



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΠΜΣ ΕΡΕΥΝΑ ΣΤΗ ΘΕΡΜΟΡΕΥΣΤΟΜΗΧΑΝΙΚΗ

Μεταπτυχιακή Διπλωματική Εργασία

**Προσδιορισμός του Τοπικού Συντελεστή Μεταφοράς και των Θερμικών
Απωλειών στον Οχετό Εξαγωγής 4-Χ Κινητήρα Diesel σε Μόνιμη
Κατάσταση Λειτουργίας**

Συγγραφέας

ΓΡΗΓΟΡΙΟΣ ΣΠΥΡΟΥΝΑΚΟΣ

ΑΜ: 21X09

Επιβλέπων:

Δρ. Γεώργιος Μαυρόπουλος
Αναπληρωτής Καθηγητής ΑΣΠΑΙΤΕ

Αιγάλεω, Μάρτιος 2024

This page is intentionally left blank

Επιτροπή αξιολόγησης και βαθμολόγησης διπλωματικής

α/α	ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ	ΒΑΘΜΙΔΑ / ΙΔΙΟΤΗΤΑ	ΨΗΦΙΑΚΗ ΥΠΟΓΡΑΦΗ
1	Γεώργιος Μαυρόπουλος	Αναπληρωτής Καθηγητής	
2	Ανδρέας Θεοδωρακάκος	Αναπληρωτής Καθηγητής	
3	Δημήτριος Κουμπογιάννης	Αναπληρωτής Καθηγητής	

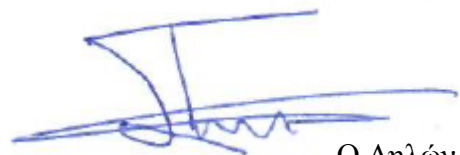
ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο κάτωθι υπογεγραμμένος Γρηγόριος Σπυρουνάκος του Στυλιανού, με αριθμό μητρώου 21X09 φοιτητής του Προγράμματος Μεταπτυχιακών Σπουδών ΕΡΕΥΝΑ ΣΤΗ ΘΕΡΜΟΡΕΥΣΤΟΜΗΧΑΝΙΚΗ του Τμήματος ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ της Σχολής ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής, δηλώνω ότι:

«Είμαι συγγραφέας αυτής της μεταπτυχιακής εργασίας και ότι κάθε βοήθεια την οποία είχα για την προετοιμασία της, είναι πλήρως αναγνωρισμένη και αναφέρεται στην εργασία. Επίσης, οι όποιες πηγές από τις οποίες έκανα χρήση δεδομένων, ιδεών ή λέξεων, είτε ακριβώς είτε παραφρασμένες, αναφέρονται στο σύνολό τους, με πλήρη αναφορά στους συγγραφείς, τον εκδοτικό οίκο ή το περιοδικό, συμπεριλαμβανομένων και των πηγών που ενδεχομένως χρησιμοποιήθηκαν από το διαδίκτυο. Επίσης, βεβαιώνω ότι αυτή η εργασία έχει συγγραφεί από μένα αποκλειστικά και αποτελεί προϊόν πνευματικής ιδιοκτησίας τόσο δικής μου, όσο και του Ιδρύματος.

Παράβαση της ανωτέρω ακαδημαϊκής μου ευθύνης αποτελεί ουσιώδη λόγο για την ανάκληση του πτυχίου μου».

Επιθυμώ την απαγόρευση πρόσβασης στο πλήρες κείμενο της εργασίας μου μέχρι και έπειτα από αίτηση μου στη Βιβλιοθήκη και έγκριση του επιβλέποντα καθηγητή.



Ο Δηλών
Γρηγόριος Σπυρουνάκος

Περίληψη

Η παρούσα ερευνητική εργασία πραγματεύεται τον προσδιορισμό των απωλειών θερμότητας και την διερεύνηση της μεταβολής των σχετικών μεγεθών και ιδιαίτερα του τοπικού «χρονικά μέσου» συντελεστή μεταφοράς στην εσωτερική επιφάνεια του οχετού εξαγωγής ενός τετρά-χρονου κινητήρα diesel. Στο πλαίσιο της διερεύνησης αναπτύχθηκε ένα τρισδιάστατο μοντέλο της κεφαλής του κινητήρα το οποίο περιέλαβε όλες τις γεωμετρικές λεπτομέρειες και χρησιμοποιήθηκε στη συνέχεια χωρίς καμία απλούστευση. Η διερεύνηση καλύπτει πλήρως το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα και πραγματοποιείται σε διαδοχικές συνθήκες μόνιμης λειτουργίας (σταθερό φορτίο και ταχύτητα περιστροφής). Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την θεωρητική προσομοίωση της κεφαλής με χρήση πεπερασμένων στοιχείων (FEA) συγκρίθηκαν στη συνέχεια με πειραματικές μετρήσεις της θερμοκρασίας και θερμοροής οι οποίες ήταν διαθέσιμες για το συγκεκριμένο κινητήρα. Προτείνεται μια νέα ημι-εμπειρική σχέση για τον προσδιορισμό των θερμικών απωλειών στο αρχικό τμήμα (exhaust port) του αγωγού εξαγωγής με εφαρμογή μέχρι 100 mm κατάντι της σχετικής βαλβίδας.

Λέξεις – Κλειδιά

Θερμικές Απώλειες, Συντελεστής Μεταφοράς, Εμβολοφόρος Κινητήρας

Dissertation Title

«Determination of the Local Heat Transfer Coefficient and Heat Losses at the Exhaust Manifold of a Four-Stroke Diesel Engine under Steady State Operating Conditions»

Grigorios Spyrounakos

Abstract

The present research work addresses the determination of heat losses and investigates the change of the relevant quantities and especially the local "time average" heat transfer coefficient on the inner surface of the exhaust manifold of a four-stroke diesel engine. As part of the investigation, a three-dimensional model of the engine head was developed which included all the geometric details and was then used without any simplification. The investigation fully covers the engine's operating range and is carried out in successive steady-state conditions (constant load and rotation speed). The results obtained from the theoretical simulation of the engine head using finite elements (FEA) were compared with relevant experimental measurements of temperature and heat flow which were available for the specific engine. A new semi-empirical relationship is proposed for the determination of heat losses in the initial section (exhaust port) of the exhaust manifold which can be applied at a distance up to 100 mm downstream the exhaust valve.

Keywords

Heat Losses, Heat Transfer Coefficient, Combustion Engine

Περιεχόμενα

ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ.....	4
Περίληψη	5
Abstract	6
1. Εισαγωγή.....	14
1.1 Αντικείμενο και σκοπός της έρευνας	14
1.2 Η σημασία της διεργασίας εξαγωγής στους εμβολοφόρους κινητήρες Εσωτερικής Καύσης.....	15
2. Βιβλιογραφική ανασκόπηση	18
2.1 Ανάλυση Προηγούμενων Ερευνητικών Εργασιών	18
2.2 Αποτίμηση των μέχρι σήμερα ερευνητικών αποτελεσμάτων και στόχοι της παρούσας διερεύνησης.....	36
3. Πειραματικά Αποτελέσματα και Μοντελοποίηση του Συστήματος Εξαγωγής.....	37
3.1 Γενική προσέγγιση στο θέμα των θερμικών απωλειών του συστήματος εξαγωγής .	37
3.2 Πειραματικά δεδομένα για τις θερμικές απώλειες του συστήματος εξαγωγής.....	38
3.3 Ανάπτυξη 3-διάστατου στερεού μοντέλου κεφαλής.....	41
3.3.1 Περιγραφή της κεφαλής κινητήρα Lister-LV1	41
3.3.2 Χρήση μεθόδου 3-διαστατης ψηφιακής αποτύπωσης (3d-scanning)	44
3.3.3 Ρεαλιστική αποτύπωση της εσωτερικής γεωμετρίας των αγωγών (εισαγωγής – εξαγωγής)	46
3.3.4 Ολοκλήρωση του πλήρους 3-διάστατου μοντέλου κεφαλής κινητήρα	49
3.4 Προσδιορισμός οριακών συνθηκών για τη μετάδοση θερμότητας στην περιοχή της κεφαλής.....	53
3.4.1 Ροή και μετάδοση θερμότητας στο εσωτερικό των οχετών εισαγωγής – εξαγωγής	53
3.4.2 Αέρας ψύξης στην εξωτερική επιφάνεια των πτερυγίων της κεφαλής.....	59
3.4.3 Θερμά αέρια σε επαφή με την επιφάνεια του θαλάμου καύσης	60

4.	Επίλυση του Θερμικού Πεδίου στην Κεφαλή του Κινητήρα Diesel	61
4.1	Η μέθοδος των Πεπερασμένων Στοιχείων στην επίλυση του Θερμικού Πεδίου	61
4.2	Ανάπτυξη του πλέγματος των Πεπερασμένων Στοιχείων και Εφαρμογή των Οριακών Συνθηκών	61
4.3	Αποτελέσματα για το Θερμικό πεδίο στη Μόνιμη Κατάσταση Λειτουργίας του Κινητήρα	62
4.4	Ανάλυση και Σχολιασμός των αποτελεσμάτων για το Θερμικό πεδίο στη Μόνιμη Κατάσταση Λειτουργίας του Κινητήρα	70
5.	Διαμόρφωση της Ροής Αερίων και Πρόβλεψη της Μεταφοράς Θερμότητας στο Εσωτερικό του Αγωγού Εξαγωγής	72
5.1	Διαμόρφωση της Ροής Αερίων στο Εσωτερικό του Αγωγού Εξαγωγής.....	72
5.2	Πρόβλεψη της Μεταφοράς Θερμότητας στο Εσωτερικό του Αγωγού Εξαγωγής	73
5.3	Διατύπωση Νέας Συσχέτισης για την πρόβλεψη της Μεταφοράς Θερμότητας στο Εσωτερικό του Αγωγού Εξαγωγής	77
6.	Συμπεράσματα και Προτάσεις για Μελλοντική Διερεύνηση	80
7.	Αναφορές.....	83
8.	Ευχαριστίες	88

Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 3-1 (α-β). Αποψη της πειραματικής διάταξης λήψης μετρήσεων για τις μεταβατικές μεταβολές ευρείας και βραχείας χρονικής κλίμακας.	38
Σχήμα 3-2. Αισθητήρες θερμοροής και πίεσης τοποθετημένοι στην κεφαλή και τον οχετό εξαγωγής του κινητήρα.	40
Σχήμα 3-3 (α-ε). Κατώτερο τμήμα κεφαλής κινητήρα LISTER-LV1. Διακρίνονται οι δίοδοι διέλευσης των οδηγών βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής καθώς και οι αγωγοί εισαγωγής και εξαγωγής.	41
Σχήμα 3-4 (α-ε). Ανώτερο τμήμα κεφαλής κινητήρα LISTER-LV1. Διακρίνονται οι δίοδοι διέλευσης των οδηγών βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής καθώς και οι απολήξεις των πτερυγίων του κατώτερου τμήματος.	43
Σχήμα 3-5 (α,β). Άνω τμήμα κεφαλής κινητήρα. Διακρίνονται οι δίοδοι διέλευσης των οδηγών βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής.	44
Σχήμα 3-6 (α,β). Κάτω τμήμα κεφαλής κινητήρα. Διακρίνεται η ελλειπής ψηφιακή σάρωση της επιφάνειας των πτερυγίων.	45
Σχήμα 3-7 (α,β). Όψεις της εσωτερικής επιφάνειας του αγωγού εισαγωγής προερχόμενες από ψηφιακή απεικόνιση. Διακρίνεται η ελικοειδής διαμόρφωση υποβοήθησης της συστροφής αέρα πριν τη βαλβίδα.	48
Σχήμα 3-8 (α,β). Όψεις της εσωτερικής επιφάνειας του αγωγού εξαγωγής προερχόμενες από ψηφιακή απεικόνιση.	48
Σχήμα 3-9. Κατάτμηση της εσωτερικής επιφάνειας του αγωγού εισαγωγής.	49
Σχήμα 3-10.(α,β). Δημιουργία του «στερεού» σώματος του αγωγού εισαγωγής και ανάπτυξη πλέγματος.	50
Σχήμα 3-11.(α,β). Δημιουργία του «στερεού» σώματος του αγωγού εξαγωγής και ανάπτυξη πλέγματος.	50
Σχήμα 3-12.(α,β). Όψεις του μοντέλου του κατώτερου τμήματος της κεφαλής κινητήρα.	51
Σχήμα 3-13.(α,β). Ανάπτυξη πλέγματος στο κατώτερο τμήμα της κεφαλής κινητήρα.	52
Σχήμα 3-14. Μετρημένες τιμές για τη μέση θερμοκρασία αερίων σε συγκεκριμένη θέση του αγωγού εξαγωγής σε συνάρτηση με το φορτίο και την ταχύτητα λειτουργίας.	57
Σχήμα 3-15. Αισθητήρες θερμοκρασίας και θερμοροής τοποθετημένοι στην επιφάνεια του αγωγού εξαγωγής.	57
Σχήμα 3-16. Αντιπροσωπευτικές μετρήσεις από τη διακύμανση της θερμοκρασίας στην εσωτερική επιφάνεια του οχετού εξαγωγής κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας.	58

Σχήμα 3-17. Μέση τιμή ταχύτητας καυσαερίου στον αγωγό εξαγωγής σε συνάρτηση με το φορτίο και την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.	59
Σχήμα 4-1. Όψεις του πλέγματος τετραεδρικών πεπερασμένων στοιχείων το οποίο χρησιμοποιήθηκε κατά τη μοντελοποίηση του θερμικού πεδίου της κεφαλής κινητήρα.....	64
Σχήμα 4-2. Αποτελέσματα θερμοκρασίας (C) από την προσομοίωση του θερμικού πεδίου της κεφαλής κινητήρα.	66
Σχήμα 4-3. Αποτελέσματα θερμοροής (heat flux, W/m ²) από την προσομοίωση του θερμικού πεδίου της κεφαλής κινητήρα.	69
Σχήμα 4-4. Πειραματικά αποτελέσματα για τη μεταβολή της στιγμιαίας θερμοκρασίας (C) στην εσωτερική επιφάνεια του αγωγού εξαγωγής στις 2000 rpm και τρία φορτία λειτουργίας (α) και της στιγμιαίας θερμοροής (heat flux, kW/m ²) κατά τη λειτουργία του κινητήρα στις 2000 rpm σε φορτίο 40% (b).	70
Σχήμα 5-1. Μέση τιμή συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στον αγωγό εξαγωγής σε συνάρτηση με το φορτίο και την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.	74
Σχήμα 5-2. Μέση τιμή αριθμού Nu στον αγωγό εξαγωγής σε συνάρτηση με το φορτίο και την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα..	74
Σχήμα 5-3. Μέση τιμή αριθμού Nu στον αγωγό εξαγωγής σε συνάρτηση με τον αριθμό Re για ολόκληρο το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα..	75
Σχήμα 5-4. Μεταβολή του Συντελεστή Αύξησης Συναγωγιμότητας (CAF) στον αγωγό εξαγωγής σε συνάρτηση με τον αριθμό Re για ολόκληρο το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα..	77

Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 3-1 Συσχετίσεις για τον προσδιορισμό του συντελεστή μεταφοράς στο εσωτερικό αγωγού.....	54
Πίνακας 3-2 Δεδομένα από το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα.....	58
Πίνακας 3-3 Αποτελέσματα υπολογισμού βασικών παραμέτρων για τον προσδιορισμό του συντελεστή μεταφοράς στον αγωγό εξαγωγής	59

Σύμβολα και Ακρωνύμια

F	επιφάνεια
h	συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ($W/m^2 C$)
ν	ταχύτητα περιστροφής (rpm)
q_w	θερμοροή (W/m^2)
T	θερμοκρασία (C)
t	χρόνος (sec)

Ελληνικά Σύμβολα

φ	γωνία (deg)
-----------	-------------

Ακρωνύμια

FEA	Μέθοδος Πεπερασμένων Στοιχείων
T/C	Υπερπληρωτής (Turbocharger)

This page is intentionally left blank

1. Εισαγωγή

1.1 Αντικείμενο και σκοπός της έρευνας

Η παρούσα ερευνητική εργασία περιλαμβάνει την ανάπτυξη θεωρητικού μοντέλου με σκοπό τον προσδιορισμό των απωλειών θερμότητας και την διερεύνηση της μεταβολής του τοπικού συντελεστή μεταφοράς στην εσωτερική επιφάνεια του οχετού εξαγωγής τετράχρονου κινητήρα diesel. Η διερεύνηση καλύπτει πλήρως το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα και πραγματοποιείται σε συνθήκες μόνιμης λειτουργίας (σταθερό φορτίο και ταχύτητα περιστροφής). Τα αποτελέσματα που προκύπτουν από την θεωρητική προσομοίωση συγκρίνονται στη συνέχεια με πειραματικές μετρήσεις της θερμοκρασίας και θερμοροής οι οποίες είναι διαθέσιμες για το συγκεκριμένο κινητήρα.

Η ροή στο εσωτερικό του οχετού εξαγωγής προσδιορίζεται με ακρίβεια με βάση τις λειτουργικές συνθήκες του κινητήρα σε καθένα από τα εξεταζόμενα σημεία του πεδίου λειτουργίας του. Κατά τον υπολογισμό λαμβάνεται υπόψη η στιγμιαία μεταβολή των θερμικών μεγεθών στο εσωτερικό του οχετού εξαγωγής κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας (short-term response). Στη συνέχεια με ολοκλήρωση της μεταβολής κάθε μεγέθους κατά τη διάρκεια του κύκλου προκύπτουν οι αντίστοιχες μέσες τιμές σε καθένα από τα εξεταζόμενα σημεία λειτουργίας του κινητήρα.

Τα αποτελέσματα της παρούσας έρευνας είναι ιδιαίτερα σημαντικά για τη βελτιστοποίηση τόσο του οχετού εξαγωγής του κινητήρα όσο και για της ίδιας της λειτουργικής του απόδοσης με την προσαρμογή του σχεδιασμού του οχετού και της πολλαπλής εξαγωγής ώστε να επιτυγχάνεται το καλύτερο δυνατό αποτέλεσμα ιδιαίτερα κατά την περίοδο της εναλλαγής. Η γνώση του μηχανισμού θερμικών απωλειών και της μεταβολής αυτών στο πεδίο λειτουργίας επιτρέπει την πρόβλεψη αυτών στις περιπτώσεις νέας ή/και εναλλακτικής σχεδίασης οχετού εξαγωγής και συνεπώς την επιλογή της καλύτερης λύσης. Τέλος, ιδιαίτερα σημαντική είναι η γνώση του θερμορευστομηχανικού πεδίου στις περιπτώσεις ειδικού σχεδιασμού του οχετού εξαγωγής όπως η «ενσωματωμένη πολλαπλή εξαγωγής» (“intergated exhaust manifold”) οι οποίες κατά τη διάρκεια των τελευταίων ετών γνωρίζουν εκτεταμένη διάδοση στους εμβολοφόρους κινητήρες της νεότερης γενιάς.

1.2 Η σημασία της διεργασίας εξαγωγής στους εμβολοφόρους κινητήρες Εσωτερικής Καύσης

Η μεταφορά θερμότητας αποτελεί έναν ιδιαίτερα σημαντικό παράγοντα κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας ενός εμβολοφόρου κινητήρα, επηρεάζοντας την απόδοση σημαντικού αριθμού υποσυστημάτων του και των διεργασιών που επιτελούνται σε αυτά.

Ιδιαίτερη είναι η σημασία των θερμικών απωλειών κατά τη διάρκεια της διεργασίας εναλλαγής αερίων του κινητήρα τόσο για το σύστημα εισαγωγής όσο και για αυτό της εξαγωγής. Από την πλευρά της εισαγωγής, η μεταφορά θερμότητας επηρεάζει την ποσότητα του φρέσκου αέρα (ή του μείγματος) που εισέρχεται στον κινητήρα μειώνοντας συχνά την ογκομετρική απόδοση σε σχέση με την προσδοκώμενη. Όσο αφορά στην εξαγωγή, η μεταφορά θερμότητας και οι θερμικές οι απώλειες που προκύπτουν επηρεάζουν μεταξύ άλλων και τα επόμενα υποσυστήματα ή/και διεργασίες:

- Λειτουργία του συστήματος υπερπλήρωσης (T/C) (Assanis, 1989),
- Ανάκτηση της διαθέσιμης ενέργειας του καυσαερίου (Hountalas and Mavropoulos, 2010],
- Τιμές συγκέντρωσης των εκπεμπόμενων ρύπων (Menacer et al., 2020)
- Ανίχνευση λειτουργικής απόκλισης και διάγνωση βλαβών (Mavropoulos & Hountalas, 2013) κ.ά.

Κατά τη διάρκεια των τελευταίων δεκαετιών έχουν αναπτυχθεί λεπτομερή και προηγμένα μοντέλα προσομοίωσης των υποσυστημάτων αλλά και ολόκληρου του κινητήρα σε συνδυασμό με τις δυνατότητες που προσφέρονται πλέον για την εκτέλεση «δύσκολων» και απαιτητικών πειραμάτων με λήψη πειραματικών δεδομένων υψηλής ανάλυσης και αυξημένης ακρίβειας. Οι δυνατότητες αυτές τόσο στο θεωρητικό όσο και στον πειραματικό τομέα έδωσαν την ευκαιρία να αναλυθούν ιδιαίτερα σύνθετα φαινόμενα όπως η ροή καυσαερίου στην πολλαπλή εξαγωγής ενός κινητήρα. Τα φαινόμενα περιοδικής μεταφοράς θερμότητας στις πολλαπλές εισαγωγής και εξαγωγής του κινητήρα παρουσιάζουν σημαντική δυσκολία λόγω της σύνθετης δυναμικής φύσης της ροής αερίου στο εσωτερικό τους (Heywood, 1988, Ranganathan et al., 2005). Η αναλυτική γνώση της κατανομής των θερμικών απωλειών στην εξαγωγή συμβάλλει σημαντικά στη βέλτιστη αξιοποίηση των παλμών πίεσης που διαδίδονται στο εσωτερικό της και επομένως στη βέλτιστη ρύθμιση του συστήματος πολλαπλής (tuning). Πολλές ενδιαφέρουσες εξελίξεις υπήρξαν πρόσφατα στο θέμα αυτό. Ενδεικτικά αναφέρονται οι εργασίες των Ranganathan et al, 2005, He et al., 2006, Alkidias et al., 2004 καθώς και σειράς άλλων ερευνητών.

Η αξιοποίηση της διαθέσιμης ενέργειας του καυσαερίου ενός κινητήρα εσωτερικής καύσης είναι ιδιαίτερα ενδιαφέρουσα στην περίπτωση των υπερτροφοδοτούμενων (T/C) κινητήρων ντίζελ. Σε αυτή την κατηγορία κινητήρων είναι επιθυμητό να αξιοποιηθεί στον μέγιστο βαθμό η διαθέσιμη από το καυσαέριο ενέργεια στον υπερπληρωτή (turbocharger). Για το σκοπό αυτό είναι αναγκαίο να διερευνηθεί λεπτομερειακά η πορεία των κυμάτων πίεσης στον οχετό εξαγωγής ώστε να εξασφαλιστεί ότι το ενεργειακό περιεχόμενο της περιοδικής ροής θα αποδώσει τη μέγιστη κινητική ενέργεια στο ακροφύσιο του στροβίλου (Franzke, et al., 2016). Επιπλέον σε δίχρονο κινητήρα το πρόβλημα της διάδοσης των κυμάτων πίεσης στον οχετό εξαγωγής είναι ακόμη πιο σημαντικό γιατί επιπλέον επηρεάζει την απόδοση των διεργασιών απόπλυσης (scavenging) και πλήρωσης (charging) του κυλίνδρου οι οποίες είναι γενικά επιθυμητό να εκτελούνται με τον μεγαλύτερο δυνατό βαθμό (Ρακόπουλος, Heywood, 2021).

Σημαντική όμως είναι και η διαθέσιμη ενέργεια του καυσαερίου μετά την έξοδο του από τον υπερπληρωτή (T/C) ενός κινητήρα. Η ενέργεια αυτή είναι σήμερα εκμεταλλεύσιμη με διάφορες μεθόδους ώστε ένα μέρος της να μετατραπεί σε ωφέλιμο έργο (Exhaust Heat Recuperation πχ εισαγωγή κύκλου Rankine, Electrical Turbocompound κλπ, Hountalas and Mavropoulos, 2010). Η διαθέσιμη ενέργεια από το καυσαέριο αποτελεί παράγοντα που επιδρά σε σημαντικό ποσοστό στην αύξηση του βαθμού απόδοσης της συνολικής εγκατάστασης και τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα. Συνήθεις τιμές βελτίωσης (δηλ. μείωσης) της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου βρίσκονται στην περιοχή (9.0%-11.0%) με ενσωμάτωση κύκλου Rankine (Hountalas and Mavropoulos, 2010). Ποσοστά βελτίωσης αυτής της τάξης θεωρούνται ιδιαίτερα σημαντικά εάν λάβει κανείς υπόψη τη μεγάλη προσπάθεια που απαιτείται (μέσω ρυθμίσεων προπορείας κλπ) για τη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης σε ένα εμβολοφόρο κινητήρα έστω και κατά 1%. Ακόμη μεγαλύτερη σημασία αποκτά ο περιορισμός των απωλειών και η αύξηση της διαθέσιμης ενέργειας του καυσαερίου στους σύγχρονους 4-X και 2-X κινητήρες diesel μέσου και μεγάλου μεγέθους οι οποίοι χρησιμοποιούνται συνήθως στην παραγωγή (ηλεκτρικής ενέργειας) και την πρόωση των εμπορικών πλοίων. Οι κινητήρες αυτοί, τύπου diesel, λειτουργούν ήδη με θερμικό (πραγματικό) βαθμό απόδοσης ο οποίος σήμερα υπερβαίνει το 45% το οποίο λίγα έτη πριν έμοιαζε ακατόρθωτο. Για να επιτευχθεί αυτό το αποτέλεσμα η μέγιστη πίεση (καύσης) στο εσωτερικό του κυλίνδρου υπερβαίνει τα 200 bar εμφανιζόμενη στα υψηλά φορτία που αποτελούν (ή τουλάχιστον πρέπει να αποτελούν) τη συνήθη περιοχή λειτουργίας τους δηλαδή κατά το μέγιστο ποσοστό του χρόνου εργασίας τους. Από τα προηγούμενα εύλογα συμπεραίνουμε ότι, λαμβάνοντας υπόψη τις ιδιαίτερα υψηλές τιμές θερμοκρασίας καυσαερίου στην εξαγωγή (μεγαλύτερες στον 4-X κινητήρα, τυπικά

>400C στο 100% φορτίο) σε συνδυασμό με τις υψηλές τιμές παροχής, κάθε απώλεια θερμικής ενέργειας από το σύστημα εξαγωγής τους προκαλεί σοβαρή οικονομική ζημία.

Λόγω της συνεχούς αυστηροποίησης των κανονισμών για τις εκπομπές ρύπων των οχημάτων κατά τη διάρκεια των τελευταίων δεκαετιών η εξαγωγή του καυσαερίου διαδραματίζει πλέον ένα πρόσθετο ρόλο. Συγκεκριμένα η εφαρμογή συστημάτων περιστολής ρύπων όπως πχ το Σύστημα Επιλεκτικής Καταλυτικής Απονίτρωσης (Selective Catalytic Reduction-SCR) απαιτούν για την διατήρηση υψηλής τιμής του βαθμού μετατροπής ελάχιστη θερμοκρασία της τάξης των 200oC. Εν τούτοις υπάρχει μια σειρά περιπτώσεων κατά τη λειτουργία του κινητήρα κατά τις οποίες το κατώτερο αυτό όριο δεν είναι δυνατό να επιτευχθεί. Τυπικές τέτοιες περιπτώσεις αποτελούν η «ψυχρή εκκίνηση» (cold start), η παρατεταμένη άεργη λειτουργία καθώς και η λειτουργία του κινητήρα σε συνθήκες χαμηλού φορτίου/ταχύτητας περιστροφής. Ο περιορισμός των απωλειών θερμότητας από το σύστημα εξαγωγής του κινητήρα διαδραματίζει σοβαρό ρόλο στις περιπτώσεις αυτές γιατί μειώνει σημαντικά το χρόνο που θα απαιτηθεί ώστε να φθάσει ο καταλυτικός μετατροπέας στο μέγιστο βαθμό μετατροπής του και επομένως να περιορισθούν στο ελάχιστο οι εκπομπές από την εξαγωγή.

Από τις παραπάνω σύντομες αναφορές γίνεται καταρχήν φανερό ότι είναι αναγκαίο να προσδιορίζονται με όσο το δυνατό μεγαλύτερη ακρίβεια η μεταφορά θερμότητας και οι απώλειες από το σύστημα εξαγωγής. Για τη μείωση των θερμικών αυτών απωλειών εφαρμόζεται σήμερα σε μεγάλο βαθμό η μόνωση της εξωτερικής ή και της εσωτερικής επιφάνειας του οχετού εξαγωγής. Ιδιαίτερη σημασία παρουσιάζει η εφαρμογή των κεραμικών μονωτικών υλικών στον οχετό εξαγωγής σε επικάλυψη λίγων χιλιοστών. Τα υλικά αυτά όπως τα PSZ, Silicon Nitride, Mullite (Padmanabha et al., 2021) λόγω της ιδιαίτερα μικρής τιμής της θερμικής τους αγωγιμότητας περιορίζουν σημαντικά τις απώλειες από τον οχετό εξαγωγής αυξάνοντας τη διαθέσιμη προς εκμετάλλευση ενέργεια του καυσαερίου.

2. Βιβλιογραφική ανασκόπηση

2.1 Ανάλυση Προηγούμενων Ερευνητικών Εργασιών

Η μέτρηση ή η πρόβλεψη της μεταφοράς θερμότητας στην πολλαπλή εξαγωγή είναι εξαιρετικά δύσκολη λόγω πολλών παραγόντων όπως η ιδιαίτερη πολυπλοκότητα της ροής καθώς και της γεωμετρίας του τοιχώματος, τα μεταβατικά φαινόμενα εισόδου που συχνά κυριαρχούν στις ροές ρευστού και στη μεταφορά θερμότητας, το υψηλής θερμοκρασίας ρεύμα καυσαερίου με έντονες χρονικές διακυμάνσεις των τιμών θερμοκρασίας, πίεσης και ταχύτητας, και τις υψηλές τιμές έντασης στροβιλισμού που παρουσιάζονται στη ροή. Λόγω αυτών των πολυπλοκοτήτων, έχουν γίνει σχετικά πολύ λίγες μελέτες για τη μεταφορά θερμότητας στις πολλαπλές εξαγωγές κινητήρων.

Οι He, Battiston και Alkidas (He, et al., 2006), χρησιμοποίησαν πειραματικές και υπολογιστικές μεθόδους για τη διερεύνηση της θερμικής κατάστασης της πολλαπλής εξαγωγής ενός υπερτροφοδοτούμενου κινητήρα ντίζελ σε μόνιμη κατάσταση λειτουργίας. Οι τοπικές επιφανειακές θερμοκρασίες και οι ροές θερμότητας διέφεραν σημαντικά σε όλη την εξωτερική επιφάνεια της πολλαπλής. Η αύξηση της τοπικής ροής θερμότητας με την αύξηση του φορτίου και των στροφών του κινητήρα αντιπροσωπεύεται αποκλειστικά από την αύξηση του ρυθμού ροής της μάζας του καυσίμου. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης έδειξαν καλή συμφωνία με τα πειραματικά αποτελέσματα για τη θερμοκρασία του αερίου στην έξοδο της πολλαπλής και για τις θερμοκρασίες του τοιχώματος.

Οι Ranganathan, Turner και Franchett (Ranganathan, et al., 2005), ανέπτυξαν και χρησιμοποίησαν ένα μοντέλο σε επίπεδο συστήματος, το οποίο ήταν ικανό βάσει δεδομένων να προβλέπει αξιόπιστα τις θερμοκρασίες των καυσαερίων για δεδομένες μεταβλητές σχεδιασμού κινητήρα και οχήματος και συνθήκες οδήγησης. Το συγκεκριμένο μοντέλο μπορεί να χρησιμοποιηθεί επίσης για να εκτιμήσει τις κατάλληλες οριακές συνθήκες θερμοκρασίας αερίου με σκοπό αυτές στη συνέχεια να χρησιμοποιηθούν είτε στη θερμική ανάλυση ολόκληρου του οχήματος είτε μόνο του συστήματος εξαγωγής σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας με χρήση των δυνατοτήτων της υπολογιστικής ρευστομηχανικής (CFD).

Οι Wimmer, Pivec και Sams (Wimmer, et al., 2000), διερεύνησαν τη μεταφορά θερμότητας στον κύλινδρο κατά τη διάρκεια φάσεων συμπίεσης και εναλλαγής των αερίων, καθώς και τη μεταφορά θερμότητας στις θυρίδες εισόδου και εξόδου για έναν αριθμό διαφορετικών τύπων κινητήρων (DI Diesel, SI και κινητήρας με αέριο καύσιμο). Η έρευνά τους περιλαμβάνει εκτός

των άλλων σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης και πειραματικών δεδομένων που προέρχονται από μετρήσεις ροής θερμότητας. Τα αριθμητικά αποτελέσματα προέκυψαν από μηδενικές, μονοδιάστατες και τρισδιάστατες μεθόδους προσομοίωσης.

