



Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας
Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών
Τομέας Ενέργειας, Βιομηχανικών Διεργασιών και
Αντιρρυπαντικής Τεχνολογίας
Εργαστήριο Θερμοδυναμικής και Θερμικών
Μηχανών

Ανάλυση των χαρακτηριστικών και μοντελοποίηση
της λειτουργίας δίχρονου υπερτροφοδοτούμενου
κινητήρα πετρελαίου στα σημεία μέγιστης ισχύος και
μέγιστης ροπής

Διπλωματική Εργασία

Παπαδόπουλος Ευάγγελος
Σέργης Βασίλειος

Επιβλέπων : Σταματέλλος Αναστάσιος, Καθηγητής Π.Θ.

Βόλος, 2018



Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας
Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών
Τομέας Ενέργειας, Βιομηχανικών Διεργασιών και
Αντιρρυπαντικής Τεχνολογίας
Εργαστήριο Θερμοδυναμικής και Θερμικών
Μηχανών

Ανάλυση των χαρακτηριστικών και μοντελοποίηση
της λειτουργίας δίχρονου υπερτροφοδοτούμενου
κινητήρα πετρελαίου στα σημεία μέγιστης ισχύος και
μέγιστης ροπής

Διπλωματική Εργασία

Παπαδόπουλος Ευάγγελος

Σέργης Βασίλειος

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των απαιτήσεων για την απόκτηση του
Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού

Επιβλέπων : Σταματέλλος Αναστάσιος, Καθηγητής Π.Θ.

Βόλος, 2018

© 2018 Παπαδόπουλος Ευάγγελος (evagrapadop@uth.gr)

© 2018 Σέργης Βασίλειος (vsergis@uth.gr)

Η έγκριση της διπλωματικής εργασίας από το Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας δεν υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα (Ν. 5343/32 αρ. 202 παρ. 2).

Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:

Πρώτος Εξεταστής (Επιβλέπων)	Δρ. Αναστάσιος Σταματέλλος Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας
Δεύτερος Εξεταστής	Δρ. Γεώργιος Χαραλάμπους Επίκουρος Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας
Τρίτος Εξεταστής	Δρ. Δημήτριος Τζιουρτζιούμης Επίκουρος Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Οχημάτων, Αλεξάνδρειο ΑΤΕΙ Θεσσαλονίκης

Περίληψη

Στην παρούσα διπλωματική εργασία πραγματοποιείται η ανάπτυξη ενός μοντέλου προσομοίωσης της λειτουργίας του δίχρονου κινητήρα πετρελαίου Detroit Diesel 12V-71TA. Μεγάλο μέρος των απαραίτητων στοιχείων του κινητήρα που απαιτούνται για την ανάλυση και τον υπολογισμό των χαρακτηριστικών του, συλλέχθηκαν αποσυναρμολογώντας τον εν λόγω κινητήρα στο Εργαστήριο Θερμοδυναμικής και Θερμικών Μηχανών του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας.

Αρχικά, στο πρώτο κεφάλαιο αναφέρονται εισαγωγικά στοιχεία για τις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης, δηλαδή η θεωρία στην οποία βασίζεται η κατασκευή τους και οι αρχές που διέπουν την λειτουργία τους, όπως επίσης και οι κατηγορίες στις οποίες μπορούν να ταξινομηθούν. Στη συνέχεια, το κεφάλαιο εστιάζει στους δίχρονους κινητήρες πετρελαίου και τα χαρακτηριστικά τους.

Το δεύτερο κεφάλαιο επικεντρώνεται στους κινητήρες της G.M. Detroit Diesel και ειδικά σε αυτούς της σειράς 71, στην οποία και ανήκει ο κινητήρας που εξετάζεται στη παρούσα εργασία. Επίσης, παρουσιάζονται εξαρτήματα και ολοκληρωμένα συστήματα που βρίσκουν εφαρμογή στον εν λόγω κινητήρα.

Στο τρίτο κεφάλαιο γίνεται μια εισαγωγή στην έννοια της μοντελοποίησης, τα χαρακτηριστικά αυτής όταν χρησιμοποιείται για Μηχανές Εσωτερικής Καύσης καθώς και το είδος της μοντελοποίησης που χρησιμοποιείται στην εργασία αυτή.

Στο τέταρτο κεφάλαιο γίνεται μια αναφορά των τεχνικών χαρακτηριστικών του κινητήρα και περιγράφονται αναλυτικά τα υπολογιστικά μοντέλα που χρησιμοποιήθηκαν, με ιδιαίτερη έμφαση στις εξισώσεις και τις παραδοχές που τα χαρακτηρίζουν. Γίνεται επίσης μια αναφορά της διαδικασίας που ακολουθήθηκε για την ανάπτυξη του μοντέλου του, ενώ ακόμα γίνεται λόγος στους εκπεμπόμενους ρύπους που προκύπτουν από την λειτουργία του κινητήρα και τον τρόπο με τον οποίο αυτοί σχηματίζονται.

Στο πέμπτο κεφάλαιο παρατίθεται ο αλγόριθμος που αναπτύχθηκε σε περιβάλλον MATLAB για τους σκοπούς της μοντελοποίησης καθώς και μια σύντομη περιγραφή του τρόπου με τον οποίο λαμβάνει τα δεδομένα και εξάγει τα επιθυμητά αποτελέσματα.

Στο έκτο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης, σε μορφή διαγραμμάτων, και γίνεται ανάλυση και σχολιασμός τους.

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



University of Thessaly
Department of Mechanical Engineering
Division of Energy, Industrial Processes &
Environmental Technology
Laboratory of Thermodynamics & Thermal Engines

**Analysis of the characteristics and modeling of a two
stroke supercharged diesel engine when operating in
maximum power and maximum torque**

Diploma Thesis

Papadopoulos Evangelos

Sergis Vasileios

In partial fulfillment of the requirement for the degree of master of science in
Mechanical Engineering

Supervisor : Stamatellos Anastasios, Professor U.TH.

Volos, 2018

©

Abstract

This diploma thesis carries out the development of a simulation model of the Detroit Diesel 12V-71TA two-stroke engine. Most of the engine components needed to analyze and calculate its characteristics were collected by disassembling the engine in the facilities of the University.

To begin with, the first chapter is an introduction to Internal Combustion Engines, the theory on which their construction is based, the principles governing their operation, as well as the categories in which they can be classified. Last but not least, the chapter's content is focused on two-stroke diesel engines and their characteristics.

The main subject of the second chapter is the G.M. Detroit Diesel engines, especially those of the 71 series, to which the engine that is being used belongs. Also there is a description of the integrated systems and the components that are applicable to this engine.

