλάσιας ποσότητας αέρα στον κύλινδρο σε σχέση με το στοιχειομετρικά απαιτούμενο, φαίνεται από την τιμή της περιεκτικότητας του οξυγόνου μετά το πέρας της καύσης.



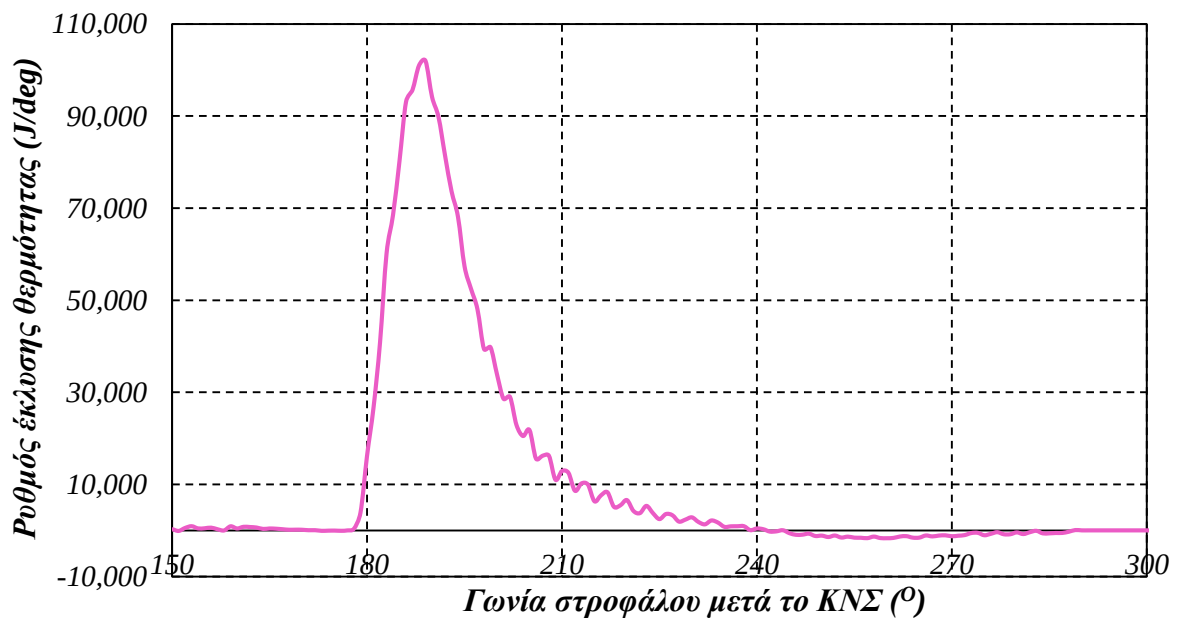
Διάγραμμα 5.8 : Περιεκτικότητα του μείγματος συναρτήσει της γωνίας στροφάλου

5.4 Παρουσίαση αποτελεσμάτων για ταχύτητα περιστροφής 90.4 rpm

Στα Διαγράμματα 5.9 και 5.10 παρουσιάζεται το δυναμοδεικτικό διάγραμμα του κινητήρα, για τις μέσες τιμές πίεσης των επτά κυλίνδρων του κινητήρα και οι τιμές του ρυθμού έκλυσης θερμότητας αντίστοιχα.

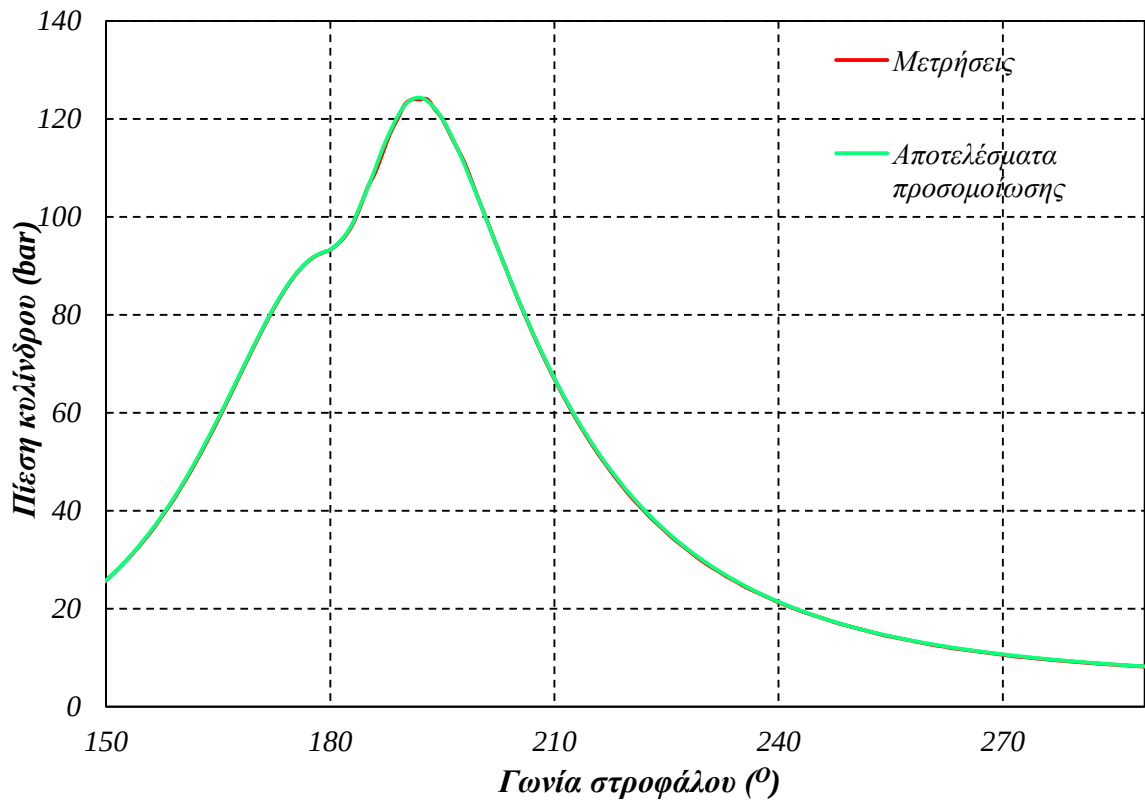


Διάγραμμα 5.9: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα για ταχύτητα περιστροφής 90.4 rpm



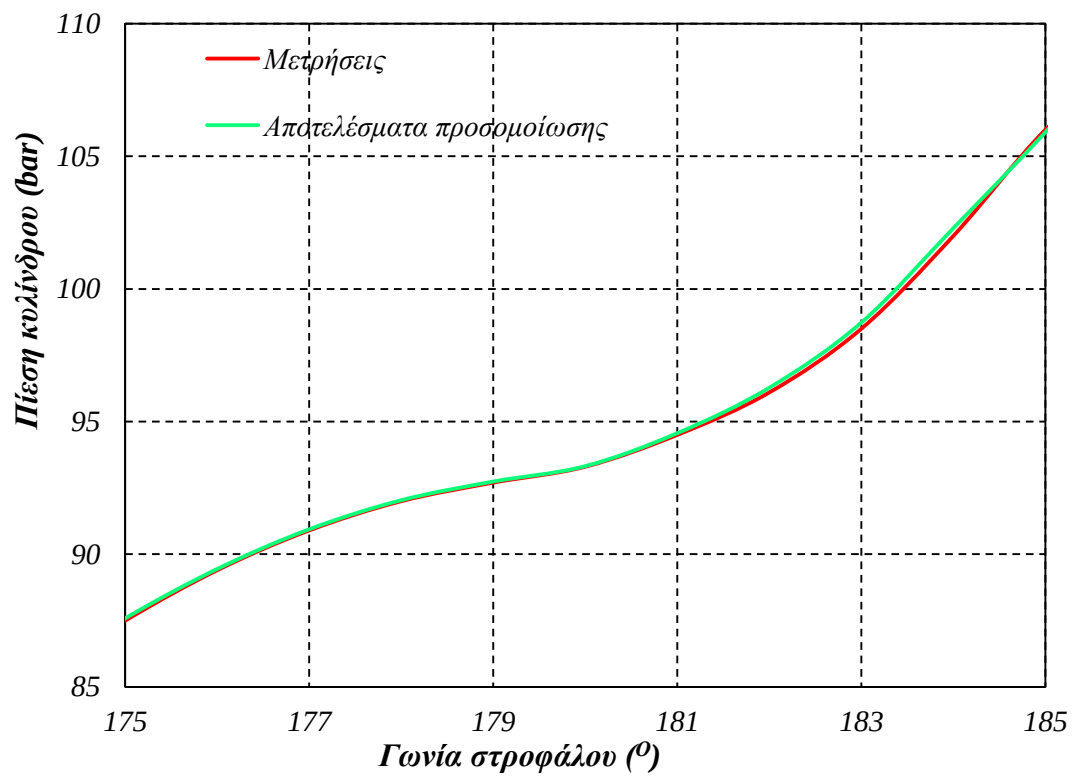
Διάγραμμα 5.10: Ρυθμός έκλυσης θερμότητας ανά γωνία στροφάλου

Αρχικά, παρατηρούμε πως οι τιμές της πίεσης και του ρυθμού έκλυσης θερμότητας έχουν μεγαλύτερες τιμές σε σύγκριση με τη μέτρηση που έγινε για ταχύτητα περιστροφής 84rpm.

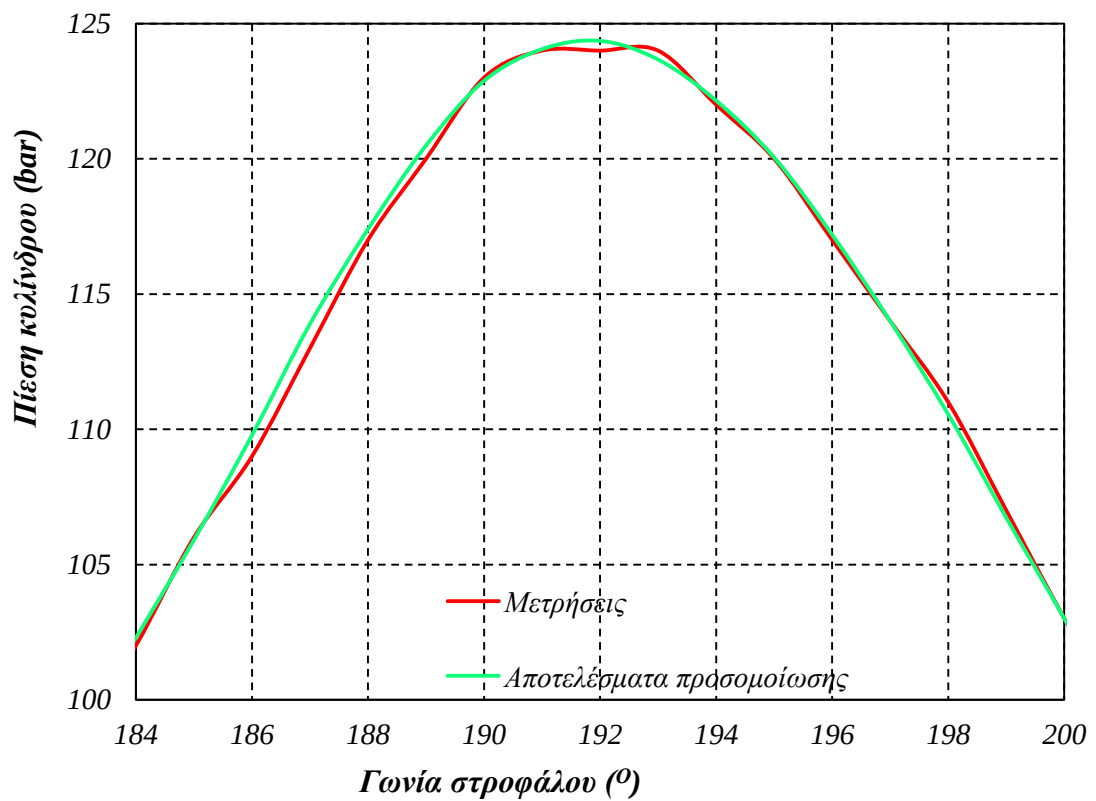


Διάγραμμα 5.11: Αποτελέσματα των τιμών πίεσης του λογισμικού προσομοίωσης σε σύγκριση με τις μετρημένες τιμές της πίεσης του κυλίνδρου.

Παρατηρούμε πως τα αποτελέσματα της προσομοίωσης δε διαφέρουν σημαντικά από τις τιμές των μετρήσεων (Διάγραμμα 5.11). Έτσι γίνεται χρήση διαγραμμάτων με εστίαση στην αρχή της καύσης (Διάγραμμα 5.12) και στην περιοχή που εμφανίζεται η μέγιστη πίεση κυλίνδρου (Διάγραμμα 5.13).