Οι χρονικά και χωρικά μεταβαλλόμενες ροές θερμότητας μετρήθηκαν με χρήση θερμοστοιχείων επιφανείας και ειδικών αισθητήρων θερμοροής μεγάλης ταχύτητας (απόκριση τάξης μsec). Σύμφωνα με την έρευνά τους η μεταφορά θερμότητας έχει σημαντικό αντίκτυπο στις εσωτερικές διεργασίες του κινητήρα. Προκειμένου να αποδοθεί αυτή η επιρροή με ακρίβεια κατά τις προσομοιώσεις, απαιτείται η χρήση λεπτομερών μοντέλων μεταφοράς θερμότητας που βασίζονται στις αρχές της φυσικής. Από την εργασία τους εξάγονται συμπεράσματα σε σχέση με τις διαθέσιμες τεχνικές μέτρησης για ανάπτυξη και επαλήθευση των εξισώσεων μεταφοράς θερμότητας.

Οι Manopoulos, Rakopoulos και Hountalas (Manopoulos, et al., 2008), ανέπτυξαν μια πειραματική διαδικασία κατά την οποία διερευνήθηκαν διάφορα χαρακτηριστικά μεταφοράς θερμότητας κατά τη διάρκεια του κύκλου του κινητήρα, μέσα στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης και της πολλαπλής εξαγωγής ενός άμεσου ψεκασμού (DI), αερόψυκτου κινητήρα ντίζελ. Για το σκοπό αυτό, αναπτύχθηκε μια νέα πειραματική εγκατάσταση, η οποία διαχωρίζει τα σήματα από τους αισθητήρες του κινητήρα σε δύο ομάδες με βάση τη συχνότητα τους. Επιπλέον αναπτύχθηκαν και κατασκευάστηκαν μια νέα μονάδα προ-ενίσχυσης για θερμοστοιχεία γρήγορης απόκρισης, αισθητήρες ροής θερμότητας και ένας καινοτόμος κώδικας ελέγχου προσαρμοσμένος στο ρυθμό ανάκτησης των δεδομένων. Η επίδραση των στροφών και του φορτίου του κινητήρα καθώς και η επίδραση της συστροφής του αέρα στη διαμόρφωση των τιμών του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στη κυλινδροκεφαλή ποσοτικοποιήθηκαν, αποδεικνύοντας τη σημαντική επίδραση της τύρβης στις τοπικές τιμές του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας.

Η ανάλυση των αποτελεσμάτων για τις στιγμιαίες θερμοκρασίες του τοιχώματος και του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας στην πολλαπλή εξαγωγή αποκαλύπτει ενδιαφέρουσες λεπτομέρειες σχετικά με τη ροή των καυσαερίων, στις φάσεις του αρχικού σταδίου εκροής (blowdown) καθώς και κατά το επόμενο στάδιο εξώθησης (displacement) κατά το χρόνο εξαγωγής. Από τα αποτελέσματα συνάγεται το συμπέρασμα ότι η διακύμανση του στιγμιαίου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στο θάλαμο καύσης του κινητήρα είναι εξαιρετικά ανομοιομορφη, σε αντίθεση με τις τιμές του που υπολογίζονται από τυπικές συσχετίσεις που προϋποθέτουν χωρική ομοιομορφία.

Οι Depcik και Assanis (Depcik & Assanis, 2002), ερεύνησαν τις διαθέσιμες συσχετίσεις που προτείνονται στη βιβλιογραφία για τη μεταφορά θερμότητας από την πλευρά του αερίου στο σύστημα εισαγωγής και εξαγωγής ενός κινητήρα εσωτερικής καύσης ανάφλεξης με σπινθηριστή. Παρατηρήθηκε ότι αυτές οι συσχετίσεις είναι συχνά της μορφής $Nu = aRe^b$ και διαφέρουν μόνο από εμπειρικά προσαρμοσμένες σταθερές. Αυτή η ομοιότητα έδωσε την ώθηση στους συγγραφείς να διερευνήσουν εάν θα μπορούσε να αναπτυχθεί μια καθολική συσχέτιση. Με βάση μια προσέγγιση κλιμάκωσης που χρησιμοποιεί μικροκλίμακες διακυμάνσεων, οι συγγραφείς καθόρισαν τον εκθετικό παράγοντα στον αριθμό Reynolds και έτσι μείωσαν τον αριθμό των ρυθμιζόμενων συντελεστών σε μόλις έναν. Οι συγγραφείς αντιλήφθηκαν ότι υπάρχουν περιορισμοί στην καθιέρωση μιας καθολικής συσχέτισης για την πλευρά εισαγωγής και εξαγωγής της ροής αερίου σε έναν κινητήρα εσωτερικής καύσης. Αυτό οφείλεται στο ότι ενώ η φυσική της ροής αερίου είναι η ίδια, δηλαδή τυρβώδης ροή σωλήνα, υπάρχουν διαδικασίες που ποικίλλουν μεταξύ των δύο πλευρών του κινητήρα. Ωστόσο, η καθολική συσχέτιση μπορεί να βελτιωθεί περαιτέρω λαμβάνοντας υπόψη τις ασταθείς επιδράσεις, συμπεριλαμβάνοντας τους όρους διακύμανσης της συχνότητας και ταχύτητας.

Σύμφωνα με τον Eriksson (Eriksson, 2002), αναπτύχθηκε και διερευνήθηκε ένα σύνολο μοντέλων θερμοκρασίας καυσαερίων κατάλληλων για ταίριασμα στροβιλοσυμπιεστή με αέρια εξαγωγής καθώς και σχεδιασμό και ανάλυση συστημάτων ελέγχου κινητήρα. Τα μοντέλα είναι μοντέλα μεταφοράς θερμότητας ομαδοποιημένων παραμέτρων, που ανήκουν στην κατηγορία των μοντέλων κινητήρων μέσης αξίας. Το μοντέλο αναπτύχθηκε για τη περιγραφή των θερμοκρασιών εξόδου από την πολλαπλή εξαγωγή και των πτώσεων θερμοκρασίας σε τμήματα σωλήνων στο σύστημα εξαγωγής. Τα στοιχεία που χρησιμοποιήθηκαν για τη μοντελοποίηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων ήταν: η θερμοκρασία στην έξοδο του κινητήρα, η πτώση θερμοκρασίας σε έναν ευθύ σωλήνα και ένα σύνολο τρόπων μεταφοράς θερμότητας. Το μοντέλο επικυρώθηκε χρησιμοποιώντας δεδομένα από τρεις διαφορετικούς κινητήρες. Αποδεικνύεται ότι, για έναν κινητήρα με ανάφλεξη με σπινθηριστή που λειτουργεί σε συνθήκες καλύτερου δυνατού χρονισμού (Maximum Brake Torque Timing—MBT) και σε στοιχειομετρικές συνθήκες, επαρκεί η μοντελοποίηση της θερμοκρασίας εξόδου του κινητήρα ως γραμμική συνάρτηση της ροής μάζας. Δίνονται επίσης συστάσεις για τη ρύθμιση του μοντέλου.

Οι Alkidas, Battiston και Kapparos (Alkidas , et al., 2004), εξέτασαν την εσωτερική μεταφορά θερμότητας σε σταθερή κατάσταση στο σύστημα εξαγωγής ενός πετρελαιοκίνητου, ελαφρού

οχήματος. Πιο συγκεκριμένα, ασχολήθηκαν με τη μεταφορά θερμότητας του συστήματος εξαγωγής κατά τη διάρκεια δύο τύπων προσωρινών δοκιμών, καθώς και την εκτίμηση της εξωτερικής μεταφοράς θερμότητας των συστημάτων εξαγωγής. Η προσωρινή μεταφορά θερμότητας αξιολογήθηκε χρησιμοποιώντας: ένα απλό προσωρινό βήμα καυσίμου υπό σταθερή ταχύτητα και τον Νέο Ευρωπαϊκό Κύκλο Οδήγησης (NEDC). Η θερμική απόκριση των εξωτερικών τοιχωμάτων διέφερε σημαντικά για τα διάφορα εξαρτήματα του συστήματος εξαγωγής. Η μεγαλύτερη ποσοστιαία διαφορά μεταξύ των μετρούμενων θερμοκρασιών και των αντίστοιχων ημισταθερών εκτιμήσεων ήταν περίπου 10%, η οποία αποδόθηκε στη θερμική αποθήκευση. Η δυνατότητα για θερμική αποθήκευση είχε ως αποτέλεσμα μια εξαιρετική συμφωνία μεταξύ των μετρήσεων και της ανάλυσης. Πραγματοποιήθηκε ανάλυση εξωτερικής μεταφοράς θερμότητας σε σταθερή κατάσταση σε διάφορα εξαρτήματα του συστήματος εξαγωγής με την εκτίμηση της σχετικής σημασίας της εξαναγκασμένης και ελεύθερης μεταφοράς (αγωγής θερμότητας) και ακτινοβολίας. Με βάση χονδρικές εκτιμήσεις της εξωτερικής μεταφοράς θερμότητας από τον σωλήνα απομάκρυνσης, η ελεύθερη μεταφορά συνεισέφερε το 50% των συνολικών απωλειών θερμότητας, η εξαναγκασμένη μεταφορά και η ακτινοβολία συνέβαλαν εξίσου στο άλλο μισό.

Οι El-Sharkawy, Sami, Hekal, Arora και Khandaker (El-Sharkawy, et al., 2016), παρουσίασαν την ανάπτυξη ενός μοντέλου μεταβατικής θερμικής ανάλυσης για το σύστημα εξαγωγής. Δεδομένης της θερμοκρασίας των καυσαερίων έξω από τον κινητήρα, ανέπτυξαν ένα εργαλείο λογισμικού για την πρόβλεψη μεταβολών στη θερμοκρασία των καυσαερίων και στη θερμοκρασία της επιφάνειας της εξαγωγής υπό διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Το λογισμικό αυτό επιλύει το θερμικό πεδίο και προβλέπει τις θερμοκρασίες των καυσαερίων και της επιφάνειας του τοιχώματος μοντελοποιώντας όλες τις διαδρομές μεταφοράς θερμότητας στο σύστημα εξαγωγής που περιλαμβάνει πολυδιάστατη αγωγιμότητα, εσωτερική εξαναγκασμένη/φυσική συναγωγιμότητα, εξωτερική εξαναγκασμένη/φυσική συναγωγιμότητα, και ακτινοβολία. Η προσέγγιση ανάλυσης περιλαμβάνει τη διάσπαση του θερμικού συστήματος σε πολλαπλά μηχανικά εξαρτήματα, τα οποία περιλαμβάνουν το σύστημα εξαγωγής (πολλαπλή, σωλήνας κατεβάσματος, σωλήνας εξαγωγής, κ.λπ.), καταλυτικό μετατροπέα, DPF (φίλτρο σωματιδίων ντίζελ), εάν υπάρχουν, θερμικές ασπίδες κ.λπ. Όλα τα μηχανικά εξαρτήματα μοντελοποιούνται ως ροές μονοδιάστατης ροής μονοδιάστατης (1D) πορώδους και μονοδιάστατης (1D) μη πορώδους με τρισδιάστατα (3D) στρώματα τοιχώματος (στερεά και κενά αέρα). Το σύνολο όλων αυτών των μηχανικών εξαρτημάτων αναφέρεται ως θερμικό δίκτυο. Λαμβάνονται υπόψη όλοι

οι σχετικοί τρόποι μεταφοράς θερμότητας μεταξύ των μερών, δηλαδή η εξαναγκασμένη συναγωγή, η αγωγή και η ακτινοβολία. Ανάλυση του θερμικού δικτύου διεξάγεται με τη σύζευξη όλων των εξαρτημάτων με τη μορφή ενός υπολογιστικού πλέγματος, το οποίο ως επί το πλείστο διεξήχθη μέσω άρρητης αριθμητικής διαδικασίας. Τα αποτελέσματα της μεταβατικής ανάλυσης συγκρίθηκαν με τις πραγματικές δοκιμές οχήματος υπό διάφορες συνθήκες δοκιμής.

Οι Zhien, Wang, Yan, Li και Xu (Zhien, et al., 2014), προκειμένου να προβλεφθεί αποτελεσματικά η διάρκεια ζωής της πολλαπλής εξαγωγής του κινητήρα εσωτερικής καύσης εξαιτίας της θερμικής κόπωσης που υφίσταται, προχώρησαν σε λεπτομερή μοντελοποίηση της διαδικασίας μη μόνιμης μεταφοράς θερμότητας μεταξύ των θερμών ρευμάτων και της πολλαπλής εξαγωγής κατά τη διάρκεια ενός πλήρους κύκλου λειτουργίας. Ξεκίνησαν τη μελέτη με την καθιέρωση του μοντέλου μεταφοράς θερμότητας ασταθούς σύζευξης με τη χρήση της μεθόδου σειριακής σύζευξης των αριθμητικών προσομοιώσεων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (CFD) και ανάλυσης πεπερασμένων στοιχείων (FEA). Στη συνέχεια έγινε αντιληπτή η αμφίδρομη ανάλυση θερμικής σύζευξης μεταξύ ρευστού και δομής. Ως αποτέλεσμα, επιλύθηκε η δυσκολία ότι οι μεταβατικές θερμικές οριακές συνθήκες ήταν αυτές που εφαρμόστηκαν στο στερεό όριο. Επιπλέον, μελετήθηκαν ο συγκεκριμένος τρόπος σύζευξης, η μέθοδος παράδοσης φυσικών ποσοτήτων στη επιφάνεια σύζευξης και το ταίριασμα του πλέγματος της επιφάνειας. Σε αυτή τη βάση, οι διαφορές μεταξύ της μεθόδου ισχυρής σύζευξης και της τμηματικής επεξεργασίας για επίλυση σταθερής θερμικής καταπόνησης αριθμητικής ανάλυσης συγκρίθηκαν και βρέθηκε μια πιο βολική και γρήγορη μέθοδος για την επίλυση της στατικής θερμικής καταπόνησης. Τέλος, με στόχο την ανάλυση θερμικής καταπόνησης σταθερών και ασταθών πεδίων θερμοκρασίας, εκτιμήθηκε η ζωή θερμικής κόπωσης της πολλαπλής εξαγωγής σε εφαρμογή του τύπου Manson-Coffin, δίνοντας μια γενική ποιοτική ανάλυση.

Οι Franzke, Pischinger, Adomeit, Schernus, Scharf και Uhlmann (Franzke, et al., 2016), παρουσίασαν μια νέα προσέγγιση για τη μοντελοποίηση της μεταφοράς θερμότητας στο τοίχωμα μέσα στη θύρα εξαγωγής και στην πολλαπλή, σε μονοδιάστατη (1D) προσομοίωση ανταλλαγής αερίων για να διασφαλιστεί ο ακριβής υπολογισμός της θερμικής ενθαλπίας καυσαερίων. Ένα από τα κύρια χαρακτηριστικά αυτής της προσέγγισης ήταν ο διαχωρισμός της διαδικασίας εξαγωγής σε φάση εκροής (blow-down phase) και φάση εξώθησης (displacement phase). Εκτός από τη διαίρεση σε δύο φάσεις, το σύστημα εξαγωγής χωρίστηκε σε πολλά τμήματα για να ληφθούν υπόψη οι αλλαγές στα χαρακτηριστικά μεταφοράς θερμότητας κατάντι των βαλβίδων εξαγωγής. Κατά κύριο λόγο, η μεταφορά θερμότητας με συναγωγιμότητα περιγράφηκε από

τους χαρακτηριστικούς αριθμούς Nusselt, Reynolds και Prandtl. Ωστόσο, οι επιμέρους συντελεστές συσχέτισης φάσης προήλθαν από τρισδιάστατες έρευνες υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (CFD) της ροής στο σύστημα εξαγωγής σε συνδυασμό με μοντελοποίηση διακυμάνσεων χαμηλού αριθμού Re. Επιπλέον, οι απώλειες θερμότητας στη βαλβίδα και στις επιφάνειες του δακτυλίου έδρασης εξετάστηκαν με μια προσέγγιση εμπειρικού μοντέλου.

Δεδομένου ότι η σύγκριση μεταξύ της μετρούμενης και της προσομοιωμένης θερμοκρασίας καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου χρησίμευσε ως κριτήριο αξιολόγησης, εφαρμόστηκε ένα λεπτομερές μονοδιάστατο (1D) μοντέλο θερμοστοιχείου. Οι εξώθερμες μετα-αντιδράσεις καυσαερίων αντιπροσωπεύτηκαν από έναν μηχανισμό μειωμένης κινητικής αντίδρασης. Οι έρευνες πραγματοποιήθηκαν για τέσσερις βενζινοκινητήρες TC-DI. Η χαμηλή διάχυση των συντελεστών συσχέτισης καθώς και η υψηλή συμφωνία μεταξύ της προσομοιωμένης και της μετρούμενης θερμοκρασίας καυσαερίων επαληθεύουν την ποιότητα του μοντέλου. Συνολικά, η νέα τομεακή προσέγγιση δείχνει σημαντική βελτίωση στον υπολογισμό της ροής θερμότητας του τοιχώματος σε σύγκριση με τις συμβατικές μονοφασικές προσεγγίσεις από τη βιβλιογραφία.

Πρόσφατες εξελίξεις στη ρύθμιση των εκπομπών και τη θερμική διαχείριση κάτω από το κάλυμμα του οχήματος (underhood management) απαιτούν μείωση των εξωτερικών θερμοκρασιών των εξαρτημάτων της εξαγωγής ενώ αυξάνεται η θερμοκρασία των καυσαερίων που εισέρχονται σε έναν εναλλάκτη κατά την ψυχρή εκκίνηση. Ο Chen (Chen, 1993), περιέγραψε ένα μοντέλο, για τον υπολογισμό της μεταβατικής θερμικής συμπεριφοράς των σωλήνων εξαγωγής. Το μοντέλο περιλάμβανε τη μεταφορά της ροής των καυσαερίων και την αξονική και ακτινική αγωγιμότητα στο τοίχωμα του σωλήνα. Το μοντέλο είναι σε θέση να αναλύσει έναν σωλήνα εξαγωγής με δομή πολλαπλών τοιχωμάτων, πολλαπλών στρώσεων. Ο εσωτερικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του σωλήνα τροποποιείται για να ενσωματώσει τα αποτελέσματα των ενώσεων και των γωνιών του σωλήνα και την παλμική φύση των καυσαερίων του αυτοκινήτου. Για ένα διάκενο αέρα, περιλαμβάνονται και τα δύο η αγωγιμότητα και η ακτινοβολία. Το μοντέλο επαληθεύτηκε συγκρίνοντας τα αποτελέσματα της μοντελοποίησης με τις μετρημένες θερμοκρασίες αερίου και σωλήνων ενός συστήματος εξαγωγής με έναν τυπικό 4κύλινδρο κινητήρα κατά την ψυχρή εκκίνηση. Γενικά, επιτεύχθηκε εξαιρετική συμφωνία. Το μοντέλο μπορεί να εφαρμοστεί στο σχεδιασμό μιας πολλαπλής, με κατάλληλο συντελεστή αύξησης F_{aug} . Εφαρμόζοντας το εν λόγω μοντέλο σε μια πολλαπλή και έναν σωλήνα κατεβάσμα-

τος σε σειρά, οι θερμοκρασίες επιφάνειας και αερίου στο σύστημα εξαγωγής μπορούν να προβλεφθούν από μια μέτρηση απόδοσης κινητήρα. Η προβλεπόμενη θερμοκρασία αερίου μπορεί να τροφοδοτηθεί στα μοντέλα μεταβατικού μετατροπέα για μετατροπή απόδοσης υπολογισμού. Αυτό ολοκληρώνει τους δύο σκοπούς αυτού του μοντέλου, τη θερμική διαχείριση και την πρόβλεψη εκπομπών.

Οι Cerdoun, Khalfallah, Beniaiche και Carcasci (Cerdoun, et al., 2019), μελέτησαν τις μεταφορές θερμότητας εντός της βαλβίδας εισαγωγής οι οποίες διαφέρουν από τις βαλβίδες εξαγωγής, λόγω της διαφοράς της οριακής κατάστασης που περιβάλλει κάθε βαλβίδα. Σύγκριναν τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας (HTC) σε διάφορες στροφές κινητήρα και την κατανομή θερμοκρασίας μέσω των βαλβίδων εξαγωγής και των βαλβίδων εισαγωγής. Οι οριακές συνθήκες αξιολογήθηκαν χρησιμοποιώντας τη βασική έννοια της μεταφοράς θερμότητας και της συσχέτισης που σχετίζονται με τον κινητήρα εσωτερικής καύσης. Για να εκτιμηθεί τέλεια η πραγματική επίδραση των βαλβίδων που περιβάλλουν, χρησιμοποιήθηκε μια επαρκής υποδιαίρεση της βαλβίδας όπου ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και η θερμοκρασία αδιαβατικού τοιχώματος (AWT) για κάθε υποδιαίρεση αξιολογήθηκαν κατά τη διάρκεια ενός κύκλου κινητήρα. Μια μέση τιμή αυτών των δύο παραμέτρων υπολογίστηκε και εισήχθη ως οριακή συνθήκη σε ένα μοντέλο μεθόδου πεπερασμένων στοιχείων (FEM). Αυτή η διαδικασία επαναλαμβανόταν για διαφορετικές στροφές κινητήρα, και επομένως, δόθηκε η τάση της πραγματικής οριακής συνθήκης ως προς το συντελεστή μεταφοράς θερμότητας (HTC) και το τη θερμοκρασία αδιαβατικού τοιχώματος (AWT) σε σχέση με τις στροφές κινητήρα. Η σύγκριση ως προς το συντελεστή μεταφοράς θερμότητας (HTC) έδειξε διαφορετική συμπεριφορά στις βαλβίδες κυρίως στις ζώνες έδρας και στελέχους. Το μοντέλο που προκύπτει χρησιμοποιείται για την επισήμανση του χάρτη θερμοκρασίας μιας βαλβίδας εξαγωγής και βαλβίδες εισαγωγής για τις διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας και επομένως, μπορούν να καθοριστούν περιοχές μέγιστου θερμικού φορτίου, οι οποίες βοηθούν τις αυτοκινητοβιομηχανίες να αποφύγουν τις αστοχίες των βαλβίδων.

Σύμφωνα με τους Sadhasivam, Murugan, Vairamuthu, Priyadharshini (Sadhasivam, et al., 2020), η ανάλυση υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (CFD) διευκολύνει την αξιολόγηση και την απομάκρυνση από μέγιστες τιμές ρυθμού και θερμοκρασίας στα τμήματα πολλαπλής εξαγωγής που μπορεί να έχουν ιδιαίτερη σημασία όσον αφορά τη δημιουργία πίεσης και το σχηματισμό εναποθέσεων. Η αξιολόγηση υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (CFD) επιτρέπει την αναμονή

της θερμοκρασίας, του ρυθμού και της κατανομής καταπόνησης μέσα στη πολλαπλή. Οι πολλαπλές εξαγωγές είναι εξαρτήματα κινητήρων ντίζελ που είναι ευαίσθητα σε ρωγμές. Ακόμη και τα προηγμένα υλικά όπως τα σφυρήλατα κράματα επηρεάζονται από εξαιρετικά υπερβολικές θερμοκρασίες λειτουργίας που μπορεί να προκαλέσουν μεγάλες καταπονήσεις και μετατοπίσεις. Η ροή του ρευστού, η θερμοκρασία και η ανάλυση παραμόρφωσης αναλύθηκαν και τα αποτελέσματα παρουσιάστηκαν στην εν λόγω έρευνα με τη μορφή γραφημάτων κατανομής θερμοκρασίας, τάσης και ταχύτητας. Αυτή η μελέτη έδειξε επίσης σε ποια σημεία της πολλαπλής εξαγωγής η πίεση είναι μέγιστη ή που επικρατεί αντίθλιψη και πώς να μειωθούν αυτά τα αποτελέσματα με την εφαρμογή νέων υλικών και την αλλαγή στο σχεδιασμό όπως για παράδειγμα με τη μέθοδο της αντίστροφης μηχανικής (Reverse Engineering).

Οι Sharief, Chandrashekar, Antony, και Samaga (Sharief, et al., 2008), πρότειναν μια τροποποιημένη συσχέτιση μεταφοράς θερμότητας που βασίζεται σε πειράματα που έγιναν σε μηχανοκίνητο κινητήρα ντίζελ με φυσική αναρρόφηση θερμού αέρα στους 150 °C-300 °C περίπου. Εξέτασαν την ταχύτητα του ρεύματος εισαγωγής (intake jet velocity) στη θέση της μέσης ταχύτητας εμβόλου στην παράμετρο Reynolds στην προτεινόμενη εξίσωση συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Η ταχύτητα του ρεύματος εισαγωγής είναι καλύτερα αντιπροσωπευτική της ταχύτητας του αερίου από τη μέση ταχύτητα του εμβόλου, καθώς λαμβάνει υπόψη τη διάμετρο της θύρας εισόδου ενός κινητήρα και τη διάμετρο του εμβόλου. Περαιτέρω, ο προτεινόμενος συσχετισμός μεταφοράς θερμότητας για κινητήρα ανάφλεξης με συμπίεση, επικυρώθηκε με τη διεξαγωγή πειραμάτων σε μονοκύλινδρο τετράχρονο, άμεσης έγχυσης, υδρόψυκτο κινητήρα ντίζελ υπό συνθήκες καύσης σε διαφορετικά φορτία και διαφορετικές ταχύτητες. Η διατυπωμένη νέα συσχέτιση μεταφοράς θερμότητας συγκρίθηκε τελικά με άλλες προηγούμενες συσχετίσεις που προτάθηκαν από άλλους ερευνητές. Η μεταβλητότητα του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για όλες τις συσχετίσεις μεταφοράς θερμότητας είναι ποιοτικά παρόμοιες αλλά υπάρχει μεγάλη ασυμφωνία ποσοτικά. Επιπλέον, η χρήση της ταχύτητας ρεύματος εισαγωγής στη θέση της μέσης ταχύτητας εμβόλου έχει ως αποτέλεσμα τη σημαντική μεταβλητότητα του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας κατά την εισαγωγή και εξαγωγή, έπειτα από σύγκριση με προηγούμενες συνθέσεις. Η μεταφορά θερμότητας αυξάνεται ελαφρώς όσο το φορτίο αυξάνει. Τέλος, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας αυξάνει όσο η ταχύτητα αυξάνει.

Οι Žák, Emrich, Takáts και Macek (Žák, et al., 2016), ανέφεραν συγκεκριμένα χαρακτηριστικά του υπολογισμού μεταφοράς θερμότητας μέσα σε κύλινδρο με βάση τους ευρέως χρησιμοποι-

ούμενους εμπειρικούς τύπους. Παρουσίασαν τη δυνατότητα των εσωτερικών κωδικών σε σύγκριση με τα εμπορικά διαθέσιμα πακέτα λογισμικού. Επεξήγησαν επίσης τις αρχές των μοντέλων χρηστών. Σύμφωνα με τα συμπεράσματά τους, οι συχνά χρησιμοποιούμενοι εμπειρικοί τύποι δεν είναι συνήθως αρκετά ακριβείς και επομένως το επίπεδο ακριβείας και η ικανότητα πρόβλεψης ολόκληρου του μοντέλου κινητήρα δεν επαρκούν. Είναι απαραίτητο να προσαρμόζεται κάθε φορά η κλασική φόρμουλα σε μια μοναδική εφαρμογή προκειμένου να επιτευχθεί η επιθυμητή πορεία του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στον κύλινδρο και κατά συνέπεια ο σωστός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας. Το μοντέλο χρήστη επιτρέπει τη δημιουργία εσωτερικών συσχετισμών μεταφοράς θερμότητας και τη βαθμονόμηση όλων των συντελεστών κατά τη διαδικασία βαθμονόμησης (ανάλυση τριών πιέσεων ή ανάλυση μετρημένης πίεσης κυλίνδρου). Είναι εφικτό να βαθμονομηθεί όχι μόνο η ποσότητα της μεταφερόμενης θερμότητας, αλλά και να συντονιστεί η πορεία του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας ώστε να επιτευχθεί η απαιτούμενη πίεση του κυλίνδρου.

Το παρουσιαζόμενο μοντέλο χρήστη αυξάνει τον αριθμό των χρησιμοποιήσιμων εμπειρικών τύπων, την ικανότητα του μοντέλου μεταφοράς θερμότητας να επιτύχει τις απαιτούμενες τιμές και το επίπεδο ακρίβειας ολόκληρου του μοντέλου της μηχανής εσωτερικής καύσης. Η αναφερόμενη προσέγγιση είναι γενικά απαιτητική, χρονοβόρα και ο αριθμός των παραμέτρων βαθμονόμησης αυξάνεται επίσης. Η δυνατότητα των κωδικών επέκτασης συνίσταται στην επίλυση πολύ συγκεκριμένων προβλημάτων τα οποία δεν επιλύονται με τη χρήση τυπικών εμπορικών προτύπων λογισμικού. Το κύριο πλεονέκτημα του εσωτερικού κώδικα σε συνδυασμό με το εμπορικό λογισμικό έγκειται στην ικανότητα επίλυσης ενός ειδικού προβλήματος και χρήσης όλων των συζευγμένων μοντέλων και ικανότητα κύριου λύτη για βασικά προβλήματα ταυτόχρονα.

Οι Menacer, Khatir, Bouchetara, Larbi και Belhout (Menacer, et al., 2020), παρουσίασαν αποτελέσματα προσομοίωσης χρησιμοποιώντας ένα μοντέλο διπλής ζώνης για τον υπολογισμό της μεταφοράς θερμότητας με θερμική συναγωγικότητα από αέριο στο τοίχωμα του κυλίνδρου, τη μεταφορά θερμότητας με θερμική ακτινοβολία, τη πίεση και τη θερμοκρασία αερίου για κινητήρα χαμηλού, μερικού και πλήρους φορτίου ως λειτουργία γωνίας στροφάλου για μονοκύλινδρο κινητήρα ντίζελ. Δημιούργησαν ένα μοντέλο αριθμητικής προσομοίωσης για να προβλέψει τα κύρια χαρακτηριστικά καύσης και τα προσομοιωμένα αποτελέσματα εγκρίθηκαν μέσω των δεδομένων πειράματος αναφοράς. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης έδειξαν ότι οποιαδή-

ποτε αύξηση στη μάζα του καυσίμου που εγχέεται στον θάλαμο καύσης θα προκαλούσε σημαντική αύξηση στο επίπεδο πίεσης και θερμοκρασίας των αερίων καύσης στον κύλινδρο. Αυτό σημαίνει ότι παρά τη βελτιωμένη απόδοση ισχύος, η υπερβολική κατανάλωση καυσίμου θα είχε αρνητική επίδραση στη θερμική συμπεριφορά και κατά συνέπεια στη διάρκεια ζωής του κινητήρα. Ο βασικός στόχος κάθε ανάπτυξης κινητήρα εσωτερικής καύσης είναι η μείωση της κατανάλωσης καυσίμου διατηρώντας ή βελτιώνοντας την απόδοση ισχύος του κινητήρα.

Οι Chaudhari, Borse, και Patil (Chaudhari, et al., 2017), στη μελέτη που πραγματοποίησαν, η πρόσφατη έρευνα για το σχεδιασμό της πολλαπλής εξαγωγής, η αξιολόγηση της απόδοσής τους με χρήση πειραματικών μεθόδων καθώς και με αριθμητικές μεθόδους (CFD), διάφοροι γεωμετρικοί τύποι πολλαπλής εξαγωγής και ο αντίκτυπός τους στην απόδοση έχουν συλλεχθεί και συζητηθεί. Αναλύθηκαν διάφορες πολλαπλές εξαγωγής με χρήση πειραματικής και αναλυτικής μεθόδου. Στην πειραματική μέθοδο παρατηρήθηκαν: Η αντίθλιψη καυσαερίων, η κατανάλωση καυσίμου, η θερμική απόδοση πέδησης και η χρήση θερμότητας διαφορετικών πολλαπλών εξαγωγής κατά την αλλαγή φορτίου. Στην αναλυτική μέθοδο η κατανομή της ταχύτητας και της πίεσης κατά το μήκος της πολλαπλής εξαγωγής αποκτήθηκε μέσω προσομοίωσης. Τρία διαφορετικά μοντέλα σχεδιάστηκαν και αναλύθηκαν τα αποτελέσματα. Η χρήση διαφορετικών σχημάτων πολλαπλής εξαγωγής βοηθά στην εύκολη ροή των καυσαερίων. Οι ερευνητές κατέληξαν στα εξής συμπεράσματα: Το μοντέλο με τη μεγάλη κάμψη (long bend) διευκολύνει την εύκολη ροή των καυσαερίων και τη χαμηλή αντίθλιψη στην έξοδο της εξαγωγής σε σύγκριση με τα άλλα δύο μοντέλα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η ταχύτητα στην έξοδο του μοντέλου μεγάλης κάμψης (long bend) να είναι μεγαλύτερη και γι' αυτό το λόγο η αντίθλιψη να μειώνεται σημαντικά. Το ποσοστό της απώλειας θερμότητας μειώνεται σημαντικά όταν χρησιμοποιείται το μοντέλο εξαγωγής με μεγάλη κάμψη (long bend) σε σχέση με τα άλλα δύο μοντέλα. Η θερμική απόδοση πέδησης είναι υψηλότερη με το μοντέλο εξάτμισης μακράς κάμψης (long bend) σε σύγκριση με το μοντέλο απότομης κάμψης (sharp bend) ή το μοντέλο μικρής κάμψης (short bend). Επίσης, ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου μειώνεται όταν χρησιμοποιείται το μοντέλο εξαγωγής της μακράς κάμψης (long bend).