The third chapter refers to the concept of modeling, its characteristics when used in Internal Combustion Engines and the type of modeling used in this particular paper.

In the fourth chapter a reference is made to the technical characteristics of the engine and the computational models that have been used are analyzed, with particular emphasis on the equations and assumptions that have been made. There is also a reference to the process followed for the development of the model, while the emissions generated by the engine's operation and the way in which they are formed are still discussed.

In the fifth chapter there is a presentation of the algorithm developed in MATLAB environment for modeling purposes, as well as a brief description of the way in which it receives the data and extracts the desired results.

The sixth chapter includes the results of the simulation, in the form of diagrams, and the analysis of them.

Finally, some useful conclusions are drawn by evaluating the simulation's results and the model's accuracy and some suggestions for future research on the subject are being made.

Ευχαριστίες

Θα θέλαμε να ξεκινήσουμε το κομμάτι αυτό των ευχαριστιών από τον επιβλέποντα καθηγητή μας, κ. Αναστάσιο Σταματέλλο, για την βοήθεια αλλά και την καθοδήγηση του καθ' όλη την διάρκεια της εκπόνησης της εργασίας αυτής. Όπως επίσης και για το γεγονός ότι μας έδωσε εξ' αρχής την ευκαιρία να ασχοληθούμε και να κατανοήσουμε σε βάθος ένα πολύ ενδιαφέρον, για έναν μηχανολόγο μηχανικό, αντικείμενο.

Επίσης, σημαντική ήταν και η συμβολή των υπολοίπων μελών του εργαστηρίου θερμοδυναμικής και θερμικών μηχανών, κ. Ολυμπία Ζώγου και κ. Δημήτριο Τζιουρτζιούμη, οι οποίοι προσέφεραν τις γνώσεις τους όποτε τους ζητήθηκε, και τους ευχαριστούμε γι' αυτό.

Ακόμα, θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε τους φίλους μας, τόσο για την υποστήριξή τους σε όλη αυτή την προσπάθεια για την εκπόνηση της εργασίας, όσο και συνολικά για τις όμορφες στιγμές που περάσαμε όλα αυτά τα χρόνια των σπουδών.

Τελειώνοντας δεν θα μπορούσαμε να παραλείψουμε να ευχαριστήσουμε τις οικογένειές μας και ειδικά τους γονείς μας, καθώς μας παρείχαν όλα τα εφόδια είτε ψυχολογικά είτε υλικά καθ' όλη την διάρκεια των σπουδών μας, αλλά και γενικότερα για την διαμόρφωση του ατόμου και του χαρακτήρα μας σε όλα τα στάδια της ζωής μας.

Nomenclature

Διάμετρος Κυλίνδρου	b	m
Διαδρομή Εμβόλου	s	m
Όγκος Εκτοπισμού	V	m ³
Μήκος Διωστήρα	L	m
Νεκρός Όγκος	V _c	m ³
Ακτίνα Στροφάλου	r	m
Γωνία Στροφάλου	θ	deg
Στροφές Κινητήρα (Στροφάλου)	N	rpm
Λόγος Συμπίεσης	r _c	-
Ισχύς	P	kW
Ροπή	T	Nm
Διάμετρος Βαλβίδας Εξαγωγής	d _v	m
Γωνιακή Ταχύτητα	ω	rad/s
Επιφάνεια Θυρίδων Εισαγωγής	A _i	m ²
Επιφάνεια Βαλβίδων Εξαγωγής	A _v	m ²

Βύθισμα Βαλβίδας	x_v	m
Θερμοκρασία Αέρα Σάρωσης	T_{sc}	K
Παροχή Μάζας Αέρα	m_{in}	kg/s
Παροχή Μάζας Καυσαερίων	m_{out}	kg/s
Παροχή Μάζας Καυσίμου	m_f	kg/s
Διορθωτικός Συντελεστής Ροής στην Εισαγωγή	C_v	-
Σταθερά Αερίων	R	kJ/(kg · K)
Γωνία Έναρξης Έγχυσης	θ_{fb}	deg
Καθυστέρηση Έναυσης	$\Delta\theta_{zv}$	deg
Διάρκεια Καύσης Προανάμειξης	$\Delta\theta_{BD1}$	deg
Γωνία Έναρξης Καύσης Προανάμειξης	θ_{BB1}	deg
Συντελεστής Σχήματος για Φλόγα Προανάμειξης	m_1	-

Γωνία Έναρξης Καύσης Διαχύσεως	θ_{BB2}	deg
Συντελεστής Σχήματος για Φλόγα Διαχύσεως	m_2	-
Μάζα Εγγεόμενου Καυσίμου σε έναν Κύκλο Λειτουργίας	m_{b0}	kg
Πίεση Εισαγωγής Αέρα	P_{inlet}	bar
Θερμοκρασία Εισαγωγής Αέρα	T_{in}	K
Έργο Ογκομεταβολής	W_i	J
Έργο Αποδιδόμενο σε Έναν Κύκλο Λειτουργίας	W_b	J
Μέση Ενδεικνύομενη Πίεση	$imep$	Pa
Μέση Πραγματική Πίεση	$bmeP$	Pa
Μέση Πίεση Τριβών	$fmeP$	Pa
Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου	$bsfc$	g/kWh

Πίνακας περιεχομένων

Κεφάλαιο 1 ^ο	1
Εισαγωγή στις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης	1
1.1 Γενικά στοιχεία Μ.Ε.Κ.....	1
1.2 Κατηγορίες Μηχανών Εσωτερικής Καύσης	3
1.3 Δίχρονος Πετρελαιοκινητήρας.....	6
1.3.1 Ιστορική Αναδρομή και Τρόπος Λειτουργίας.....	6
1.3.2 Πλεονεκτήματα – μειονεκτήματα δίχρονου κινητήρα DIESEL	8
1.3.3 Χρήσεις δίχρονου πετρελαιοκινητήρα	9
Κεφάλαιο 2ο	10
Οι Δίχρονοι Πετρελαιοκινητήρες Detroit Diesel της G.M.	10
2.1 Γενικά στοιχεία των κινητήρων D.D.	10
2.2 Detroit Diesel Series 71	11
2.2.1 Κυλινδροκεφαλή.....	13
2.2.2 Βαλβίδες εξαγωγής.....	15
2.2.3 Θάλαμος καύσης και έμβολο.....	16
2.2.4 Χιτώνιο και θυρίδες.....	18
2.2.5 Σύστημα ψύξης.....	18
2.2.6 Σύστημα τροφοδοσίας καυσίμου.....	20
2.2.7 Σύστημα λίπανσης	23
2.2.8 Υπερπλήρωση του κινητήρα	25
2.2.9 Προθερμαντήρας	27
Κεφάλαιο 3 ^ο	29
Μοντελοποίηση με Μοντέλο Πλήρωσης Εκκένωσης	29
3.1 Ορισμός Μοντελοποίησης	29
3.2 Μοντελοποίηση στις Μ.Ε.Κ.....	30
3.3 Τύποι Μοντέλων	30
3.4 Μοντέλο Μηδενικής Διάστασης.....	31
3.5 Λογισμικό Μοντελοποίησης.....	33