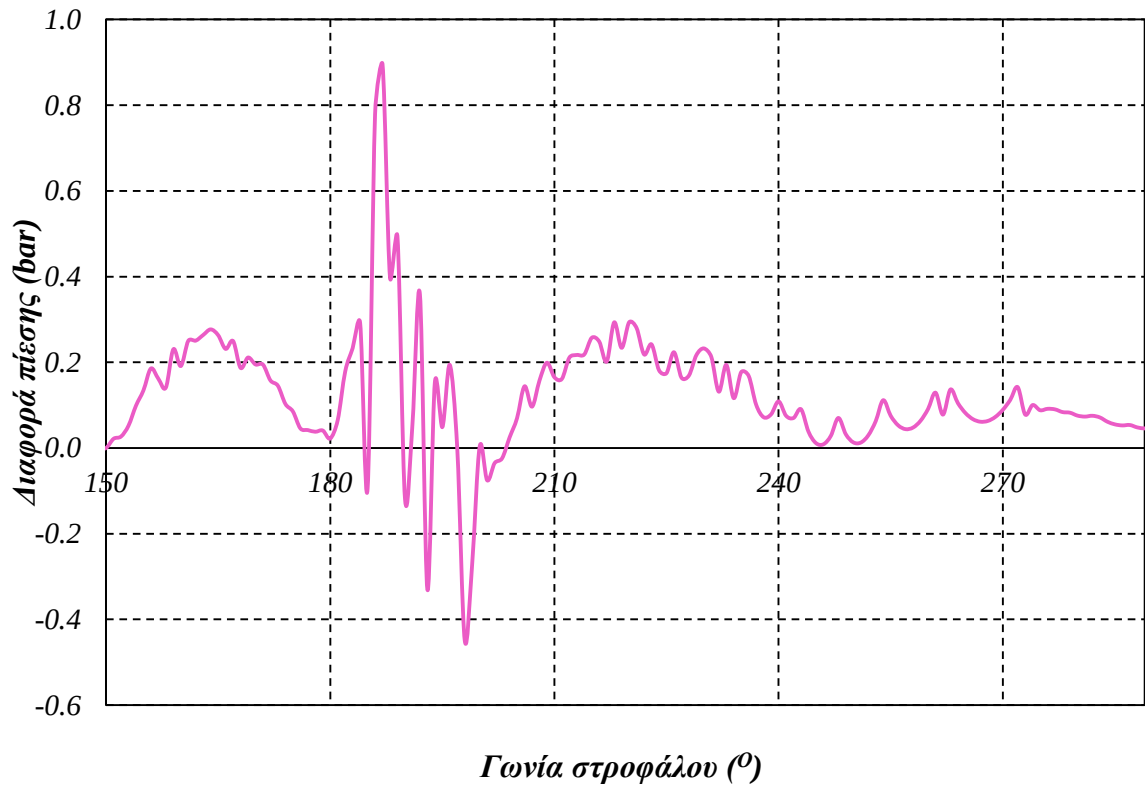


Διάγραμμα 5.12: Εστίαση στην αρχή της καύσης.



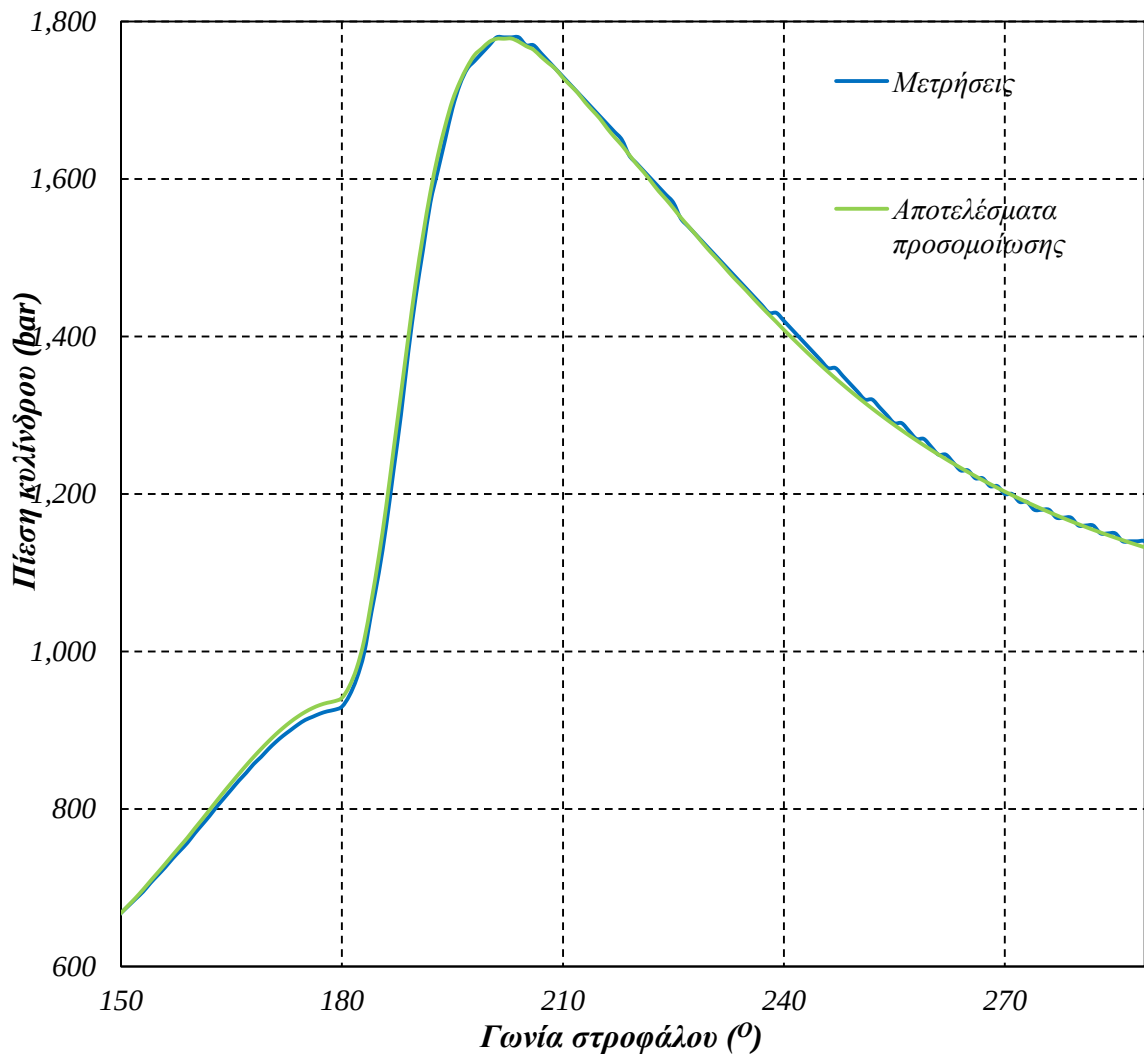
Διάγραμμα 5.13: Εστίαση στη μέγιστη πίεση κυλίνδρου.

Παρατηρούμε πως η απόκλιση των υπολογιζόμενων τιμών της πίεσης διαφέρουν από τις μετρούμενες τιμές κυρίως γύρω από το σημείο εμφάνισης της μέγιστης πίεσης. Όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 5.13 η διαφορά αυτή οφείλεται κυρίως στο γεγονός ότι η καμπύλη της πίεσης είναι λιγότερο ομαλή. Αυτό φαίνεται ξεκάθαρα στο Διάγραμμα 5.14 που ακολουθεί.



Διάγραμμα 5.14 Διαφορά υπολογιζόμενης πίεσης και πειραματικά μετρούμενης πίεσης.

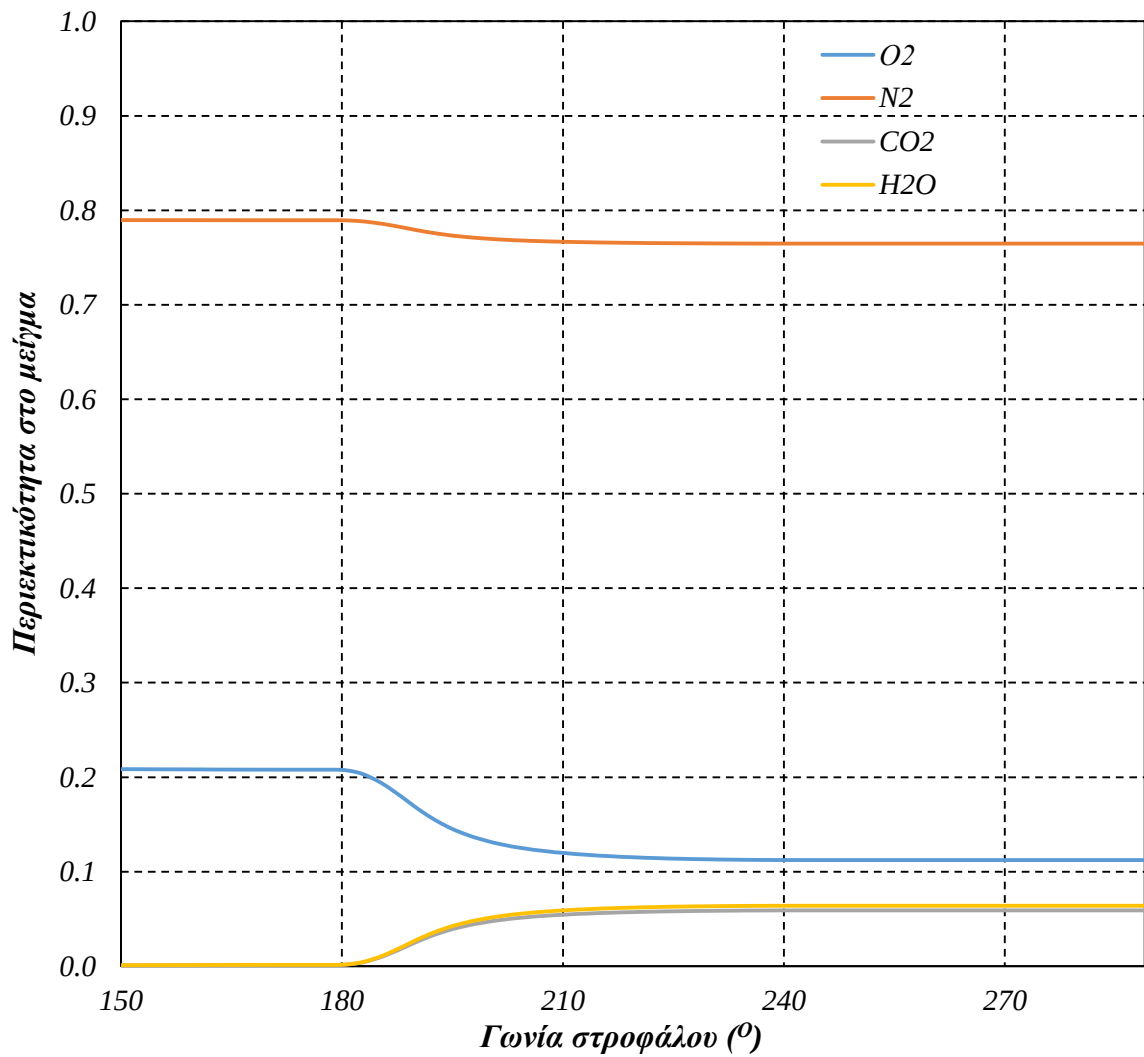
Ακολουθεί το διάγραμμα της θερμοκρασίας (Διάγραμμα 5.15) που υπολογίζεται από το λογισμικό σε σύγκριση με τη τιμή της μετρούμενης θερμοκρασίας.



Διάγραμμα 5.15 : Αποτελέσματα των τιμών θερμοκρασίας από το λογισμικό προσομοίωσης σε σύγκριση με τις μετρημένες τιμές θερμοκρασίας του κυλίνδρου.

Παρατηρούμε πως οι τιμές της θερμοκρασίας που υπολογίζει το λογισμικό προσομοίωσης διαφέρουν από τις μετρούμενες τιμές κατά το πέρας της καύσης, λόγω του γεγονότος πως η καμπύλη της μετρούμενης θερμοκρασίας δεν είναι ομαλή αλλά παρουσιάζει μικρές διακυμάνσεις.

Τέλος, στο διάγραμμα της περιεκτικότητας του μείγματος στα επί μέρους συστατικά συναρτήσει της γωνίας στροφάλου (Διάγραμμα 5.16), βλέπουμε τη διακύμανση της περιεκτικότητας των συστατικών του μείγματος, καθώς εξελίσσεται η καύση.