Ο Duman (Duman, 2016), στη διατριβή του, η θεωρητική μελέτη είχε ως στόχο τη διερεύνηση της σκοπιμότητας τριών διαφορετικών υπολογιστικών προσεγγίσεων CAE που ονομάζονται: ανάλυση συζευγμένης μεταφοράς θερμότητας (conjugate heat transfer analysis), διαδοχική σύζευξη (sequential coupling) και συν-προσομοίωση (co-simulation). Χρησιμοποιήθηκαν για την προσομοίωση της ροής του ρευστού σε πολλαπλή εξαγωγή και τη συνοδευτική θερμική της

κατανομή. Η πρόβλεψη της θερμότητας μιας πολλαπλής εξαγωγής είναι μια σημαντική ικανότητα ανάλυσης. Το πρόβλημα είναι ιδιαίτερα απαιτητικό λόγω της παλμώδους ροής του ρευστού μέσα στην πολλαπλή εξαγωγής του κινητήρα, η οποία απαιτείται για την εκτέλεση κάθε ανάλυσης σε μεταβατική λειτουργία. Επίσης, ο υπολογιστικός χρόνος θα πρέπει να λαμβάνεται υπόψη κατά τη διεξαγωγή των αναλύσεων, διότι η συγκεκριμένη έρευνα διήρκεσε περίπου 5 μήνες για τη μοντελοποίηση ολόκληρης της περιόδου θερμικής συναλλαγής της πολλαπλής εξαγωγής με τη μέθοδο μεταβατικής συζευγμένης μεταφοράς θερμότητας (transient conjugate heat transfer method).

Για το λόγο αυτό, διερευνήθηκαν άλλες εναλλακτικές μέθοδοι χωρίς συμβιβασμούς στην ακρίβεια. Γίνονται επίσης αντιληπτές οι διαφορετικές χρονικές κλίμακες που επικρατούν τόσο στη μηχανική των ρευστών όσο και μηχανική των στερεών κατά τη μεταφορά θερμότητας. Για την επικύρωση των αποτελεσμάτων της μηχανικής με τη βοήθεια υπολογιστή (CAE), διεξήχθη μια πειραματική μελέτη για τη μέτρηση της θερμοκρασίας του τοιχώματος της πολλαπλής εξαγωγής με κάμερα θερμικής απεικόνισης. Η προβλεπόμενη θερμοκρασία μετάλλου χρησιμοποιήθηκε στη συνέχεια για τη διεξαγωγή των αναλύσεων θερμικής αντοχής ώστε να αξιολογηθεί ο σχεδιασμός της πολλαπλής εξαγωγής κινητήρα ντίζελ.

Σε πολλές πρακτικές καταστάσεις μηχανικής, όπως στους σωλήνες εξαγωγής των κινητήρων εσωτερικής καύσης, η θερμότητα μεταφέρεται υπό συνθήκες παλμικής ροής. Σε αυτές τις συνθήκες, ο μηχανισμός μεταφοράς θερμότητας επηρεάζεται από τις παραμέτρους της παλμικής ροής. Οι Simonetti κλπ (Simonetti, et al., 2018), διερεύνησαν πειραματικά τις μεταφορές θερμότητας για παλμικές τυρβώδεις ροές σε έναν σωλήνα. Σχεδιάστηκε μια συγκεκριμένη πειραματική συσκευή ικανή να αναπαράγει μια παλλόμενη ροή αντιπροσωπευτική των καυσαερίων του κινητήρα. Μια σταθερή τυρβώδης ροή ζεστού αέρα με αριθμό Reynolds που κυμαίνεται από $1,8 \times 10^4$ έως $3,5 \times 10^4$ με βάση τη μέση ταχύτητα του χρόνου, διεγείρεται μέσω ενός παλμικού μηχανισμού και ανταλλάσσει θερμική ενέργεια με έναν χαλύβδινο σωλήνα. Η συχνότητα παλμών κυμαίνεται από 10 έως 95 Hz. Αξιολογήθηκαν οι επιδράσεις της συχνότητας παλμών και του μήκους του σωλήνα στη μεταφορά θερμότητας με συναγωγή. Παρατηρήθηκε ότι ο παλμός της ροής ενισχύει τις μεταφορές θερμότητας με συναγωγή σε σύγκριση με τη σταθερή περίπτωση. Τα αποτελέσματα υπογραμμίζουν ότι, όταν η ροή διεγείρεται με συχνότητα παλμών ίση με μια λειτουργία συντονισμού του συστήματος, εμφανίζεται ένα τοπικό μέγιστο του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας. Αυτή η συμπεριφορά βρέθηκε ότι είναι ανεξάρτητη από το μήκος του σωλήνα. Οι στιγμιαίες μετρήσεις της ταχύτητας και της θερμοκρασίας του αέρα

έδειξαν ότι η αύξηση της αξονικής μεταφοράς ενέργειας λόγω της ταλαντευόμενης συνιστώσας της ταχύτητας είναι η κύρια αιτία της βελτίωσης της μεταφοράς θερμότητας.

Ο Sunitha (Sunitha, 2018), διερεύνησε την απόδοση μεταφοράς θερμότητας μιας κυλινδροκεφαλής με ενσωματωμένη πολλαπλή εξαγωγή σε κινητήρα ντίζελ, μεταβάλλοντας τους ρυθμούς ροής μάζας εισόδου 0,042 kg/s, 0,044 kg/s, 0,046 kg/s και τις ιδιότητες του αέρα σε διαφορετικές θερμοκρασίες 314,5 °C, 345.75 °C, 361.75 °C. Το μοντέλο της κυλινδροκεφαλής με ενσωματωμένη πολλαπλή εξαγωγή σχεδιάστηκε σε πρόγραμμα στον υπολογιστή. Πραγματοποιήθηκε ρευστοδυναμική (CFD) και θερμική ανάλυση στο σχεδιασμό για τον προσδιορισμό των χαρακτηριστικών μεταφοράς θερμότητας. Παρατηρώντας τα αποτελέσματα της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής ανάλυσης (CFD), ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας αυξανόταν καθώς αυξανόταν ο ρυθμός ροής μάζας. Παρατηρώντας τα αποτελέσματα της θερμικής ανάλυσης, η ροή θερμότητας, δηλαδή ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας αυξανόταν όταν αυξανόταν η θερμοκρασία εισόδου του αέρα. Η τιμή της ροής θερμότητας ήταν μεγαλύτερη όταν χρησιμοποιήθηκε χαλκός. Αλλά το κύριο μειονέκτημα του χαλκού ήταν το μεγαλύτερο βάρος του. Οι τιμές της ροής θερμότητας μειώθηκαν κατά περίπου 1,5% για τα κράματα αλουμινίου σε σχέση με τον χαλκό. Είναι προτιμότερο όμως να χρησιμοποιούνται τα κράματα αλουμινίου καθώς το βάρος τους είναι μικρότερο σε σύγκριση με αυτό του χαλκού.

Οι Padmanabha, Amith, και Prasanna (Padmanabha, et al., 2021) μελέτησαν την επίδραση της μεταβολής του σχήματος στα χαρακτηριστικά εισροής και το ρόλο της επικάλυψης μουλλίτη (γνωστό και ως πορσελάνη), στη θερμική σταθερότητα της πολλαπλής εξαγωγής. Η κυκλική και η ημικυκλική διατομή της πολλαπλής εξαγωγής χρησιμοποιήθηκαν στην παρούσα έρευνα. Μία εσωτερική επίστρωση πάχους 1χιλιοστού χρησιμοποιήθηκε στη πολλαπλή εξαγωγής. Η πρόβλεψη των φυσικών συχνότητων και η μεταβολή της τάσης και της παραμόρφωσης με τη συχνότητα παρουσιάστηκαν μέσω τροπικής ανάλυσης και απλής αρμονικής ανάλυσης. Η όλη εργασία πραγματοποιήθηκε με τη βοήθεια της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (CFD) για τη λήψη των επαυξημένων αποτελεσμάτων. Η δημιουργία επικάλυψης μουλλίτη είχε ως αποτέλεσμα τη συνολική μείωση της ροής θερμότητας κατά περίπου 41,06% στην κυκλική πολλαπλή και 34,84% στην ημικυκλική πολλαπλή. Η αξιοσημείωτη μείωση της παραμόρφωσης παρατηρείται επίσης με την εφαρμογή επικάλυψης μουλλίτη. Η Ουσιώδης θερμική σταθερότητα της ημικυκλικής πολλαπλής εξαγωγής είναι το τελικό αποτέλεσμα της παρούσας ερευνητικής μελέτης.

Οι Dara Sai Pradeep, Premkumar κλπ (Dara Sai Pradeep, et al., 2021) πραγματοποίησαν θερμική ανάλυση και ανάλυση συζευγμένης ροής θερμότητας μιας πολλαπλής εξαγωγής ενός πολυκύλινδρου κινητήρα. Το τρισδιάστατο μοντέλο δημιουργήθηκε χρησιμοποιώντας το SolidWorks και η ανάλυση πραγματοποιήθηκε με χρήση του προγράμματος Ansys. Σε αυτή την ανάλυση χρησιμοποιήθηκαν υλικά όπως φαιός χυτοσίδηρος (grey cast iron), νιτρίδιο αλουμινίου, νιτρίδιο πυριτίου και ανοξείδωτος χάλυβας. Τα αποτελέσματα της συνολικής ροής θερμότητας, της ροής θερμότητας σε κάθε συντεταγμένη και της κατανομής θερμοκρασίας συγκρίθηκαν μεταξύ τους. Πιο συγκεκριμένα, στην πολλαπλή εξαγωγή η ελάχιστη θερμοκρασία βρέθηκε ότι είναι η υψηλότερη για το νιτρίδιο του αλουμινίου (737,69 °C) και η χαμηλότερη για τον ανοξείδωτο χάλυβα (457,23 °C). Η μέγιστη ροή θερμότητας για το νιτρίδιο του αργιλίου είναι (804,76 kW/m²) και η μέγιστη ροή θερμότητας για το νιτρίδιο του πυριτίου είναι 616,29 kW/m², η οποία είναι χαμηλότερη από το νιτρίδιο του αργιλίου. Τα αποτελέσματα του ανοξείδωτου χάλυβα και του νιτρίδιου του πυριτίου είναι παρόμοια. Τα συνολικά συμπεράσματα της παραπάνω έρευνας είναι ότι το υλικό, οι μηχανικές ιδιότητες, οι θερμικές ιδιότητες, οι τάσεις που σχετίζονται με τη θερμότητα που δρουν στην πολλαπλή εξαγωγή προβλέπονται με ακρίβεια και συμπεραίνεται ότι το νιτρίδιο του πυριτίου είναι κατάλληλο υλικό για την πολλαπλή εξαγωγή.

Οι Iqbal, Arora και Sanka (Iqbal, et al., 2014) των οποίων η μελέτη τεκμηριώνει τη συσχέτιση μιας θερμικής προσομοίωσης κινητήρα χρησιμοποιώντας τη μεθοδολογία συζευγμένης μεταφοράς θερμότητας (Conjugate Heat Transfer - CHT) με δεδομένα θερμοστοιχείου από έναν κινητήρα που λειτουργεί σε δυναμόμετρο και σε ένα όχημα κίνησης με κυψέλες. Τρεις διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας αντιστοιχίστηκαν με τα δεδομένα προσομοίωσης. Οι θερμοκρασίες που προέκυψαν από την προσομοίωση σε συγκεκριμένα τμήματα, τόσο στην πλευρά εισαγωγής όσο και στην πλευρά της εξαγωγής του κινητήρα συγκρίθηκαν με τις μετρούμενες θερμοκρασίες στην ίδια θέση του κινητήρα που βρίσκεται σε λειτουργία. Οι προσομοιώσεις συζευγμένης μεταφοράς θερμότητας (CHT) καταλήγουν σε λεπτομερή κατανομή θερμοκρασίας στο στερεό του κινητήρα καθώς και στο ψυκτικό υγρό του κινητήρα. Η τρέχουσα μελέτη εκμεταλλεύτηκε αυτό το γεγονός στο έπακρο και βοήθησε στον εντοπισμό των θερμοστοιχείων όπου αναμένονταν οι μέγιστες θερμοκρασίες. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης συσχετίστηκαν πολύ καλά στις τοποθεσίες όπου ελήφθησαν οι μετρήσεις δοκιμής. Αυτό δίνει εμπιστοσύνη στη συνολική χωρική κατανομή των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης. Λαμβάνοντας υπόψη την εγγενή αβεβαιότητα στα δεδομένα της δοκιμής και τις υποθέσεις / απλουστεύσεις που σχετίζονται με την υπολογιστική ανάλυση, τα αποτελέσματα CHT συσχετίστηκαν πολύ

καλά με τα δεδομένα της δοκιμής. Για παράδειγμα, τα αποτελέσματα που αντιστοιχούσαν σε συνθήκες μερικού φορτίου κινητήρα έδειξαν ότι οι τιμές θερμοκρασίας στην πλευρά της εξαγωγής στις γέφυρες εξαγωγής και κοντά στις έδρες εξαγωγής είναι εντός του 5% των δεδομένων δοκιμής. Οι θερμοκρασίες που υπολογίστηκαν σε τοποθεσίες πιο μακριά από τη ζώνη καύσης, όπως κοντά στους οδηγούς εξαγωγής, παρουσίασαν ελαφρώς ασθενέστερη συσχέτιση. Αυτό μπορεί να αποδοθεί στις υποθέσεις που εμπλέκονται στις προσομοιώσεις σε συνδυασμό με τις εγγενείς ανωμαλίες στη ρύθμιση (σετάρισμα) της δοκιμής.

Σύμφωνα με τους Versteeg και Malalasekera (An Introduction to Computational Fluid Dynamics, 2007), κατά την μοντελοποίηση με CFD τα σφάλματα και η αβεβαιότητα είναι αναπόφευκτα. Γι' αυτό τον λόγο είναι αναγκαία η ανάπτυξη μεθόδων για την ποσοτικοποίηση του βαθμού εμπιστοσύνης στα αποτελέσματά της. Οι δυο μέθοδοι που είναι ευρέως αποδεκτές είναι η επαλήθευση (verification) και η επικύρωση (validation). Η επαλήθευση είναι η διαδικασία με την οποία διαπιστώνεται αν η εφαρμογή ενός μοντέλου αναπαριστά με ακρίβεια την εννοιολογική περιγραφή του μοντέλου και της λύσης του, από τον κατασκευαστή του μοντέλου. Έτσι ποσοτικοποιούνται τα σφάλματα. Η επικύρωση είναι η διαδικασία με την οποία διαπιστώνεται ο βαθμός στον οποίο ένα μοντέλο αποτελεί ακριβή αναπαράσταση του πραγματικού κόσμου. Με αυτή τη διαδικασία ποσοτικοποιείται η αβεβαιότητα.

Κατά την επαλήθευση, αφού αγνοηθούν τα σφάλματα του χρήστη και του υπολογιστή, εκτιμάται το σφάλμα στρογγυλοποίησης, η επαναληπτική σύγκλιση και το σφάλμα διακριτοποίησης. Το σφάλμα επαναληπτικής σύγκλισης μπορεί να ποσοτικοποιηθεί διερευνώντας τις επιδράσεις της συστηματικής μεταβολής των κριτηρίων τερματισμού για όλα τα υπόλοιπα, στις ποσότητες-στόχους όπως η πτώση πίεσης, η ταχύτητα σε διάφορες θέσεις κλπ. Οι διαφορές των τιμών μιας ποσότητας σε διάφορα επίπεδα των κριτηρίων τερματισμού παρέχουν ένα ποσοτικό μέτρο της εγγύτητας σε μια πλήρως συγκλίνουσα λύση. Το σφάλμα διακριτοποίησης ποσοτικοποιείται με δυο ή τρεις διαδοχικές πυκνώσεις του πλέγματος. Με αυτόν τον τρόπο επιζητείται η μονότονη μείωση του σφάλματος διακριτοποίησης. Η διαδικασία της επικύρωσης περιλαμβάνει την ποσοτικοποίηση της αβεβαιότητας εισόδου και της αβεβαιότητας του φυσικού μοντέλου. Η αβεβαιότητα εισόδου μπορεί να εκτιμηθεί μέσω πολλαπλών εκτελέσεων του μοντέλου του CFD με διαφορετικού τύπου δεδομένα εισόδου από κατανομές πιθανότητας που βασίζονται στη μέση τιμή τους και στις αναμενόμενες μεταβολές. Η ποσοτική εκτίμηση της αβεβαιότητας της φυσικής μοντελοποίησης γίνεται μέσω της σύγκρισης των αποτελεσμάτων του CFD με πειραματικά αποτελέσματα.

Σύμφωνα με τους Pantil, Wagh και Badgujar (Patil, Wagh, & Badgujar, 2020), μια προσομοίωση καύσης CFD πραγματοποιήθηκε για έναν τετράχρονο μονοκύλινδρο κινητήρα άμεσης έγχυσης (DI). Λόγω της πολυπλοκότητας του προβλήματος, μόνο ένας τομέας 30° ενός μοντέλου μοντελοποιήθηκε σε λογισμικό 3D. Το μοντέλο ορίστηκε με διάφορες ζώνες για τον καθορισμό των οριακών συνθηκών και των επιφανειών σύνδεσης, Το δυναμικό πλέγμα αναπτύχθηκε με προσομοίωση στον κύλινδρο. Τέσσερις περιπτώσεις πλέγματος εξετάστηκαν στη μελέτη ανεξαρτησίας πλέγματος, από την οποία επιλέχτηκε το βέλτιστο πλέγμα που παρείχε καλά αποτελέσματα. Για την επίλυση του προβλήματος χρησιμοποιήθηκαν οι διάφορες μέθοδοι επίλυσης ενός εμπορικού πακέτου CFD. Η επικύρωση των αποτελεσμάτων έγινε με τα καλής ποιότητας αποτελέσματα πλέγματος συγκρίνοντάς τα με πειραματικά δεδομένα που ελήφθησαν. Τα διαγράμματα της πίεσης, της θερμοκρασίας και του όγκου σχεδιάστηκαν σε σχέση με τη γωνία στρόφαλου. Η κατανομή της πίεσης σε διάφορες γωνίες του στρόφαλου οπτικοποιήθηκε για να προκύψει η εικόνα των διεργασιών καύσης εντός κυλίνδρου, κάτι που δεν ήταν πρακτικά δυνατό. Τα διαγράμματα έδειξαν ότι τα αποτελέσματα CFD συμφωνούσαν με τα πειραματικά αποτελέσματα με μέγιστη διαφορά 15%.

Γενικά, αυτή η μελέτη δείχνει ότι η προσομοίωση CFD εντός του κυλίνδρου μιας MEK αποδίδει ακριβή αποτελέσματα που επιτρέπουν τη βελτίωση της γνώσης της καύσης σε κινητήρες ντίζελ άμεσου έγχυσης (DI). Η εργασία αυτή δίνει πληροφορίες για τη διαδικασία προσομοίωσης μέσα στον κύλινδρο του κινητήρα, και πιστοποιεί ότι το CFD έχει γίνει ένα σύγχρονο εργαλείο για τη μελέτη της περίπλοκης διαδικασίας καύσης στους κινητήρες. Αντί της χρήσης υψηλού κόστους πειραματικής εγκατάστασης, αυτή η τεχνική μπορεί να υιοθετηθεί για την ανάλυση καύσης κινητήρων ντίζελ άμεσης έγχυσης (DI) η οποία θα μπορούσε να διαδραματίσει πολύ σημαντικό ρόλο στο σχεδιασμό, την έρευνα και την ανάπτυξη του κινητήρα.

Οι Assi, Ali και Allawee (Assi, et al., 2020) παρουσίασαν μια πειραματική και αριθμητική ανάλυση για να εξεταστεί η θερμική φόρτιση της πολλαπλής εξαγωγής ενός πολυκύλινδρου βενζινοκινητήρα που λειτουργεί υπό συνθήκες σταθερής κατάστασης. Οι τοπικές θερμοκρασίες του τοιχώματος και οι διακυμάνσεις των ροών θερμότητας της επιφάνειας εστιάστηκαν σε όλη την εξωτερική επιφάνεια της πολλαπλής εξαγωγής. Χρησιμοποιήθηκε τρισδιάστατη μοντελοποίηση και προσομοίωση στην αριθμητική ανάλυση χρησιμοποιώντας λογισμικό Solidworks για μοντελοποίηση και λογισμικό ANSYS για προσομοίωση. Η μελέτη αξιολόγησης πραγματοποιήθηκε για να συγκριθούν τα πειραματικά και αριθμητικά CFD, δεδομένα αναλύσεων με-

ταφοράς θερμότητας της ροής αερίου μέσα και έξω από την πολλαπλή εξαγωγή. Στην πειραματική ανάλυση, μετρήθηκαν οι θερμοκρασίες στις επιφάνειες εισόδου και εξόδου της πολλαπλής εξαγωγής. Η αριθμητική ανάλυση παρήγαγε ένα τρισδιάστατο μοντέλο προσομοιωμένο υπό συνθήκες σταθερής κατάστασης. Οι ιδιότητες των καυσαερίων καθορίστηκαν ανάλογα με τη μέση θερμοκρασία στο ANSYS/Fluent έκδοση R19. Οι πειραματικές τιμές των οριακών συνθηκών αποτελούσαν ο ρυθμός ροής μάζας και η θερμοκρασία στην επιφάνεια εισόδου και η στατική πίεση στην επιφάνεια εξόδου τα οποία ορίστηκαν στο ANSYS R19. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι τα αριθμητικά αποτελέσματα παρέχουν μια ικανοποιητική εκτίμηση της ροής ρευστού στο σωλήνα εξαγωγής. Επίσης, οι εξωτερικές τοπικές θερμοκρασίες του τοιχώματος διέφεραν σημαντικά σε όλη την επιφάνεια της πολλαπλής. Οι τοπικές θερμοκρασίες του τοιχώματος αυξάνονταν με την αύξηση των στροφών του κινητήρα και την αύξηση του φορτίου. Η αριθμητική μοντελοποίηση και προσομοίωση χρησιμοποιώντας το λογισμικό ANSYS που παρουσιάζεται στη μελέτη θα μπορούσε να είναι χρήσιμη για τον προσδιορισμό της κατανομής θερμοκρασίας κατά μήκος της πολλαπλής εξαγωγής για οποιονδήποτε βενζινοκινητήρα λόγω της σύγκλισης των αποτελεσμάτων με το πειραματικό μέρος.

Σύμφωνα με τους Kim και Kong (Kim & Kong, 2020) προκειμένου να σχεδιαστεί ένα σύστημα κινητήρα ντίζελ και να προβλεφθεί η απόδοσή του, είναι απαραίτητο να αναλυθεί η ροή αερίου του συστήματος εισαγωγής και εξαγωγής. Η ανάλυση ροής αερίου σε τρισδιάστατη μορφή (3D) απαιτεί έναν σταθμό εργασίας υψηλής ανάλυσης και έναν τεράστιο χρόνο για ανάλυση. Ο υπολογισμός με τη μέθοδο των χαρακτηριστικών (MOC), που είναι ανάλυση ροής αερίου σε μονοδιάστατη μορφή (1D), έχει γρήγορο χρόνο υπολογισμού και μπορεί να αναλυθεί με σταθμό εργασίας χαμηλής ανάλυσης. Ωστόσο, υπάρχει πρόβλημα με κακή ακρίβεια σε ορισμένες περιοχές. Θεωρήθηκε ότι ο λόγος ήταν ότι η μονοδιάστατη μορφή (1D) δεν μπορούσε να εφαρμόσει το σχήμα. Το σφάλμα που εμφανίστηκε στο λυγισμένο σημείο του σωλήνα της πολλαπλής εισαγωγής και εξαγωγής του κινητήρα ντίζελ αναλύθηκε και για να βρεθεί λύση στη χαμηλή ακρίβεια, συγκρίθηκαν τα αποτελέσματα του πειράματος και η ανάλυση 1D. Ο συντελεστής εκτόνωσης υπολογίστηκε χρησιμοποιώντας τον μέσο ρυθμό ροής μάζας και ως αποτέλεσμα της εφαρμογής του, η ακρίβεια βελτιώθηκε για τη μέγιστη αρνητική πίεση κατά 0,56%–1,93% και τη μέγιστη πίεση κατά 3,11%–7,86% μεταξύ των αποτελεσμάτων της πίεσης του σωλήνα εισαγωγής. Η διαφορά στη φάση της πίεσης του σωλήνα εξαγωγής δεν βελτιώθηκε. Θεωρείται ως περιορισμός της 1D ανάλυσης που δεν βελτιώνεται ακόμη και με την εφαρμογή του συντελεστή εκτόνωσης. Πραγματοποιήθηκε ανάλυση ροής αερίου μονοδιάστατης μορφής

(1D) χρησιμοποιώντας τη μέθοδο των χαρακτηριστικών (MOC) για έναν μονοκύλινδρο κινητήρα ντίζελ και τα αποτελέσματα της σύγκρισης του μέσου ρυθμού ροής μάζας και της πίεσης του σωλήνα εισαγωγής και εξαγωγής με τα αποτελέσματα του πειράματος να συνοψίζονται ως εξής:

- Ο μέσος ρυθμός ροής μάζας της ανάλυσης ροής αερίου μονοδιάστατης μορφής (1D) ήταν μεγαλύτερος από αυτόν των αποτελεσμάτων του πειράματος και ο συντελεστής εκτόνωσης υπολογίστηκε χρησιμοποιώντας αυτό.
- Η ανάλυση ροής αερίου 1D πραγματοποιήθηκε με την εφαρμογή του συντελεστή εκτόνωσης και η ακρίβεια των αποτελεσμάτων της πίεσης του σωλήνα εισαγωγής βελτιώθηκε.
- Στο αποτέλεσμα του σωλήνα εξαγωγής της ανάλυσης ροής αερίου μονοδιάστατης μορφής (1D), υπήρχε διαφορά στην πίεση και φάση, και δεν υπήρξε βελτίωση ακόμη και όταν εφαρμόστηκε ο συντελεστής εκτόνωσης.
- Η εφαρμογή του συντελεστή εκτόνωσης δεν είναι θεμελιώδης μέθοδος για τη βελτίωση του σφάλματος της μονοδιάστατης μορφής (1D) ανάλυσης ροής αερίου και το σφάλμα που προέκυψε λόγω του πολύπλοκου σχήματος πρέπει να βελτιωθεί.

Ως αποτέλεσμα του πειράματος και της επαλήθευσης, υπήρχε ένα όριο στην αύξηση της ακρίβειας, ακόμη και κατά την εφαρμογή του συντελεστή εκτόνωσης που προκύπτει με τη χρήση του μέσου ρυθμού ροής μάζας. Αυτό το σφάλμα πιστεύεται ότι οφείλεται στο μειονέκτημα της 1D ανάλυσης ροής αερίου, η οποία δεν μπορεί να υπολογίσει τις σύνθετες γεωμετρίες. Στο μέλλον, αναμένεται ότι αυτό το πρόβλημα μπορεί να λυθεί με την ανάλυση των πολύπλοκων γεωμετριών σε 3D και χρησιμοποιώντας σύζευξη 1D–3D ανάλυσης ροής αερίου.

Σύμφωνα με τη μελέτη των Sirviö, Niemi κλπ (Sirviö, et al., 2018) οι σταθμοί ηλεκτροπαραγωγής που κινούνται με κινητήρα, που λειτουργούν με καύσιμο ντίζελ ή αέριο, θα είναι απαραίτητοι για μέγιστη ισχύ, ώστε να διατηρούνται σταθερά τα δίκτυα ηλεκτρικής ενέργειας όταν αυξάνεται η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές, π.χ. με χρήση αιολικής ή ηλιακής ενέργειας. Η επιλογή των εναλλακτικών, ανανεώσιμων καυσίμων για σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής με κινητήρα και θαλάσσιες εφαρμογές είναι αυτή τη στιγμή αρκετά περιορισμένη. Η ποσότητα των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας όλων των υγρών καυσίμων είναι προς το παρόν μικρότερη από 2%. Τα βιοντίζελ, μεθυλεστέρες λιπαρών οξέων (Fatty Acid Methyl Esters - FAME), έχουν μελετηθεί για μεγάλο χρονικό διάστημα και προφανώς, παρά από τα προβλήματα που μπορεί να έχουν, εξακολουθούν να έχουν μεγάλο ενδιαφέρον. Μια σημαντική

αύξηση στην κατηγορία των εναλλακτικών είναι τα καύσιμα που παράγονται από π.χ. απόβλητα πετρελαίου, δηλαδή ανακυκλωμένα καύσιμα. Δεν είναι ανανεώσιμες, αλλά η ανακύκλωση δυνητικών ενεργειακών πρώτων υλών εξακολουθεί να είναι ένα βήμα μπροστά στην αύξηση των κατάλληλων και πιο βιώσιμων επιλογών.

Για να χρησιμοποιηθούν τα μείγματα σε κινητήρες μεσαίας ταχύτητας για παραγωγή ισχύος, η ακριβής γνώση των φυσικών και χημικών ιδιοτήτων των μιγμάτων καυσίμων είναι πολύ σημαντική για τη βελτιστοποίηση της απόδοσης του κινητήρα. Ο προσδιορισμός του κινηματικού ιξώδους του καυσίμου είναι απαραίτητος για τη δημιουργία κατάλληλου ψεκασμού καυσίμου. Το ιξώδες του ψεκασμού επηρεάζει άμεσα την απόδοση καύσης και την ισχύ του κινητήρα. Κατά συνέπεια, αυτή η μελέτη επικεντρώθηκε στη μέτρηση των καμπυλών κινηματικού ιξώδους για επτά μείγματα καυσίμων, καθώς και στα καθαρά καύσιμα που χρησιμοποιούνται για την ανάμειξη. Το εύρος θερμοκρασίας ήταν 10-90 °C. Τα καύσιμα που χρησιμοποιήθηκαν για την ανάμειξη ήταν μεθυλεστέρας κραμβόσπορου, μεθυλεστέρας με βάση το ζωικό λίπος, φυτικό έλαιο που έχει υπο-στεί επεξεργασία με υδρογονάνθρακες, ελαφρύ μαζούτ και πετρέλαιο εσωτερικής καύσης θαλάσσης που παράγεται από ανακυκλωμένα λιπαντικά έλαια. Με βάση τα αποτελέσματα, μερικά συμπεράσματα είναι τα παρακάτω:

- Για τα μείγματα ναυτιλιακού πετρελαίου εσωτερικής καύσης (Marine Gas Oil - MGO) τα κινηματικά ιξώδη κυμαίνονταν μεταξύ 2,5 mm²/sec - 23 mm²/s σε θερμοκρασίες από 10 °C έως 90 °C.
- Για τα μείγματα που περιέχουν ελαφρύ μαζούτ (Light Fuel Oil - LFO), Μεθυλεστέρες λιπαρών οξέων (Fatty Acid Methyl Esters - FAME) και Υδροεπεξεργασμένο φυτικό έλαιο (Hydrotreated vegetable oil - HVO) τα κινηματικά ιξώδη κυμαίνονταν από 1,3 mm²/sec έως 6,5 mm²/sec σε θερμοκρασίες από 10 °C έως 90 °C.
- Αν και οι μεθυλεστέρες που μελετήθηκαν εδώ παρήχθησαν από διαφορετικές πρώτες ύλες, ζωικό λίπος και κραμβέλαιο, και τα δύο και τα μείγματά τους με το LFO συμπεριφέρθηκαν σχεδόν πανομοιότυπα στις κινηματικές μετρήσεις κινηματικού ιξώδους.
- Το καύσιμο HVO που μελετήθηκε έδειξε αποτελέσματα ιξώδους σχεδόν ίσα με το LFO.
- Όλα τα μείγματα που μελετήθηκαν αποδείχθηκαν εφικτές επιλογές για καύσιμα κινητήρων μεσαίας ταχύτητας και άλλα καύσιμα κινητήρων εσωτερικής καύσης. Το σύστημα ψεκασμού καυσίμου πρέπει να βελτιστοποιηθεί σωστά μόνο για διαφορετικά κινηματικά ιξώδη.