Κεφάλαιο 4 ^ο	34
Δομή Μοντέλου Μηδενικών Διαστάσεων.....	34
4.1 Παράμετροι λειτουργίας κινητήρα.....	34
4.2 Κινηματική Εμβόλου	36
4.3 Ροή στις θυρίδες εισαγωγής	38
4.4 Ροή στις βαλβίδες εξαγωγής	42
4.5 Σύστημα Έγχυσης	45
4.6 Καύση στις Μ.Ε.Κ. και μοντέλο Vibe	49
4.7 Εκπομπές ρύπων στις Μ.Ε.Κ.	52
4.8 Μετάδοση θερμότητας στον θάλαμο καύσης	55
Κεφάλαιο 5 ^ο	58
Αλγόριθμος Μοντελοποίησης.....	58
5.1 Σύντομη περιγραφή αλγορίθμου	58
5.2 Κώδικας Μοντελοποίησης στο MATLAB [®]	60
5.2.1 Γεωμετρικά Χαρακτηριστικά	60
5.2.2 Σημεία Λειτουργίας	60
5.2.3 Στοιχεία για μοντέλο καύσης Vibe.....	60
5.2.4 Θερμοδυναμικά μεγέθη στον κύλινδρο.....	61
5.2.5 Εξισώσεις κινηματικής εμβόλου	61
5.2.6 Αρχικές συνθήκες.....	61
5.2.7 Παράμετροι μετάδοσης θερμότητας Woschni	62
5.2.8 Θυρίδες εισαγωγής και βαλβίδες εξαγωγής	62
5.2.9 Συντελεστές για ροή μάζας	62
5.2.10 Δημιουργία πινάκων για ροή καυσίμου και αέρα, μετάδοση θερμότητας και υπολογισμό εσωτερικής ενέργειας.....	63
5.2.11 Ορισμός αρχικών τιμών.....	64
5.2.12 Επαναληπτική διαδικασία	64
Κεφάλαιο 6 ^ο	70
Αποτελέσματα.....	70
6.1 Συνθήκες λειτουργίας για μέγιστη ισχύ και μέγιστη ροπή	70
6.1.1 Κύκλος λειτουργίας του κινητήρα.....	70

6.1.2	Ισοζύγιο ενέργειας	71
6.1.3	Πίεση συναρτήσει όγκου θαλάμου	73
6.1.4	Πίεση κυλίνδρου συναρτήσει γωνίας στροφάλου	75
6.1.5	Θερμοκρασία θαλάμου συναρτήσει γωνίας στροφάλου	78
6.1.6	Μετάδοση θερμότητας καύσης συναρτήσει γωνίας στροφάλου	79
6.1.7	Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας συναρτήσει γωνίας στροφάλου	81
6.1.8	Μετάδοση θερμότητας μέσω τοιχωμάτων συναρτήσει γωνίας στροφάλου	84
6.1.9	Εισαγωγή αέρα συναρτήσει γωνίας στροφάλου	86
6.1.10	Εξαγωγή καυσαερίων συναρτήσει γωνίας στροφάλου	88
6.1.11	Μεταβολή καυσίμου στον κύλινδρο ως προς γωνία στροφάλου συναρτήσει γωνίας στροφάλου	90
6.1.12	Μεταβολή μάζας στον κύλινδρο συναρτήσει γωνίας στροφάλου	91
6.1.13	Πραγματικός προς στοιχειομετρικό λόγο αέρα καυσίμου	93
6.2	Σύγκριση πραγματικών και υπολογιζόμενων τιμών	95
6.2.1	Αποδομένη ισχύς, ροπή και ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει στροφών ανά λεπτό	96
6.2.2	Σύγκριση πειραματικού και πραγματικού bsfc	98
6.2.3	Μάζα εγχεόμενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας συναρτήσει στροφών ανά λεπτό	99
6.3.4	Μάζα αέρα εισαγωγής ανά κύκλο λειτουργίας συναρτήσει στροφών ανά λεπτό	102
	Κεφάλαιο 7ο	104
	Συμπεράσματα και Προτάσεις	104
7.1	Συμπεράσματα	104
7.2	Προτάσεις για μελλοντική έρευνα	105
	Παράρτημα	106
	Παράρτημα εικόνων	106
	Παράρτημα Διαγραμμάτων	107
	Βιβλιογραφία	109
	Ελληνική Βιβλιογραφία	109
	Ξενόγλωσση Βιβλιογραφία	109

Κεφάλαιο 1^ο

Εισαγωγή στις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης

1.1 Γενικά στοιχεία Μ.Ε.Κ.

Σκοπός των θερμικών μηχανών είναι η παραγωγή μηχανικού έργου από τη θερμική ενέργεια που τίθεται στη διάθεσή μας κατά την καύση, αξιοποιώντας την χημική ενέργεια των καυσίμων. Οι θερμικές μηχανές μπορούν να χωριστούν σε μηχανές εσωτερικής και σε εξωτερικής καύσης.

Στις τελευταίες τα προϊόντα της καύσης του καυσίμου και του αέρα, μεταφέρουν τη θερμότητα τους σε ένα ρευστό, μέσω κάποιας επιφάνειας συναλλαγής, το οποίο αποτελεί το εργαζόμενο μέσο για την παραγωγή μηχανικής ισχύος. Χαρακτηριστικό παράδειγμα τέτοιου είδους κινητήρα αποτελούν οι εγκαταστάσεις ατμοπαραγωγής στους σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής, όπου η θερμότητα που παράγεται από την καύση ορυκτών και αέριων συνήθως καυσίμων αξιοποιείται για την παραγωγή ατμού, ο οποίος όντας σε υψηλή ενεργειακή κατάσταση (υψηλή θερμότητα και πίεση) εκτονώνεται σε στροβίλους με σκοπό την παραγωγή μηχανικού έργου.