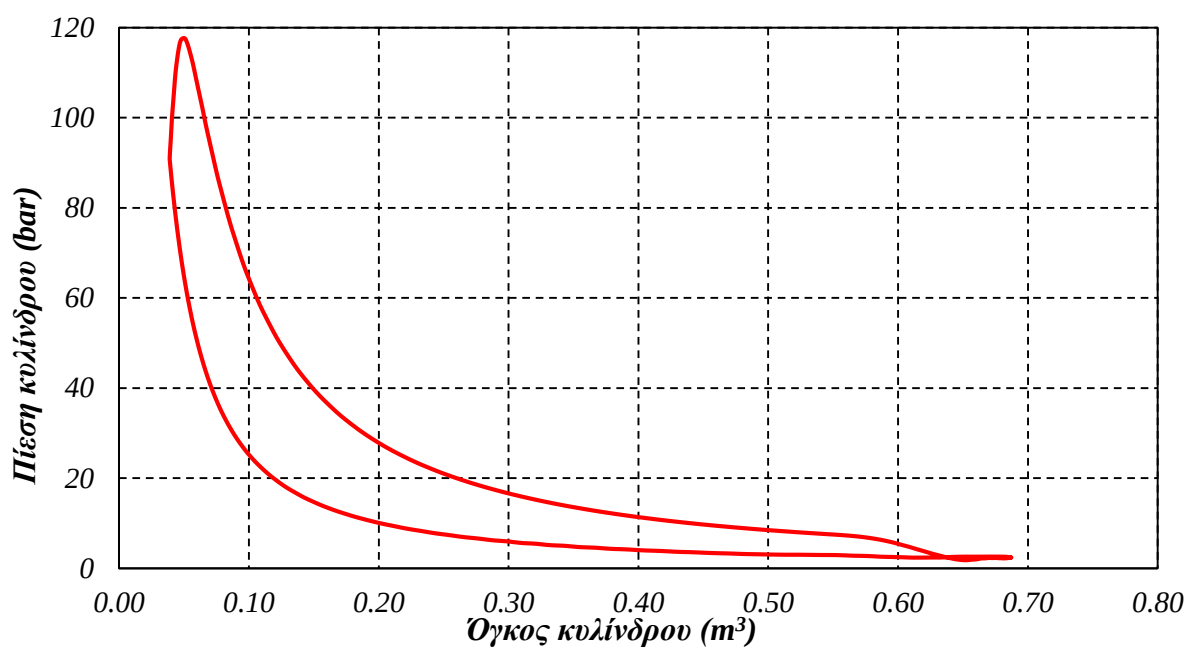


Διάγραμμα 5.16 : Περιεκτικότητα του μείγματος συναρτήσει της γωνίας στροφάλου

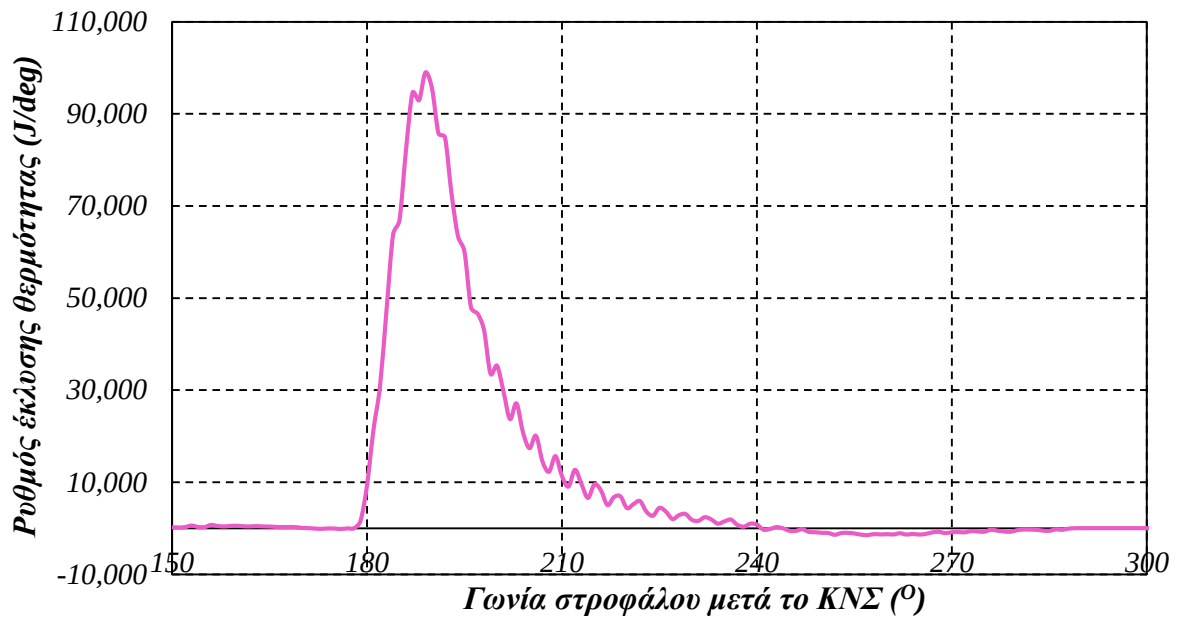
5.5 Παρουσίαση αποτελεσμάτων για ταχύτητα περιστροφής 93 rpm

Ακολουθεί το δυναμοδεικτικό διάγραμμα (Διάγραμμα 5.17) του κινητήρα, για τις μέσες τιμές πίεσης των επτά κυλίνδρων του κινητήρα και τις τιμές του ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Διάγραμμα 5.18).

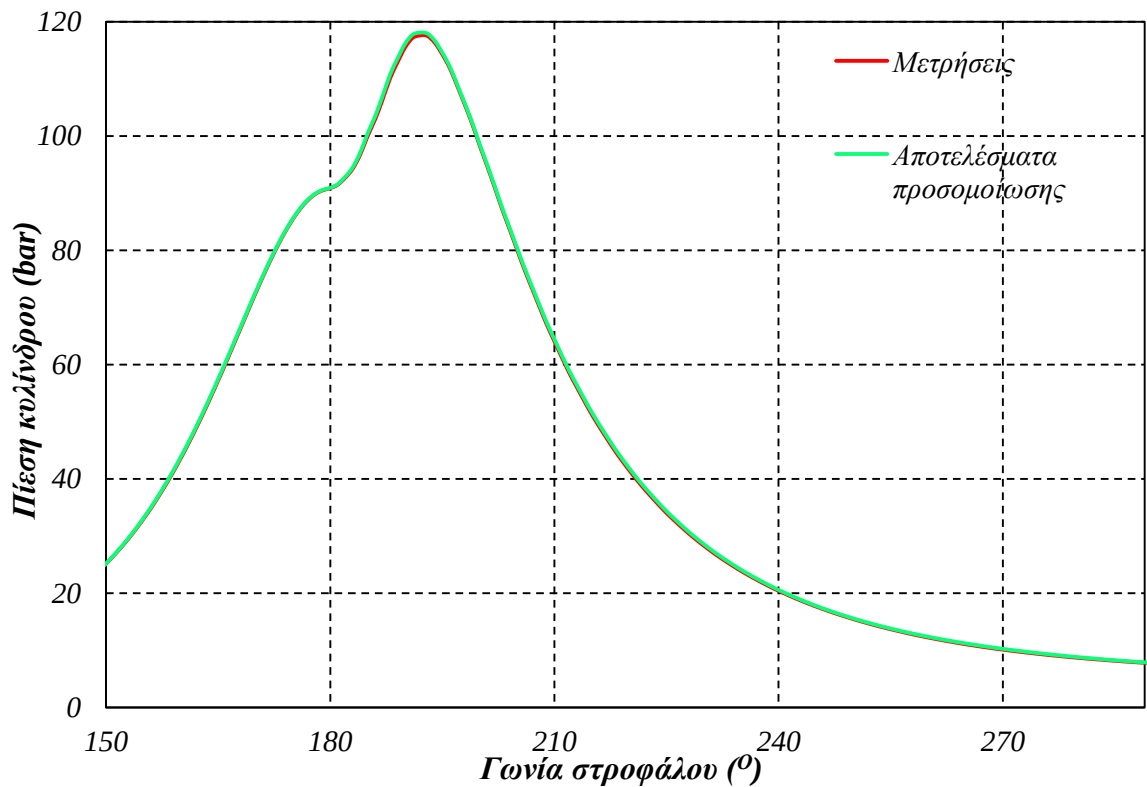
Η μεγαλύτερη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα σε συνδυασμό με μικρότερες τιμές της πίεσης και του ρυθμού έκλυσης θερμότητας υποδεικνύουν πως ο κινητήρας εργάζεται σε χαμηλότερο φορτίο από πριν.



Διάγραμμα 5.17: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα για ταχύτητα περιστροφής 93 rpm

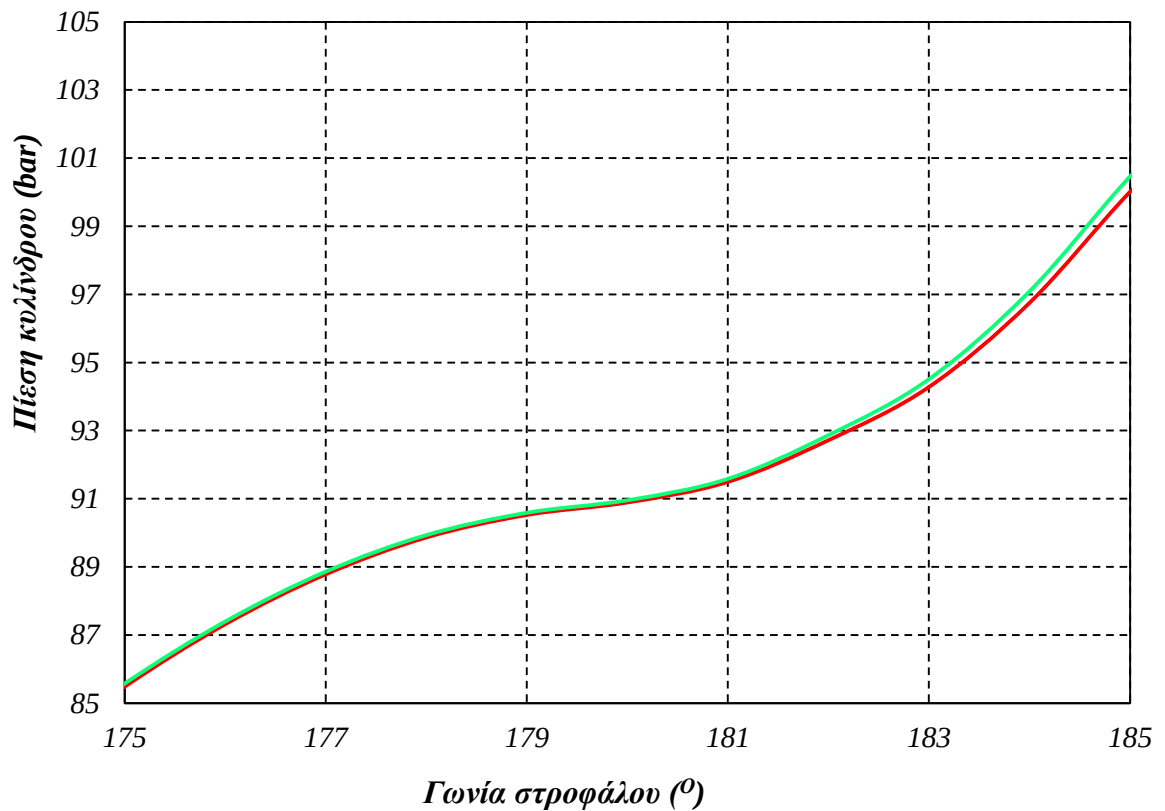


Διάγραμμα 5.18: Ρυθμός έκλυσης θερμότητας ανά γωνία στροφάλου

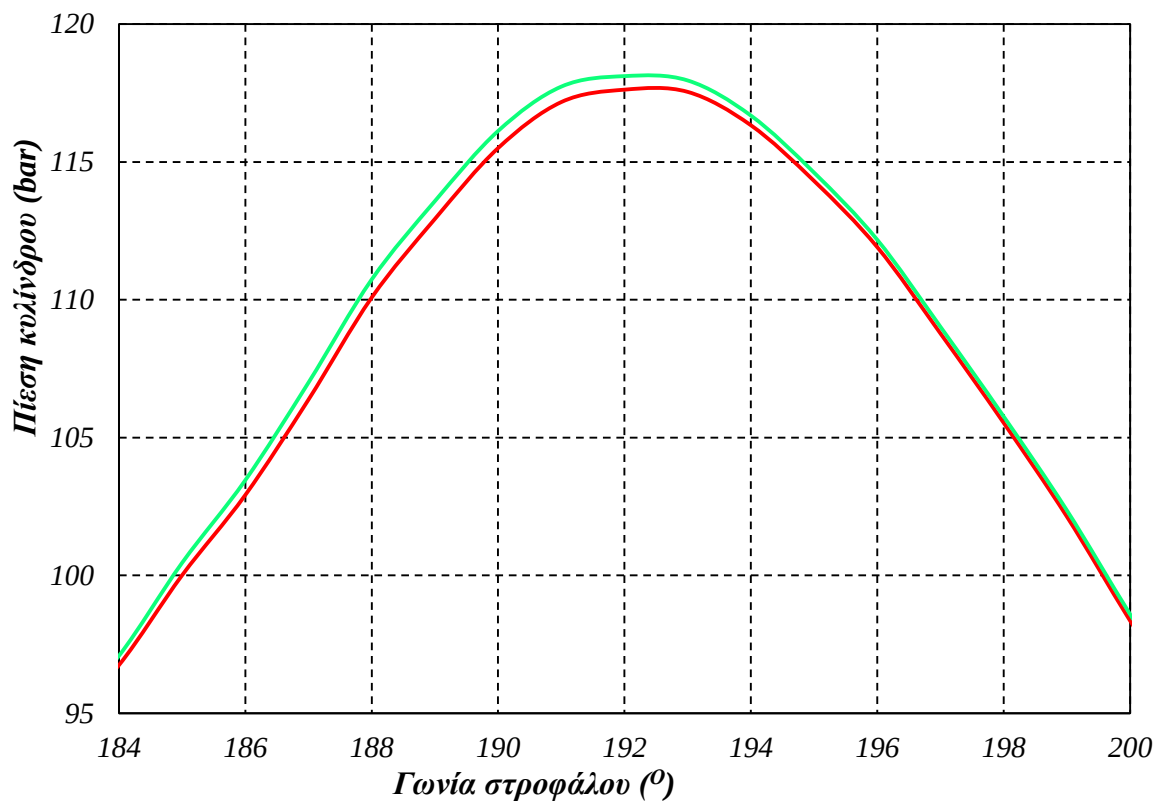


Διάγραμμα 5.19: Αποτελέσματα των τιμών πίεσης του λογισμικού προσομοίωσης σε σύγκριση με τις μετρημένες τιμές της πίεσης του κυλίνδρου.