2.2 Αποτίμηση των μέχρι σήμερα ερευνητικών αποτελεσμάτων και στόχοι της παρούσας διερεύνησης

Από την ανάλυση των ερευνητικών προσπαθειών στο θέμα της μετάδοσης θερμότητας και των απωλειών στην πολλαπλή εξαγωγή ενός κινητήρα συνάγονται τα ακόλουθα:

- Το πρόβλημα είναι ιδιαίτερα πολύπλοκο κυρίως λόγω της γεωμετρικής μορφής, των λειτουργικών χαρακτηριστικών του κινητήρα και παρουσιάζει υψηλή αβεβαιότητα.
- Η παλμώδης ροή του καυσαερίου δημιουργεί συνθήκες μη μόνιμης μεταφοράς θερμότητας ακόμη και κατά τη μόνιμη λειτουργία του κινητήρα. Τα περιοδικά θερμικά φαινόμενα είναι υψίσυχνα (short-term response) ακολουθώντας τη συχνότητα του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα.
- Οι θερμικές απώλειες της εξαγωγής επηρεάζουν βασικές λειτουργικές παραμέτρους και υποσυστήματα του κινητήρα. Μεταξύ αυτών τη λειτουργία του υπερπληρωτή, το ποσό της ενέργειας του καυσαερίου που είναι δυνατό να ανακτηθεί, τις τιμές συγκέντρωσης των εκπεμπόμενων ρύπων, την ακεραιότητα δομής της διάταξης εξαγωγής και τελικά την ειδική κατανάλωση καυσίμου που είναι ίσως το σημαντικότερο όλων.
- Η ροή θερμότητας στην εξαγωγή είναι σημαντικό να προσδιορισθεί με απλές συσχετίσεις που θα είναι σε θέση να προβλέπουν μετά από ρύθμιση όσο το δυνατόν μικρότερου αριθμού παραμέτρων τις θερμικές απώλειες στον οχετό εξαγωγής σε ολόκληρο το πεδίο λειτουργίας. Το πρόβλημα αυτό παραμένει παρότι έχουν αναπτυχθεί μέχρι σήμερα μια σειρά συσχετίσεων προκειμένου να απαντηθεί.
- Η χρήση δύο φάσεων (εκροή και εξώθηση καυσαερίου) στη διάρκεια της εξαγωγής φαίνεται από τη μέχρι σήμερα εμπειρία ότι είναι βασικής σημασίας για την θεωρητική προσομοίωση των απωλειών. Δεν έχει αξιοποιηθεί μέχρι σήμερα όπως τουλάχιστον συνάγεται από τα δημοσιευμένα ερευνητικά αποτελέσματα.
- Η χρήση μετρημένων χρονικά μεταβαλλόμενων τιμών θερμοκρασίας τοιχώματος και θερμοροής στο εσωτερικό του οχετού κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας καθώς και της ταχύτητας αέρα στο εξωτερικό της εξαγωγής αναμένεται να βοηθήσουν σημαντικά στην ανάπτυξη ενός αξιόπιστου και εύχρηστου μοντέλου θερμικών απωλειών.
- Μια απλή και αξιόπιστη συσχέτιση για τις απώλειες θερμότητας στην εξαγωγή θα μπορεί να χρησιμεύσει στη γρήγορη εφαρμογή σειράς βελτιώσεων σχεδιαστικών και λειτουργικών εφαρμοζόμενων στον ίδιο κινητήρα (αλλαγή γεωμετρίας, εφαρμογή διαφορετικού υλικού κλπ).

3. Πειραματικά Αποτελέσματα και Μοντελοποίηση του Συστήματος Εξαγωγής

3.1 Γενική προσέγγιση στο θέμα των θερμικών απωλειών του συστήματος εξαγωγής
Όπως ήδη αναφέρθηκε στην εισαγωγή του παρόντος η ερευνητική εργασία περιλαμβάνει την ανάπτυξη θεωρητικού μοντέλου με σκοπό τον προσδιορισμό των απωλειών θερμότητας και την διερεύνηση της μεταβολής του τοπικού συντελεστή μεταφοράς στην εσωτερική επιφάνεια του οχετού εξαγωγής τετράχρονου κινητήρα diesel. Το μοντέλο έχει ως στόχο τη διατύπωση μιας ημιεμπειρικής σχέσης για το συντελεστή μεταφοράς στον οχετό εξαγωγής η οποία θα είναι συνάρτηση λειτουργικών μεταβλητών και γεωμετρικών χαρακτηριστικών του συστήματος εξαγωγής του κινητήρα. Το προτεινόμενο μοντέλο απωλειών στοχεύει να καλύπτει πλήρως το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα και αναφέρεται σε συνθήκες μόνιμης λειτουργίας (σταθερό φορτίο και ταχύτητα περιστροφής). Η επαλήθευση των αποτελεσμάτων του θεωρητικού μοντέλου θα γίνει με βάση μετρήσεις των στιγμιαίων τιμών θερμοκρασίας και θερμοροής στον οχετό εξαγωγής καθώς αυτές μεταβάλλονται στη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα.

Κατά την διάρκεια του δεύτερου εξαμήνου της εργασίας αντιμετωπίστηκε ένα από τα κυριότερα θέματα που θα μπορούσε δυνητικά να προκαλέσει σημαντική καθυστέρηση στην πορεία και την εξέλιξη της εργασίας, συγκεκριμένα αυτό της ακριβούς αποτύπωσης και ανάπτυξης του 3-διάστατου μοντέλου της κεφαλής του κινητήρα. Σημαντικό τμήμα του μοντέλου αποτελούν οι οχετοί (αγωγοί) εισαγωγής και εξαγωγής η ακριβής αποτύπωση των επιφανειών των οποίων παρουσιάζει ιδιαίτερη δυσκολία λόγω της ιδιαίζουσας γεωμετρίας της περιοχής. Έπειτα από μια σειρά προσπαθειών με διαφορετικές μεθόδους επιτεύχθηκε τελικά η δημιουργία ενός αξιόπιστου 3-διάστατου μοντέλου της κεφαλής του κινητήρα το οποίο όπως διαπιστώθηκε μπορεί να καλύψει με την απαιτούμενη ακρίβεια τις ανάγκες επίλυσης του προβλήματος που εξετάζεται στην παρούσα εργασία.

Στην παρούσα περίοδο πραγματοποιήθηκε επίσης η διερεύνηση των οριακών συνθηκών που είναι αναγκαίες για εφαρμογή στις διάφορες επιφάνειες του εξεταζόμενου μοντέλου, εσωτερικές και εξωτερικές σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας. Εξετάστηκαν μεταξύ άλλων οι συνθήκες ροής στο εσωτερικό των αγωγών εισαγωγής και εξαγωγής και οι οριακές συνθήκες που διέπουν τη μόνιμη μετάδοση θερμότητας στις περιοχές αυτές. Για το σκοπό αυτό έγινε χρήση πειραματικών δεδομένων τα οποία ήταν διαθέσιμα μέσω μετρήσεων που έχουν ληφθεί στο παρελθόν από το συγκεκριμένο κινητήρα.

Τα προηγούμενα αναπτύσσονται με περισσότερες λεπτομέρειες στις ακόλουθες παραγράφους.

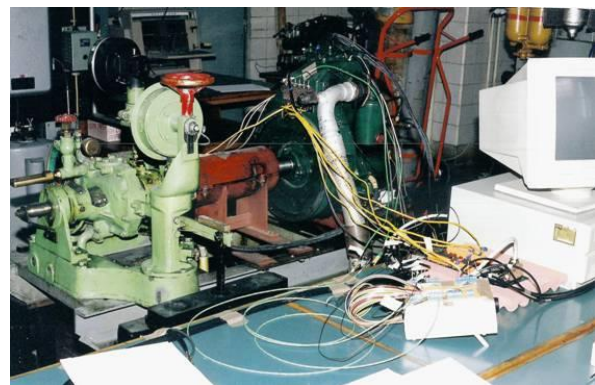
3.2 Πειραματικά δεδομένα για τις θερμικές απώλειες του συστήματος εξαγωγής

Η παρούσα ερευνητική εργασία υποστηρίχθηκε πειραματικά με αποτελέσματα μετρήσεων που πραγματοποιήθηκαν κατά τα προηγούμενα έτη στο Εργαστήριο ΜΕΚ του ΕΜΠ. Πολλά από τα πειραματικά αυτά αποτελέσματα έχουν ήδη παρουσιασθεί στη βιβλιογραφία (Μανγορούλος et al, 2008). Στην παρούσα εργασία δίνεται η δυνατότητα αξιοποίησης του συνόλου των πειραματικών δεδομένων τα οποία αφορούν ειδικά στον οχετό εξαγωγής με τη χρήση τους για τον υπολογισμό των τιμών των παραμέτρων του θεωρητικού μοντέλου και στη συνέχεια την επαλήθευση των αντίστοιχων προβλέψεων που προκύπτουν κατά την εφαρμογή του. Ακολουθεί μια σύντομη παρουσίαση των κυριότερων χαρακτηριστικών της πειραματικής διάταξης:

- Αναπτύχθηκε ειδικά για την διερεύνηση και καταγραφή φαινομένων που αφορούν στη μετάδοση θερμότητας όπως αυτή εμφανίζεται και επιδρά στα διαφορετικά υποσυστήματα ενός εμβολοφόρου κινητήρα. Έμφαση δόθηκε στην καταγραφή των δεδομένων που αφορούν στις μεταβατικές μεταβολές του κινητήρα (Σχήμα 3-1 α,β).
- Τα υψηλής και χαμηλής συχνότητας σήματα έχουν διαχωρισθεί ώστε να καταγράφονται από δύο ανεξάρτητα συστήματα συλλογής δεδομένων (data acquisition systems) ώστε να επιτυγχάνεται η κατάλληλη ακρίβεια και να αποφεύγονται προβλήματα παρεμβολών μεταξύ των σημάτων από αισθητήρια διαφορετικών χαρακτηριστικών. Τα δύο συστήματα καταγραφής έχουν συγχρονισθεί ως προς την έναρξη.



(α)



(β)

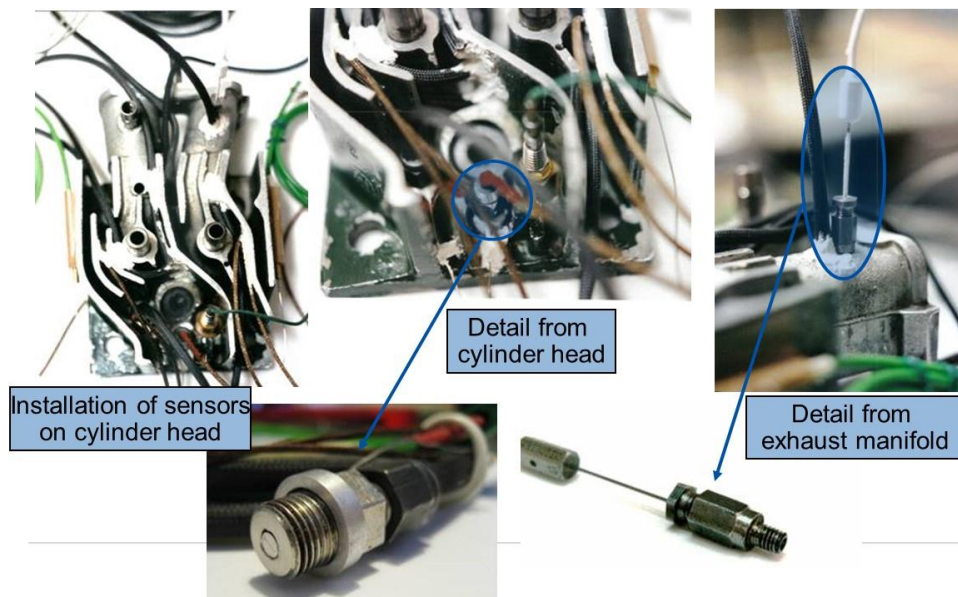
Σχήμα 3-1 (α-β). Άποψη της πειραματικής διάταξης λήψης μετρήσεων για τις μεταβατικές μεταβολές ευρείας και βραχείας χρονικής κλίμακας.

- Κινητήρας: Diesel, μονοκύλινδρος, αερόψυκτος, άμεσου έγχυσης, παραγωγής.
- Κύρια γεωμετρικά χαρακτηριστικά κινητήρα: διάμετρος εμβόλου $D= 85.73\text{mm}$, διάδρομη εμβόλου $s= 82.55\text{ mm}$, βαθμός συμπίεσης $\epsilon=18.0$
- Σύστημα έγχυσης τύπου PLN (Pump-Line-Nozzle)
- Κανονική περιοχή ταχύτητας λειτουργίας: 1000-3000 rpm
- Συνδεδεμένη σε υδραυλική πέδη

Οι μεταβολές βραχείας χρονικής κλίμακας αναφέρονται στην εξέλιξη των θερμικών μεγεθών (θερμοκρασίας, θερμοροής) κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα. Ο τελευταίος βρίσκεται συνήθως σε μακροσκοπικά “μόνιμη” λειτουργία, χωρίς όμως να αποκλείονται και οι περιπτώσεις εξέτασης των μεγεθών κατά τη διάρκεια μεταβατικής λειτουργίας του (μεταβολής φορτίου ή/και στροφών). Είναι κατ’ αυτό τον τρόπο φανερές οι δυσκολίες που προκύπτουν στις μετρήσεις του είδους αυτού αφού, προκειμένου για τις θερμοκρασιακές μεταβολές του τοιχώματος, είναι της τάξης μερικών βαθμών Κελσίου, οι τιμές τάσης των θερμοστοιχείων βρίσκονται στην κλίμακα μV ενώ η αντίστοιχη συχνότητα μεταβολής τους είναι $6\pi/180\text{ k}$ (με $k = 2$ ή 4). Τα προηγούμενα δημιουργούν σημαντικές δυσκολίες κατά τη μέτρηση και την ταχύτητα καταγραφής των σημάτων αυτών με απλά μέσα. Οι πειραματικές διατάξεις μέτρησης του είδους αυτού για εμβολοφόρους κινητήρες έχουν επιτευχθεί, λόγω των παραπάνω δυσκολιών, σε μικρό μόνο αριθμό εργαστηρίων, διεθνώς.

Κατά την παρούσα πειραματική διερεύνηση, αναπτύχθηκαν για πρώτη φορά μια πρωτότυπη μονάδα προενίσχυσης και διαμόρφωσης σήματος των θερμοστοιχείων ταχείας απόκρισης (βραχείας χρονικής κλίμακας) καθώς και κατάλληλοι αισθητήρες μέτρησης της θερμοροής των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης και του οχετού εξαγωγής (κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας-βραχεία κλίμακα απόκρισης). Τέλος για τον έλεγχο και την επεξεργασία των μετρήσεων αναπτύχθηκε ειδικός κώδικας μέτρησης (προσαρμοσμένος στις ανάγκες των εμβολοφόρων κινητήρων). Μια άποψη των αισθητήρων θερμοροής και της τοποθέτησης τους στην κεφαλή και τον οχετό εξαγωγής του κινητήρα δίνεται στο Σχήμα 3-2.

Κατά την πειραματική διαδικασία μετρήθηκαν στον οχετό εξαγωγής κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας, μεταξύ άλλων, η τοπική θερμοροή (W/m^2) στην εσωτερική επιφάνεια του τοιχώματος, η τοπική θερμοκρασία του τοιχώματος ($^{\circ}\text{C}$) καθώς και η μέση τιμή της θερμοκρασίας καυσαερίου ($^{\circ}\text{C}$) στην ίδια θέση.

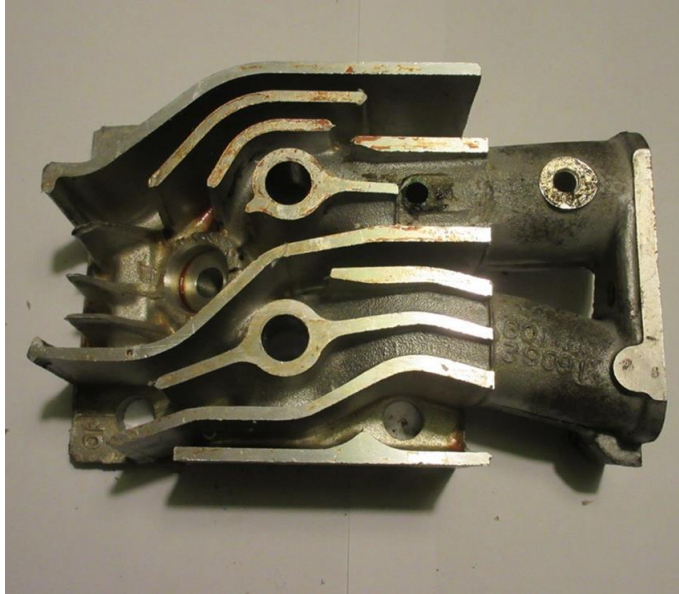


Σχήμα 3-2. Αισθητήρες θερμοροής και πίεσης τοποθετημένοι στην κεφαλή και τον οχετό εξαγωγής του κινητήρα.

3.3 Ανάπτυξη 3-διάστατου στερεού μοντέλου κεφαλής

3.3.1 Περιγραφή της κεφαλής κινητήρα Lister-LV1

Η κεφαλή του εν λόγω κινητήρα παρουσιάζει ιδιαίτερη μορφή λόγω των προδιαγραφών και του σκοπού χρήσης του εν λόγω κινητήρα. Ο κινητήρας (diesel) είναι αερόψυκτος με σημαντικό τμήμα του θερμικού φορτίου που αποβάλλεται κατά τη λειτουργίας του να φορτίζει την κεφαλή. Ταυτόχρονα η τελευταία θα πρέπει να ανταπεξέλθει με επιτυχία τις σημαντικές πιέσεις



(a)



(b)



(c)

Σχήμα 3-3 (a-c). Κατώτερο τμήμα κεφαλής κινητήρα LISTER-LV1. Διακρίνονται οι δίοδοι διέλευσης των οδηγών βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής καθώς και οι αγωγοί εισαγωγής και εξαγωγής.

και θερμοκρασίες στις οποίες υποβάλλεται λόγω της επαφής της κατώτερης επιφάνειας με τα θερμά αέρια του κυλίνδρου του κινητήρα των οποίων η πίεση φθάνει τα 100 bar σε φορτίο λειτουργίας 100%.

Με βάση τις λειτουργικές αυτές απαιτήσεις η κεφαλή του κινητήρα αποτελείται από δύο πλήρως διαχωρισμένα τμήματα τα οποία συνδέονται μεταξύ τους μόνο μέσω των δύο οδηγών βαλβίδων και ενός δευτερεύοντος πείρου οδήγησης τοποθετημένου στην περιοχή του αγωγού εισαγωγής. Το κατώτερο τμήμα της κεφαλής (Σχήμα 3-3) βρίσκεται σε επαφή με τα θερμά αέρια του θαλάμου καύσης στον κύλινδρο του κινητήρα και για το λόγο αυτό είναι το σημαντικότερο από τα δύο. Το τμήμα αυτό είναι υπεύθυνο κατά κύριο λόγο για την απομάκρυνση του θερμικού φορτίου που αναπτύσσεται κατά την λειτουργία του κινητήρα ώστε ο τελευταίος να συνεχίζει απρόσκοπτα και με ασφάλεια τη λειτουργία του σε κάθε σημείο του πεδίου του. Για να ικανοποιήσει τις απαιτήσεις αυτές το κατώτερο τμήμα είναι κατασκευασμένο από κράμα αλουμινίου και φέρει πυκνή σειρά πτερυγίων κοινού ύψους τοποθετημένων σε κατάλληλη απόσταση μεταξύ τους. Κατ' αυτό τον τρόπο μόλις ο κινητήρας τεθεί σε λειτουργία δημιουργούνται οι βέλτιστοι διάδρομοι κυκλοφορίας του αέρα ψύξης του οποίου η ταχύτητα πρέπει να έχει τιμή τέτοια ώστε να επιτελείται με επιτυχία η απομάκρυνση της απαραίτητης θερμικής ισχύος σε κάθε σημείο του πεδίου λειτουργίας του.

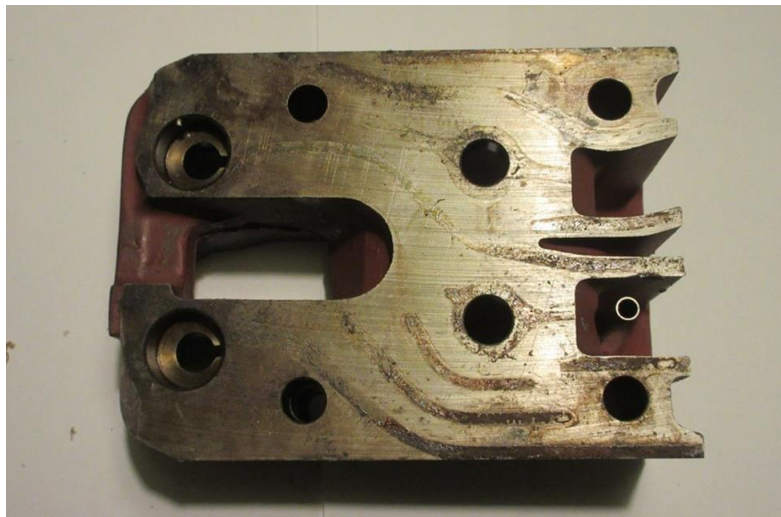
Το ανώτερο τμήμα της κεφαλής του κινητήρα επιδρά μόνο οριακά στην απομάκρυνση της αποβαλλόμενης θερμότητας μέσω της μιας πλευράς του στην οποία και απολήγουν τα πτερύγια του κατώτερου τμήματος (Σχήμα 3-4). Ο σκοπός του ανώτερου τμήματος είναι να προσδώσει στην κατασκευή την αναγκαία στιβαρότητα και μηχανική αντοχή ώστε να αυτή να ανταποκριθεί με επιτυχία στις απαιτήσεις λειτουργίας του κινητήρα (μέγιστη πίεση κυλίνδρου τάξεως 100 bar). Για το σκοπό αυτό άλλωστε η μάζα του ανώτερου τμήματος είναι περίπου διπλάσια από αυτή του κατώτερου και είναι κατασκευασμένη από χυτοσίδηρο γεγονός που της προσδίδει την αναγκαία μηχανική αντοχή.



(a)



(b)



(c)

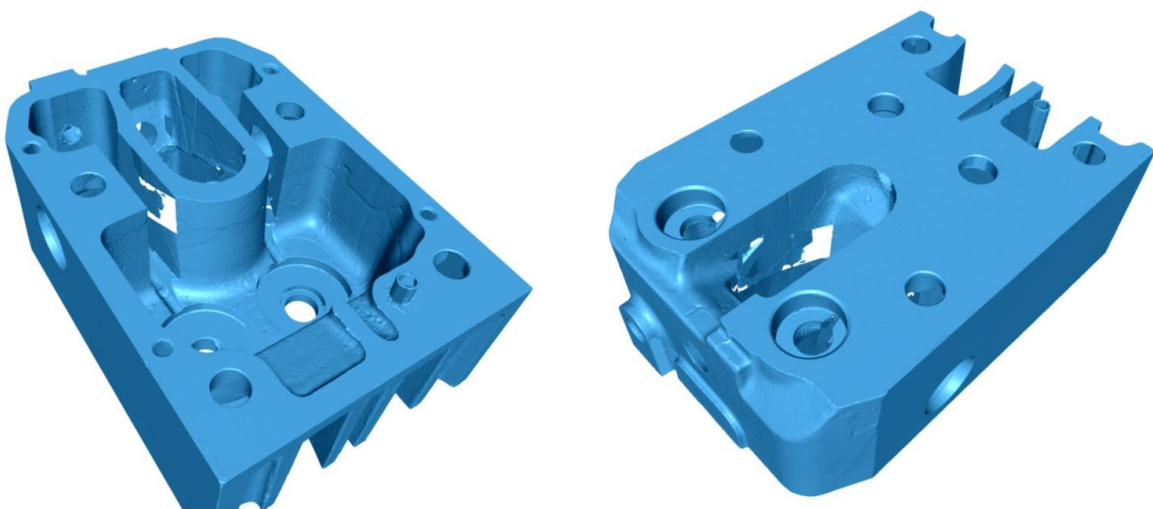
Σχήμα 3-4 (a-c). Ανώτερο τμήμα κεφαλής κινητήρα LISTER-LV1. Διακρίνονται οι δίοδοι διέλευσης των οδηγών βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής καθώς και οι απολήξεις των περυγίων του κατώτερου τμήματος.

3.3.2 Χρήση μεθόδου 3-διαστατης ψηφιακής αποτύπωσης (3d-scanning)

Στην αρχική προσπάθεια τρισδιάστασης απεικόνισης των δύο τμημάτων της κεφαλής του κινητήρα χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος της 3-διάστατης ψηφιακής σάρωσης (3d scanning). Η μέθοδος χρησιμοποιήθηκε επιδιώκοντας την συντόμευση του απαιτούμενου χρόνου για τη δημιουργία του λεπτομερούς 3-διάστατου μοντέλου της κεφαλής.

Η μέθοδος παράγει πρωτογενή αρχεία στερεολιθογραφίας (stl) τα οποία μπορούν δυνητικά στη συνέχεια να μετατραπούν σε πλήρεις 3-διάστατες δομές του στερεού που μας ενδιαφέρει. Τα αρχεία *.stl είναι η λεπτομερής ψηφιακή απεικόνιση της εξωτερικής επιφάνειας του στερεού με ένα σύνολο (νέφος) ανεξάρτητων σημείων. Η μέθοδος προσφέρει με τον τρόπο αυτό ιδιαίτερα λεπτομερή απεικόνιση της επιφάνειας (απεικόνιση τραχύτητας, ανάλυση μm) εξαρτώμενη από τις προδιαγραφές και τη ρύθμιση του σαρωτή, χωρίς όμως να εισάγεται σε αυτά μαθηματικό μοντέλο της επιφάνειας με πλέγμα. Το τελευταίο μπορεί να προέλθει με επεξεργασία που θα γίνει στη συνέχεια βασιζόμενο στο πρωτογενές αποτέλεσμα το οποίο πρέπει φυσικά να είναι άρτιο ώστε να καλύπτεται πλήρως η επιφάνεια του στερεού που σαρώνεται, χωρίς κενά.

Στην προκειμένη περίπτωση το αποτέλεσμα της ψηφιακής σάρωσης του ανώτερου τμήματος της κεφαλής του κινητήρα φαίνεται στο Σχήμα 3-5(α, β). Παρατηρούμε τις ατέλειες που παρουσιάζει το αποτέλεσμα της ψηφιακής σάρωσης, όπου παρά τις επανειλημμένες προσπάθειες δεν έγινε δυνατό να απεικονισθούν σημεία του στερεού τα οποία βρίσκονται σε «στενή» απόσταση παράλληλα με γειτονικές επιφάνειες η οποία και εμποδίζει την πρόσβαση της ακτίνας σάρωσης σε αυτά.

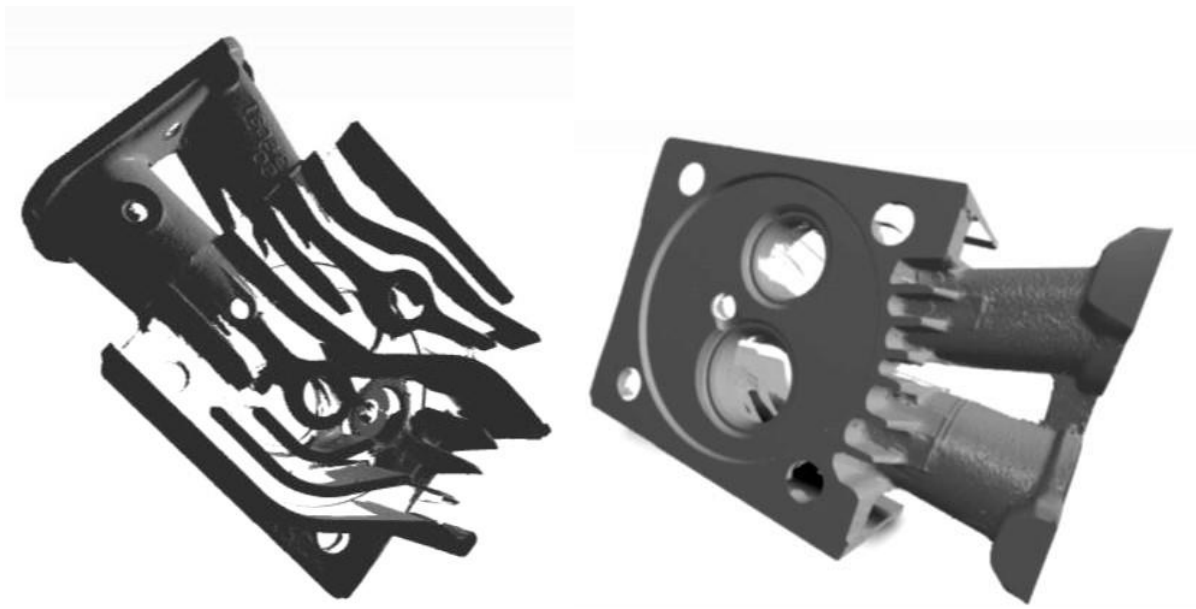


(α)

(β)

Σχήμα 3-5 (α,β). Άνω τμήμα κεφαλής κινητήρα. Διακρίνονται οι δίοδοι διέλευσης των οδηγών βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής

Στο κατώτερο τμήμα της κεφαλής, Σχήμα 3-6 (α,β), το αποτέλεσμα της 3-διάστατης σάρωσης παρουσιάζει ακόμη μεγαλύτερη ατέλεια λόγω των πολλών σειρών παράλληλων επιφανειών των πτερυγίων τοποθετημένων σε μικρή απόσταση μεταξύ τους σε σχέση με το ύψος τους. Σαν αποτέλεσμα οι επιφάνειες αυτές ήταν αδύνατο να σαρωθούν ικανοποιητικά και να απεικονισθούν.



(α)

(β)

Σχήμα 3-6 (α,β). Κάτω τμήμα κεφαλής κινητήρα. Διακρίνεται η ελλειπής ψηφιακή σάρωση της επιφάνειας των πτερυγίων.

Οι ατέλειες που παρουσίασε το αποτέλεσμα της 3-διάστατης σάρωσης επέβαλαν πλέον τη δημιουργία του στερεού μοντέλου με τη χρήση μέσω προγράμματος 3-διάστατης σχεδίασης.

3.3.3 Ρεαλιστική αποτύπωση της εσωτερικής γεωμετρίας των αγωγών (εισαγωγής – εξαγωγής)

Το πρώτο βήμα για την δημιουργία ενός ακριβούς 3-διάστατου μοντέλου της κεφαλής αποτελεί η ακριβής αποτύπωση της εσωτερικής επιφάνειας των αγωγών εισαγωγής και εξαγωγής που είναι ενσωματωμένοι στο κατώτερο τμήμα της κεφαλής. Η σημασία της ακριβούς ψηφιακής απεικόνισης των τμημάτων αυτών προέρχεται από το γεγονός ότι αποτελούν τις επιφάνειες ροής για την είσοδο του αέρα και την έξοδο του καυσαερίου προς και από τον κινητήρα αντίστοιχα. Είναι επομένως σημαντική η όσο το δυνατόν ακριβής αποτύπωση των διαστάσεων αλλά και κάθε λεπτομέρειας της διαμόρφωσης των επιφανειών αυτών προκειμένου να χρησιμοποιηθούν στην συνέχεια στην επίλυση ενός προβλήματος ροής στο πεδίο της οποίας άλλωστε η συμβολή τους αποτελεί τον πλέον καθοριστικό παράγοντα.

Κατά την αποτύπωση της εσωτερικής επιφάνειας των δύο αγωγών (εισαγωγής και εξαγωγής) Σχήμα 3-3, διαπιστώνονται οι ακόλουθες βασικές δυσκολίες:

- Δυσκολία πρόσβασης στα ‘εσωτερικά’ τμήματα. Υπάρχει δυνατότητα μιας σχετικής αποτύπωσης της εσωτερικής επιφάνειας στις «ακραίες» διατομές των αγωγών και σε βάθος μέχρι λίγα mm στο εσωτερικό αυτών.
- Η εσωτερική επιφάνεια των αγωγών είναι τυχαίας μορφής, παρουσιάζει ασυμμετρία ως προς το κεντροβαρικό της άξονα και η καμπύλη της περιφέρειας της έχει διαφορετική γεωμετρία από την αντίστοιχη καμπύλη της εξωτερικής επιφάνειας του αγωγού στην ίδια κατά μήκος συντεταγμένη του.
- Ειδικά στην περιοχή κοντά στις βαλβίδα εισαγωγής η εσωτερική επιφάνεια του αγωγού έχει ελικοειδή μορφή και φέρει διαμόρφωση κατάλληλης γεωμετρικής μορφής που είναι ιδιαίτερα δύσκολο να αποτυπωθεί. Οι επεμβάσεις αυτές είναι απαραίτητες ώστε ο αέρας ο οποίος κατευθύνεται προς τη βαλβίδα εισαγωγής να αποκτήσει κατάλληλου μεγέθους εγκάρσια περιστροφή ή συστροφή (swirl), που είναι απαραίτητη για την εν συνεχεία ταχεία ατμοποίηση και ομοιογενής ανάμειξη του καυσίμου.

Γίνεται κατανοητό ότι τα προηγούμενα προβλήματα οδηγούν είτε σε ελλιπή αποτύπωση της γεωμετρικής επιφάνειας του εσωτερικού των δύο αγωγών είτε απαιτούν χρήση ειδικού εξοπλισμού προκειμένου να επιτευχθεί το επιθυμητό αποτέλεσμα με ακρίβεια.