Στις μηχανές εσωτερικής καύσης (ΜΕΚ) ο αέρας, το καύσιμο και τα προϊόντα του αποτελούν το εργαζόμενο μέσο για την παραγωγή του μηχανικού έργου. Σε αυτή την κατηγορία ανήκουν οι εμβολοφόροι κινητήρες, οι αεριοστρόβιλοι, οι στροβιλοαντιδραστήρες, οι περιστροφικές (rotary) ΜΕΚ, οι στατοί θερμοαντιδραστήρες και οι πυραυλοκινητήρες. Στις ΜΕΚ, το εργαζόμενο μέσο είναι ο αέρας, μαζί με το καύσιμο, με εξαίρεση τους πυραυλοκινητήρες όπου το εργαζόμενο μέσο είναι οι προωθητικές ουσίες, δηλαδή καύσιμα μείγματα που περιέχουν το οξειδωτικό μέσο της καύσης αποθηκευμένο στον πύραυλο.

Η πιο διαδεδομένη μορφή κινητήριας μηχανής είναι η εμβολοφόρος ΜΕΚ. Λόγω απλής κατασκευής και της δυνατότητάς της να χρησιμοποιεί εργαζόμενο μέσο σε υψηλές θερμοκρασίες, χαρακτηρίζεται από υψηλή συγκέντρωση ισχύος, καλό ολικό

βαθμό απόδοσης και χρησιμοποιείται σχεδόν αποκλειστικά για τις μεταφορές σε πλοία, τρένα και αυτοκίνητα. Χρησιμοποιείται και σε αεροπλάνα χαμηλής ταχύτητας με εξαίρεση αυτά της μέσης και υψηλής, όπου χρησιμοποιούνται στροβιλοαντιδραστήρες αναγκαστικά για να επιτευχθεί η απαιτούμενη υψηλή συγκέντρωση ισχύος.

Σε όλες τις εμβολοφόρες ΜΕΚ, το εργαζόμενο μέσο είτε είναι αέρας με καύσιμο, είτε είναι μόνο αέρας, αναρροφάται από τη μηχανή και συμπιέζεται μέχρι μια ορισμένη πίεση. Με τον τρόπο αυτό, αυξάνεται η θερμοκρασία του και στη συνέχεια προσδίδεται σε αυτό η θερμική ενέργεια που προέρχεται από την καύση του καυσίμου με αποτέλεσμα την περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας και τις πιέσής του. Το μηχανικό έργο παράγεται κατά την εκτόνωση που ακολουθεί. Ένα μέρος του έργου αυτού καταναλώνεται για την προηγηθείσα συμπίεση και τις τριβές, ενώ το υπόλοιπο είναι το ωφέλιμο έργο της μηχανής. Η συμπίεση, η καύση και η εκτόνωση αποτελούν τις βασικές φάσεις λειτουργίας μιας εμβολοφόρου ΜΕΚ. Εκτός των τριών βασικών φάσεων λειτουργίας, μεγάλης σημασίας για τη λειτουργία του κινητήρα έχουν και οι φάσεις εναλλαγής των αερίων. Δηλαδή της εκκένωσης του κυλίνδρου από το καυσαέριο κατά το τέλος της εκτόνωσης και της εκ νέου πλήρωσής του με νέα γόμωση (μείγμα αέρα-καυσίμου) για την εκτέλεση νέου κύκλου.

Ο μηχανισμός εμβόλου – διωστήρα – στροφάλου αποτελεί τον κύριο κινηματικό μηχανισμό που συγκροτεί την εμβολοφόρο ΜΕΚ. Με το μηχανισμό αυτό η παλινδρομική κίνηση του εμβόλου μετατρέπεται μέσω του διωστήρα σε περιστροφική στο στρόφαλο. Λόγω της παλινδρομικής αυτής κίνησης το έμβολο λειτουργεί μεταξύ δύο ακραίων σημείων τα οποία καλούνται Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) και Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ). Η απόσταση που διανύει το έμβολο από το ΑΝΣ έως το ΚΝΣ καλείται διαδρομή του εμβόλου και αντιστοιχεί σε μισή περιστροφή (180°) του στροφάλου.

1.2 Κατηγορίες Μηχανών Εσωτερικής Καύσης

Κατατάσσονται στις ακόλουθες κατηγορίες ανάλογα με:

1. Τον τρόπο εναύσεως (αναφλέξεως):
 - Μηχανές εναύσεως με σπινθήρα ή κινητήρες Otto (spark ignition engines)
 - Μηχανές εναύσεως με συμπίεση ή πετρελαιομηχανές ή κινητήρες Diesel (compression ignition engines)
 - Μηχανές Semi-Diesel
2. Τον αριθμό των διαδρομών του εμβόλου για την ολοκλήρωση του κύκλου λειτουργίας:
 - 2-χρονης μηχανές (two-stroke engines)
 - 4-χρονης μηχανές (four-stroke engines)
3. Το είδος του καυσίμου:
 - Μηχανές ελαφρών καυσίμων (πετρέλαιο Diesel, βενζίνη)
 - Μηχανές βαρέως πετρελαίου (μαζούτ)
 - Μηχανές αερίων καυσίμων
4. Τη γωνιακή ταχύτητα περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα:
 - Αργόστροφες έως 350 rpm (κύριες μηχανές πλοίων)
 - Μεσόστροφες έως 1500 rpm (μηχανές πλοίων, τρένων και παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας)
 - Πολύστροφες έως 5000 rpm (μηχανές τροχοφόρων)
 - Ταχύστροφες με ταχύτητα περιστροφής άνω των 5000 rpm (αυτοκίνητα νέας τεχνολογίας, αγωνιστικά αυτοκίνητα, δίτροχα μεγάλου κυβισμού)
5. Τον αριθμό των κυλίνδρων:
 - Μονοκύλινδρες
 - Πολυκύλινδρες

6. Τη διάταξη των κυλίνδρων:
 - Κατακόρυφες ή εν σειρά
 - Τύπου V, W, H, Δ, X
 - Οριζόντιες (boxer)
 - Αστεροειδείς (κυρίως ως κινητήρες ελικοφόρων αεροσκαφών)
 - Σταυροειδείς, πολυγωνικές, διπλών εμβόλων

7. Τον τρόπο ψύξεως των κυλίνδρων:
 - Αερόψυκτες
 - Υδρόψυκτες

8. Τον τρόπο σύνδεσης εμβόλου – διωστήρα:
 - Με βάκτρο και ζύγωμα
 - Χωρίς βάκτρο και ζύγωμα

9. Τον τρόπο, την πίεση αλλά και την ποσότητα του αέρα που εισάγεται στον κύλινδρο:
 - Ατμοσφαιρικές μηχανές ή μηχανές φυσικής αναπνοής (atmospheric induction engines)
 - Υπερπληρωμένες (supercharged)

10. Τον τρόπο εγκαταστάσεως:
 - Μηχανές σταθερής ή μόνιμης βάσεως
 - Μηχανές κινούμενου φορέα (κινητές ή φορητές)