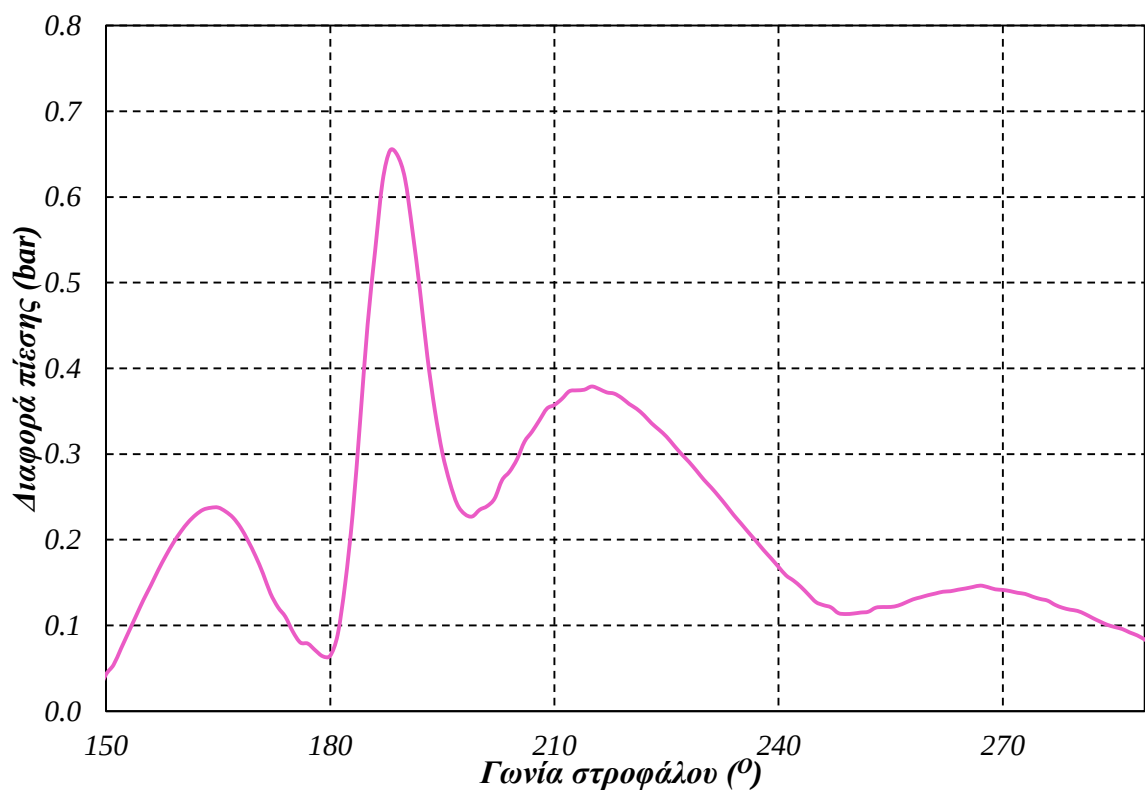
Παρατηρούμε πως τα αποτελέσματα της προσομοίωσης δίνουν λίγο μεγαλύτερες τιμές πίεσης σε σύγκριση πάντα με τις τιμές των μετρήσεων (Διάγραμμα 5.19). Έτσι γίνεται χρήση διαγραμμάτων με εστίαση στην αρχή της καύσης (Διάγραμμα 5.20) και στην περιοχή που εμφανίζεται η μέγιστη πίεση κυλίνδρου (Διάγραμμα 5.21) για καλύτερη εποπτεία που φαινομένου.



Διάγραμμα 5.20: Εστίαση στην αρχή της καύσης.

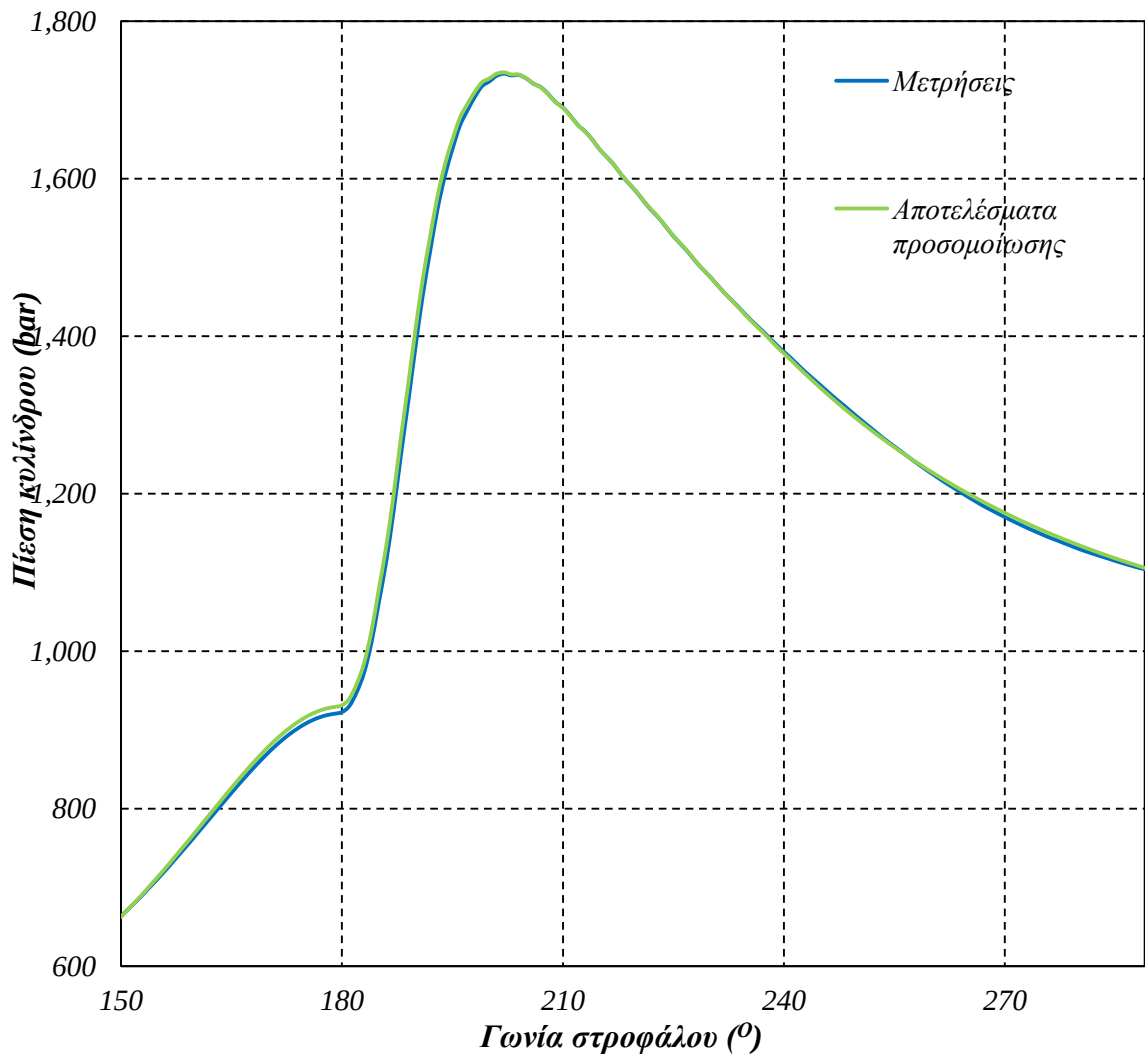


Διάγραμμα 5.21: Εστίαση στη μέγιστη πίεση κυλίνδρου.



Διάγραμμα 5.22 Διαφορά υπολογιζόμενης πίεσης και πειραματικά μετρούμενης πίεσης.

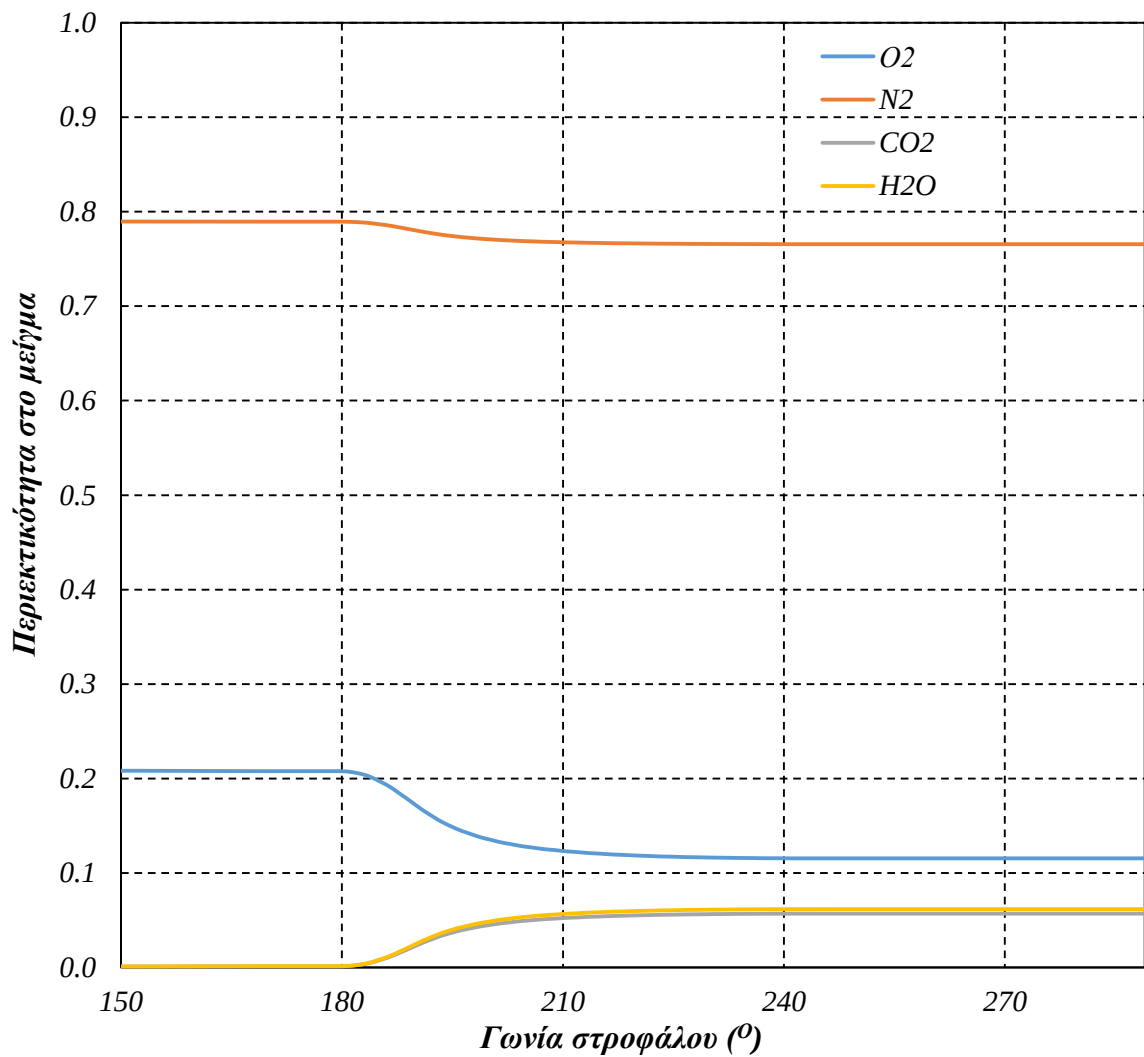
Στα Διαγράμματα 5.21 και 5.22 βλέπουμε πως έχουμε μια θετική απόκλιση των υπολογιζόμενων τιμών της πίεσης που διαφέρουν από τις μετρούμενες τιμές, με την απόκλιση αυτή να μεγιστοποιείται γύρω από το σημείο εμφάνισης της μέγιστης πίεσης.



Διάγραμμα 5.23 : Αποτελέσματα των τιμών θερμοκρασίας από το λογισμικό προσομοίωσης σε σύγκριση με τις μετρημένες τιμές θερμοκρασίας του κυλίνδρου.

Παρατηρούμε πως οι τιμές της θερμοκρασίας που υπολογίζει το λογισμικό προσομοίωσης δεν διαφέρουν από τις μετρούμενες τιμές παρά μόνο κατά την έναρξη της καύσης.

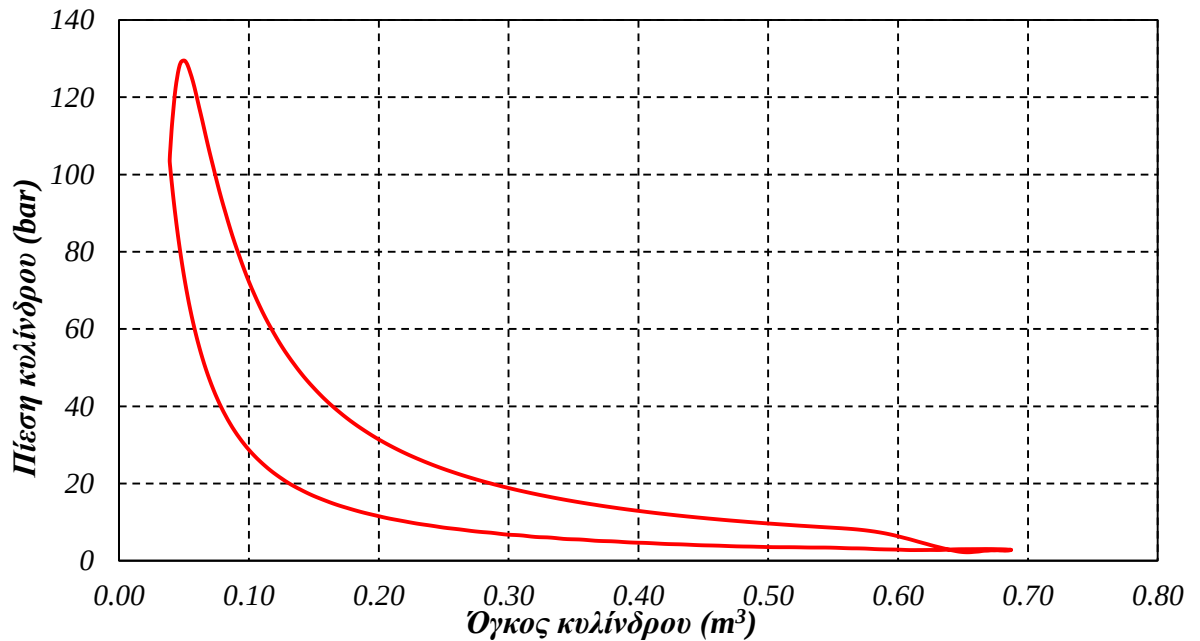
Τέλος βλέπουμε το διάγραμμα της περιεκτικότητας του μείγματος στα επί μέρους συστατικά συναρτήσει της γωνίας στροφάλου (Διάγραμμα 5.16). Η μεγαλύτερη ποσότητα οξυγόνου κατά το τέλος της καύσης, υποδηλώνει πως η μηχανή εργάζεται σε χαμηλότερο φορτίο από ό,τι στις προηγούμενες μετρήσεις.