Τέτοιος εξοπλισμός ειδικός για την περίπτωση κινητήρων είναι οι εργαλειομηχανές τύπου CNC Rottler οι οποίες είναι οι πλέον κατάλληλες για την ψηφιακή μέτρηση και αποτύπωση

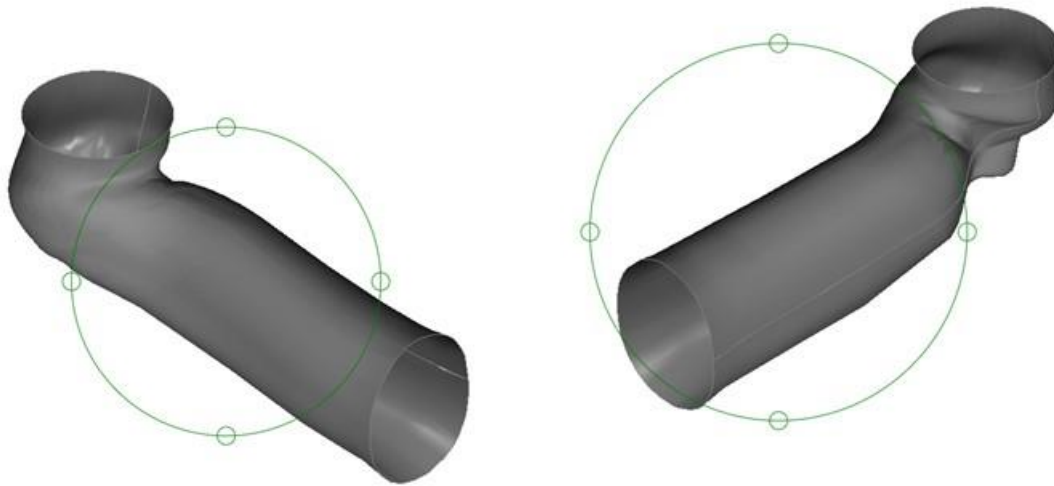
εσωτερικών επιφανειών αλλά και την ανακατασκευή και επισκευή του κυλίνδρου και της κεφαλής κινητήρα περιλαμβανόμενων και των αγωγών εισαγωγής και εξαγωγής. Η ψηφιακή λήψη συντεταγμένων γίνεται σε μια σειρά εγκάρσιων διαδοχικών τομών κατά μήκος του αγωγού, το πλήθος των οποίων καθορίζει ουσιαστικά την τελική ανάλυση της λήψης των συντεταγμένων και επομένως την ακρίβεια της ψηφιακής αποτύπωσης της επιφάνειας η οποία μπορεί να είναι ιδιαίτερα ακριβής. Η λήψη των διακριτών σημείων μετατρέπεται άμεσα σε 3-διάστατη επιφάνεια (step) η οποία μπορεί να χρησιμοποιηθεί στη συνέχεια στην δημιουργία της 3-διάστατης κεφαλής.

Ο εξοπλισμός του παραπάνω τύπου διατίθεται στην Ελλάδα και χρησιμοποιήθηκε ώστε να αποτυπωθούν ψηφιακά οι εσωτερικές επιφάνειες των δύο αγωγών¹. Η αποτύπωση των επιφανειών έγινε με ένα πυκνό πλέγμα σημείων κατά την αξονική γραμμή κάθε αγωγού. Σαν αποτέλεσμα ο συνολικός χρόνος που απαιτήθηκε για τη σάρωση των δύο αγωγών ξεπέρασε τις τέσσερις ώρες.

Στα Σχήμα 3-7 (α,β) και Σχήμα 3-8 (α,β) δίνονται όψεις της εσωτερικής επιφάνειας των αγωγών εισαγωγής και εξαγωγής οι οποίες προήλθαν με τη χρήση της μεθόδου μέτρησης που περιγράφηκε παραπάνω. Διακρίνεται η ακριβής αποτύπωση όλων των λεπτομερειών κάθε επιφάνειας όπως της ελικοειδούς μορφής και της διαμόρφωσης αύξησης συστροφής του εισερχόμενου αέρα στον αγωγό εισαγωγής σε μικρή απόσταση από τη βαλβίδα.

Οι επιφάνειες αυτές χρησιμοποιούνται στη συνέχεια σαν βάση για τη δημιουργία του συνολικού 3-διάστατου στερεού της κεφαλής του κινητήρα στο κατώτερο τμήμα της.

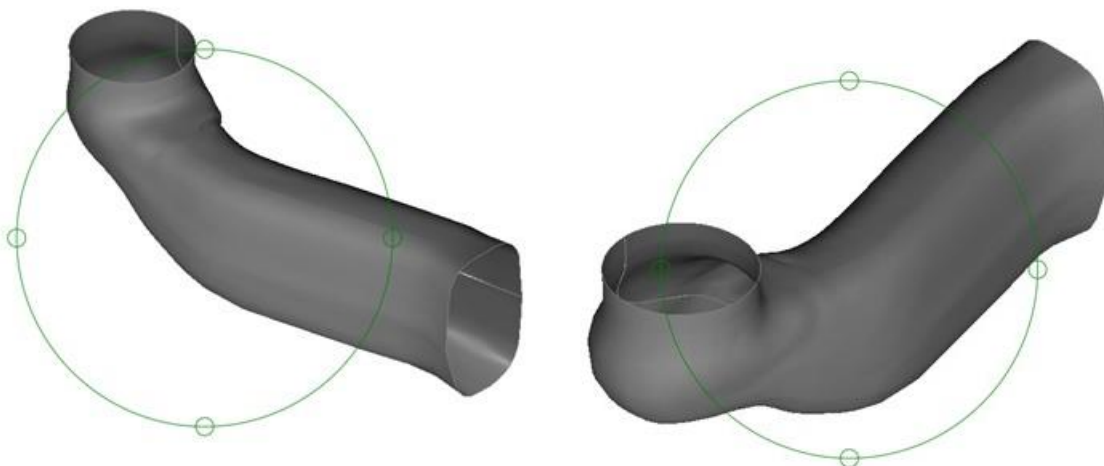
¹ Ο συγγραφέας του παρόντος εκφράζει τις ιδιαίτερες ευχαριστίες του στην εταιρεία AASA Engineering για τη διάθεση του εξοπλισμού και την πραγματοποίηση των μετρήσεων.



(α)

(β)

Σχήμα 3-7 (α,β). Όψεις της εσωτερικής επιφάνειας του αγωγού εισαγωγής προερχόμενες από ψηφιακή απεικόνιση. Διακρίνεται η ελικοειδής διαμόρφωση υποβοήθησης της συστροφής αέρα πριν τη βαλβίδα..



(α)

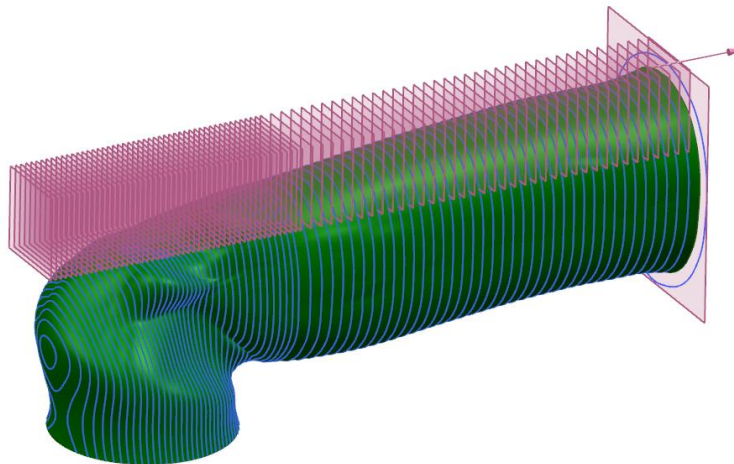
(β)

Σχήμα 3-8 (α,β). Όψεις της εσωτερικής επιφάνειας του αγωγού εξαγωγής προερχόμενες από ψηφιακή απεικόνιση.

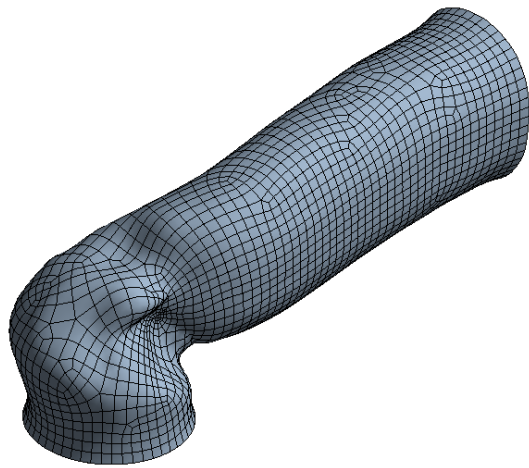
3.3.4 Ολοκλήρωση του πλήρους 3-διάστατου μοντέλου κεφαλής κινητήρα

Τα αποτελέσματα της ψηφιακής απεικόνισης της εσωτερικής επιφάνειας αποτελούν το αρχικό στάδιο δηλαδή τη βάση για τη δημιουργία του πλήρους 3-διάστου στερεού του κατώτερου τμήματος της κεφαλής του κινητήρα. Η διαδικασία πραγματοποιείται σε μια σειρά από φάσεις μέχρι να ολοκληρωθεί το πλήρες μοντέλο του τμήματος.

Αρχικά πραγματοποιείται η δημιουργία του στερεού αγωγού (εισαγωγής, εξαγωγής) από την επιφάνεια μηδενικού πάχους που δημιουργήθηκε στην 3.3.3. Λόγω των ιδιαίτερων γεωμετρικών λεπτομερειών της επιφάνειας μηδενικού πάχους που είχε δημιουργηθεί, η διαδικασία αυτή δεν είναι απλή για κάθε γεωμετρία. Στην περίπτωση του αγωγού εισαγωγής απαιτείται η κατάτμηση της επιφάνειας σε τομείς με ένα σύνολο παράλληλων επιπέδων (Σχήμα 3-9). Κάθε τομέας στη συνέχεια αποκτά το επιθυμητό πάχος (λίγων mm) και τελικά συνδέονται εκ νέου ώστε να προκύψει ο αγωγός εισαγωγής (Σχήμα 3-10 α,β). Με ανάλογο τρόπο πραγματοποιείται και η δημιουργία του αγωγού εξαγωγής (Σχήμα 3-11, α,β). Η ανάπτυξη πλέγματος στα νέα στερεά χρησιμοποιείται ως δοκιμή επαλήθευσης της ακεραιότητας του αποτελέσματος της διαδικασίας.

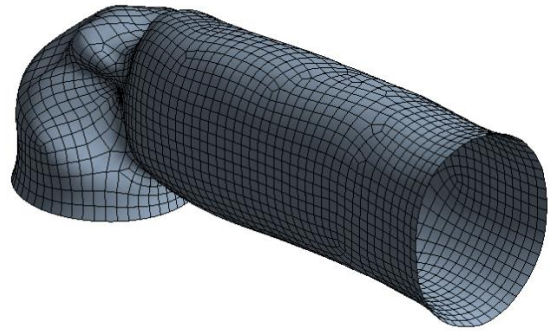


Σχήμα 3-9. Κατάτμηση της εσωτερικής επιφάνειας του αγωγού εισαγωγής.



0.000 0.035 0.070 (m)
0.018 0.053

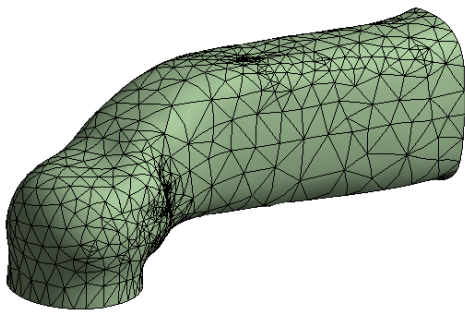
(α)



0.000 0.030 0.060 (m)
0.015 0.045

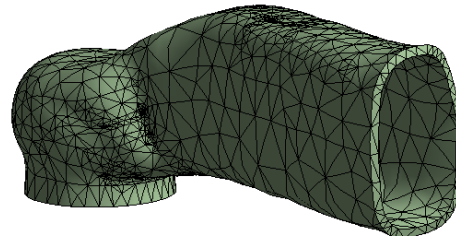
(β)

Σχήμα 3-10.(α,β). Δημιουργία του «στερεού» σώματος του αγωγού εισαγωγής και ανάπτυξη πλέγματος.



0.000 0.045 0.090 (m)
0.022 0.068

(α)

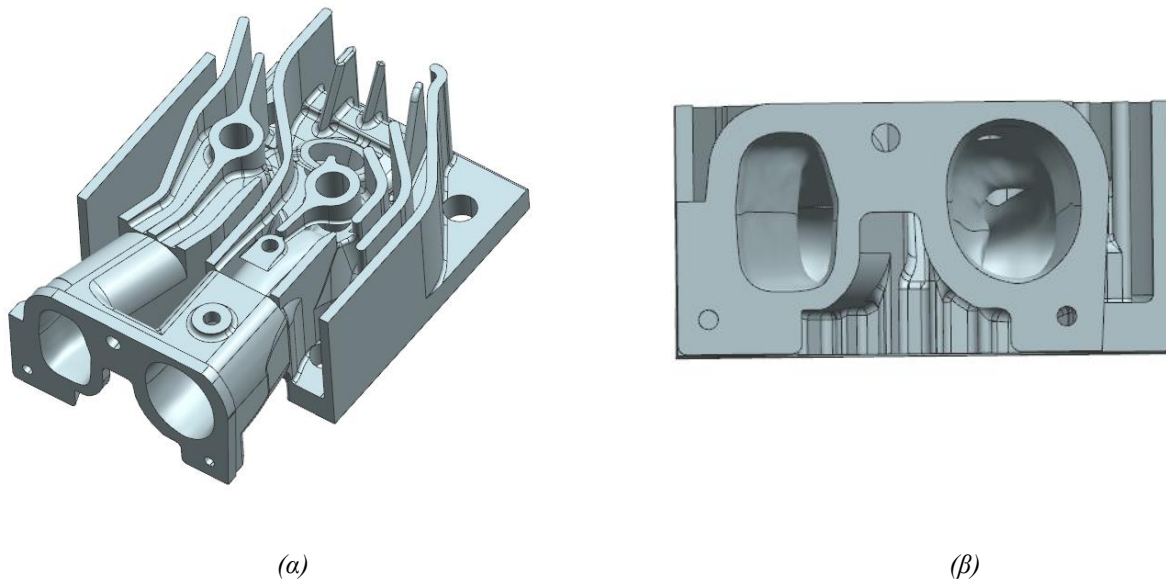


0.000 0.040 0.080 (m)
0.020 0.060

(β)

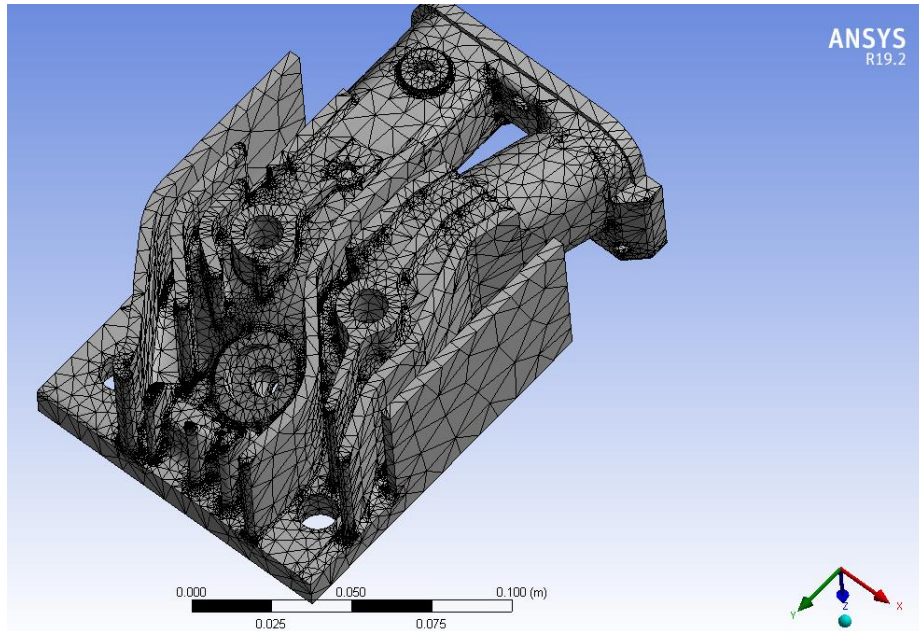
Σχήμα 3-11.(α,β). Δημιουργία του «στερεού» σώματος του αγωγού εξαγωγής και ανάπτυξη πλέγματος.

Με βάση τα στερεά μοντέλα των δύο οχετών εισαγωγής και εξαγωγής, αναπτύσσεται στη συνέχεια το πλήρες μοντέλο του κατώτερου τμήματος της κεφαλής Σχήμα 3-12 (α,β). Λόγω της ιδιαιτερότητας και της σχετικής πολυπλοκότητας της γεωμετρίας κατά τη διαδικασία ανάπτυξης του απαιτήθηκε χρόνος 1 μήνα περίπου, σε συνέχεια της ολοκλήρωσης των αγωγών εισαγωγής και εξαγωγής. Σημειώνεται ότι το μοντέλο αντιστοιχεί με πολύ καλή προσέγγιση στο πραγματικό εξάρτημα του κινητήρα χωρίς να εφαρμοσθεί σε αυτό η όποια απλοποιητική παραδοχή. Το τμήμα αυτό είναι το σημαντικότερο για την μελέτη και εξέλιξη της παρούσας έρευνας.

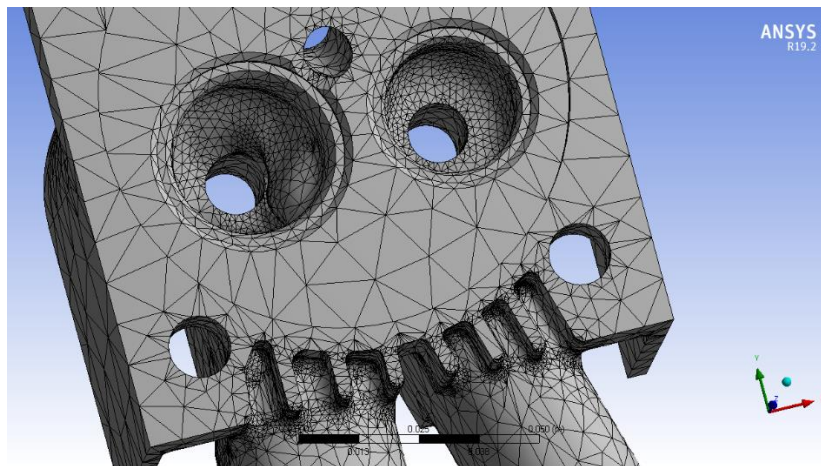


Σχήμα 3-12. (α,β). Όψεις του μοντέλου του κατώτερου τμήματος της κεφαλής κινητήρα.

Η διαδικασία και η ποιότητα του μοντέλου που αναπτύχθηκε ελέγχεται στη συνέχεια με τη δημιουργία πλέγματος πεπερασμένων στοιχείων στον mesher του ANSYS (Σχήμα 3-13, α,β). Διαπιστώθηκε ότι το τριγωνικό πλέγμα σε διαφορετικές αναλύσεις (coarse, fine) αναπτύσσεται χωρίς πρόβλημα και με πολύ καλούς δείκτες ποιότητας. Τέλος πραγματοποιήθηκαν δοκιμές επίλυσης με εικονικές οριακές συνθήκες σε ένα πρόβλημα αντοχής του σώματος, όπου και διαπιστώθηκε η καλή λειτουργία του μοντέλου.



(α)



(β)

Σχήμα 3-13.(α,β). Ανάπτυξη πλέγματος στο κατώτερο τμήμα της κεφαλής κινητήρα.

3.4 Προσδιορισμός οριακών συνθηκών για τη μετάδοση θερμότητας στην περιοχή της κεφαλής

3.4.1 Ροή και μετάδοση θερμότητας στο εσωτερικό των οχετών εισαγωγής – εξαγωγής

Η ροή στον οχετό εξαγωγής είναι εξαιρετικά πολύπλοκη και το πεδίο παρουσιάζει ιδιαιτερότητες που οφείλονται στη φύση της λειτουργίας του εμβολοφόρου κινητήρα. Τα κύρια χαρακτηριστικά της ροής στον οχετό θα πρέπει να ληφθούν υπόψη όσο το δυνατόν πιο λεπτομερικά ώστε να επιτευχθεί μια επιτυχής προσομοίωση των θερμικών απωλειών και του συντελεστή μεταφοράς.

Στην περίπτωση της εσωτερικής επιφάνειας η ροή εμφανίζεται κατά κύματα (παλμούς) ακολουθώντας το χρονισμό ανοίγματος και κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής. Τα κύματα πίεσης και θερμοκρασίας που δημιουργούνται διαδίδονται στον οχετό με ηχητική ταχύτητα μέχρι την έξοδο τους στο περιβάλλον. Στη γενική περίπτωση του πολυκύλινδρου κινητήρα τα κύματα αυτά συχνά συγκρούονται καθώς οι αγωγοί από τους διάφορους κυλίνδρους συνενώνονται σε κοινή έξοδο και ενδέχεται η ροή σε κάποιο από αυτούς να παρεμποδίζεται σε συγκεκριμένη περιοχή της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα με τα κύματα πίεσης να επιστρέφουν προς το κύλινδρο. Στην παρούσα έρευνα λόγω του μονοκύλινδρου κινητήρα αποφεύγονται τα ιδιαίτερα σύνθετα αυτά φαινόμενα.

Προκειμένου να διερευνηθεί η τοπική κατανομή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στην εσωτερική επιφάνεια των αγωγών εισαγωγής και εξαγωγής, πρέπει να ληφθεί υπόψη τόσο η χωρική κατανομή όσο και τη χρονική διακύμανση της στιγμιαίας ροής θερμότητας. Σε αυτή την περίπτωση, η εξίσωση της στιγμιαίας θερμοροής λαμβάνει την ακόλουθη μορφή:

$$q_w(t,F) = h_g(t,F)[\bar{T}_g(t,F) - T_w(t,F)] \quad (1)$$

Στην παραπάνω εξίσωση όλα τα μεγέθη είναι συνάρτηση της θέσης στο εσωτερικό του αγωγού (εκφραζόμενη με την επιφάνεια F) και του χρόνου t . Η μεταβολή στο εσωτερικό των αγωγών είναι περιοδική με χρονική περίοδο μεταβολής το χρόνο ολοκλήρωσης ενός κύκλου του 4-Χ κινητήρα (πχ στις 1000 rpm είναι 120 msec και αναλογικά για κάθε άλλη ταχύτητα περιστροφής).

Στην εξίσωση (1) για όλα τα μεγέθη πλην του συντελεστή μεταφοράς h_g υπάρχουν διαθέσιμες μετρήσεις της χρονικής τους μεταβολής στο εσωτερικό του αγωγού εξαγωγής στην κλίμακα

χρόνου που αναφέρθηκε ήδη και σε ολόκληρο το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα. Συγκεκριμένα

- Μέση θερμοκρασία αερίων: με θερμοστοιχείο ταχείας απόκρισης τοποθετημένο στη θέση μέτρησης. Αποτελέσματα μετρήσεων στο Σχήμα 3-14.
- Στιγμαίαιες τιμές θερμοκρασίας και θερμοροής στην εσωτερική επιφάνεια του τοιχώματος του αγωγού: με θερμοστοιχείο και αισθητήρα θερμοροής υπερ-ταχείας απόκρισης τοποθετημένα στη θέση μέτρησης (Σχήμα 3-15 α,β). Ενδεικτικά αποτελέσματα στο Σχήμα 3-16.

Οι στιγμιαίες τιμές για το συντελεστή ολοκληρώνονται στη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας ώστε να προκύψουν οι αντίστοιχες μέσες τιμές:

$$\overline{h_g}(F) = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} h_g d\varphi \quad (2)$$

Το αποτέλεσμα είναι η γνώση της μέσης τιμής του συντελεστή μεταφοράς στη συγκεκριμένη θέση σαν συνάρτηση του φορτίου και ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα σε ολόκληρο το πεδίο λειτουργίας του. Οι τιμές που θα προκύψουν με τον τρόπο αυτό εφαρμόζονται στην παρούσα διερεύνηση για την επίλυση του προβλήματος προσδιορισμού του θερμικού πεδίου στην κεφαλή του κινητήρα. Τα αποτελέσματα που προκύπτουν συγκρίνονται με τα πειραματικά δεδομένα θερμοκρασίας και θερμοροής από ολόκληρη την κεφαλή του κινητήρα στην οποία υπάρχουν πολυάριθμα σημεία μέτρησης (Σχήμα 3-13).

Στο επόμενο βήμα οι μετρημένες τιμές συντελεστή μεταφοράς συγκρίνονται με αυτές που προκύπτουν από τις σημαντικότερες σχέσεις προσδιορισμού συντελεστή μεταφοράς για την τυρβώδη ροή σε αγωγό ώστε να εκτιμηθεί ο βαθμός απόκλισης (correlation). Οι σημαντικότερες από τις συσχετίσεις αυτές φαίνονται στον ακόλουθο Πίνακα 3-1.

Πίνακας 3-1 Συσχετίσεις για τον προσδιορισμό του συντελεστή μεταφοράς στο εσωτερικό αγωγού

$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$	(Dittus-Boelter)
$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$	(Colburn)
$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14}$	(Seider-Tate)
$Nu = 0.016 Re^{0.875} Pr^{1/3}$	(Gnielinski)

Τα αποτελέσματα αναμένεται να παρουσιάσουν βαθμούς συσχέτισης με μικρή ή μεγαλύτερη απόκλιση από τις μετρημένες τιμές. Η συσχέτιση μεταξύ θεωρητικών και πειραματικών τιμών

θερμοκρασίας και θερμοροής μπορεί να πιστοποιηθεί με επίλυση του θερμικού προβλήματος στο ANSYS τόσο στον αγωγό εξαγωγής αλλά και στη παρούσα περίπτωση θα εφαρμοστούν οι τιμές του συντελεστή μεταφοράς που προκύπτουν από τις θεωρητικές συσχετίσεις του Πίνακα 3-1.

Οι αποκλίσεις που αναμένεται να υπάρχουν μεταξύ των πειραματικών τιμών και των αποτελεσμάτων από την εφαρμογή των βασικών σχέσεων της μεταφοράς θερμότητας οφείλονται στην ιδιομορφία του προφίλ της ροής στον αγωγό εξαγωγής (και εισαγωγής). Η ροή είναι «παλμώδης» με υψηλές ταχύτητες γύρω από τη βαλβίδα εξαγωγής (ξεπερνούν το Mach 1 στην αρχική φάση ανοίγματος της βαλβίδας) και σε συνδυασμό με την καμπυλότητα του αρχικού τμήματος του αγωγού έχει σαν αποτέλεσμα τη σημαντική διαταραχή της ομαλής ανάπτυξης του θερμικού οριακού στρώματος. Επιπρόσθετα παρατηρείται αύξηση της έντασης τύρβης του ρευστού κατά τη ροή του γύρω από τη βαλβίδα. Τα προηγούμενα φαινόμενα αναμένεται να έχουν σαν αποτέλεσμα την σημαντική αύξηση της θερμοροής σε σύγκριση με το αποτέλεσμα που προκύπτει από τον προσδιορισμό της με εφαρμογή των βασικών σχέσεων μεταφοράς θερμότητας.

Μια ικανοποιητική αρχική προσέγγιση για τη μοντελοποίηση του συντελεστή μεταφοράς και των απωλειών είναι ο διαχωρισμός της περιόδου εξαγωγής σε δύο διαφορετικές φάσεις, την εκροή και την εξώθηση (Mavrououlos et al, 2008 και Mavrououlos and Hountalas, 2013). Η μέση ταχύτητα του καυσαερίου στο εσωτερικό του οχετού είναι σημαντικά διαφορετική κατά τη διάρκεια των δύο αυτών φάσεων γεγονός που θα οδηγήσει σε δύο διακριτές εκφράσεις για το συντελεστή μεταφοράς. Αυτές θα πρέπει στη συνέχεια να συνδεθούν στο κοινό τελικό μοντέλο υπολογισμού απωλειών. Η χρονική διάρκεια κάθε φάσης έχει προσδιορισθεί με απλές σχέσεις βασισμένες σε πειραματικά δεδομένα (Mavrououlos and Hountalas, 2013).

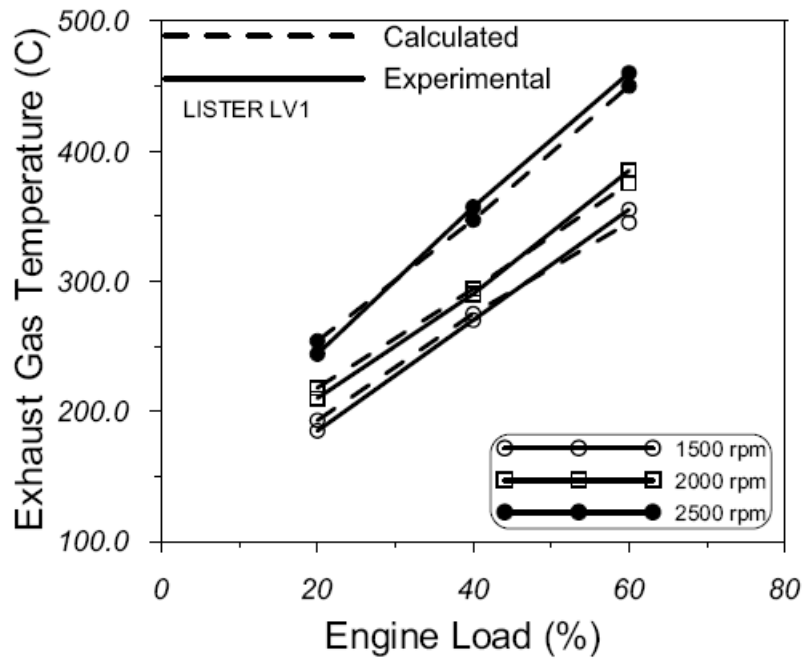
Εκτός από τον παραπάνω διαχωρισμό της περιόδου εξαγωγής σε δύο διαφορετικές φάσεις, υπάρχουν τουλάχιστον δύο ακόμη διαφορετικές προσεγγίσεις για την εκτίμηση του συντελεστή μεταφοράς στον αγωγό εξαγωγής:

- Εκτίμηση του συντελεστή με βάση τις βασικές αρχές και τα φαινόμενα μεταφοράς όπως αυτά εξελίσσονται στον αγωγό εξαγωγής. Η προσέγγιση αυτή αναμένεται να οδηγήσει σε μια έκφραση του συντελεστή μεταφοράς (αριθμός Nu) σαν συνάρτηση των βασικών αδιάστατων αριθμών της ρευστομηχανικής και μεταφοράς θερμότητας (αριθμοί Re, Pr, Gz κλπ

- Εκτίμηση του συντελεστή μεταφοράς με βάση λειτουργικές μεταβλητές και γεωμετρικές παραμέτρους του κινητήρα. Τέτοιες μεταβλητές είναι η παροχή μάζας, η καμπυλότητα του αγωγού στην περιοχή της βαλβίδας, η «ενεργή» ταχύτητα της παλμώδους ροής κ.α.

Η σχέση που θα προκύψει με έναν από τους παραπάνω τρόπους, θα πρέπει να εφαρμοσθεί στη συνέχεια στην ίδια διάταξη της κεφαλής ώστε να διαπιστωθεί ο βαθμός συσχέτισης της με τα πειραματικά αποτελέσματα. Η διερεύνηση αυτή θα πραγματοποιηθεί στην τελική φάση της διερεύνησης.

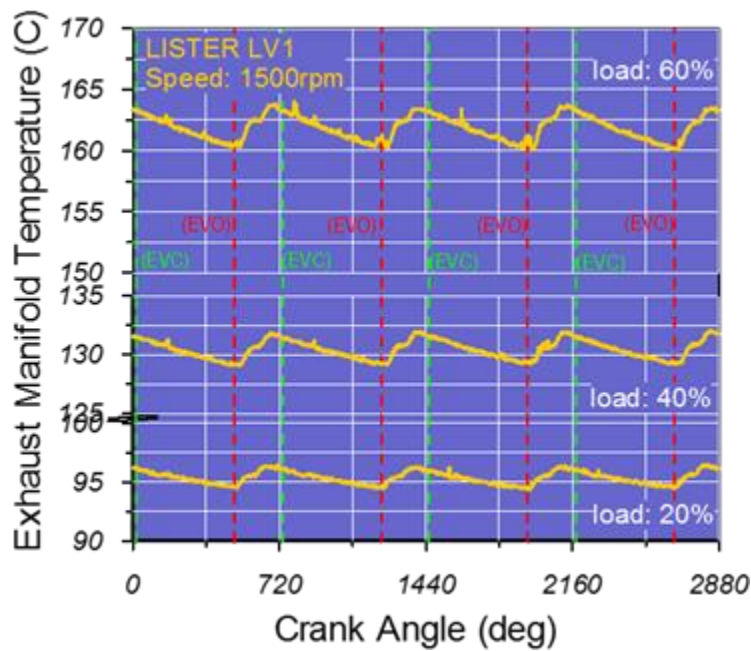
Τέλος, εφόσον υπάρχει επαρκής χρόνος θα διερευνηθεί και η ροή του ρευστού στο εσωτερικό του αγωγού εξαγωγής όπου και θα εφαρμοσθούν οι τιμές του συντελεστή μεταφοράς του νέου μοντέλου. Με τον τρόπο αυτό θα προκύψει ένα μοντέλο διασυνδεδεμένο και στην πλευρά του ρευστού (Conjugate Heat Transfer, CHT) το οποίο θα επιτρέπει τη θερμική συναλλαγή μεταξύ στερεού και της ροής του ρευστού στο εσωτερικό του οχετού εξαγωγής.