11. Τη χρήση τους:
 - Μηχανές οχημάτων
 - Ναυτικές μηχανές
 - Βιομηχανικές (σταθερές)

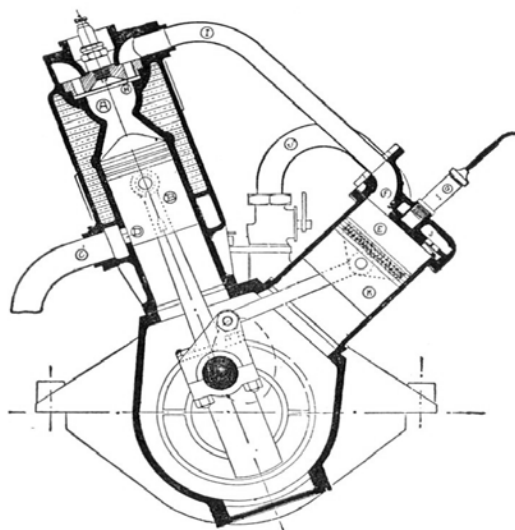
12. Τη μέθοδο εισαγωγής του καυσίμου (μόνο για βενζινοκινητήρες):
 - Με εξαερωτήρα (carburetor)
 - Με αντλία εγχύσεως και εγχυτήρα (injection)

13. Τη φορά περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα:
- Ορισμένης φοράς περιστροφής (αριστερόστροφες ή δεξιόστροφες)
 - Αναστρέψιμες μηχανές
14. Την παραγόμενη ισχύ ανά κύλινδρο στις κανονικές στροφές λειτουργίας:
- Μικρής ισχύος (μέχρι 20 PS)
 - Μέσης ισχύος (μέχρι 200 PS)
 - Μεγάλης ισχύος (άνω των 200 PS)
15. Τον τρόπο αποδόσεως της ισχύος:
- Σταθερών στροφών (και μεταβλητού φορτίου)
 - Μεταβλητών στροφών
16. Το είδος του θαλάμου καύσεως:
- Ενιαίος θάλαμος καύσεως
 - Διαιρούμενος θάλαμος καύσεως

1.3 Δίχρονος Πετρελαιοκινητήρας

1.3.1 Ιστορική Αναδρομή και Τρόπος Λειτουργίας

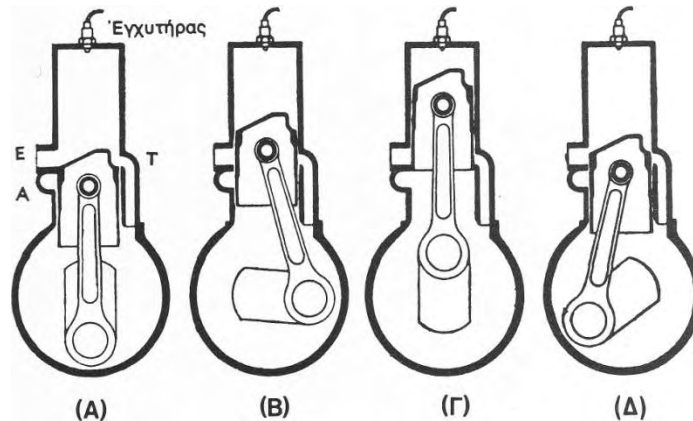
Ο κινητήρας αυτός, που πρωτοκατασκευάστηκε το 1880 από τον Dugald Clerk, συμπληρώνει τον κύκλο λειτουργίας του μέσα σε μία περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονά του, αντί των δύο περιστροφών που θέλει ο τετράχρονος. Ο τύπος αυτός έχει χρησιμοποιηθεί μ' επιτυχία σε μεγάλους βραδύστροφους ναυτικούς κινητήρες διαφόρων μεγεθών και λίγο πριν το δεύτερο παγκόσμιο πόλεμο και κατά τη διάρκειά του χρησιμοποιήθηκε στη Γερμανία σαν αεροπορικός κινητήρας με αντιτιθέμενα έμβολα στον τύπο Junker Jumo που απέδιδε 720 ίππους στις 1500 rpm με λόγο συμπίεσης 14:1 και ζύγιζε μόνο 900 γραμμάρια ανά ίππο. Σήμερα κατασκευάζονται δίχρονοι πετρελαιοκινητήρες αυτοκινήτων, τόσο στην Αμερική όσο και στην Ευρώπη με αρκετή επιτυχία. Χαρακτηριστική διαφορά μεταξύ του τετράχρονου και του δίχρονου κινητήρα είναι ότι ενώ στον πρώτο ο ίδιος ο κύλινδρος και το έμβολο παίζουν το ρόλο της αντλίας αναρρόφησης του αέρα της εισαγωγής και της εξαγωγής των καυσαερίων, στους δεύτερους η ίδια διεργασία, εισαγωγής του αέρα μέσα στον κύλινδρο και εκδίωξης των καυσαερίων από τον κύλινδρο, υποβοηθείται από τα υπόλοιπα εξαρτήματα του κινητήρα.



Εικόνα 1.1 Σχέδιο του πρώτου δίχρονου πετρελαιοκινητήρα από τον Dugald Clerk

Μετά τον πόλεμο εμφανίστηκαν στην Ευρώπη μικροί ταχύστροφοι δίχρονοι πετρελαιοκινητήρες του λεγόμενου «τρίθυρου» τύπου. Στον κινητήρα αυτό το ρόλο της αεραντλίας για την εισαγωγή αέρα στον κύλινδρο και την εκδίωξη των

καυσαερίων -τη σάρωση, όπως ονομάζεται η τελευταία αυτή εργασία- παίζει το κάτω μέρος του κυλίνδρου και ο θάλαμος του στροφαλοφόρου άξονα, ο οποίος στην περίπτωση αυτή είναι κλειστός στεγανά και έχει μόνο μια θυρίδα Α, σχήμα 1, η οποία κλείνει με μία βαλβίδα που επιτρέπει την είσοδο αέρα αλλά απαγορεύει την έξοδο. Όταν το έμβολο ανέρχεται, μέσα στο θάλαμο του στροφαλοφόρου άξονα δημιουργείται κενό, οπότε ο αέρας εισέρχεται από τη θυρίδα Α και το συμπληρώνει.