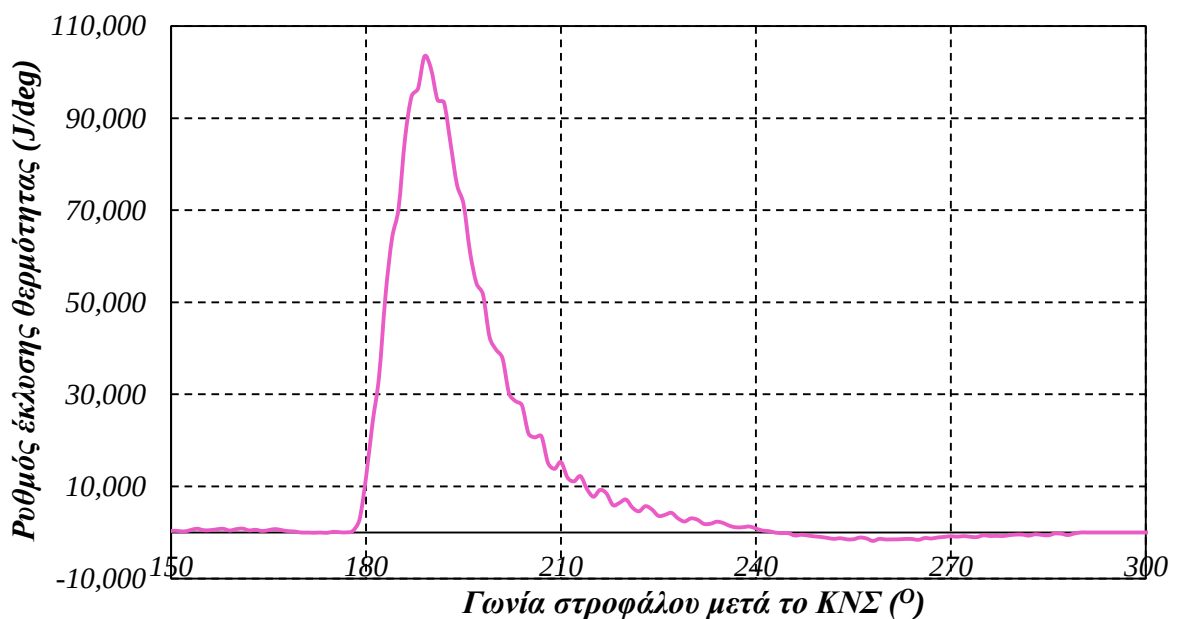
Διάγραμμα 5.24 : Περιεκτικότητα του μείγματος συναρτήσει της γωνίας στροφάλου

5.6 Παρουσίαση αποτελεσμάτων για ταχύτητα περιστροφής 97.8 rpm

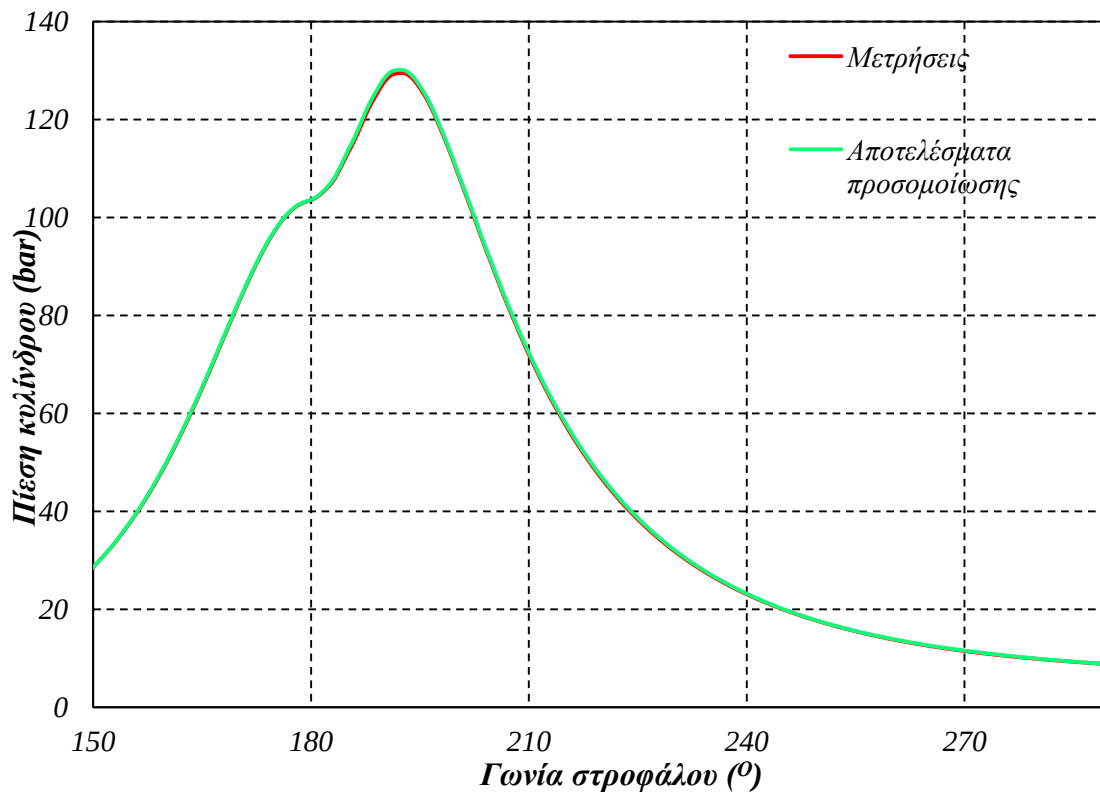
Στα Διαγράμματα 5.25 και 5.26 παρουσιάζεται το δυναμοδεικτικό διάγραμμα του κινητήρα, για τις μέσες τιμές πίεσης των επτά κυλίνδρων του κινητήρα και οι τιμές του ρυθμού έκλυσης θερμότητας αντίστοιχα.



Διάγραμμα 5.25: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα για ταχύτητα περιστροφής 97.8 rpm



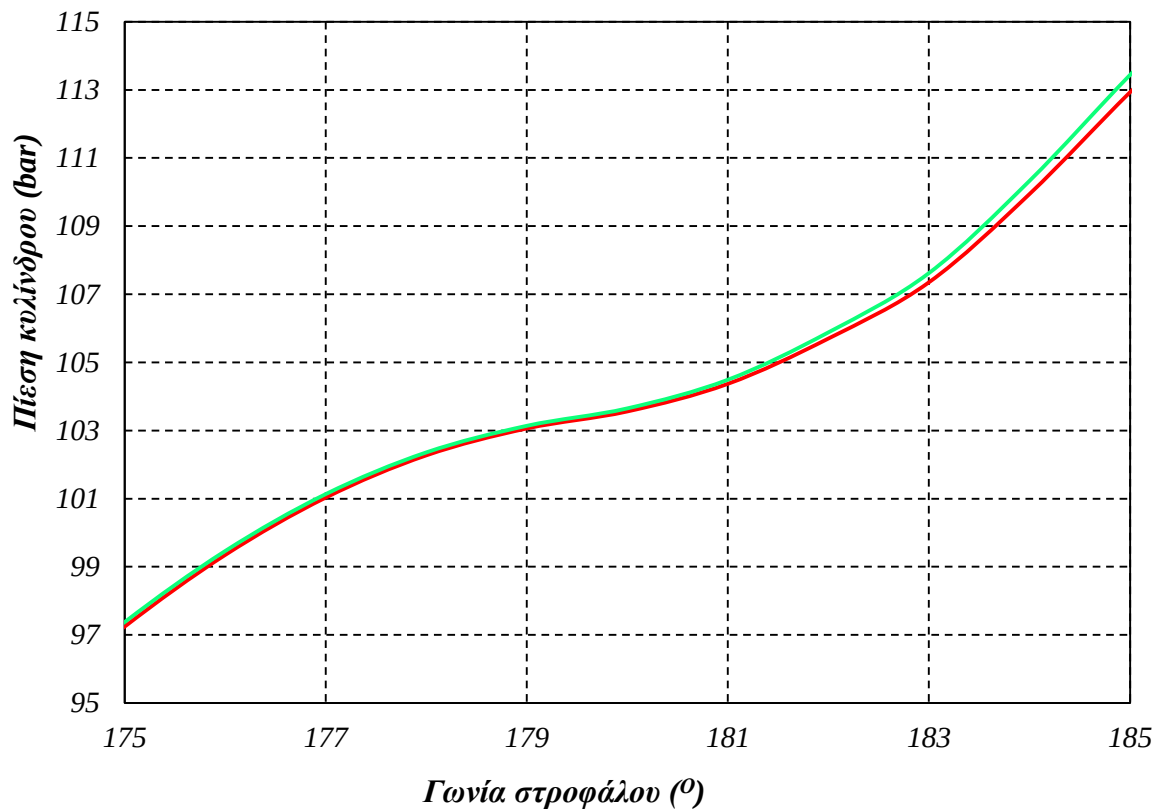
Διάγραμμα 5.26: Ρυθμός έκλυσης θερμότητας ανά γωνία στροφάλου



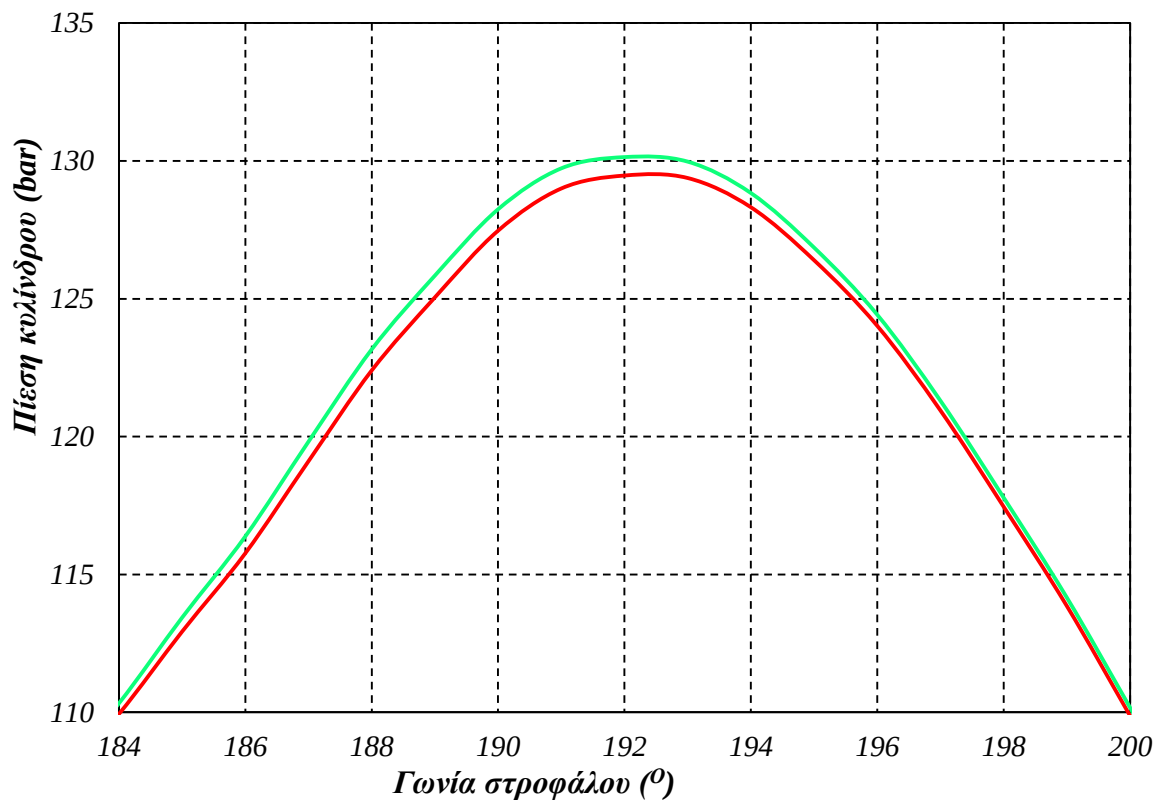
Διάγραμμα 5.27: Αποτελέσματα των τιμών πίεσης του λογισμικού προσομοίωσης σε σύγκριση με τις μετρημένες τιμές της πίεσης του κυλίνδρου.

Παρατηρούμε και πάλι πως τα αποτελέσματα της προσομοίωσης δίνουν λίγο μεγαλύτερες τιμές πίεσης σε σύγκριση πάντα με τις τιμές των μετρήσεων (Διάγραμμα 5.27).