Σχήμα 3-14. Μετρημένες τιμές για τη μέση θερμοκρασία αερίων σε συγκεκριμένη θέση του αγωγού εξαγωγής σε συνάρτηση με το φορτίο και την ταχύτητα λειτουργίας.



Σχήμα 3-15. Αισθητήρες θερμοκρασίας και θερμοροής τοποθετημένοι στην επιφάνεια του αγωγού εξαγωγής.



Σχήμα 3-16. Αντιπροσωπευτικές μετρήσεις από τη διακύμανση της θερμοκρασίας στην εσωτερική επιφάνεια του οχετού εξαγωγής κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας.

Στο Πίνακα 3-2 δίνονται βασικά λειτουργικά δεδομένα που καλύπτουν όλο το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα ενώ στο Πίνακα 3-3 δίνονται αποτελέσματα του υπολογισμού βασικών παραμέτρων για τον προσδιορισμό του συντελεστή μεταφοράς στον αγωγό εξαγωγής.

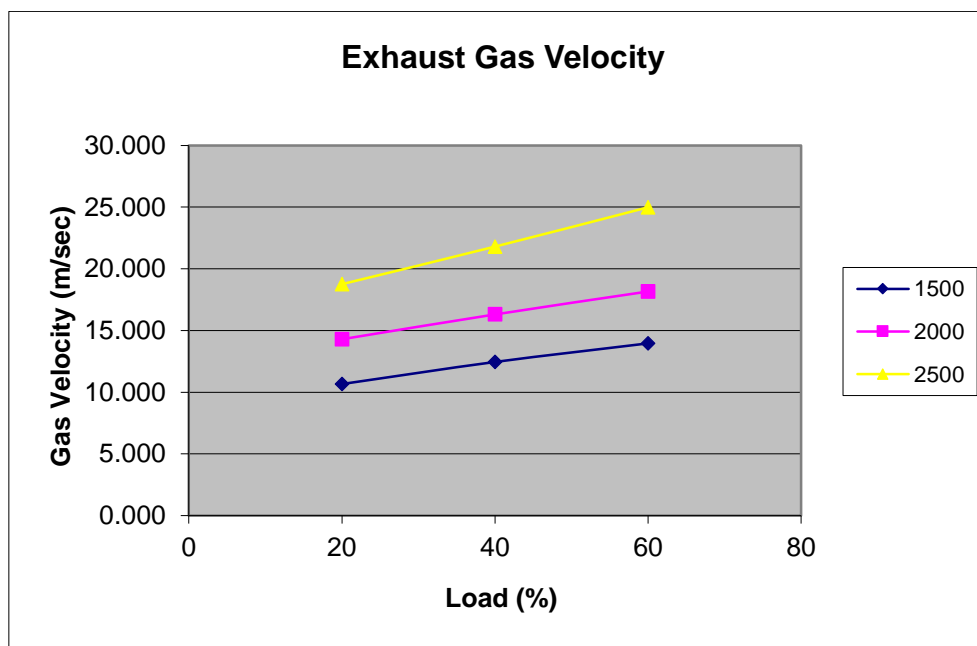
Πίνακας 3-2 Δεδομένα από το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα

Engine Speed (rpm)	Engine Load (%)	Static Inj. Timing (deg ATDC)	Dynamic Inj. Timing (deg ATDC)	Fuel Consump. (gr/sec cyl)	Intake Air Flow ($\times 10^3$ m ³ /sec)	Mean Intake Air Temper. (C)	Mean Exhaust Gas Temper. (C)	Cooling Air Outlet Temper. (C)	Oil Temper. (C)	bsfc (gr/kWh)	Mean Effective Press. (bar)	Max. Cylinder Press. (bar)
1500	20	-28	-18	0.082	5.20	26	193.0	84.8	50.7	401.3	1.24	57.70
	40	-28	-18	0.118	5.15	27	275.0	106.6	66.0	288.1	2.47	61.48
	60	-28	-18	0.159	5.10	28	345.0	107.8	78.9	259.3	3.71	67.87
2000	20	-28	-16	0.120	6.62	27	218.0	79.0	85.4	441.0	1.24	57.08
	40	-28	-16	0.158	6.53	28	294.0	87.8	87.2	290.6	2.47	59.96
	60	-28	-16	0.211	6.34	29	375.0	95.7	90.3	258.0	3.71	66.84
2500	20	-28	-14	0.146	8.13	28	254.0	75.6	94.5	427.3	1.24	55.18
	40	-28	-14	0.207	8.00	29	347.0	83.0	97.1	303.4	2.47	56.20
	60	-28	-14	0.289	7.81	30	450.0	98.0	102.7	282.9	3.71	63.86

Πίνακας 3-3 Αποτελέσματα υπολογισμού βασικών παραμέτρων για τον προσδιορισμό του συντελεστή μεταφοράς στον αγωγό εξαγωγής

Intake air density (kg/m ³)	Intake Air Mass Flow Rate (g/sec)	Exh. Gas Mass Flow Rate (g/sec)	Exh. Gas density (kg/m ³)	Exh. Gas velocity (m/sec)	kinematic viscosity intake pipe ν (m ² /sec)	Amean_inlet (m) (height: 0.04m, width: 0.02m)	Intake Air Velocity (m/sec)	Reynolds No. intake pipe Re (-)
1.164	6.055	6.137	0.822	10.666	1.56E-05	0.0008	6.50	13324.8
1.161	5.977	6.094	0.699	12.455	1.57E-05	0.0008	6.44	13121.0
1.157	5.899	6.058	0.620	13.962	1.58E-05	0.0008	6.38	12911.4
1.161	7.683	7.803	0.780	14.288	1.57E-05	0.0008	8.28	16866.2
1.157	7.553	7.711	0.676	16.306	1.58E-05	0.0008	8.16	16531.6
1.153	7.309	7.520	0.591	18.172	1.59E-05	0.0008	7.93	15959.7
1.157	9.404	9.549	0.727	18.768	1.58E-05	0.0008	10.16	20582.3
1.153	9.223	9.429	0.618	21.802	1.59E-05	0.0008	10.00	20138.5
1.149	8.974	9.263	0.530	24.975	1.60E-05	0.0008	9.76	19549.4

Στο Σχήμα 3-17, δίνονται τα αποτελέσματα για την μεταβολή της μέσης ταχύτητας καυσαερίου στον αγωγό εξαγωγής σε συνάρτηση με το φορτίο και τις στροφές στο πεδίο λειτουργίας του κινητήρα.



Σχήμα 3-17. Μέση τιμή ταχύτητας καυσαερίου στον αγωγό εξαγωγής σε συνάρτηση με το φορτίο και την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.

3.4.2 Αέρας ψύξης στην εξωτερική επιφάνεια των πτερυγίων της κεφαλής

Ο υπό διερεύνηση κινητήρας είναι αερόψυκτος. Τα πτερύγια της εξωτερικής επιφάνειας του καλύμματος του κυλίνδρου σχηματίζουν ένα σύνολο από παράλληλα κλειστά “κανάλια” ψύξης με τη βοήθεια και του εξωτερικού καλύμματος του κινητήρα (cowling). Για την εκτίμηση του συντελεστή μεταφοράς μεταξύ του αέρα και των μεταλλικών επιφανειών της περιοχής αυτής

χρησιμοποιούνται κατάλληλες εξισώσεις για τον αριθμό Nusselt, σε συνάρτηση και με το είδος της ροής (στρωτή, τυρβώδης). Επιπλέον Η ταχύτητα και η θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο του από την κεφαλή του κινητήρα έχει μετρηθεί κατά την πειραματική διερεύνηση με τη χρήση σωλήνα Prandtl και μανομέτρου γεγονός που επιτρέπει μια ασφαλή εκτίμηση και επαλήθευση του συντελεστή μεταφοράς στις εξωτερικές επιφάνειες των πτερυγίων.

3.4.3 Θερμά αέρια σε επαφή με την επιφάνεια του θαλάμου καύσης

Η διατύπωση των οριακών συνθηκών στις επιφάνειες της κεφαλής που βρίσκονται στην πλευρά των αερίων του θαλάμου καύσης (σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας) θα γίνει στη βάση ενός μοντέλλου προσομοίωσης του ανοικτού κύκλου λειτουργίας, που υπάρχει ήδη. Η εφαρμογή του μοντέλλου αυτού με τη χρήση της σχέσης μεταφοράς θερμότητας του Annand, έχει σαν αποτέλεσμα τον υπολογισμό των στιγμιαίων τιμών του συντελεστή μεταφοράς h_g και της αντίστοιχης θερμοκρασίας T_g στην πλευρά των αερίων του θαλάμου καύσης στη διάρκεια ενός πλήρους κύκλου λειτουργίας. Από τις μεταβολές αυτές των στιγμιαίων τιμών των h_g και T_g συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, μπορούν στη συνέχεια να υπολογιστούν με ολοκλήρωση οι μέσες χρονικές τους τιμές για ένα 4-X κινητήρα. Λεπτομέρειες δίνονται στην (Μαντροπούλος, et al., 2008).

4. Επίλυση του Θερμικού Πεδίου στην Κεφαλή του Κινητήρα Diesel

4.1 Η μέθοδος των Πεπερασμένων Στοιχείων στην επίλυση του Θερμικού Πεδίου

Κατά την παρούσα φάση της διερεύνησης, η επίλυση του θερμικού πεδίου που αναπτύσσεται στην κεφαλή του κινητήρα κατά τη διάρκεια λειτουργίας του γίνεται με τη χρήση της μεθόδου Πεπερασμένων Στοιχείων (FEA). Η μέθοδος επιλέχθηκε ως η πλέον καταλληλότερη για την επίλυση του θερμικού πεδίου με την εφαρμογή των οριακών συνθηκών που παρουσιάστηκαν στο Κεφ. 3.

Όπως αναφέρθηκε και στην παράγραφο 3.3.4 όπου παρουσιάστηκε η ανάπτυξη του στερεού μοντέλου της κεφαλής του κινητήρα, η ποιότητα του μοντέλου που αναπτύχθηκε ελέγχθηκε με τη δημιουργία πλέγματος πεπερασμένων στοιχείων στον mesher του ANSYS. Διαπιστώθηκε ότι το τριγωνικό πλέγμα σε διαφορετικές αναλύσεις (coarse, fine) αναπτύσσεται χωρίς πρόβλημα και με πολύ καλούς δείκτες ποιότητας. Τέλος πραγματοποιήθηκαν δοκιμές επίλυσης με εικονικές οριακές συνθήκες σε ένα πρόβλημα αντοχής του σώματος, όπου και διαπιστώθηκε η καλή λειτουργία του μοντέλου.

Στη συνέχεια το παραμετροποιημένο στερεό εισάγεται στο λογισμικό προσομοίωσης ANSYS ώστε να επιλυθεί με χρήση FEA το θερμικό πεδίο. Οι οριακές συνθήκες που εφαρμόζονται σε κάθε επιφάνεια προέρχονται από τις συσχετίσεις παρουσιάστηκαν στο Κεφ. 3. Ειδικά η εφαρμογή θα καλύψει όλο το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα. Μετά την αρχική σύγκριση πειραματικών μετρήσεων και των αποτελεσμάτων του λογισμικού θα γίνουν οι απαραίτητες αναπροσαρμογές και η τελική παραμετροποίηση του νέου μοντέλου.

4.2 Ανάπτυξη του πλέγματος των Πεπερασμένων Στοιχείων και Εφαρμογή των Οριακών Συνθηκών

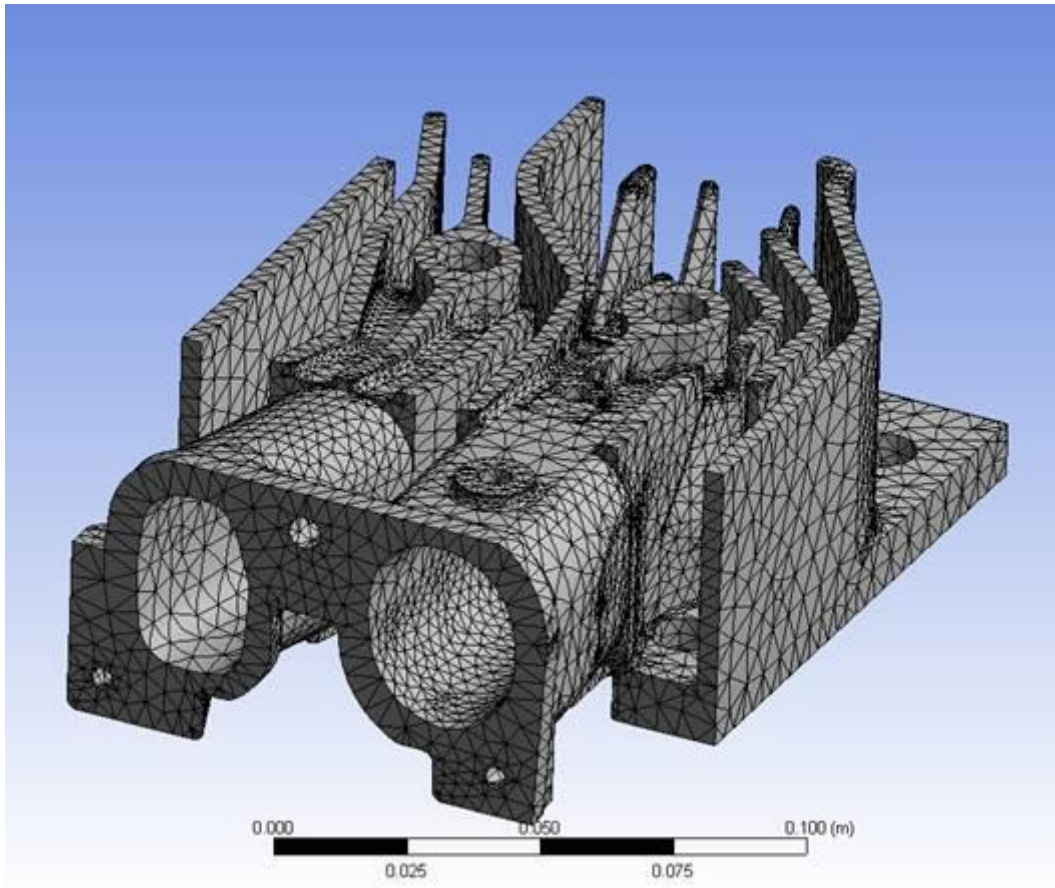
Κατά την ανάπτυξη του πλέγματος των Πεπερασμένων Στοιχείων χρησιμοποιήθηκαν τετραεδρικά στοιχεία (τεσσάρων κόμβων). Το πλέγμα που δημιουργήθηκε ελέγχθηκε ως προς την ποιότητα με επιτυχία. Για την διακρίβωση της ανεξαρτησίας της λύσης πραγματοποιήθηκε επίλυση με τρεις διαφορετικές αναλύσεις πλέγματος (αραιό-coarse, μέσο-medium και λεπτό-fine) με ελάχιστη διαφορά της τελικής λύσης μεταξύ τους. Για την τελική επίλυση χρησιμοποιήθηκε το πλέγμα μέσης ανάλυσης το οποίο αποτελείτο από 173354 κόμβους και 105270 πεπερασμένα στοιχεία.

Οι οριακές συνθήκες που εφαρμόζονται είναι συνθήκες συναγωγής σε όλες τις επιφάνειες πλην της άνω οριζόντιας επιφάνειας στην οποία εφαρμόζεται οριακή συνθήκη επαφής με το άνω τμήμα της κεφαλής. Συνολικά εφαρμόζονται 9 διαφορετικές οριακές συνθήκες συναγωγής οι οποίες ανήκουν σε μια από τις κατηγορίες που αναφέρθηκαν στην παράγραφο 3.4. Για την εφαρμογή των συνθηκών η συνολική επιφάνεια της κεφαλής διαιρέθηκε σε 552 τμήματα ώστε και πραγματοποιήθηκε χωριστή εφαρμογή της ανάλογης συνθήκης σε καθένα από αυτά. Με τον τρόπο αυτό υπάρχει η δυνατότητα της τροποποίησης της εφαρμοζόμενης οριακής συνθήκης σε τοπικό επίπεδο εάν κάτι τέτοιο απαιτηθεί από τα αποτελέσματα που προκύπτουν κατά τη διάρκεια των προκαταρκτικών αποτελεσμάτων στη δοκιμαστική περίοδο εφαρμογής του μοντέλου.

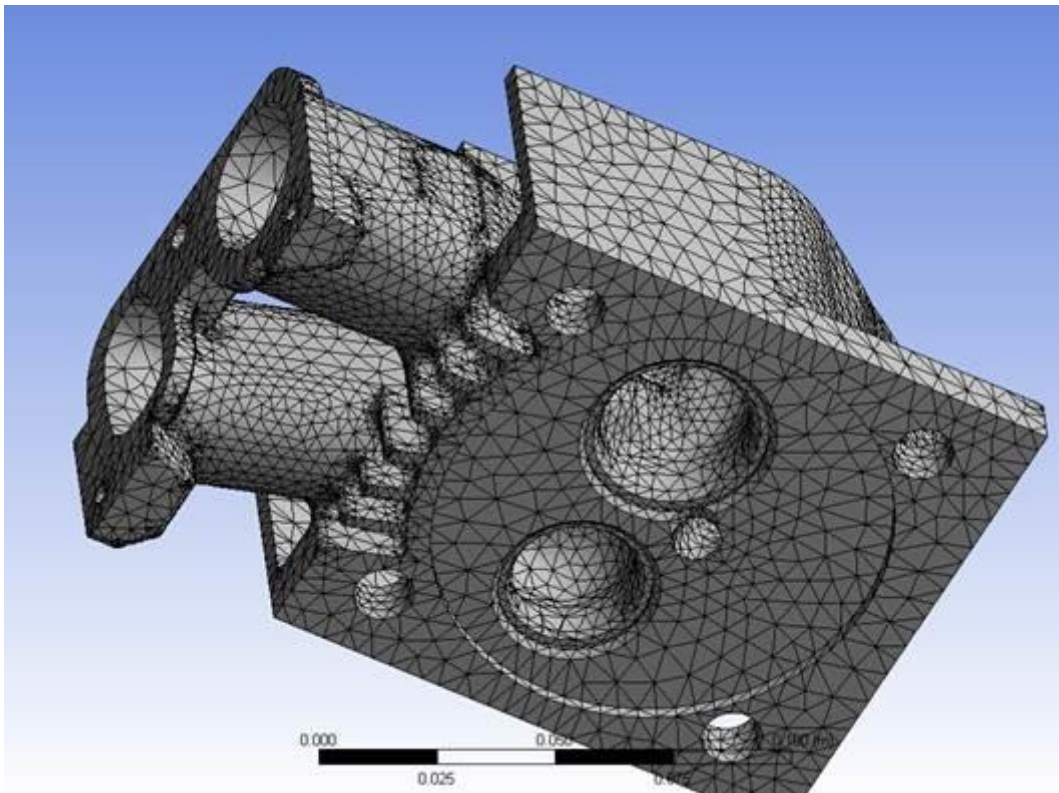
4.3 Αποτελέσματα για το Θερμικό πεδίο στη Μόνιμη Κατάσταση Λειτουργίας του Κινητήρα

Η δοκιμαστική περίοδος εφαρμογής διήρκεσε για διάστημα δύο περίπου μηνών κατά τη διάρκεια του οποίου απαιτήθηκε ο έλεγχος της λειτουργικότητας του μοντέλου όσο και η ορθότητα της εφαρμογής των οριακών συνθηκών ώστε να γίνουν σε κάθε περίπτωση οι αναγκαίες τροποποιήσεις. Το τελικό μοντέλο εφαρμόστηκε σε ολόκληρο το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα (3 φορτία x 3 ταχύτητες περιστροφής) δεδομένα του οποίου παρουσιάζονται στον Πίνακα 3-2.

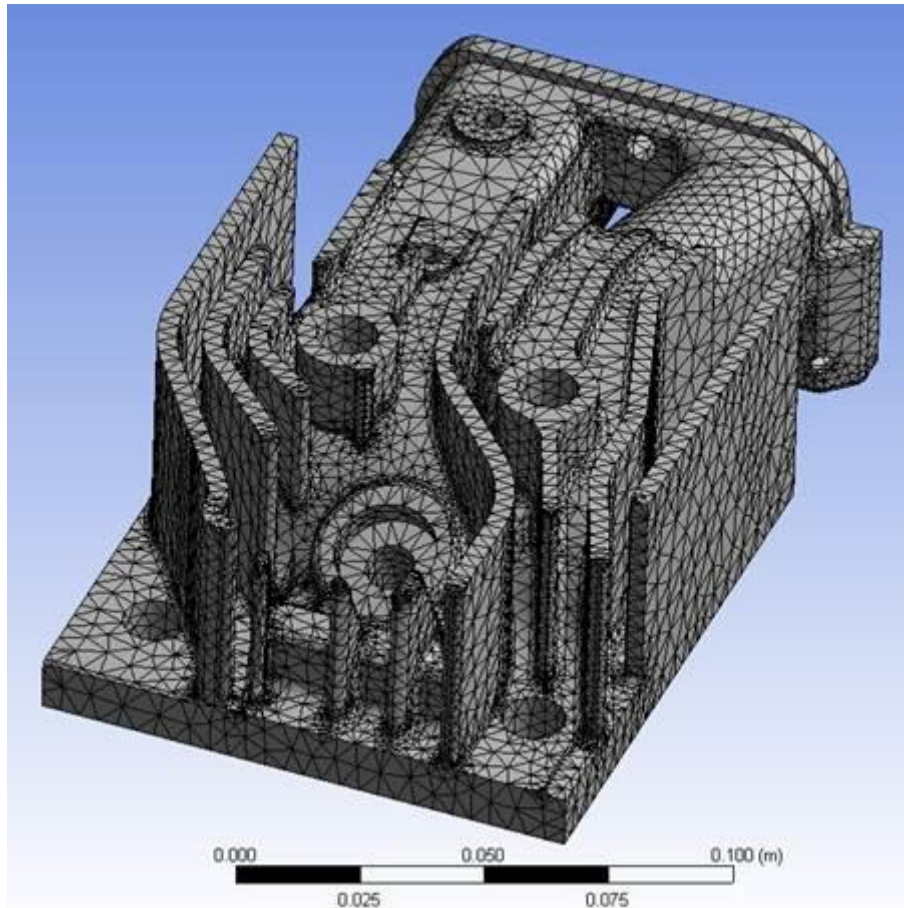
Στο Σχήμα 4-1 παρουσιάζονται όψεις από το πλέγμα που αναπτύχθηκε και χρησιμοποιήθηκε για την κεφαλή του κινητήρα στην παρούσα μοντελοποίηση. Παρατηρούμε ότι λόγω της προσαρμοστικότητας του πλέγματος (adaptive mesh) η πυκνότητα του διαφέρει αισθητά στις διάφορες περιοχές της κεφαλής ώστε να προσομοιώνεται με ακρίβεια η γεωμετρία της. Επισημαίνεται ότι το μοντέλο της κεφαλής έχει δημιουργηθεί και χρησιμοποιείται χωρίς καμία απλοποιητική επέμβαση η οποία ενδεχόμενα θα αλλοίωνε τη γεωμετρία του σε ορισμένα σημεία. Αυτό είχε σαν αποτέλεσμα να αυξηθεί ο χρόνος που απαιτήθηκε για τη δημιουργία του τελικού πλέγματος, ωστόσο ο χρόνος επίλυσης κάθε περίπτωσης του προβλήματος μεταβλήθηκε ελάχιστα παραμένοντας στην τάξη λίγων δευτερολέπτων για τη μόνιμη κατάσταση λειτουργίας η οποία εξετάζεται εδώ. Επιπλέον προσομοιώθηκαν με ακρίβεια περιοχές ιδιαίτερου ενδιαφέροντος όπως το εσωτερικό των αγωγών εισαγωγής και εξαγωγής και ιδιαίτερα η γεωμετρία στην περιοχή των βαλβίδων, η οποία αναπτύσσεται, ειδικά αυτή της εισαγωγής, με τρόπο ώστε να αυξάνεται η συστροφή του εισερχόμενου ρεύματος αέρα στον κύλινδρο.



(a)



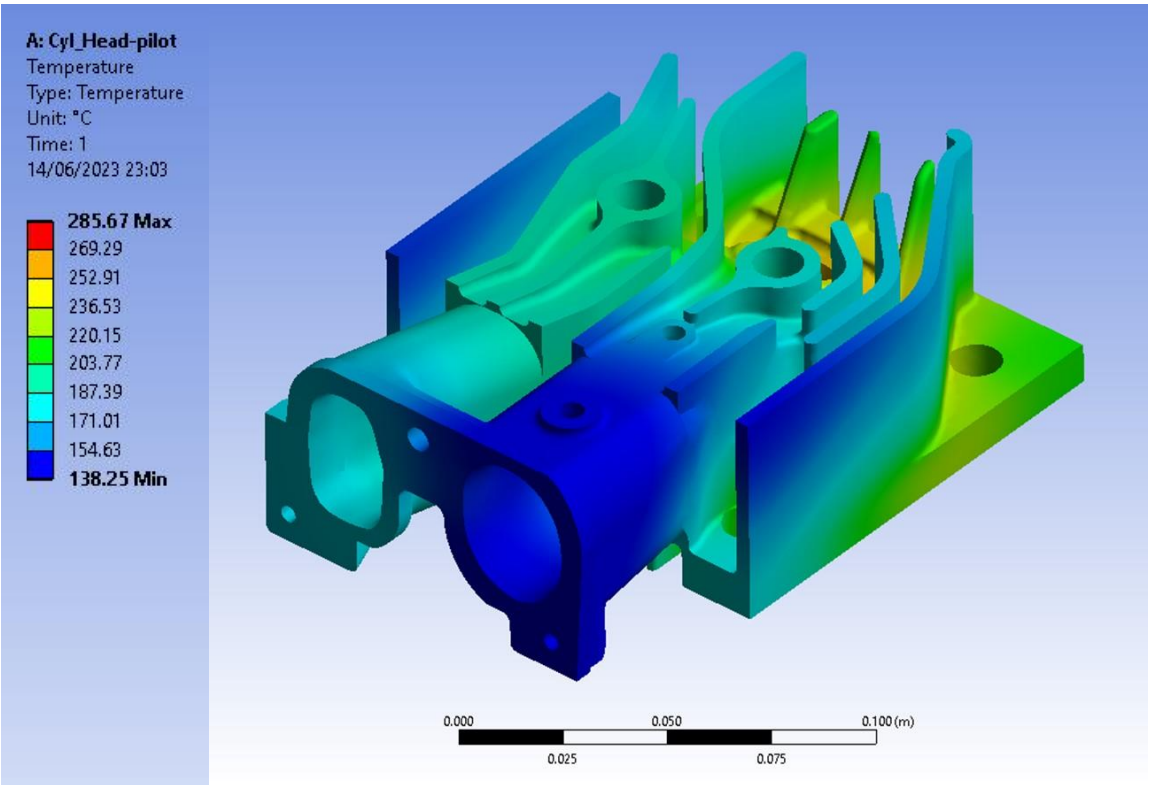
(b)



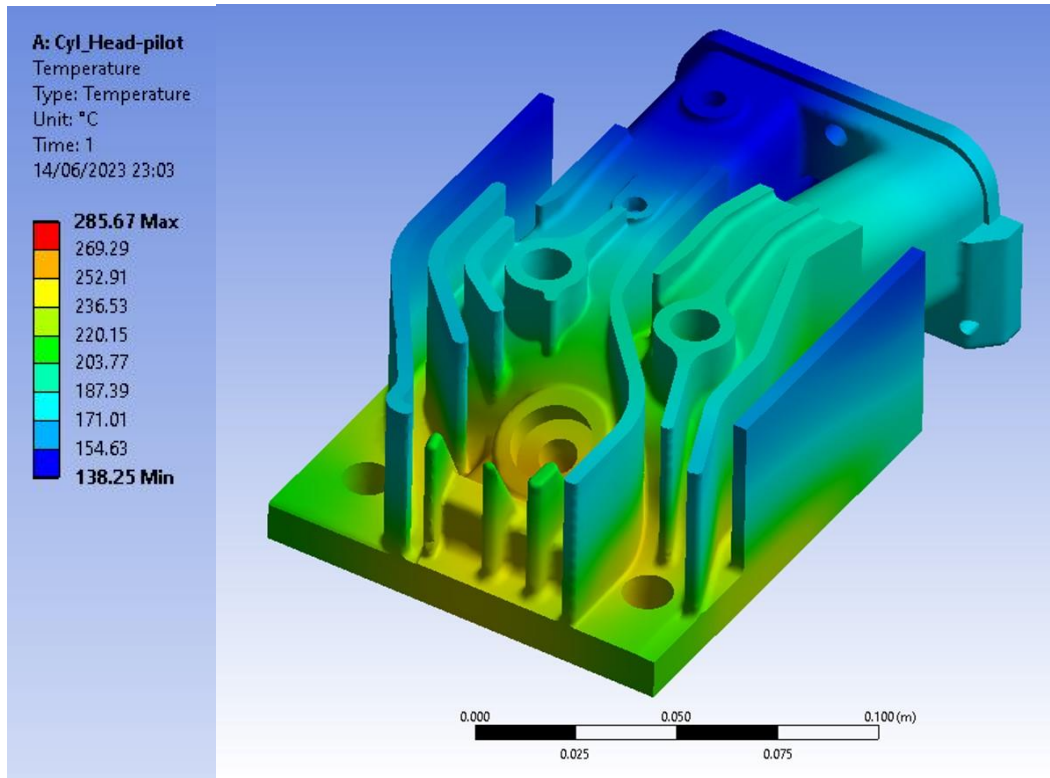
(c)

Σχήμα 4-1. Όψεις του πλέγματος τετραεδρικών πεπερασμένων στοιχείων το οποίο χρησιμοποιήθηκε κατά τη μοντελοποίηση του θερμικού πεδίου της κεφαλής κινητήρα.

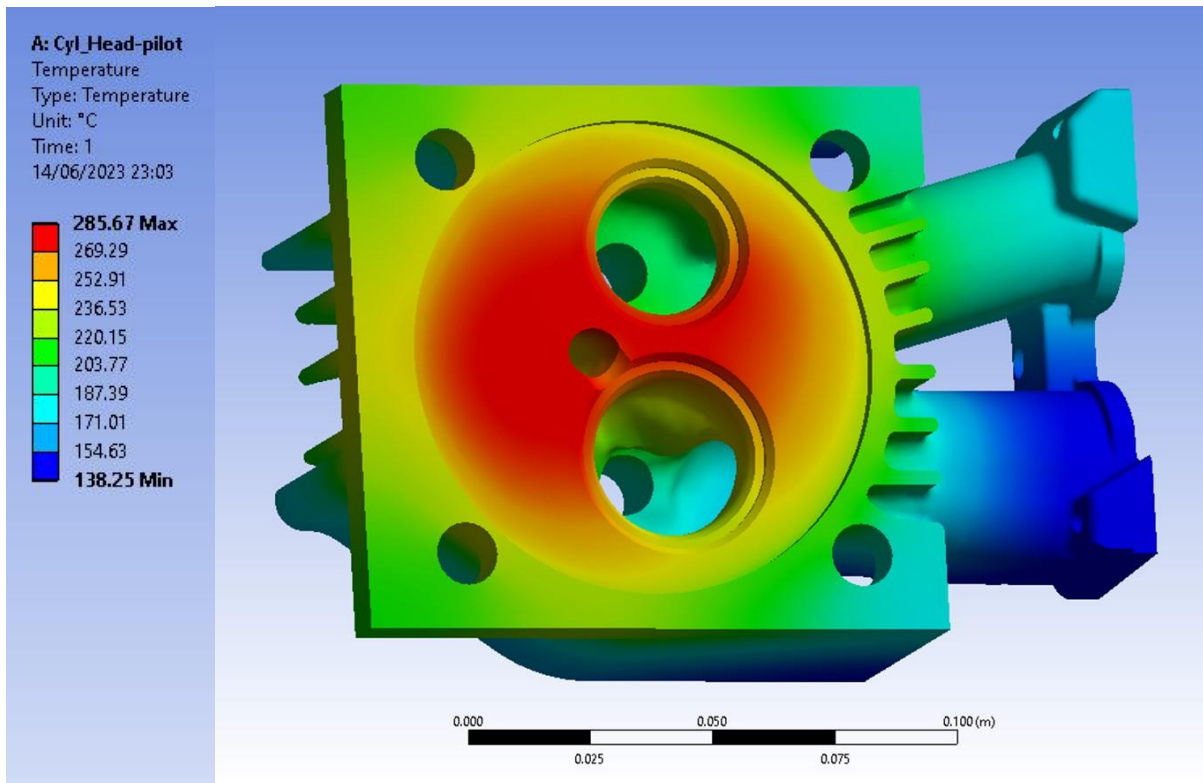
Στα Σχήμα 4-2 και Σχήμα 4-3 που ακολουθούν παρουσιάζονται τα αποτελέσματα από την προσομοίωση του θερμικού πεδίου της κεφαλής κινητήρα για την θερμοκρασία (C), και τη θερμοροή (heat flux, W/m^2) για την περίπτωση λειτουργίας του κινητήρα σε $n=2000$ rpm και φορτίο 40%. Παρόμοιες κατανομές με διαφορετικές κλίμακες τιμών προκύπτουν και για καθένα από τα υπόλοιπα 8 από τα συνολικά 9 εξεταζόμενα σημεία τα οποία και καλύπτουν ικανοποιητικά το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα.