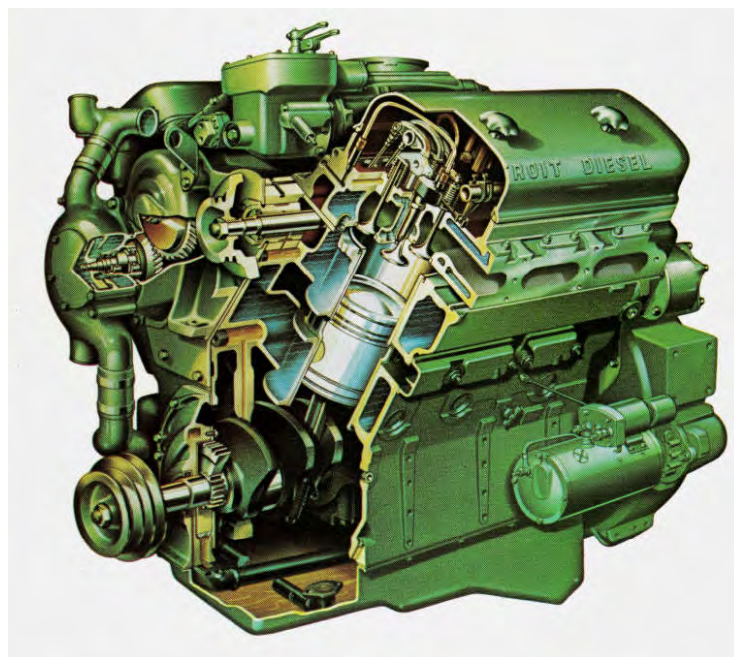
Εικόνα 1.2 Κύκλος λειτουργίας δίχρονου πετρελαιοκινητήρα (Α - Ε - Τ Θυρίδες)

Αντίθετα, όταν το έμβολο κατέρχεται, ο αέρας παγιδεύεται μέσα στο θάλαμο του στροφαλοφόρου, συμπιέζεται και αναγκάζεται να περάσει από τη δίοδο Τ και να εισέλθει στον κύλινδρο ο οποίος κατά τη στιγμή αυτή βρίσκεται περίπου στο τέλος της εξαγωγής των καυσαερίων του. Ο νέος αέρας που εισέρχεται στον κύλινδρο από τη θυρίδα Τ έχει πίεση ελαφρά μεγαλύτερη από την πίεση των καυσαερίων κατά τη στιγμή εκείνη, και έτσι, διαγράφοντας μια καμπύλη μέσα στον κύλινδρο, λόγω της ειδικής μορφής που έχει η κεφαλή του εμβόλου, βοηθάει στην εξαγωγή των υπολοίπων των καυσαερίων. Η εργασία αυτή, λέγεται «σάρωση», σχήμα 1 (Α). Φυσικά, ένα μέρος από τον εισερχόμενο αέρα αναμειγνύεται με τα καυσαέρια και βγαίνει από τη θυρίδα εξαγωγής Ε, και ένα μέρος από τα καυσαέρια αναμειγνύεται με τον αέρα και μένει μέσα στον κύλινδρο μειώνοντας έτσι το διαθέσιμο ποσό οξυγόνου για την καύση του πετρελαίου.

Πρέπει να σημειώσουμε ότι ο ίδιος αυτός τύπος δίχρονου κινητήρα με τρεις θυρίδες χρησιμοποιείται και στους δίχρονους βενζινοκινητήρες. Εκεί όμως αντί για καθαρός αέρας χρησιμοποιείται για τη σάρωση το πραγματικό καύσιμο μείγμα και έτσι ένα μέρος του αναμειγνύεται με τα εξερχόμενα καυσαέρια και βγαίνει από τη θυρίδα εξόδου, γεγονός που οδηγεί σε σημαντική μείωση του βαθμού απόδοσης του δίχρονου βενζινοκινητήρα με τρεις θυρίδες. Τέτοια απώλεια δεν υπάρχει στο δίχρονο

πετρελαιοκινητήρα γιατί κατά την εισαγωγή αναρροφάται μέσα στο θάλαμο του στροφαλοφόρου άξονα μόνο αέρας, ενώ το καύσιμο ψεκάζεται μέσα στον κύλινδρο αφού κλείσουν και η θυρίδα E και η δίοδος T.

Το κλείσιμο αυτό γίνεται με το σώμα του εμβόλου το οποίο καθώς ανεβαίνει για να συμπιέσει τον αέρα που έχει γεμίσει τον κύλινδρο, κλείνει πρώτα τη δίοδο εισαγωγής T και στη συνέχεια τη θυρίδα εξαγωγής E, σχήμα 1 (Δ). Ο παγιδευμένος τώρα, μέσα στον κύλινδρο, αέρας συμπιέζεται, υπερθερμαίνεται και σε κάποια στιγμή, όταν το έμβολο πλησιάζει το Α.Ν.Σ., γίνεται η έγχυση του πετρελαίου με τα γνωστά αποτελέσματα. Το έμβολο τώρα παίρνει το δρόμο προς το Κ.Ν.Σ. και όταν πλησιάζει σ' αυτό, ανοίγει (αποκαλύπτει) πρώτα τη θυρίδα εξαγωγής E και αρχίζει έτσι η εξαγωγή των καυσαερίων. Στη συνέχεια ανοίγει τη δίοδο T και αρχίζει η εισαγωγή του καθαρού αέρα και η σάρωση του κυλίνδρου από τα υπόλοιπα των καυσαερίων.



Εικόνα 1. 3 Detroit Diesel 71NA

1.3.2 Πλεονεκτήματα – μειονεκτήματα δίχρονου κινητήρα DIESEL

Τα πλεονεκτήματα αυτής της κατηγορίας κινητήρων είναι τα εξής:

- Έχουν κυβισμό περίπου ίσο με το μισό του κυβισμού ενός τετράχρονου πετρελαιοκινητήρα της αντίστοιχης ισχύος. Λόγω αυτού, έχουν μικρότερο βάρος και το κόστος κατασκευής τους είναι χαμηλότερο.

- Το μήκος του στροφαλοφόρου άξονα του δίχρονου κινητήρα είναι μικρότερο του τετράχρονου με τον ίδιο αριθμό κυλίνδρων. Αυτό σημαίνει καλύτερη ζυγοστάθμιση και ευκολία εφαρμογής του σε περιορισμένο χώρο.

Τα μειονεκτήματα του δίχρονου πετρελαιοκινητήρα είναι τα ακόλουθα:

- Η χαμηλή απόδοση στις πολλές στροφές λόγω της ελλιπούς πληρώσεως των κυλίνδρων με αέρα.
- Η κατανάλωση καυσίμου είναι αρκετά μεγαλύτερη σε σχέση με αυτήν ενός τετράχρονου.
- Η χαμηλή ποιότητα καύσης, σε σχέση με αυτήν των τετράχρονων, έχει σαν αποτέλεσμα περισσότερους ρύπους.