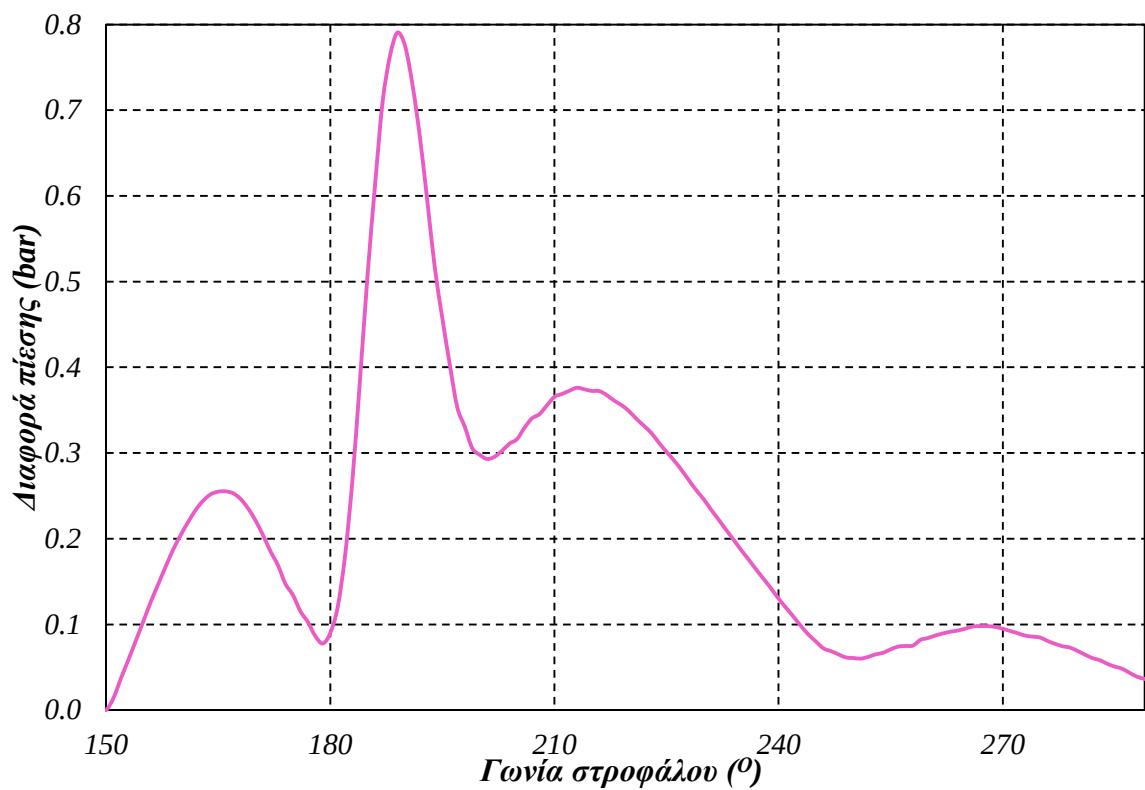
Αυτό φαίνεται καθαρότερα με χρήση διαγραμμάτων με εστίαση στην αρχή της καύσης (Διάγραμμα 5.28) και στην περιοχή που εμφανίζεται η μέγιστη πίεση κυλίνδρου (Διάγραμμα 5.21).



Διάγραμμα 528: Εστίαση στην αρχή της καύσης.



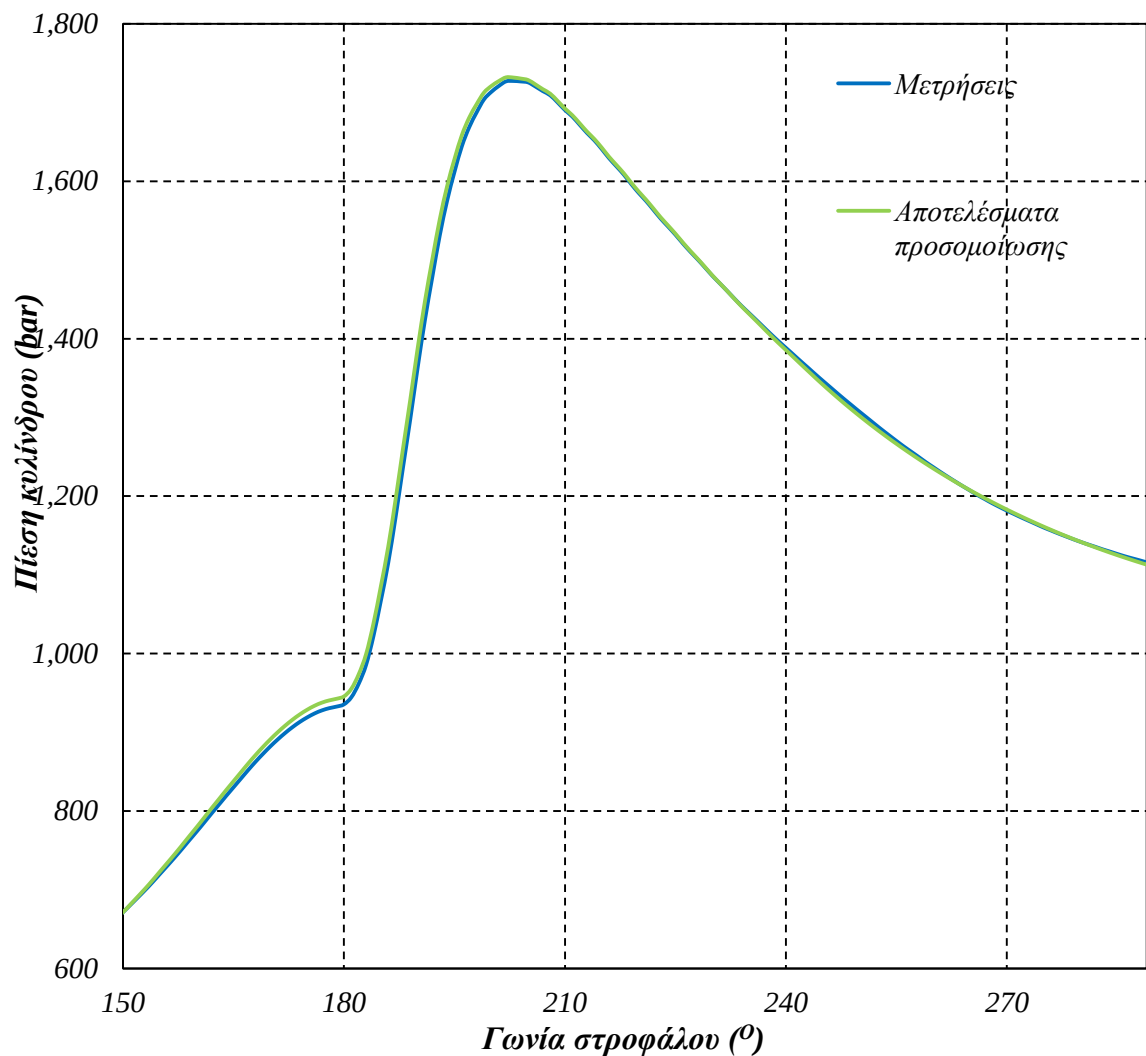
Διάγραμμα 5.29: Εστίαση στη μέγιστη πίεση κυλίνδρου.



Διάγραμμα 5.30 Διαφορά υπολογιζόμενης πίεσης και πειραματικά μετρούμενης πίεσης.

Στα Διαγράμματα 5.29 και 5.30 βλέπουμε πως οι τιμές της πίεσης που προκύπτουν από την προσομοίωση παρουσιάζουν θετική απόκλιση σε σχέση με τις μετρούμενες τιμές.

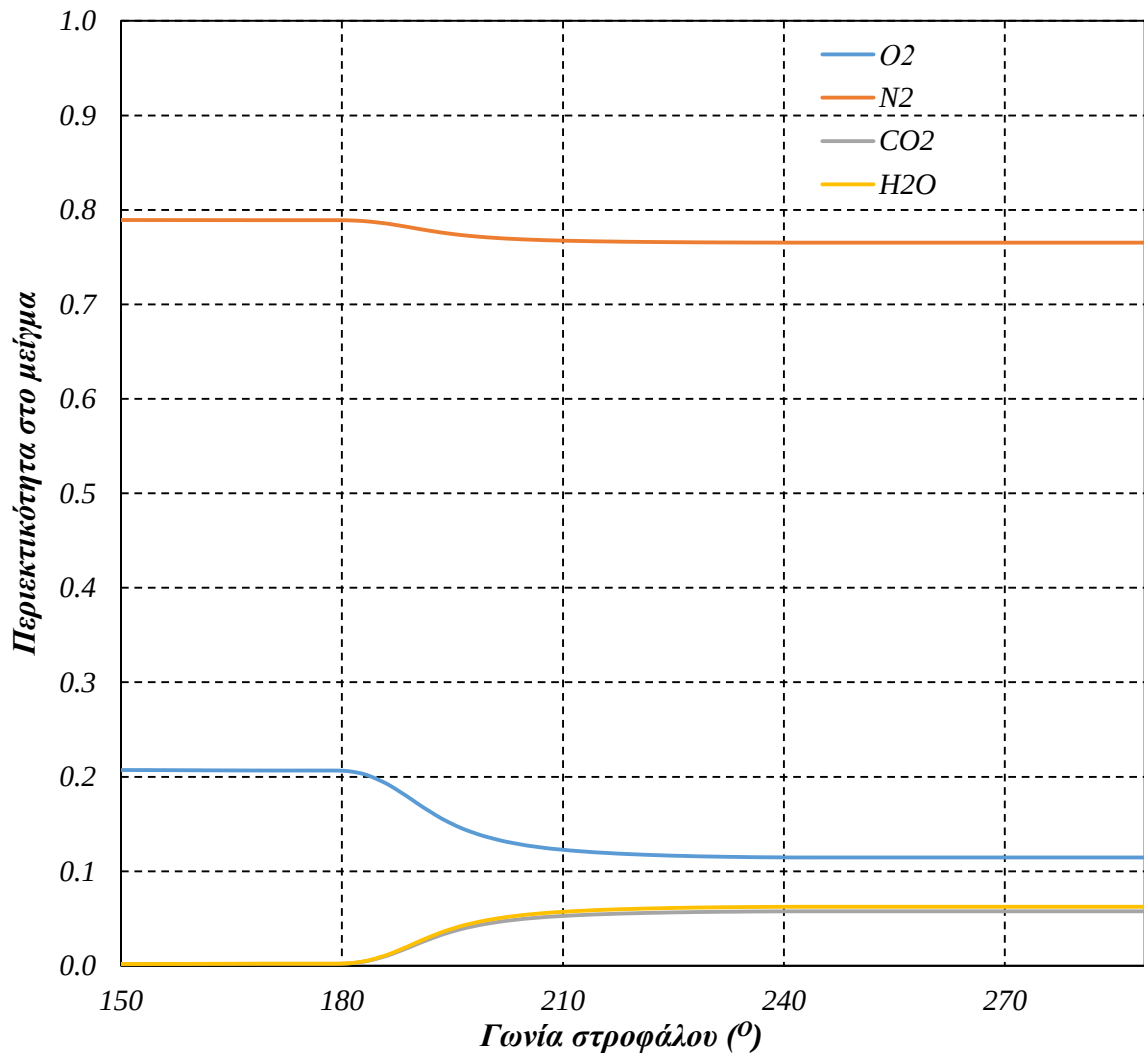
Η μέγιστη απόκλιση των υπολογιζόμενων τιμών πίεσης από τις μετρούμενες τιμές παρατηρείται γύρω από το σημείο εμφάνισης της μέγιστης πίεσης.



Διάγραμμα 5.31 : Αποτελέσματα των τιμών θερμοκρασίας από το λογισμικό προσομοίωσης σε σύγκριση με τις μετρημένες τιμές θερμοκρασίας του κυλίνδρου.

Οι τιμές της θερμοκρασίας που υπολογίζει το λογισμικό προσομοίωσης δε διαφέρουν σημαντικά από τις μετρούμενες τιμές, παρά μόνο κατά την έναρξη της καύσης όπως φαίνεται από το Διάγραμμα 5.31.

Τέλος, στο Διάγραμμα 5.32 βλέπουμε τη διακύμανση της περιεκτικότητας των συστατικών του μείγματος, καθώς εξελίσσεται η διαδικασία της καύσης.



Διάγραμμα 5.32 : Περιεκτικότητα του μείγματος συναρτήσει της γωνίας στροφάλου

Κεφάλαιο 6

Συμπεράσματα-Επίλογος

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας ήταν η ανάπτυξη λογισμικού για την προσομοίωση του κλειστού κύκλου λειτουργίας του κινητήρα Diesel. Για τη μοντελοποίηση των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα κατά τον κλειστό κύκλο λειτουργίας, χρησιμοποιήθηκε *μονοζωνικό μοντέλο ανάλυσης.

Εφαρμόζοντας το λογισμικό για επεξεργασία πειραματικών μετρήσεων, επιβεβαιώσαμε πως με τη χρήση του μονοζωνικού μοντέλου ανάλυσης μπορεί να γίνει εκτίμηση των θερμοδυναμικών μεγεθών και της σύστασης του μείγματος του θαλάμου καύσης. Η χρήση των τιμών της έκλυσης θερμότητας μας δίνει τη δυνατότητα να χρησιμοποιήσουμε για τη μοντελοποίηση των φαινομένων ενεργειακές σχέσεις με φυσική σημασία και να αποφύγουμε τη χρήση εμπειρικών σχέσεων και προσεγγίσεων με τη μέθοδο των ελαχίστων τετραγώνων.

Διαπιστώθηκε επίσης πως για τον υπολογισμό της θερμοκρασίας, η επίλυση της ενεργειακής εξίσωσης μπορεί να γίνει με την αριθμητική μέθοδο Newton-Raphson. Χρησιμοποιώντας τη μέθοδο Newton-Raphson, διαπιστώσαμε ότι επιτυγχάνεται σύγκλιση ακόμη και για αρχικοποίηση των τιμών της πίεσης και της θερμοκρασίας σε τιμές, μακριά από το σημείο σύγκλισης.