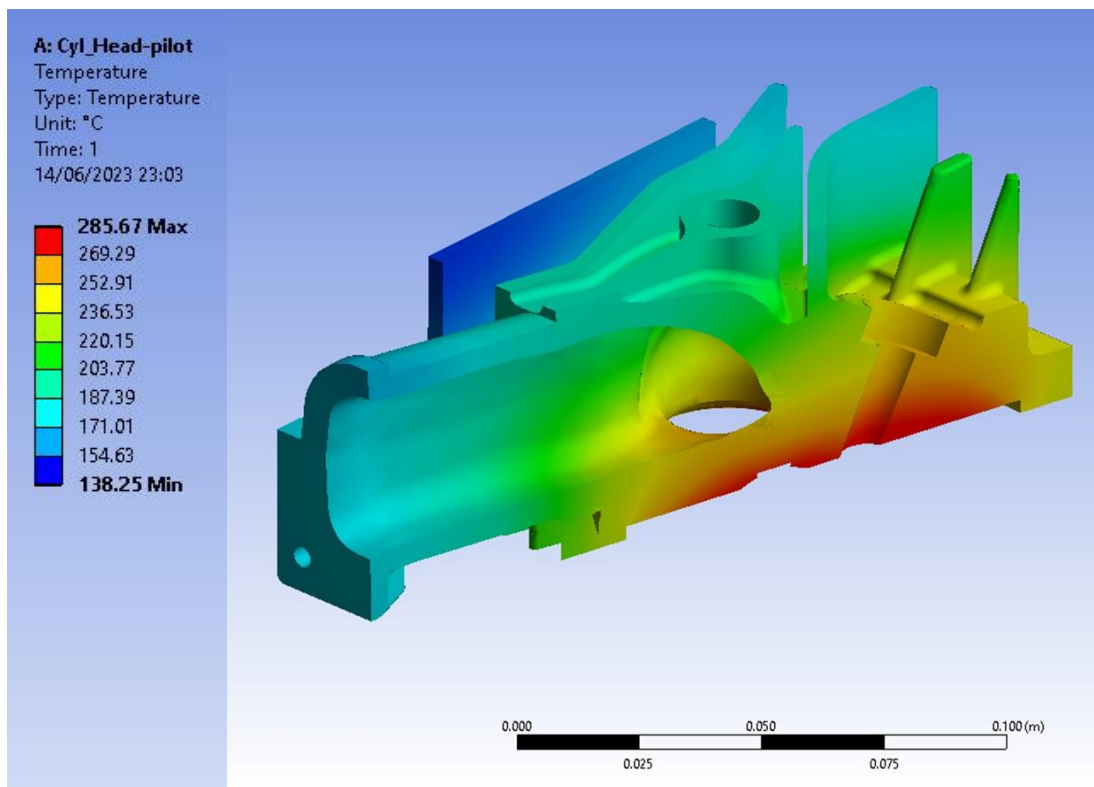
(a)



(b)

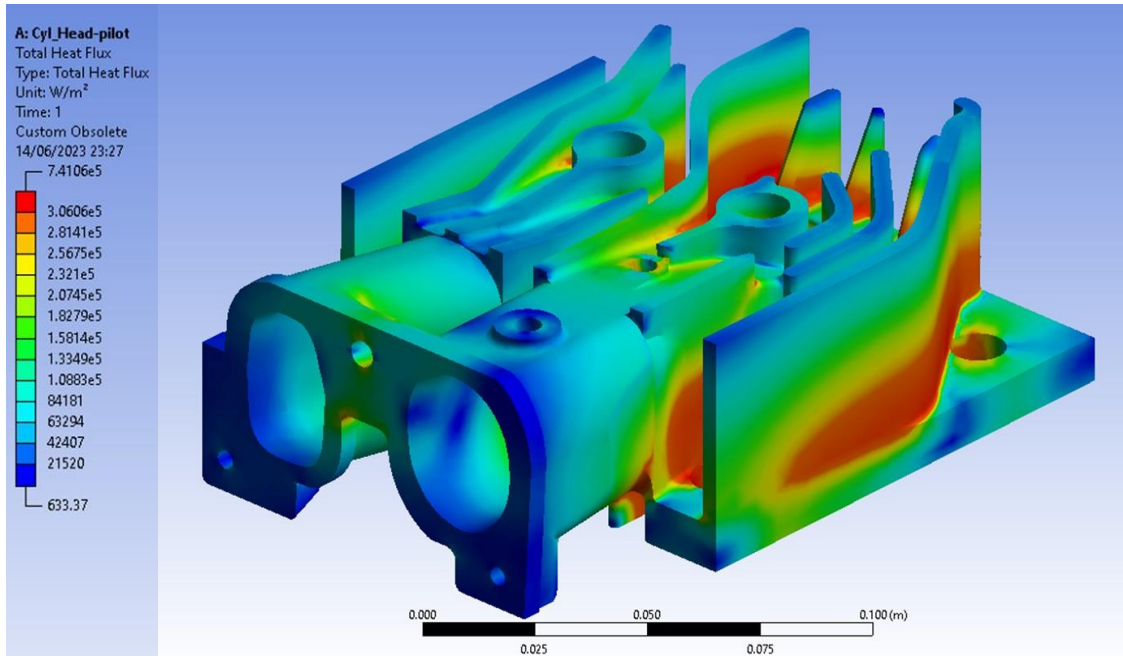


(c)

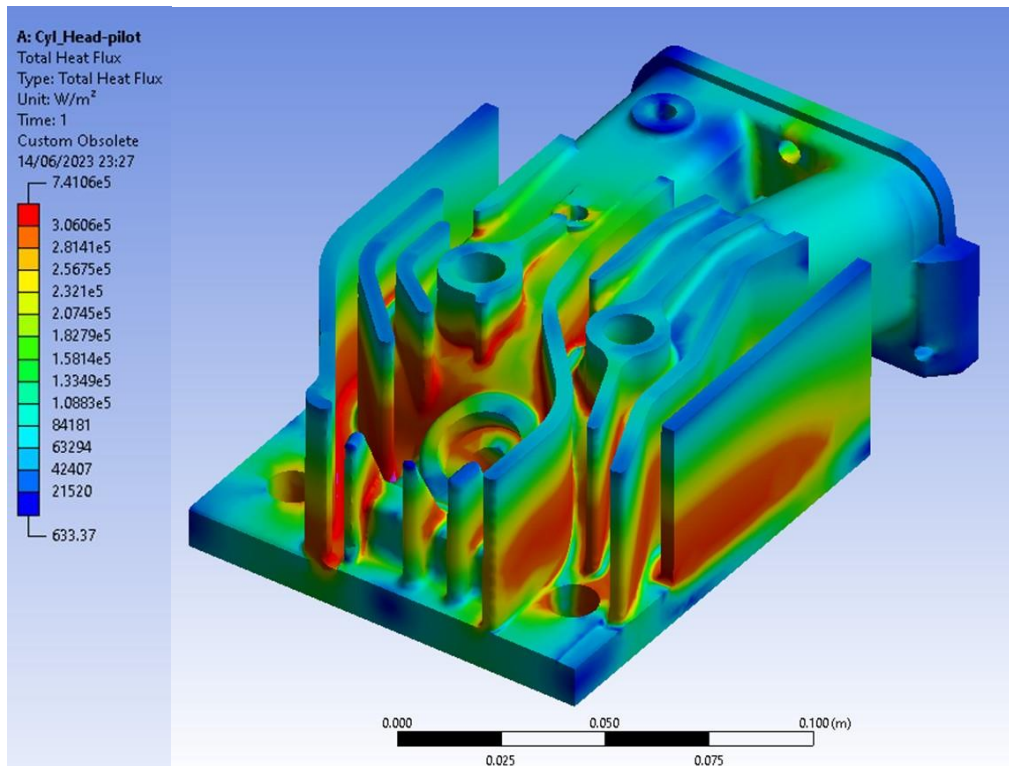


(d)

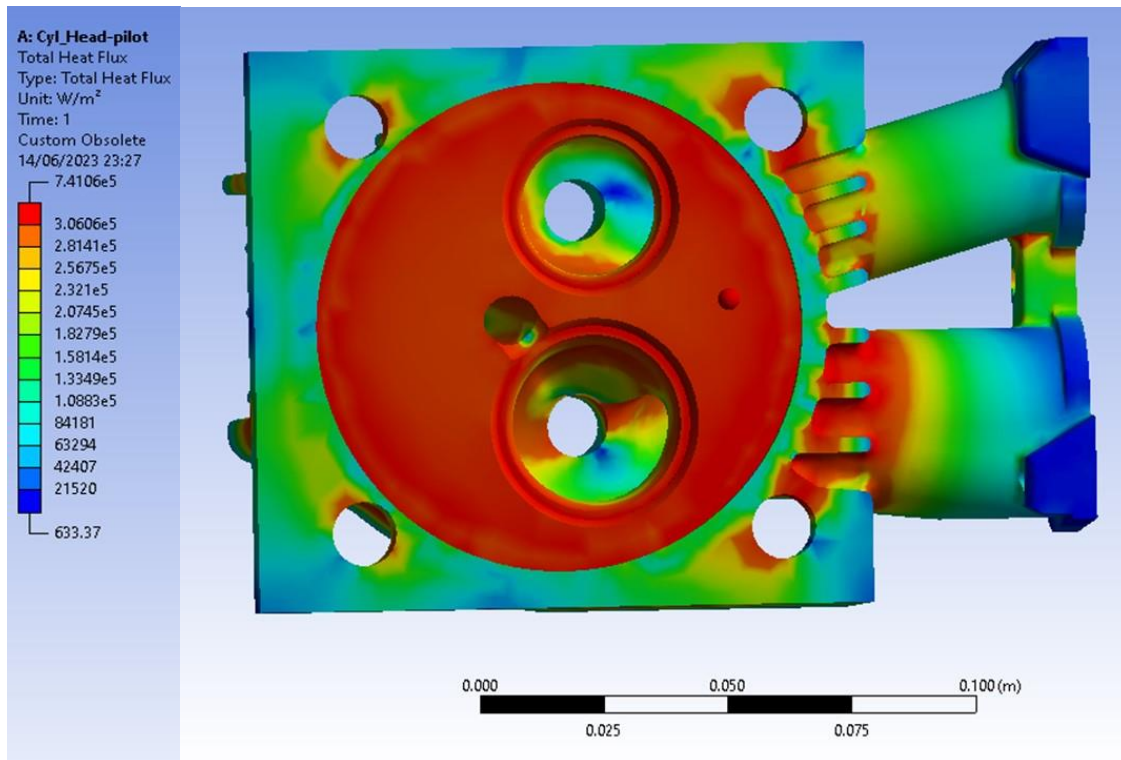
Σχήμα 4-2. Αποτελέσματα θερμοκρασίας (C) από την προσομοίωση του θερμικού πεδίου της κεφαλής κινητήρα.



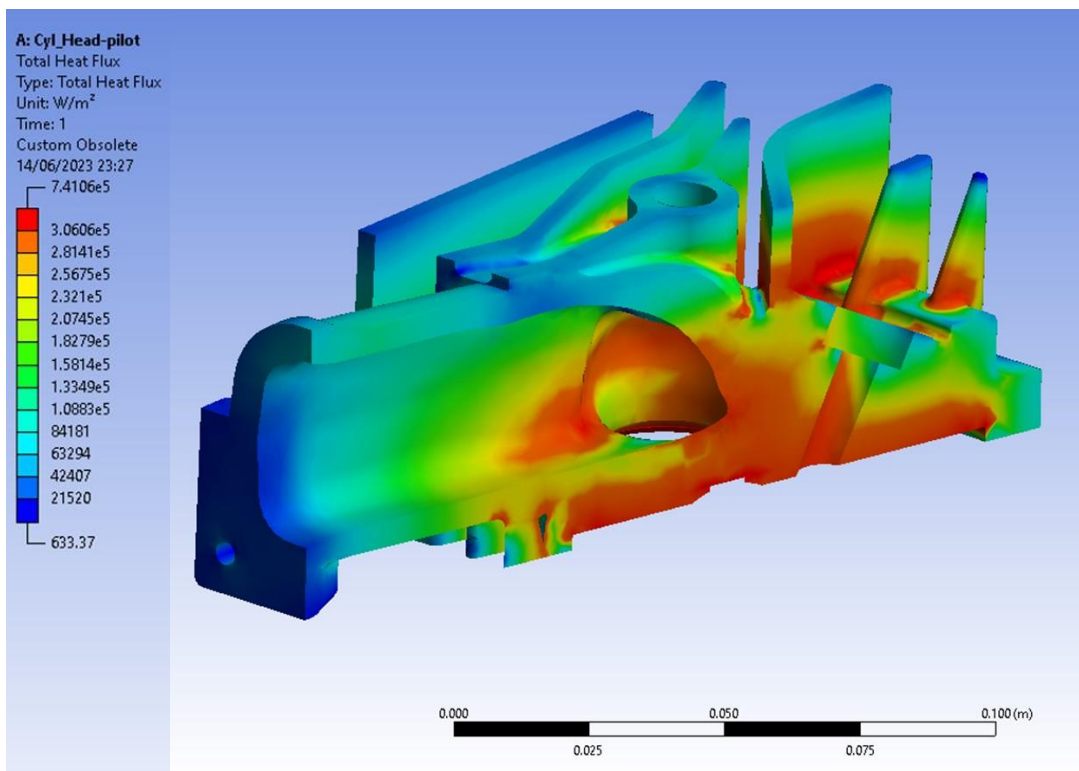
(a)



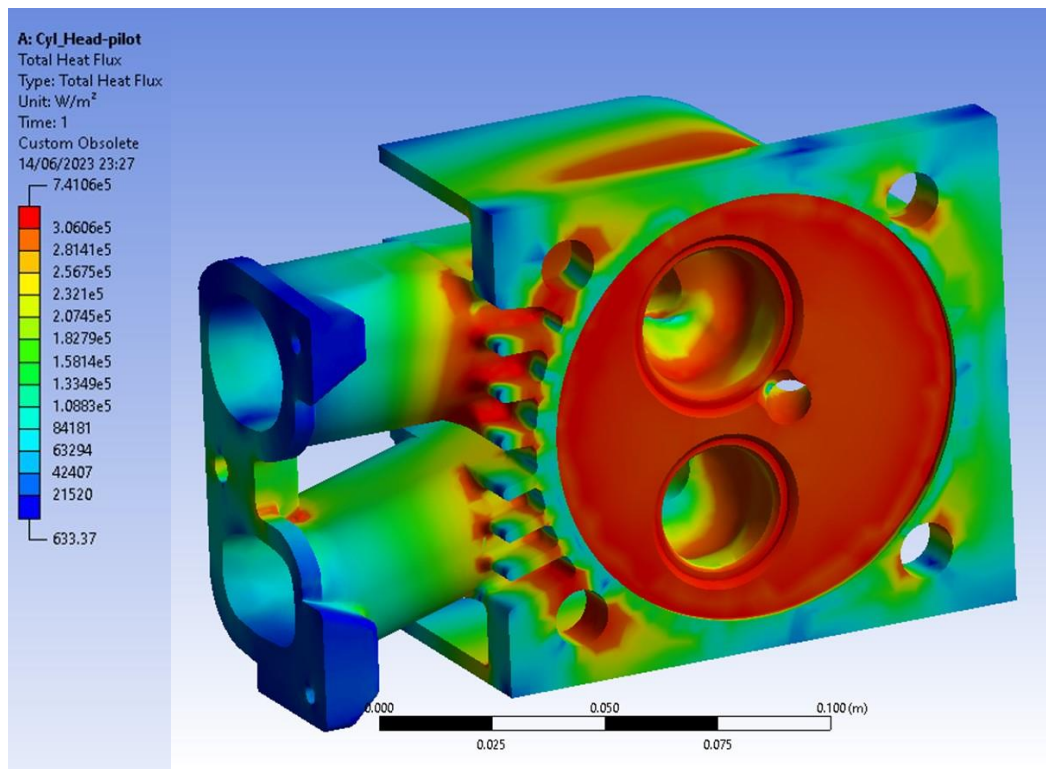
(b)



(c)



(d)

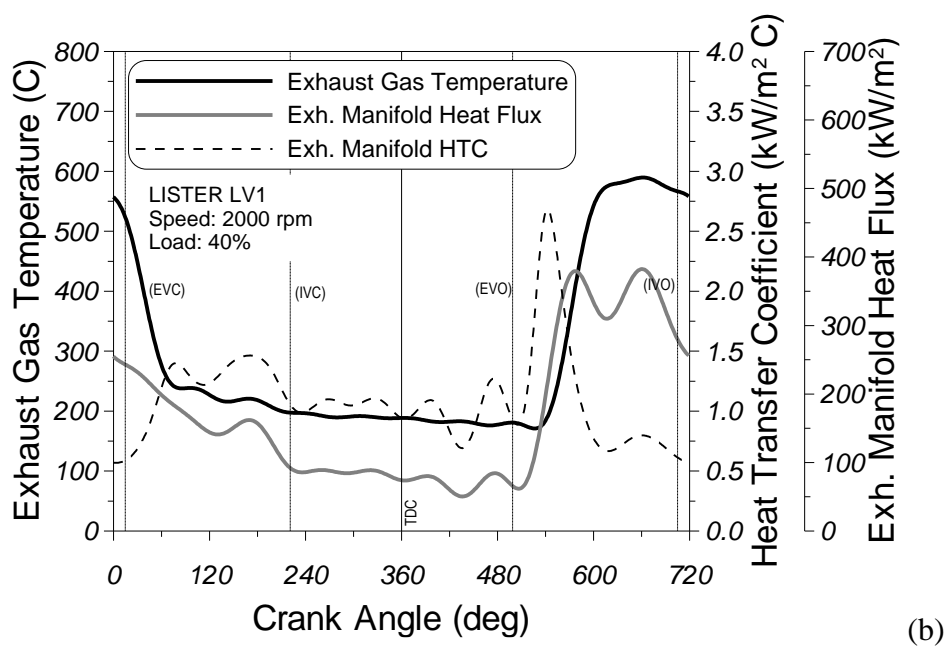
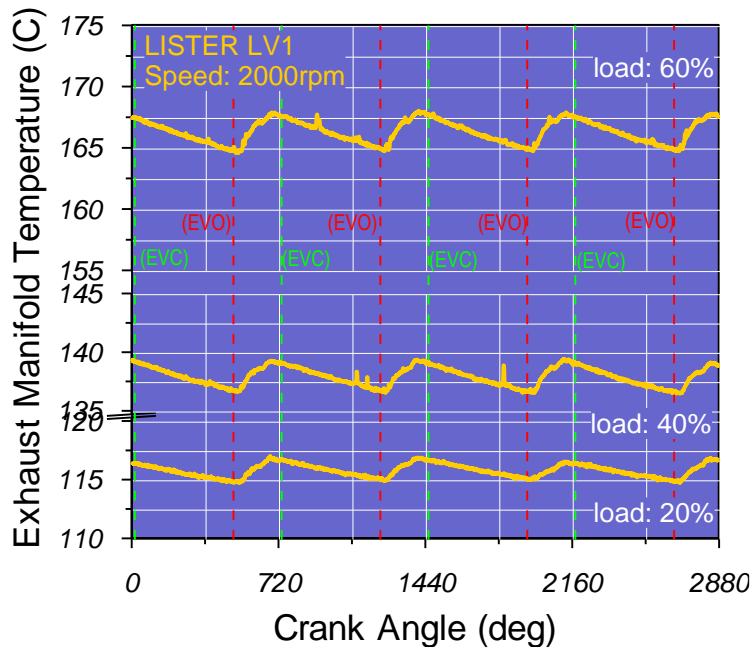


(e)

Σχήμα 4-3. Αποτελέσματα θερμοροής (heat flux, W/m²) από την προσομοίωση του θερμικού πεδίου της κεφαλής κινητήρα.

4.4 Ανάλυση και Σχολιασμός των αποτελεσμάτων για το Θερμικό πεδίο στη Μόνιμη Κατάσταση Λειτουργίας του Κινητήρα

Στο Σχήμα 4-4 παρουσιάζονται μετρημένες τιμές της στιγμιαίας θερμοκρασίας (C) στην εσωτερική επιφάνεια του αγωγού εξαγωγής (a) στις 2000 rpm και τρία φορτία καθώς και της στιγμιαίας θερμοροής (heat flux, W/m²) (b) κατά τη λειτουργία του κινητήρα στις 2000 rpm σε φορτίο 40%. Όλες οι τιμές καταγράφονται στη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα και παρουσιάζονται σαν συνάρτηση της γωνίας στροφάλου (CA).



Σχήμα 4-4. Πειραματικά αποτελέσματα για τη μεταβολή της στιγμιαίας θερμοκρασίας (C) στην εσωτερική επιφάνεια του αγωγού εξαγωγής στις 2000 rpm και τρία φορτία λειτουργίας (a) και της στιγμιαίας θερμοροής (heat flux, kW/m²) κατά τη λειτουργία του κινητήρα στις 2000 rpm σε φορτίο 40% (b).

Οι αντίστοιχες πειραματικές μέσες τιμές θερμοκρασίας και θερμοροής προκύπτουν με ολοκλήρωση των στιγμιαίων τιμών κάθε μεγέθους κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας του κινητήρα που αντιστοιχεί σε 720 deg CA. Με τον τρόπο αυτό προκύπτει στις $n=2000$ rpm και φορτίο 40% μέση τιμή της θερμοκρασίας $T_{w,m} = 138$ C και μέση τιμή θερμοροής $q_{wm}=171$ kW/m² στην εσωτερική επιφάνεια του αγωγού εξαγωγής και τη δεδομένη θέση μέτρησης. Παρατηρούμε ότι οι πειραματικές αυτές τιμές βρίσκονται σε πολύ καλή συμφωνία με τα θεωρητικά αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν στα Σχήμα 4-2 και Σχήμα 4-3 **γεγονός που φανερώνει την ορθότητα εφαρμογής των οριακών συνθηκών και του χρησιμοποιούμενου μοντέλου υπολογισμού.**

Από τα αποτελέσματα εφαρμογής του μοντέλου τα οποία παρουσιάζονται στα Σχήμα 4-2 και Σχήμα 4-3 παρατηρούνται επίσης τα ακόλουθα:

- Διαπιστώνεται έντονη ανομοιομορφία στην θερμική φόρτιση των περιοχών της κεφαλής τόσο μεταξύ των αγωγών εισαγωγής-εξαγωγής όσο και σε διεύθυνση κάθετη στον άξονα αυτών μεταξύ των δύο πλευρών της κεφαλής. Οι ανομοιομορφία αυτή είναι χαρακτηριστική των αερόψυκτων κινητήρων και έχει διαπιστωθεί και σε άλλες περιπτώσεις στη βιβλιογραφία ενώ πρέπει να λαμβάνεται υπόψη κατά το σχεδιασμό τους.
- Η διάχυση της θερμότητας στις ψυχρότερες περιοχές της κεφαλής του κινητήρα και η απομάκρυνση της με το ρεύμα αέρα ψύξης διευκολύνεται από την επιλογή του υλικού κατασκευής (κράμα Al). Ελαχιστοποιείται με τον τρόπο αυτό η πιθανότητα αστοχίας και δημιουργίας ρηγματώσεων που αποτελεί συχνό φαινόμενο σε περιπτώσεις κινητήρων με διαφορετικό υλικό κατασκευής στην κεφαλή.
- Η λειτουργία των πτερυγίων ψύξης είναι γενικά ομοιόμορφη μεταξύ τους και η απομάκρυνση του ρεύματος θερμότητας προς την άνω και εξωτερική πλευρά της κεφαλής διασφαλίζεται σε ικανοποιητικό βαθμό.
- Η γεωμετρία των αγωγών στην περιοχή των βαλβίδων ευνοεί τοπικές ανομοιομορφίες στην απαγωγή της θερμότητας η οποίες ενδεχόμενα επηρεάζουν την ανάπτυξη της ροής του αέρα και του καυσαερίου στις αντίστοιχες περιοχές.

5. Διαμόρφωση της Ροής Αερίων και Πρόβλεψη της Μεταφοράς Θερμότητας στο Εσωτερικό του Αγωγού Εξαγωγής

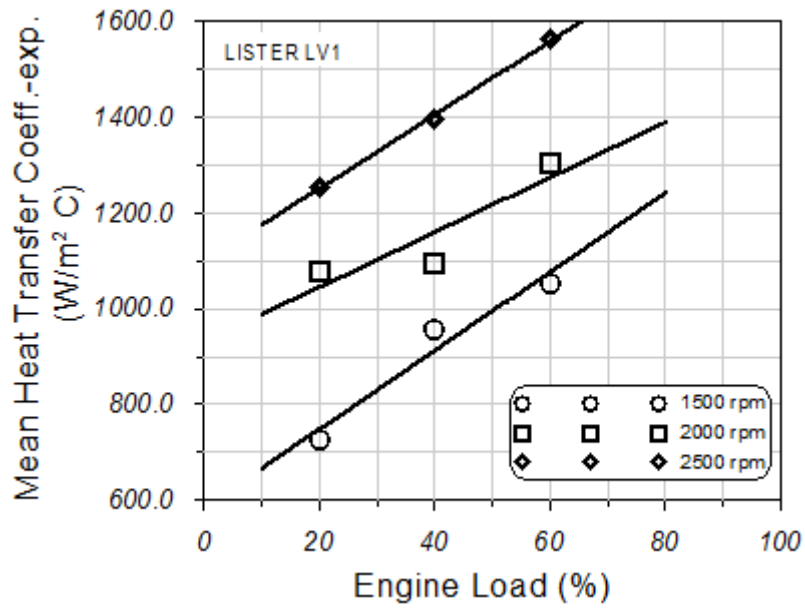
5.1 Διαμόρφωση της Ροής Αερίων στο Εσωτερικό του Αγωγού Εξαγωγής

Στο Σχήμα 4-4 παρουσιάζονται ενδεικτικά τα πειραματικά αποτελέσματα για τη μεταβολή της στιγμιαίας θερμοκρασίας αερίων (C), της στιγμιαίας θερμοροής (heat flux, W/m^2) καθώς και του στιγμιαίου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας ($kW/m^2 C$) στην εσωτερική επιφάνεια του αγωγού εξαγωγής κατά τη λειτουργία του κινητήρα στις 2000 rpm και φορτίο 40%. Κατά τη διαδικασία εξαγωγής η ροή των αερίων στον αγωγό είναι παλμώδης με αποτέλεσμα τη δημιουργία ενός κύματος πίεσης στο εσωτερικό της πολλαπλής εξαγωγής. Τα κύματα πίεσης από διαφορετικούς κυλίνδρους (στην περίπτωση των πολυκύλινδρων κινητήρων) διαδίδονται μέσα στην πολλαπλή με την τοπική ταχύτητα του ήχου, ενώ η πραγματική ταχύτητα ροής αερίου είναι σημαντικά χαμηλότερη. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα μια απότομη αύξηση της τοπικής πίεσης σε διαδοχικά σημεία της πολλαπλής εξαγωγής, η οποία ακολουθείται από αντίστοιχη αύξηση της τοπικής ταχύτητας του αερίου που προωθείται πριν από το κύριο κύμα των θερμών καυσαερίων. Τέλος, ο αντίστοιχος συντελεστής τοπικής μεταφοράς θερμότητας αυξάνεται επίσης ταυτόχρονα με την αύξηση της τοπικής ταχύτητας του αερίου. Αυτό το αποτέλεσμα επιβεβαιώνεται και από άλλες σχετικές μελέτες μεταφοράς θερμότητας (Daniel & Wendland, 1993), (Malchow, Sorenson, & Buckius, 1979), στις οποίες αναφέρεται ότι το μεγαλύτερο ποσό της μεταφερόμενης θερμότητας στην πολλαπλή εξαγωγής συναλλάσσεται κατά τη διάρκεια της περιόδου «εκροής». Η διαφορά φάσης μεταξύ της μέγιστης τιμής του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και των μεγίστων τιμών των υπόλοιπων διακυμάνσεων αυξάνεται όσο αυξάνεται η απόσταση του σημείου μέτρησης από τη βαλβίδα εξαγωγής. Αυτή ακριβώς η διαφορά είναι εμφανής στην περίπτωση των μεταβολών που παρουσιάζονται στα πειραματικά αποτελέσματα του Σχήμα 4-4. Κατά τη φάση της «εξώθησης» που ακολουθεί, η μέση ταχύτητα ροής του αερίου μειώνεται πολύ σε σύγκριση με τη φάση «εκροής», ακολουθούμενη και από αντίστοιχη μείωση της μέγιστης στιγμιαίας τιμής του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας ο οποίος επηρεάζεται κατά κύριο λόγο από την ταχύτητα των αερίων.

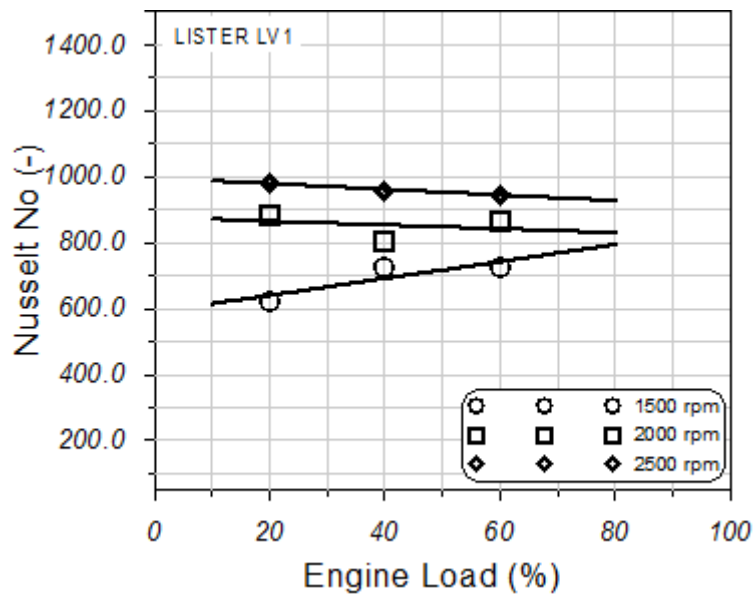
5.2 Πρόβλεψη της Μεταφοράς Θερμότητας στο Εσωτερικό του Αγωγού Εξαγωγής

Με βάση τα όσα αναφέρθηκαν στην παράγραφο 3.4, τα πειραματικά αποτελέσματα για τα στιγμιαία μεγέθη (θερμοκρασία, θερμοροή κλπ), ενδεικτικό μέρος των οποίων παρουσιάστηκε στην παράγραφο 4.4, ολοκληρώνονται στη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας του 4-X κινητήρα ώστε να προκύψουν με τον τρόπο αυτό οι αντίστοιχες μέσες τιμές των μεγεθών κατά τη διάρκεια του κύκλου. Στα ακόλουθα Σχήμα 5-1 και Σχήμα 5-2 παρουσιάζονται οι μέσες πειραματικές τιμές του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και του αριθμού Nu για ολόκληρο το εξεταζόμενο πεδίο λειτουργίας του κινητήρα. Διαπιστώνεται από το ότι στην περίπτωση του συντελεστή μεταφοράς υπάρχει μονοσήμαντη αύξηση των τιμών του με την αύξηση του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής όπως αναμενόταν. Αντίθετα στην περίπτωση του αριθμού Nu υπάρχει μονοσήμαντη αύξηση του καθώς αυξάνεται η ταχύτητα. Η αύξηση του φορτίου αντίθετα οδηγεί στις υψηλότερες τιμές ταχύτητας περιστροφής, σε οριακή μείωση του αριθμού Nu στη μεταβολή του οποίου κυριαρχεί η αύξηση των τιμών της θερμικής αγωγιμότητας των θερμών αερίων η οποία τελικά υπερτερεί της επίδρασης της ταχύτητας του καυσαερίου στα επίπεδα αυτά των στρωφών του κινητήρα.

Επισημαίνεται πάντως, ότι όπως γίνεται φανερό από τα αποτελέσματα αυτά, ο κύριος παράγοντας καθορισμού της τιμής του συντελεστή μεταφοράς στον αγωγό εξαγωγής είναι η μέση ταχύτητα ροής του καυσαερίου στο εσωτερικό του.