1.3.3 Χρήσεις δίχρονου πετρελαιοκινητήρα

Το γεγονός ότι οι δίχρονοι πετρελαιοκινητήρες αποδίδουν μεγάλη ισχύ, έχει σαν αποτέλεσμα να χρησιμοποιούνται κυρίως σε πλοία, σε τρένα, αλλά και σε μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Κατά καιρούς έχουν γίνει προσπάθειες και από άλλου τύπου επιχειρήσεις, όπως οι αυτοκινητοβιομηχανίες, να κάνουν χρήση τέτοιου τύπου κινητήρων, χωρίς μέχρι στιγμής τα επιθυμητά αποτελέσματα.

Χαρακτηριστικό παράδειγμα της εφαρμογής της τεχνολογίας αυτής είναι ο κινητήρας RTA96-C της Aioi Works of Japan's Diesel United, Ltd, που χρησιμοποιείται σε μεγάλα εμπορικά πλοία. Το ύψος του αγγίζει τα 14m ενώ το συνολικό μήκος ανέρχεται στα 27m, αποδίδοντας συνολικά 102.900Hp στις 102 στροφές/λεπτό από ένα μπλοκ 14 κυλίνδρων σε σειρά, με την βοήθεια συμπιεστή.

Κεφάλαιο 2ο

Οι Δίχρονοι Πετρελαιοκινητήρες Detroit Diesel της G.M.

2.1 Γενικά στοιχεία των κινητήρων D.D.

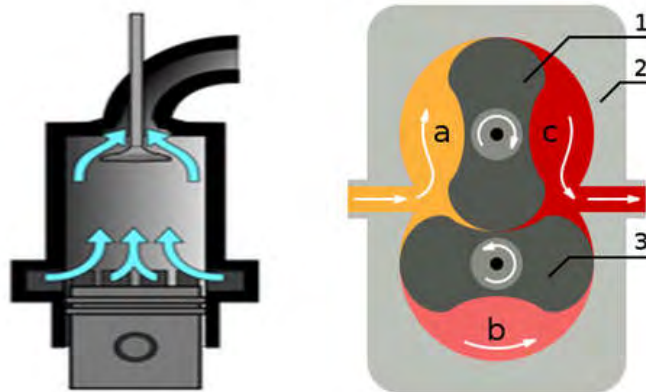
Για την είσοδο του αέρα στον κύλινδρο και για την έξοδο των καυσαερίων απ' αυτόν, οι δίχρονοι πετρελαιοκινητήρες Detroit Diesel της General Motors έχουν για την εισαγωγή του αέρα θυρίδες στο κάτω άκρο του κυλίνδρου και τέσσερις βαλβίδες σε κάθε κύλινδρο, στην κεφαλή του εμβόλου του, για την εξαγωγή των καυσαερίων.

Ο αέρας για τη σάρωση, την εκδίωξη δηλαδή των καυσαερίων και το γέμισμα του κυλίνδρου με καθαρό αέρα, δίνεται από έναν συμπιεστή που έχει δύο τρίλοβους κυλίνδρους. Όταν το έμβολο φτάσει στο Κ.Ν.Σ., αποκαλύπτει μια περιφερειακή σειρά οπών από τις οποίες εισορμά αέρας που είναι ελαφρά συμπιεσμένος σ' ένα δακτυλιοειδή αγωγό γύρω από τις οπές εισόδου. Επειδή οι βαλβίδες εξαγωγής έχουν ήδη ανοίξει πριν το έμβολο φτάσει στο Κ.Ν.Σ., η πίεση μέσα στον κύλινδρο έχει πέσει κάτω από την πίεση του αέρα της εισαγωγής και έτσι ο αέρας εκδιώκει τελειώς τα καυσαέρια και γεμίζει τον κύλινδρο με καινούριο, καθαρό αέρα. Στη συνέχεια κλείνουν και οι βαλβίδες εξαγωγής και αρχίζει η συμπίεση. Λίγο πριν τελειώσει η συμπίεση, γίνεται η έγχυση από ένα συνδυασμό αντλίας έγχυσης και εγχυτήρα ατομικό για κάθε κύλινδρο, που λειτουργεί μ' ένα ζύγωθρο (κοκοράκι) από τον εκκεντροφόρο άξονα.

Οι κινητήρες Detroit Diesel της G.M. εμφανίζονται σε τέσσερις σειρές με τα στοιχεία 53, 71, 92, 149 που αντιπροσωπεύουν τον κυλινδρισμό τους κατά κύλινδρο σε κυβικές ίντσες. Έχουν ισχύ από 50 μέχρι 1200 ίππους με τέσσερις ως δεκαέξι κυλίνδρους με φυσική αναρρόφηση, με υπερπλήρωση και με υπερπλήρωση και ενδιάμεση ψύξη του αέρα. Οι μικρότεροι από τους κινητήρες αυτούς, μέχρι περίπου 400 ίπων, έχουν χρησιμοποιηθεί ευρύτατα και σαν κινητήρες οχημάτων με πολύ καλά αποτελέσματα.

2.2 Detroit Diesel Series 71

Η σειρά 71 της Detroit Diesel αποτελείται από δίχρονους κινητήρες πετρελαίου, οι οποίοι έχουν σχηματισμό είτε σε σειρά, είτε V. Όλη η σειρά 71 χρησιμοποιεί σύστημα εξαγωγής με βαλβίδες και η ροή κατά την εξαγωγή γίνεται σε μια διεύθυνση (uniflow scavenging), ενώ στην εισαγωγή υπάρχει συμπιεστής τύπου Roots παρέχοντας αέρα με πίεση ελαφρώς υψηλότερη από αυτή της ατμοσφαιρικής. Η συνεισφορά του συμπιεστή είναι σημαντική καθώς ένας δίχρονος ντίζελ κινητήρας που δεν είναι σχεδιασμένος να αναπνέει μέσω του στροφαλοθαλάμου, δεν είναι εφικτό να λάβει αρκετό αέρα χωρίς συμπιεστή. Επιπλέον, βοηθάει στην καλύτερη εκκένωση του θαλάμου καύσης από τα καυσαέρια. Όσον αφορά την τροφοδοσία καυσίμου, χρησιμοποιείται σύστημα άμεσου ψεκασμού (DI) με έναν ψεκαστήρα ανά κύλινδρο, ο οποίος λαμβάνει κίνηση από τον ίδιο εκκεντροφόρο που δίνει κίνηση και στις βαλβίδες.