Διαπιστώθηκε επίσης πως η μεγαλύτερη απόκλιση των υπολογιζόμενων θερμοδυναμικών τιμών από τις μετρούμενες τιμές, εμφανίζεται στα διαστήματα στα οποία η συνάρτηση της πίεσης δεν είναι ομαλή. Συγκεκριμένα κατά την έναρξη της καύσης και κατά τη μέγιστη πίεση του κύκλου έχουμε τις μεγαλύτερες αποκλίσεις. Αυτό το γεγονός, υποδεικνύει πως τα αποτελέσματα του λογισμικού πιθανόν να είναι καλύτερα αν τα δεδομένα υποστούν μια περαιτέρω επεξεργασία «ομαλοποίησης». Αντίστοιχα, για λιγότερο λείες καμπύλες πίεσης τα αποτελέσματα μπορεί να είναι χειρότερα.

Επίσης μετά τη χρήση του λογισμικού για διαφορετικά σημεία λειτουργίας του κινητήρα, παρατηρήσαμε πως τα αποτελέσματα ήταν εξίσου καλά χωρίς σημαντικές διαφοροποιήσεις. Το γεγονός αυτό είναι πολύ σημαντικό, καθώς υποδεικνύει πως το μοντέλο είναι αρκετά σταθερό, λόγω του γεγονότος ότι βασίζεται σε σχέσεις με φυσική σημασία.

Ολοκληρώνοντας τη διπλωματική μου εργασία, αξίζει να αναφέρω μερικές κατευθύνσεις για βελτίωση του λογισμικού προσομοίωσης ή την κατασκευή νέων μοντέλων.

Ο ακριβέστερος υπολογισμός του πραγματικού λόγου συμπίεσης του κινητήρα μπορεί να βελτιώσει σημαντικά τα αποτελέσματα του μοντέλου. Επίσης προτείνεται η χρήση σχέσεων υπολογισμού της θερμογόνου ικανότητας συναρτήσει των συνθηκών στο θάλαμο καύσης.

Ακόμη προτείνεται η χρήση του λογισμικού προσομοίωσης σε τετράχρονους κινητήρες Diesel για να διαπιστωθεί κατά πόσο τα αποτελέσματα είναι το ίδιο καλά με τη χρήση του λογισμικού στο δίχρονο κινητήρα Diesel της εργασίας.

Επίσης συγκρίνοντας τα αποτελέσματα του λογισμικού προσομοίωσης με τις πραγματικές τιμές των μεγεθών που ελήφθησαν από τις μετρήσεις, μπορούν να εξαχθούν σημαντικά αποτελέσματα για τη λειτουργία του κινητήρα. Συγκεκριμένα για το βαθμό απόδοσης, την εκπομπή καυσαερίων, την ομαλότητα λειτουργίας, τη διαδικασία της έγχυσης κ.α.

Τέλος, με το συνδυασμό του μοντέλου προσομοίωσης που προτείνεται στην παρούσα διπλωματική εργασία, με ένα μοντέλο υπολογισμού του ρυθμού έκλυσης ενέργειας, μπορεί να επιτευχθεί μεγαλύτερη ακρίβεια κατά τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών μεγεθών και της σύστασης του μείγματος. Συγκεκριμένα με τη χρήση του ίδιου μοντέλου για τον υπολογισμό των απωλειών θερμότητας, ίδια θερμογόνο δύναμη καυσίμου και ίδια τιμή του πραγματικού βαθμού συμπίεσης, θα απαλειφθούν πιθανά «σφάλματα» που εισάγονται στη μοντελοποίηση. Έτσι μπορεί να επιτευχθεί ακριβέστερος υπολογισμός των θερμοδυναμικών μεγεθών και της σύστασης του μείγματος του κυλίνδρου για κάθε γωνία στροφάλου.

Παράρτημα 1 – Υπολογιστικός κώδικας

Παρακάτω παρατίθεται ο υπολογιστικός κώδικας σε γλώσσα Fortran. Αποτελείται από το κυρίως πρόγραμμα και τα υποπρογράμματα. Οι ενεργειακοί υπολογισμοί γίνονται από το υποπρόγραμμα HRR_SIM.

Το υποπρόγραμμα HRR_SIM έχει δώδεκα μεταβλητές εισόδου που εκφράζουν:

- HRR: Ρυθμός έκλυσης θερμότητας στην αρχή του βήματος ολοκλήρωσης
- P1: Πίεση στην αρχή του βήματος ολοκλήρωσης
- P2: Πίεση στο τέλος του βήματος ολοκλήρωσης
- V1: Όγκος κυλίνδρου στην αρχή του βήματος ολοκλήρωσης
- V2: Όγκος κυλίνδρου στο τέλος του βήματος ολοκλήρωσης
- T1: Μέση θερμοκρασία κυλίνδρου στην αρχή του βήματος ολοκλήρωσης
- T2: Μέση θερμοκρασία κυλίνδρου στο τέλος του βήματος ολοκλήρωσης
- X: Σύσταση του μείγματος
- DN: Αριθμός ατόμων άνθρακα σε καύσιμο της μορφής C_nH_m
- DM: Αριθμός ατόμων υδρογόνου σε καύσιμο της μορφής C_nH_m
- Θερμογόνος δύναμη καυσίμου
- Ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα

```

C      FARMAKORHS EVANGELOS
C      2015
C      DIPLOMA THESIS
C      Development of a Methodology for the Simulation of Diesel Engines
C      Closed Cycle Using the Experimental Heat Release Rate
PROGRAM FARMAKORIS
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H, O-Z)
DIMENSION U(12,6),X(2,2,12),U1(2,2,12),CV1(12),AMB(12),VMC(3600),
+ANGLE(3600),PMES(3600),HRR(3600),TMES(3600),T(3600),P(3600),
+V(3600),PP(3600)
C-----
COMMON/ FUWT      /WF
COMMON/ THEDAT    /AMB,U
COMMON/ VOLUM     /VMC
COMMON/ ARPI      /PI
COMMON/ VOLD      /D,S,EL,SCYL,HC,VH
C-----INLET AIR CHARACTERISTICS-----
DATA(X(1,1,I),I=1,12)/0.21D0,0.79D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,0.D0,
+ 0.D0,0.D0,0.D0,0.D0/
C-----RESULTS FILE-----
OPEN (2,FILE='RESULT.DAT')
C-----READ FILE-----
OPEN (1,FILE='rr.txt')
DO I=1,360
    READ(1,*) ANGLE(I),PMES(I),HRR(I),TMES(I)
ENDDO
CLOSE(1)
C-----VOLUME CALCULATION-----
CR=17.56D0
CALL VOLUME(1,CR)
C-----MAIN LOOP-----
DO I=1,360
    V(I)=VMC(I)
    IF (HRR(I-1).NE.0.0) THEN
C*****
C*****
        CALL HRR_SIM(HRR(I-1),P(I-1),P(I),V(I-1),V(I),T(I-1),T(I),X,
+ 12.D0,26.D0,42700000.D0,90.4)
C*****
C*****
    ELSE
        P(I)=100000.D0*PMES(I)
        T(I)=TMES(I)
    ENDIF
C-----PRINT DATA-----
    DN2=P(I)*V(I)/8314.D0/T(I)
    PP(I)=P(I)/100000.D0
    DIAF=PMES(I)-PP(I)

    WRITE(2,*) ANGLE(I),HRR(I),PP(I),V(I),T(I),X(1,1,1),
+ X(1,1,3),X(1,1,4),DN2,DIAF
ENDDO
CLOSE(2)
END

```

```

C*****
C*****
SUBROUTINE HRR_SIM(HRR,P1,P2,V1,V2,T1,T2,X,DN,DM,THERMOGONOS,RPM)
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H,O-Z)

DIMENSION U(12,6),X(2,2,12),AMB(12),U1(2,2,12),U2(2,2,12)

COMMON/ FUWT /WF
COMMON/ THEDAT /AMB,U
COMMON/ ARPI /PI

DERRORN=0.D0
DN1=0.D0
DN2=0.D0
T2NEW=0.D0
FCOMP=1.D0
GU=1.32D0

C-----TEMPERATURE INITIALIZATION-----
T2=T1*(V2/V1)**(GU-1.D0)

C-----PRESSURE CALCULATION-----
P2=P1*V1*T2/V2/T1

C-----MOLE CALCULATION-----
DN1=P1*V1/T1/8314.D0

C-----HEAT LOSS CALCULATION-----
AHT=V1/(0.25*PI*D**2)

CALL HEAT(DQT,DQRATE,0.D0,0.D0,P1,T1,0.D0,0.8D0,0.8D0,AHT,0.D0,
+0.D0,5.67D0,350.D0,0.0,1,3,RPM)

DDQT=DQT/6.0/90.4

C-----COMBUSTION STOICHIOMETRY-----
IF (HRR.GT.0.0) THEN
DDNF=(HRR-DDQT)/(THERMOGONOS*WF)
ELSE
DDNF=0.D0
ENDIF

C-----THERMODYNAMIC VALUES-----
CALL UP(X,T1,R,GU,CV1,U1,UU1,HFU,12,1,1)
UU1=UU1*8314.D0/R

C-----MOLES AT THE END OF THE STEP CALCULATION(IDEAL GAS EQUATION)-----
DN2=DN1+6.5D0*DDNF

C-----STOICHIOMETRIC CALCULATIONS-----
X(1,1,1)=(X(1,1,1)*DN1-(DN+DM/4.D0)*DDNF)/DN2
X(1,1,2)=(X(1,1,2)*DN1)/DN2
X(1,1,3)=(X(1,1,3)*DN1+DN*DDNF)/DN2
X(1,1,4)=(X(1,1,4)*DN1+0.5D0*DM*DDNF)/DN2

C-----
DO WHILE (FCOMP.GT.1.D-15)

C-----THERMODYNAMIC VALUES-----
CALL UP(X,T2,R,GU,CV2,U2,UU2,HFU,12,1,1)
UU2=UU2*8314.D0/R

```

```

C*****NEWTON-RAPHSON*****
      FF=DN2*UU2-DN1*UU1+0.5D0*(P1+P2)*(V2-V1)
      DFF=CV2*DN2

      DERRORN=FF/DFF
      T2NEW=T2-DERRORN

      FCOMP=ABS((T2NEW-T2)/T2NEW)

      T2=T2NEW
      P2=P1*V1*DN2*T2/V2/DN1/T1

      ENDDO

C*****
      RETURN
      END

C*****
C*****

C-----51-----
      SUBROUTINE VOLUME(NSTE,CR)
      IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H, O-Z)

C-----
      DIMENSION VMC(3600)

C-----
      COMMON/ ARPI      /PI
      COMMON/ VOLD      /D,S,EL,SCYL,HC,VH
      COMMON/ VOLUM      /VMC

C-----
      SCYL=PI*D*D*0.25

      ER=S*0.5
      VH=SCYL*S

      VCM=VH/(CR-1.)
      HC=VCM/SCYL

      ASTEP=1./FLOAT(NSTE)
      NMAX=360*NSTE

      ASTPPI = ASTEP*PI/180.
      EL22 = EL*EL

      DO 10  I = 1,NMAX
         VMC(I)=0
10      CONTINUE

      DO 20  I = 1,NMAX
         A = I*ASTPPI
         IF(I.LE.NMAX/2.OR.I.EQ.NMAX) THEN
            ABSINA = ABS(SIN(A))
            ROOT = SQRT(1.-EL22*ABSINA*ABSINA)
            XPC = ER*(1.+COS(A))+ER/EL*(1.-ROOT)
            VMC(I) = VCM+XPC*SCYL
         ELSE
            VMC(I) = VMC(NMAX-I)
         ENDIF
20      CONTINUE

```

```

RETURN
END

C-----47-----
SUBROUTINE HEAT (DQT,DQRATE,CARL,VCAR,P,T,R,SC,
+              SR,A,B,C,TW,NA,I,IMODEL,RPM)
C-----
COMMON/ VOLD      /D,S,EL,SCYL,HC,VH
C-----
VMEAN=S*RPM/30.

IF (IMODEL.EQ.1) THEN
C-----K-E MODEL-----
RE=VCAR*CARL*P/(R*T*SYNEC)
DQC=A*COND*RE**B*(TW-T)/CARL
ELSEIF (IMODEL.EQ.2) THEN
C-----ANNAND MODEL-----
RE=VMEAN*D*P/(R*T*SYNEC)
DQC=A*COND*RE**B*(TW-T)/D
ELSEIF (IMODEL.EQ.3) THEN
C-----WOSCHNI MODEL-----
DQC=A*D**(-0.2)*(P/1000.）**0.8*T**(-0.55)*VMEAN**0.8*(TW-T)
ELSEIF (IMODEL.EQ.2) THEN
C-----EICHELBURG MODEL-----
DQC=A*10**(-3)*VMEAN**(-1./3.)*(P*T)**0.5*(TW-T)
ENDIF
C-----

DQR=C*1.E-08*(TW**4-T**4)
DQRATE=(DQR+DQC)
DQT=(DQC*SC+DQR*SR)/RPM

RETURN
END

C-----43-----
SUBROUTINE UP (X,T,R,GU,CV,U1,UU,HFU,IMAX,I1,I2)
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H, O-Z)
C-----
DIMENSION U(12,6),X(2,2,12),U1(2,2,12),CV1(12),AMB(12)
C-----
COMMON/ FUWT      /WF
COMMON/ THEDAT    /AMB,U
C-----
UU=0.
CV=0.
WMOL=0.
RMOL=8314.

T1=T
T2=T1*T1
T3=T1*T2
T4=T1*T3

DO 10 I=1,IMAX
WMOL=WMOL+X(I1,I2,I)*AMB(I)
10 CONTINUE