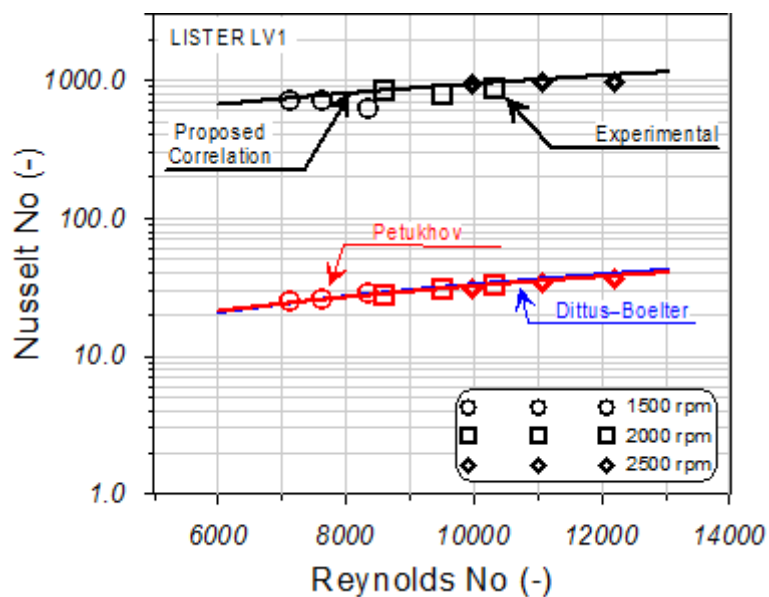


Σχήμα 5-1. Μέση τιμή συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στον αγωγό εξαγωγής σε συνάρτηση με το φορτίο και την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.



Σχήμα 5-2. Μέση τιμή αριθμού Nu στον αγωγό εξαγωγής σε συνάρτηση με το φορτίο και την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα..

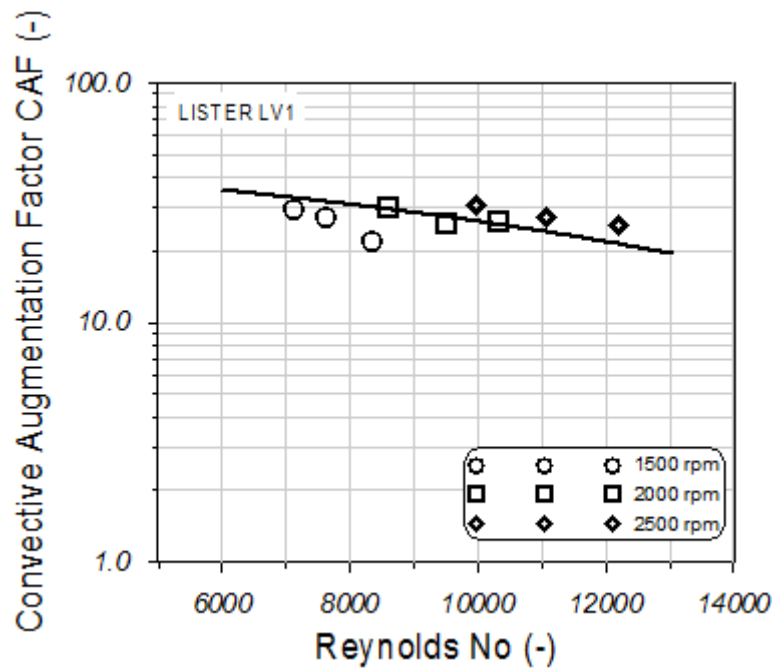
Η συνολική εικόνα των αποτελεσμάτων για τη μέση τιμή της μεταφοράς θερμότητας στον αγωγό εξαγωγής σε ολόκληρο το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα, παρουσιάζεται στο Σχήμα 5-3 όπου δίνεται η μεταβολή του αριθμού Nu σε συνάρτηση με τον αριθμό Reynolds για όλα τα σημεία λειτουργίας που μετρήθηκαν κατά την πειραματική διαδικασία. Τα αποτελέσματα επιβεβαιώνουν με σαφήνεια αυτό που αναμενόταν από την εμπειρία: οι πειραματικές τιμές του συντελεστή μεταφοράς στην είσοδο της πολλαπλής εξαγωγής είναι σημαντικά υψηλότερες, (περίπου 20 έως 30 φορές) σε σύγκριση με τις υπολογισμένες που προέκυψαν με χρήση των «κλασικών» συσχετισμών μεταφοράς θερμότητας για την πλήρως ανεπτυγμένη τυρβώδη ροή. Στη λογαριθμική κλίμακα, τόσο τα «πειραματικά» όσο και τα «θεωρητικά» αποτελέσματα ακολουθούν μια σχεδόν γραμμική κατανομή με αυξανόμενες τιμές του αριθμού Nu καθώς αυξάνονται οι τιμές του αριθμού Re.



Σχήμα 5-3. Μέση τιμή αριθμού Nu στον αγωγό εξαγωγής σε συνάρτηση με τον αριθμό Re για ολόκληρο το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα..

Προηγούμενες έρευνες στο θέμα της μεταφοράς θερμότητας σε όλα τα διαφορετικά τμήματα του αγωγού εξαγωγής εμβολοφόρων κινητήρων από τη βαλβίδα μέχρι την τελική απόληξη (tailpipe) του συστήματος (He, et al., 2006), (Alkidas, et al., 2004), διαπίστωσαν ότι ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας στα τμήματα αυτά είναι σημαντικά υψηλότερος από τον αναμενόμενο σε μια πλήρως ανεπτυγμένη τυρβώδη ροή σε σωλήνα. Για να εκφραστεί η αύξηση αυτή προτάθηκε από τον Wendland (Wendland, D. W., 1993) και χρησιμοποιείται από τότε ο Συντελεστής Αύξησης Συναγωγιμότητας (*Convective Augmentation Factor, CAF*) ο οποίος ορίζεται ως το πηλίκο του «μετρημένου» αριθμού Nu προς τον αντίστοιχο ιδανικό (θεωρητικό) σε κάθε συγκεκριμένη θέση του αγωγού εξαγωγής. Τιμές του συντελεστή CAF σημαντικά μεγαλύτερες της μονάδας προκύπτουν στα διάφορα τμήματα του αγωγού εξαγωγής σαν αποτέλεσμα της παλμώδους ροής των αερίων και των λοιπών διαταραχών της ροής οι οποίες επιφέρουν και αντίστοιχες αλλοιώσεις στο οριακό στρώμα. Τα φαινόμενα αυτά παρουσιάζονται ιδιαίτερα έντονα στο αρχικό τμήμα του αγωγού αμέσως μετά τη βαλβίδα εξαγωγής όπου και η επίδραση της συστροφής των αερίων που εξέρχονται από τον κύλινδρο είναι ιδιαίτερα έντονη.

Τα προηγούμενα αποτελέσματα επιβεβαιώνονται και στο ακόλουθο Σχήμα 5-4, όπου παρουσιάζεται η μεταβολή του Συντελεστή Αύξησης Συναγωγιμότητας (CAF) στο αρχικό τμήμα του αγωγού εξαγωγής (exhaust port) σε συνάρτηση με τον αριθμό Re για ολόκληρο το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα. Παρατηρούμε ότι για τη συγκεκριμένη θέση μέτρησης, 100 mm μετά τη βαλβίδα εξαγωγής, η αναλογία μεταξύ «πειραματικού» και «θεωρητικού» αριθμού Nu λαμβάνει τιμές μεταξύ 20 και 30 για ολόκληρο το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα. Αυτές οι τιμές κατανέμονται σε μια γραμμική ακολουθία στη λογαριθμική κλίμακα, και μειώνονται με την αύξηση του αριθμού Re, κάτι που συμφωνεί με παρόμοια αποτελέσματα από τη βιβλιογραφία (Daniel & Wendland, 1993), (Farrugia, Alkidas, & Sangeorzan, 2006). Οι τιμές CAF είναι στην παρούσα περίπτωση υψηλότερες σε σύγκριση με άλλα αποτελέσματα της βιβλιογραφίας (Daniel & Wendland, 1993), (Farrugia, Alkidas, & Sangeorzan, 2006), αφού στην παρούσα διερεύνηση οι μετρήσεις των μεγεθών πραγματοποιούνται σε θέση του αγωγού η οποία απέχει 100 mm κατάντι της βαλβίδας εξαγωγής, ενώ σχεδόν όλα τα αποτελέσματα της βιβλιογραφίας αναφέρονται σε σημεία κοντά στο τέλος του σωλήνα εξαγωγής και κοντά στον καταλυτικό μετατροπέα. Στην τελευταία περίπτωση η επίδραση των παλμών του αερίου στην εξαγωγή στη διαμόρφωση του συντελεστή μεταφοράς (HTC) μετριάζεται σημαντικά, με αποτέλεσμα οι τιμές CAF να διαμορφώνονται στις περισσότερες περιπτώσεις σε επίπεδα μικρότερα του 10. Φυσικά ο τύπος κινητήρα (CI ή SI) αποτελεί έναν επιπλέον παράγοντα για τις τιμές HTC και CAF.



Σχήμα 5-4. Μεταβολή του Συντελεστή Αύξησης Συναγωγιμότητας (CAF) στον αγωγό εξαγωγής σε συνάρτηση με τον αριθμό Re για ολόκληρο το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα..

5.3 Διατύπωση Νέας Συσχέτισης για την πρόβλεψη της Μεταφοράς Θερμότητας στο Εσωτερικό του Αγωγού Εξαγωγής

Από όσα αναφέρθηκαν στις προηγούμενες παραγράφους του κεφαλαίου, γίνεται φανερό ότι οι παραδοσιακές σχέσεις μεταφοράς θερμότητας για την πλήρως αναπτυγμένη τυρβώδη ροή απέχουν σημαντικά από το να προβλέψουν τη μεταφορά θερμότητας ειδικά στο αρχικό τμήμα του αγωγού εξαγωγής αμέσως μετά την αντίστοιχη βαλβίδα (exhaust port). Το αποτέλεσμα αυτό είναι ήδη γνωστό και από άλλες παρόμοιες ερευνητικές εργασίες της βιβλιογραφίας (Daniel & Wendland, 1993), (Farrugia, Alkidas, & Sangeorzan, 2006) και οδήγησε σε προσπάθειες διατύπωσης νέων σχέσεων μεταφοράς οι οποίες να είναι να λαμβάνουν υπόψη τα ιδιαίτερα φαινόμενα στην περιοχή αυτή και να είναι σε θέση να προβλέψουν με μεγαλύτερη επιτυχία τις αναμενόμενες μέσες τιμές των μεγεθών μεταφοράς στην περιοχή.

Στην παρούσα ερευνητική εργασία για την περιοχή εισόδου (entrance region) και έως 100 mm κατάντι της βαλβίδας εξαγωγής, και έπειτα από μακρόχρονη και λεπτομερή επεξεργασία των σχετικών πειραματικών μεγεθών για τη μετάδοση θερμότητας (μέσες πειραματικές τιμές θερμοκρασίας αερίων, θερμοροής και θερμοκρασίας της εσωτερικής πλευράς του τοιχώματος του αγωγού) προτείνεται η ακόλουθη συσχέτιση για τον αριθμό Nu :

$$Nu = 0.06Re^{4.16} \left(\frac{1}{Pr}\right)^{1.7} \left(\frac{1}{Gz}\right)^{3.5} St^{0.62} \quad (3)$$

με τις ακόλουθες προϋποθέσεις:

Εφαρμογή μέχρι 100 mm κατάντι της βαλβίδας εξαγωγής

Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα: 1000 rpm < n < 3000 rpm

Σημειώνεται ότι ο υπολογισμός των φυσικών ιδιοτήτων (πυκνότητα, συνεκτικότητα κλπ) για το θερμό-υγρό καυσαέριο, οι οποίες έχουν ιδιαίτερη σημασία στην παρούσα εφαρμογή, έγινε με βάση τις σχέσεις υπολογισμού που δίνονται από τον Assi, (Assi et al, 2020) τα αποτελέσματα των οποίων συγκρίθηκαν και με άλλες συσχετίσεις της βιβλιογραφίας και θεωρήθηκαν ιδιαίτερα ικανοποιητικά.

Η διατύπωση της σχέσης (3) έχει σαν αφετηρία την αναλογία Colburn όπως αυτή γενικεύεται με την εξίσωση των Dittus-Boelter. Στις «κλασικές» συσχετίσεις της τυρβώδους μεταφοράς (Πίνακας 3-1), ο αριθμός Nu συσχετίζεται με τον αριθμό Pr και τη μέση τιμή της ταχύτητας ροής όπως αυτή εκφράζεται από τον Re. Συχνά κατά τη μοντελοποίηση των προβλημάτων που σχετίζονται με τη μετάδοση θερμότητας σε κινητήρες ΕΚ ο αριθμός Pr παραλείπεται καθώς για τα αέρια η τιμή του βρίσκεται κοντά στη μονάδα. Στην παρούσα διερεύνηση θεωρήθηκε σωστότερο να διατηρηθεί καθώς οι τιμές που προέκυψαν για τις εξεταζόμενες συνθήκες ροής στον αγωγό εξαγωγής έδωσαν τιμές του Pr στην περιοχή του 0.7 έως 0.8.

Στην εξίσωση (3) έχει επίσης εισαχθεί ο αριθμός Graetz ως:

$$Gz = \frac{Re Pr d}{L} \quad (4)$$

όπου στην εξίσωση (4) d είναι η διάμετρος του αγωγού στη θέση υπολογισμού και L η απόσταση της θέσης αυτής από τη βαλβίδα εξαγωγής. Η εισαγωγή του αριθμού Graetz στην αναλογία του Colburn γίνεται για να εκφράσει την ανάπτυξη του θερμικού οριακού στρώματος. Η ανάπτυξη του τελευταίου στην εξεταζόμενη περιοχή είναι ιδιαίτερα ασταθής λόγω της έντονης συστρόφης των αερίων κατά την έξοδο τους από τον κύλινδρο και ενισχύεται περαιτέρω λόγω της τραχύτητας του τοιχώματος του αγωγού.

Στην εξίσωση (3) έχει τέλος εισαχθεί ο αριθμός Strouhal ως:

$$St = \frac{fl}{u} \quad (5)$$

όπου στην εξίσωση (5) f είναι η συχνότητα των παλμών ροής στον αγωγό εξαγωγής η οποία ταυτίζεται με τη συχνότητα ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής (μονοκύλινδρος κινητήρας) και u η μέση ταχύτητα ροής των αερίων στην εξεταζόμενη θέση του αγωγού. Ο αριθμός St εισάγεται προκειμένου να εκφράσει την σημαντική επίδραση των δυναμικών φαινομένων της ροής στον αγωγό η οποία εμφανίζει παλμούς συχνότητας f (pulsating flow).

Τέλος προκειμένου να διατηρηθεί η αναφορά στην αρχική αναλογία Colburn, η προτεινόμενη εξίσωση (3) μπορεί να διατυπωθεί ως:

$$Nu = 0.023Re^{4.16} \left(\frac{1}{Pr}\right)^{1.7} \left(\frac{1}{Gz}\right)^{3.5} 2.6 St^{0.62} \quad (6)$$

Η συσχέτιση της νέας εξίσωσης με τα πειραματικά δεδομένα παρουσιάζεται στο Σχήμα 5-3 και είναι ιδιαίτερα ικανοποιητική επιτυγχάνοντας τιμή $R^2=0.915$.

6. Συμπεράσματα και Προτάσεις για Μελλοντική Διερεύνηση

Η παρούσα ερευνητική εργασία πραγματεύεται τον προσδιορισμό των απωλειών θερμότητας και την διερεύνηση της μεταβολής των σχετικών μεγεθών και ιδιαίτερα του τοπικού «χρονικά μέσου» συντελεστή μεταφοράς στην εσωτερική επιφάνεια του οχετού εξαγωγής ενός τετρά-χρονου κινητήρα diesel. Στο πλαίσιο της διερεύνησης αναπτύχθηκε ένα τρισδιάστατο μοντέλο της κεφαλής του κινητήρα το οποίο περιέλαβε όλες τις γεωμετρικές λεπτομέρειες και χρησιμοποιήθηκε στη συνέχεια χωρίς καμία απλούστευση. Η διερεύνηση καλύπτει πλήρως το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα και πραγματοποιείται σε διαδοχικές συνθήκες μόνιμης λειτουργίας (σταθερό φορτίο και ταχύτητα περιστροφής). Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την θεωρητική προσομοίωση της κεφαλής με χρήση πεπερασμένων στοιχείων (FEA) συγκρίθηκαν στη συνέχεια με πειραματικές μετρήσεις της θερμοκρασίας και θερμοροής οι οποίες ήταν διαθέσιμες για το συγκεκριμένο κινητήρα. Προτείνεται μια νέα ημι-εμπειρική σχέση για τον προσδιορισμό των θερμικών απωλειών στο αρχικό τμήμα (exhaust port) του αγωγού εξαγωγής με εφαρμογή μέχρι 100 mm κατάντι της σχετικής βαλβίδας.

Από τη διερεύνηση προέκυψαν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Η ροή στον οχετό εξαγωγής είναι εξαιρετικά πολύπλοκη και το πεδίο παρουσιάζει ιδιαιτερότητες που οφείλονται στη φύση της λειτουργίας του εμβολοφόρου κινητήρα.
- Η ροή εμφανίζεται κατά κύματα (παλμούς) ακολουθώντας το χρονισμό ανοίγματος και κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής. Τα κύματα πίεσης και θερμοκρασίας που δημιουργούνται με αυτό τον τρόπο διαδίδονται στον οχετό με ηχητική ταχύτητα μέχρι την έξοδο τους στο περιβάλλον.
- Στη γενική περίπτωση του πολυκύλινδρου κινητήρα τα κύματα αυτά συχνά συγκρούονται καθώς οι αγωγοί από τους διάφορους κυλίνδρους συνενώνονται σε κοινή έξοδο και ενδέχεται η ροή σε κάποιον από αυτούς να παρεμποδίζεται σε συγκεκριμένη περιοχή της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα με αποτέλεσμα τα κύματα πίεσης να επιστρέφουν προς το κύλινδρο.
- Η δυνατότητα λήψης «στιγμιαίων» τιμών των θερμικών μεγεθών (θερμοκρασίας, θερμοροής) με μετρήσεις στο εσωτερικό του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα αποδεικνύεται ιδιαίτερα χρήσιμη γιατί επιτρέπει, μετά από ολοκλήρωση, την εξαγωγή των μέσων τιμών των σχετικών μεγεθών με πολύ μεγαλύτερη ακρίβεια.

- Οι σημαντικές αποκλίσεις που παρατηρήθηκαν μεταξύ των πειραματικών τιμών και των αποτελεσμάτων από την εφαρμογή των βασικών σχέσεων της τυρβώδους μεταφοράς θερμότητας οφείλονται στην ιδιομορφία του προφίλ της ροής στον αγωγό εξαγωγής. Η «παλμώδης» ροή σε συνδυασμό με την καμπυλότητα του αρχικού τμήματος του αγωγού προκαλεί σημαντική διαταραχή της ομαλής ανάπτυξης του θερμικού οριακού στρώματος στην περιοχή αυτή. Επιπρόσθετα παρατηρείται αύξηση της έντασης τύρβης του ρευστού κατά τη ροή του γύρω από τη βαλβίδα. Τα φαινόμενα αυτά έχουν σαν αποτέλεσμα την σημαντική αύξηση της θερμοροής σε σύγκριση με το αποτέλεσμα που αναμενόταν από τον προσδιορισμό της με εφαρμογή των βασικών σχέσεων της τυρβώδους μεταφοράς θερμότητας.
- Διαπιστώνεται έντονη ανομοιομορφία στην θερμική φόρτιση των περιοχών της κεφαλής τόσο μεταξύ των αγωγών εισαγωγής-εξαγωγής όσο και σε διεύθυνση κάθετη στον άξονα αυτών μεταξύ των δύο πλευρών της κεφαλής. Οι ανομοιομορφία αυτή είναι χαρακτηριστική των αερόψυκτων κινητήρων.
- Οι πειραματικές τιμές του συντελεστή μεταφοράς στην είσοδο της πολλαπλής εξαγωγής είναι σημαντικά υψηλότερες, (περίπου 20 έως 30 φορές) σε σύγκριση με τις υπολογισμένες που προέκυψαν με χρήση των «κλασικών» συσχετισμών μεταφοράς θερμότητας για την πλήρως ανεπτυγμένη τυρβώδη ροή. Η διαφορά αυτή μπορεί να εκφραστεί μέσω του Συντελεστή Αύξησης Συναγωγιμότητας (Convective Augmentation Factor, CAF) και μειώνεται διαδοχικά προς τα κατάντι του αγωγού εξαγωγής.
- Οι αυξημένες τιμές του συντελεστή μεταφοράς στην περιοχή εισόδου (entrance region) μπορούν να προσομοιωθούν μέσω κατάλληλης ημιεμπειρικής σχέσης για τον αριθμό Nu η οποία είναι σε θέση να προβλέψει τις σχετικές τιμές με πολύ καλή ακρίβεια σε ολόκληρο το πεδίο λειτουργίας του κινητήρα.

Με βάση τα αποτελέσματα της παρούσας εργασίας προτείνονται δύο βασικές κατευθύνσεις οι οποίες θα μπορούσαν να εφαρμοστούν για μελλοντική διερεύνηση των φαινομένων μεταφοράς στους αγωγούς εξαγωγής αλλά και εισαγωγής των εμβολοφόρων κινητήρων:

- Διαχωρισμός της διερεύνησης της περιόδου εξαγωγής σε δύο διαφορετικές φάσεις, την εκροή και την εξώθηση. Λόγω της σημαντικής διαφοράς της μέσης ταχύτητας των αερίων αλλά και του επιπέδου της τύρβης στο εσωτερικό του αγωγού κατά τη διάρκεια

των δύο αυτών φάσεων αναμένεται να υπάρξουν δύο διακριτές εκφράσεις για το συντελεστή μεταφοράς. Αυτές θα πρέπει στη συνέχεια να συνδεθούν στο κοινό τελικό μοντέλο υπολογισμού απωλειών.

- Εκτίμηση του συντελεστή μεταφοράς με βάση λειτουργικές μεταβλητές και γεωμετρικές παραμέτρους του κινητήρα. Τέτοιες μεταβλητές είναι η παροχή μάζας, η καμπυλότητα του αγωγού στην περιοχή της βαλβίδας, η «ενεργή» ταχύτητα της παλμώδους ροής, η πίεση στον κύλινδρο κατά το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής κ.α.

Οι προηγούμενες εκτιμήσεις μπορούν να συνδυαστούν με ένα ανάλογο ρευστομηχανικό μοντέλο ώστε τελικά να προκύψει ένα μοντέλο διασυνδεδεμένο και στην πλευρά του ρευστού (Conjugate Heat Transfer, CHT) το οποίο θα επιτρέπει τη θερμική συναλλαγή μεταξύ στερεού και της ροής των αερίων στο εσωτερικό του οχετού εξαγωγής.

7. Αναφορές

- Depcik , C., & Assanis, D. (2002). A Universal Heat Transfer Correlation for Intake and Exhaust Flows in an Spark-Ignition Internal Combustion Engine. *SAE Transactions*(Vol. 111, Section 3: JOURNAL OF ENGINES (2002)), σσ. 734-740. doi:2002-01-0372
- Alkidas , A. C., Battiston, P. A., & Kapparos, D. J. (2004, March 8-11.). Thermal Studies in the Exhaust System of a Diesel-Powered Light-Duty Vehicle. *SAE International*. doi:2004-01-0050
- An Introduction to Computational Fluid Dynamics. (2007). Στο H. K. Versteeg , & W. Malalasekera. Essex, England: Pearson Education Limited.
- Assanis, D. N. (1989). Effect of combustion chamber insulation on the performance of a low heat rejection diesel engine with exhaust heat recovery. *Heat Recovery Systems & CHP*(9), σσ. 475-484.
- Assi, W. N., Ali, M. N., & Allawee, A. S. (2020). Experimental and Numerical Assessment of a Multi-Cylinder Engine Exhaust Manifold. *The Fourth Postgraduate Engineering Conference*. IOP Publishing. doi:10.1088/1757-899X/745/1/012071
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2015). *Heat and Mass Transfer*. New York: McGraw-Hill Education. Ανάκτηση 11 07, 2021
- Cerdoun, M., Khalfallah, S., Beniaiche, A., & Carcasci, C. (2019, November 14). Investigations on the heat transfer within intake and exhaust valves at various engine speeds. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 147. doi:https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.119005
- Chaudhari, S. G., Borse, P. N., & Patil, R. Y. (2017). Experimental and CFD Analysis of Exhaust Manifold to Improve Performance of IC Engine. *IRJET*, 04 (06). doi:e-ISSN: 2395 -0056 / p-ISSN: 2395-0072
- Chen, D. K. (1993). A Numerical Model for Thermal Problems in Exhaust Systems. *SAE International*. doi:931070

- Chen, Y., Schlautman, J., & Dhar, S. (2020). Experimental and Numerical Investigation of the Multiphase Flow and Heat Transfer in an Oil Jet Cooled Engine Piston. Mesa, Arizona: SAE.
- Daniel, W., & Wendland, D. W. (1993). Automobile Exhaust-System Steady-State Heat Transfer. *Vehicle Thermal Management Systems Conference*. SAE Paper 931085.
- Dara Sai Pradeep, T., Premkumar, M., Krishna Kishore, C., Mahesh, P., Kiran, K. S., Hariram, V., & Seralathan, S. (2021). Thermal and Conjugate Heat Transfer Analysis of Exhaust Manifold of Multicylinder IC Engine. *International Journal of Vehicle Structures & Systems*, σσ. 505-509. doi:10.4273/ijvss.13.4.20
- Duman, I. (2016). *EXHAUST MANIFOLD THERMAL AND FLOW ANALYSIS*. MECHANICAL ENGINEERING. İSTANBUL, TURKEY: YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY.
- El-Sharkawy, A., Sami, A., Hekal, A.-R., Arora, D., & Khandaker, M. (2016, May). Transient Modelling of Vehicle Exhaust Surface Temperature. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 9 (2), σσ. 321-329. doi:2016-01-0280
- Eriksson, L. (2002). Mean Value Models for Exhaust System Temperatures. *SAE International*, 111, σσ. 753-767. doi:2002-01-0374
- Farrugia, M., Alkidas, A. C., & Sangeorzan, B. P. (2006). Cycle-averaged heat flux measurements in a straight-pipe extension of the exhaust port of a SI engine. *SAE*. doi:2006-01-1033
- Franzke, B., Pischinger, S., Adomeit, P., Schernus, C., Scharf, J., & Uhlmann, T. (2016). A Sectoral Approach to Modelling Wall Heat Transfer in Exhaust Ports and Manifolds for Turbocharged Gasoline Engines. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*(Vol. 9, No. 2), σσ. 276-285. doi:10.4271/2016-01-0202
- Gingrich, E., Tess, M., Vamshi, K., & Jaal, G. (2021, April 12). High-output Diesel Engine In-stantaneous Spatially Averaged Heat Transfer Correlation. *SAE WCX*. Ανάκτηση από SAE WCX Digital Summit

- He, Y., Battiston, P. A., & Alkidas, A. C. (2006, April 3-6). Thermal Studies in the Exhaust Manifold of a Turbocharged V6 Diesel Engine Operating Under Steady-State Conditions. *SAE International*, σσ. 1-13. Ανάκτηση 11 07, 2021
- Heller, S., & Wachtmeister, G. (2007). Analysis and Modeling of Heat Transfer in the SI Engine Exhaust System During Warm-Up. *SAE paper 2007-01-1092*.
- Heywood, J. B. (1988). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. USA: McGraw-Hill, Inc. Ανάκτηση 11 07, 2021
- Iqbal, O., Arora, K., & Sanka, M. (2014, 01 04). Thermal Map of an IC Engine via Conjugate Heat Transfer: Validation and Test Data Correlation. *SAE International Journal of Engines*, 7(1), σσ. 366-374. doi:10.4271/2014-01-1180
- Kim, K.-H., & Kong, K.-J. (2020, 12 20). One-Dimensional Gas Flow Analysis of the Intake and Exhaust System of a Single Cylinder Diesel Engine. *Marine Science and Engineering*, σσ. 1-13. doi:10.3390/jmse8121036
- Malchow, G. L., Sorenson, S. C., & Buckius, R. O. (1979). Heat Transfer in the Straight Section of an Exhaust Port of a Spark Ignition Engine. *SAE paper 790309*.
- Mavropoulos, G. C., Rakopoulos, C. D., & Hountalas, D. T. (2008). Experimental Assessment of Instantaneous Heat Transfer in the Combustion Chamber and Exhaust Manifold Walls of Air-Cooled Direct Injection Diesel Engine. *SAE Int. J. Engines*, 1(1), σσ. 888-912. Ανάκτηση 11 07, 2021
- Mavropoulos, G., & Hountalas, D. (2013, 08 04). Exhaust Phases in a DI Diesel Engine Based on Instantaneous Cyclic Heat Transfer Experimental Data. *SAE International*. doi:<https://doi.org/10.4271/2013-01-1646>
- Menacer, B., Khatir, N., Bouchetara, M., Larbi, A., & Belhout, C. (2020, December). The Heat Transfer Study in the Diesel Engine Combustion Chamber Using a Two-Zone Combustion Model. *Mathematical Modelling of Engineering Problems*, 7(4), σσ. 614-620. doi:10.18280/mmep.070414
- Padmanabha, A., Amith, R., & Prasanna, S. I. (2021, Feb 18). Computational Investigation of the Effect of Mullite Coating and Shape Variation on Inflow Characteristics and

- Thermal Stability on the Exhaust Manifold. *SAE International*. doi:10.4271/2021-01-5026.
- Patil, V., Wagh, H., & Badgujar, S. (2020, January). CFD Modeling and Study of Combustion in DI Diesel Engine for Different Grid Generation. *Journal of Emerging Technologies and Innovative Research (JETIR)*, 7(1), σσ. 385-391. doi:ISSN-2349-5162
- Ranganathan, R. P., Turner, D. W., & Franchett, M. E. (2005, April 11-14). Exhaust Manifold Gas Temperature Predictions using System Level Data Driven Modelling. *SAE International*. Ανάκτηση 11 07, 2021
- Sadhasivam, C., Murugan, S., Vairamuthu, J., & Mohana Priyadharshini, S. (2020, September 15). Design and analysis of two-cylinder exhaust manifold with improved performance in CFD. *Materials Today: Proceedings*. doi:https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.07.574
- Sharief, A., Chandrashekar, T. K., A.J, A., & Samaga, B. S. (2008). Study on Heat Transfer Correlation in IC Engines. *SAE International*. doi:2008-01-1816
- Simonetti, M., Caillol, C., Higelin, P., Dumand, C., & Revol, E. (2018). Heat Transfer Investigation in an Engine Exhaust-Type Pulsating Flow. *Journal of Fluid Flow, Heat and Mass Transfer*, 5.
- Sirviö, K., Niemi, S., Help, R., Heikkilä, S., & Hiltunen, E. (2018). Kinematic viscosity studies for medium-speed CI engine fuel blends. σ. 1247 1256. doi:10.15159/AR.18.088
- Spyrounakos, G., & Mavropoulos, G. (2023). Heat Losses in the Exhaust Manifold of a 4-Stroke DI Diesel Engine subjected to Pulsating Flow. *10th International Conference on "Experiments/Process/System*. Athens: 10th IC-EPSMSO.
- Sunitha, M. (2018). Determination Thermal Performance of a New Integrated Exhaust Manifold Cylinder Head in Diesel Engine. *International Journal of Research*, 5(6). doi:e-ISSN: 2348-6848 / p-ISSN: 2348-795X
- Wendland, D. W., "Automobile Exhaust-System Steady-State Heat Transfer," 1993 Vehicle Thermal Management Systems Conference Proceedings (SAE P-263), Paper No. 931085, pp. 129- 143, 1993.

- Wimmer, A., Pivec, R., & Sams, T. (2000, March 6-9). Heat Transfer to the Combustion Chamber and Port Walls of IC Engines – Measurement and Prediction. *SAE International*, σσ. 1-15. Ανάκτηση 11 07, 2021
- Yong , Y., & Zhijun , W. (2021, April 12). Numerical Simulation of Surface Temperature Fluctuation and Thermal Barrier Coating at the Piston Top for a Diesel Engine Performance Improvement. *SAE WCX* . doi:2021-01-0229
- Žák, Z., Emrich, M., Takáts, M., & Macek, J. (2016). In-Cylinder Heat Transfer Modelling. *Journal of Middle European Construction and Design of Cars*. doi:10.1515/mecdc-2016-0009
- Zhien, L., Wang, X., Yan, Z., Li, X., & Xu, Y. (2014, August). Study on the Unsteady Heat Transfer of Engine Exhaust Manifold Based on the Analysis Method of Serial. *SAE International Journal of Engines*, 7(No. 3), σσ. 1547-1554. doi:2014-01-1711
- Ρακόπουλος, Κ. Δ. (χ.χ.). *Αρχές Εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσεως*. ΓΡ. ΦΟΥΝΤΑΣ. Ανάκτηση 11 07, 2021

8. Ευχαριστίες

Ο συγγραφέας του παρόντος εκφράζει τις ιδιαίτερες ευχαριστίες του στην εταιρεία AASA Engineering για την ευγενική παραχώρηση του εξοπλισμού CNC Rottler στον οποίο πραγματοποιήθηκαν οι λεπτομερείς μετρήσεις των εσωτερικών επιφανειών των αγωγών εισαγωγής και εξαγωγής στην παρούσα έρευνα.