```



```

R=RMOL/WMOL

DO 20 I=1, IMAX
  U1(I1,I2,I)=U(I,1)*T1+U(I,2)*T2+U(I,3)*T3+U(I,4)*T4-T
  U1(I1,I2,I)=U1(I1,I2,I)*RMOL+U(I,6)
  UU=UU+U1(I1,I2,I)*X(I1,I2,I)
  U1(I1,I2,I)=U1(I1,I2,I)/AMB(I)
20 CONTINUE

UU=UU*R/RMOL

DO 30 I=1, IMAX
  CV1(I)=1.*U(I,1)+2.*U(I,2)*T1+3.*U(I,3)*T2+4.*U(I,4)*T3-1.
  CV=CV+CV1(I)*RMOL*X(I1,I2,I)
30 CONTINUE

HFU=U(12,1)*T1+U(12,2)*T2+U(12,3)*T3+U(12,4)*T4
HFU=HFU*RMOL/WF+U(12,6)/WF
GU=1.+RMOL/CV

RETURN
END

C-----
C  COMMON BLOCK DATA AREA
C-----

BLOCK DATA CDATA
IMPLICIT DOUBLE PRECISION (A-H, O-Z)

C-----
C  DIMENSION U(12,6), AMB(12), CON(5), SYN(5), XOM(4),
+      XOP(4), XOA(4), COEF(4)
C-----

COMMON/ ARPI      /PI

COMMON/ ELEMD     /COEF
COMMON/ ELEMENT   /AMBC, AMBS, AMBSO2
COMMON/ EQUILD    /W, X, Y, Z, TEQL, TUL, TDL, AML, PERSEC

COMMON/ FUWT      /WF

COMMON/ HEATD     /CON, SYN

COMMON/ INSEX     /XMO, XMN, XMC, XMH
COMMON/ INSUB     /XOM, XOP, XOA

COMMON/ THEDAT    /AMB, U
COMMON/ UNIVD     /R, DENSF

COMMON/CRIT/PCR, TCR, VCR, ZCR, TBOIL
COMMON/ENTHL1/ENT10, ENT11, ENT12, ENT13
COMMON/ENTHL2/ENT20, ENT21, ENT22, ENT23
COMMON/PRLNL1/PRL10, PRL11, PRL12, PRL13
COMMON/PRLNL2/PRL20, PRL21, PRL22, PRL23
COMMON/DVISCC/DVI0, DVI1, DVI2, DVI3, DVI4, DVI5
COMMON/HVAPC/HV0, HV1, HV2, HV3, HV4, HV5, HV6, HV7
COMMON/DENBC1/D00, D01, D02, D03, D10, D11, D12, D13, D20, D21
COMMON/DENBC2/D22, D23, D30, D31, D32, D33, D40, D41, D42, D43

```

```

COMMON/ALL/AL1,AL2,AL3,AL4,AL5/AMM/AM1,AM2,AM3,AM4,AM5
C-----PROSTHETA DIKA MOU-----
COMMON/ VOLD      /D,S,EL,SCYL,HC,VH
C-----
DATA ((U(I,J),J=1,6),I=1,12)/0.3253E+1,0.65235E-3,-.14952E-6,
+.15389E-10,0.57124E+1,0.0,0.33443E+1,0.29426E-3,0.1953E-8,
+-.65447E-11,0.37586E+1,0.0,0.30959E+1,0.27311E-2,-.78854E-6,
+0.866E-10,0.65839E+1,-.3934E+9,0.37429E+1,0.56559E-3,0.49524E-7,
+-.1818E-10,0.96514,-.23908E+9,0.25E+1,0.0,0.0,0.0,-.4593,
+0.21611E+9,0.34332E+1,-.8181E-5,0.66699E-7,-.14439E-10,-.38447E+1,
+0.0,0.2499E+1,0.28744E-5,-.24481E-8,0.61515E-12,0.4185E+1,
+0.47136E+9,0.35017E+1,0.29938E-3,-.9588E-8,-.49036E-11,0.51134E+1,
+0.89914E+8,0.2764E+1,-.25142E-3,0.10018E-06,-.13867E-10,0.3733E+1,
+0.24692E+9,0.34896E+1,0.1368E-3,-.4556E-8,0.2933E-11,0.21356E+1,
+0.38761E+8,0.3317E+1,0.37697E-3,-.32208E-7,-.21945E-11,0.46328E+1,
+-.11388E+9,0.64093E+1,0.53029E-1,-.12765E-4,0.10669E-8,0.0,
+-.29045E+9/

DATA(CON(I),I=1,5)/0.2409E-1,0.7797E-4,-0.3941E-7,0.2414E-10,
+-0.693E-14/

DATA(SYN(I),I=1,5)/0.1721E-4,0.471E-7,-0.2332E-10,0.8516E-14,
+-0.123E-17/

DATA(AMB(I),I=1,12)/32.0,28.0,44.0,18.0,1.0,2.0,14.0,30.0,16.0,
+17.0,28.0,170.0/

DATA R/8314./,(COEF(I),I=1,4)/-18.5,0.,12.,13./

DATA (XOM(J),J=1,4)/.21,.79,0,0/,(XOP(J),J=1,4)/.21,.79,0,0/
+(XOA(J),J=1,4)/.21,.79,0,0/,XMO/.21/,XMN/.79/,XMC/0/,XMH/0/

DATA PI/3.14159/

DATA W/12/,X/26/,Y/37/,Z/140/,TEQL/1500/,WF/170/,TUL/2000/,
+TDL/350/,AML/0.1/,PERSEC/2/

DATA AMBC/12/,AMBS/32/,AMBSO2/64/

DATA PCR,TCR,VCR,ZCR,TBOIL/18.2E05,658.26,4.1765E-03,.237,489.43/
DATA ENT10,ENT11,ENT12,ENT13/.84167,-1.4704,1.67165,-.59198/
DATA ENT20,ENT21,ENT22,ENT23/-.003826,-.000747,.041126,-.01395/
DATA PRL10,PRL11,PRL12,PRL13/5.92714,6.09648,1.28862,.169347/
DATA PRL20,PRL21,PRL22,PRL23/15.2518,15.6875,13.4721,.43577/
DATA DVI0,DVI1,DVI2,DVI3,DVI4,DVI5/3.21248,-3.81521E-02,
+2.40018E-04,-8.33717E-07,1.4875E-09,-1.05978E-12/
DATA HV0,HV1,HV2,HV3,HV4,HV5,HV6,HV7/666.511,-7457.69,35956.7,
+-95009.2,148446.,-137210.,69506.4,-14897.7/
DATA D00,D01,D02,D03,D10,D11,D12,D13,D20,D21/
+1.6368,-1.9693,2.4638,-1.5841,-.04615,.21874,-.36461,
+.25136,2.1138E-03,-8.0028E-03/
DATA D22,D23,D30,D31,D32,D33,D40,D41,D42,D43/
+12.8763E-03,-11.3805E-03,-.7845E-05,-8.2328E-05,14.8059E-05,
+9.5672E-05,-.6923E-06,5.2604E-06,-8.6895E-06,2.1812E-06/

C-----ENGINE GEOMETRICAL CHARACTERISTICS-----
DATA D/0.6/,S/2.292/,EL/0.4361/,SCYL/.0/,HC/.0/,VH/.0/

END

```

Παράρτημα 2 – Πίνακας πολυωνυμικών συντελεστών

Στο παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται οι τιμές των πολυωνυμικών συντελεστών a_j για περιοχές θερμοκρασίας 500 με 3000 K.

i	Αέριο j=	1	2	3	4	5	6	$h_{mo}=u_{mo}$ (J/kmol)
1	CO ₂	3.10	$2.73 \cdot 10^{-3}$	$-7.89 \cdot 10^{-3}$	$8.66 \cdot 10^{-11}$	0.00	6.58	$-3.94 \cdot 10^8$
2	H ₂ O	3.74	$5.66 \cdot 10^{-4}$	$4.95 \cdot 10^{-4}$	$-1.82 \cdot 10^{-11}$	0.00	0.96	$-2.39 \cdot 10^8$
3	N ₂	3.34	$2.94 \cdot 10^{-4}$	$1.95 \cdot 10^{-4}$	$-6.57 \cdot 10^{-12}$	0.00	3.76	0.00
4	O ₂	3.25	$6.52 \cdot 10^{-4}$	$6.52 \cdot 10^{-4}$	$1.54 \cdot 10^{-11}$	0.00	5.71	0.00
5	CO	3.32	$3.77 \cdot 10^{-4}$	$3.77 \cdot 10^{-4}$	$-2.19 \cdot 10^{-12}$	0.00	4.63	$-1.14 \cdot 10^8$
6	H ₂	3.43	$-8.18 \cdot 10^{-4}$	$-8.18 \cdot 10^{-4}$	$-1.44 \cdot 10^{11}$	0.00	-3.84	0.00
7	OH	3.48	$1.36 \cdot 10^{-4}$	$1.36 \cdot 10^{-4}$	$2.93 \cdot 10^{-12}$	0.00	2.13	$3.87 \cdot 10^7$
8	H	2.50	0.00	0.00	0.00	0.00	-0.46	$2.16 \cdot 10^8$
9	O	2.76	$2.51 \cdot 10^{-4}$	$1.00 \cdot 10^{-7}$	$-1.39 \cdot 10^{-11}$	0.00	3.73	$2.47 \cdot 10^8$
10	NO	3.50	$2.99 \cdot 10^{-4}$	$-9.59 \cdot 10^{-9}$	$-4.90 \cdot 10^{-12}$	0.00	5.11	$8.99 \cdot 10^7$
11	N	2.50	$2.87 \cdot 10^{-6}$	$-2.45 \cdot 10^{-9}$	$6.15 \cdot 10^{-13}$	0.00	4.19	$4.71 \cdot 10^8$
12	CH ₄	1.94	$4.96 \cdot 10^{-3}$	$-1.24 \cdot 10^{-6}$	$1.62 \cdot 10^{-10}$	0.00	8.15	$-6.69 \cdot 10^7$
13	C ₃ H ₈	1.14	$1.46 \cdot 10^{-2}$	$-2.96 \cdot 10^{-6}$	0.00	0.00	-	$-0.91 \cdot 10^8$
14	C ₈ H ₁₈	-0.72	$4.64 \cdot 10^{-2}$	$-1.68 \cdot 10^{-5}$	$2.67 \cdot 10^{-9}$	0.00	-	$-4.93 \cdot 10^8$
15	C ₁₂ H ₂₆	6.40	$5.30 \cdot 10^{-2}$	$-1.27 \cdot 10^{-5}$	$1.06 \cdot 10^{-9}$	0.00	-	$-2.90 \cdot 10^{-9}$

Πίνακας 1 : Πολυωνυμικοί συντελεστές

Βιβλιογραφία

- [1] Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας, *Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων ΜΕΚ*. ΕΜΠ, 1998.
- [2] J.B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- [3] Q. Xin, *Diesel Engine System Design*. Woodhead, 2011.
- [4] J.I Ramos, *Internal Combustion Engine Modeling*. CRC Press, 1989.
- [5] Κ. Δ. Ρακόπουλος, *Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.* Εκδόσεις Φούντας, 1988.
- [6] Κ. Δ. Ρακόπουλος, *Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.* Εκδόσεις Φούντας, 1988.
- [7] Μ. Φούντη, *Θεωρία Καύσης και Συστήματα Καύσης*. Εκδόσεις Ε.Μ.Π. , 2005.
- [8] Κ.Δ. Ρακόπουλος, *Μ.Ε.Κ.-II*. Εκδόσεις Φούντας, 1986
- [9] Δ.Θ. Χουντάλας, Μονοζωνικό μοντέλο του κύκλου κινητήρων DIESEL – δυναμοδεικτικό διάγραμμα, ρυθμός έκλυσης θερμότητας, οξείδια του αζώτου με χημική κινητική-. Διπλωματική Εργασία ΕΜΠ, 1985
- [10] D.A Kouremenos, C.D Rakopoulos, D.T Hountalas, *Multi-zone combustion modelling for the prediction of pollutants emissions and performance of DI diesel engines*, SAE Paper No 970635, 1997.
- [11] C.D Rakopoulos, D.T Hountalas, *Development and Validation of a 3-D Multi-Zone Combustion Model for the Prediction of a DI Diesel Engines Performance and Pollutants Emission*. SAE Transactions, Journal of Engines, Vol.107, pp.1413-1429, 1998.

- [12] Y. Ding, *Characterising_Combustion_in_Diesel*, T.U.Delft, 2011
- [13] Γ. Β.Γ. Λαμπρούση, *Αξιολόγηση πολυζωνικού μοντέλου καύσης για την πρόβλεψη της επίδρασης διαφόρων λειτουργικών μεγεθών στη συμπεριφορά και την εκπομπή ρύπων κινητήρα ντίζελ - εφαρμογή στον κύκλο esc των 12 σημείων της Ε.Ε.* Διπλωματική Εργασία ΕΜΠ, 2007
- [14] Per Tunesta, *Estimation of the In-Cylinder Air/Fuel Ratio of an Internal Combustion Engine by the Use of Pressure Sensors*, Lund University, 2001

Διαδίκτυο

- http://users.ntua.gr/vgiakms/pdf/MEK-II_slider-crank.pdf
- http://www.mandieselturbo.com/download/project_guides_tier2/printed/s60mcc8.pdf
- <http://ocw.mit.edu/courses/mechanical-engineering/2-61-internal-combustion-engines-spring-2008/lecture-notes/>