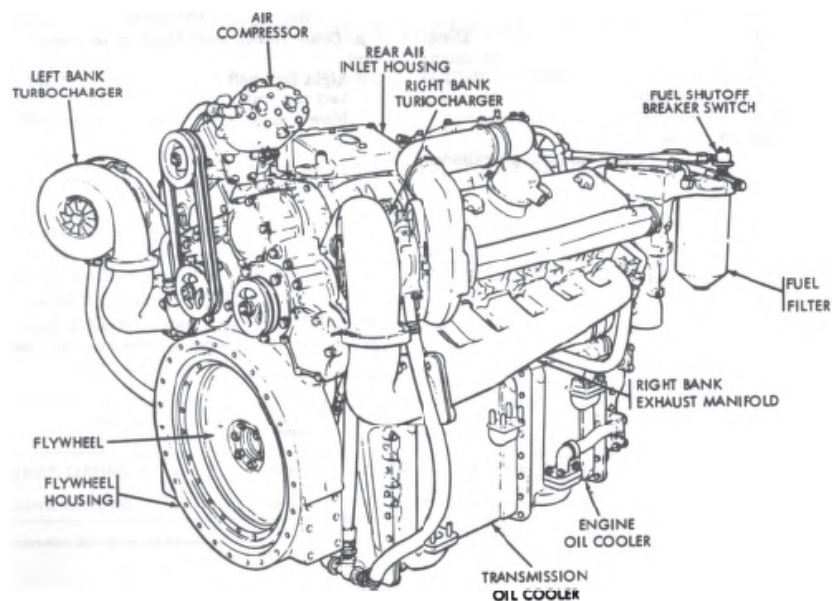


Εικόνα 2.1 Σάρωση με ομοροπή (αριστερά) και Λειτουργία υπερπληρωτή (δεξιά)

Κάποιες νεότερες εκδόσεις σχεδιασμένες για υψηλή απόδοση, ήταν διαθέσιμες και με στροβιλοσυμπιεστή, καθώς και με ενδιάμεσο ψύκτη. Το πρώτο μοντέλο της σειράς 71 κυκλοφόρησε το 1938, ενώ αποσύρθηκαν από την αγορά το 1995 όπου και αντικαταστάθηκαν από τετράχρονους κινητήρες της Detroit Diesel.

Ο κινητήρας ο οποίος μελετήθηκε είναι ο Detroit Diesel 12V-71TA και ο κωδικός μοντέλου του είναι 7123-7397. Αναλύοντας τον κωδικό σύμφωνα με την προδιαγραφή του κατασκευαστή, προκύπτουν τα εξής:

Ο κινητήρας ανήκει στην σειρά 71, και η διάταξή του είναι V, ενώ ο αριθμός των κυλίνδρων του είναι 12. Επίσης διαθέτει στροβιλοσυμπιεστή χωρίς ενδιάμεση ψύξη και χρησιμοποιείται κυρίως σε βιομηχανικές εφαρμογές.



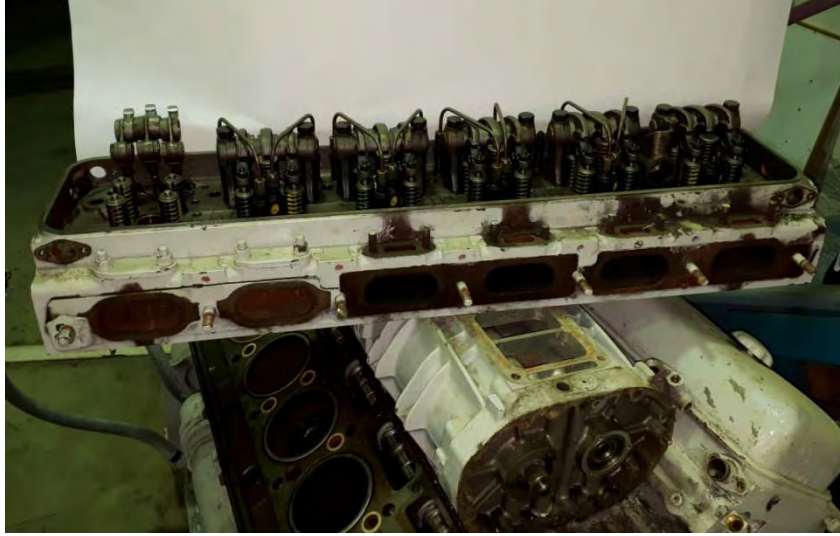
Εικόνα 2.2 Detroit Diesel 12V-71TA

Πίνακας 1 Τεχνικά Χαρακτηριστικά Κινητήρα

Μέγεθος	Σύμβολο	Τιμή	Μονάδες
Διάμετρος Κυλίνδρου	b	108	mm
Διαδρομή Εμβόλου	s	127	mm
Όγκος Εκτοπίσματος	V	13.97	L
Μήκος Διωστήρα	l	180	mm
Ακτίνα Στροφάλου	r	63.5	mm
Λόγος Συμπίεσης	r_c	17:1	-
Μέγιστη Ισχύς	P	392 (2100rpm)	kW
Μέγιστη Ροπή	T	1966 (1500rpm)	Nm

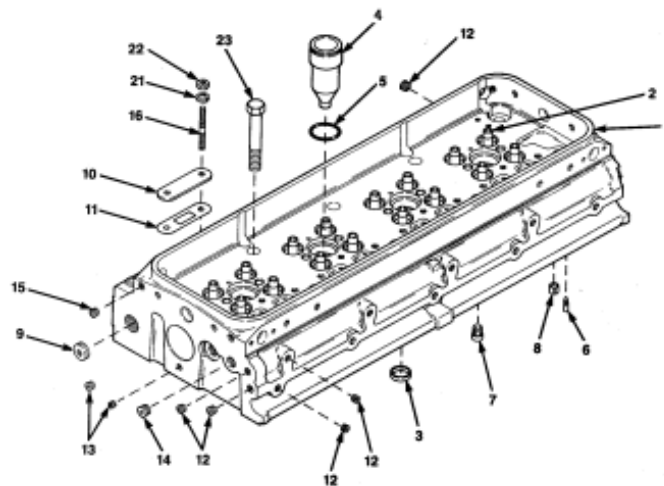
Η λεπτομερής ανάλυση μερικών εξ' αυτών καθώς και η επίδρασή τους στην λειτουργία του κινητήρα παρουσιάζονται στο 4^ο Κεφάλαιο.

2.2.1 Κυλινδροκεφαλή



Εικόνα 2.3 Κυλινδροκεφαλή (Εργαστήριο Π.Θ.)

Η κυλινδροκεφαλή τοποθετείται στο πάνω μέρος των χιτωνίων, δημιουργώντας μαζί με το χιτώνιο και το πάνω μέρος του εμβόλου τον χώρο που γίνεται η καύση. Λόγω της θέσεως που βρίσκεται καταπονείται σε υψηλές πιέσεις και σε απότομες μεταβολές θερμοκρασίας. Για το λόγο αυτό, το υλικό κατασκευής είναι χυτοσίδηρος με προσθήκες νικελίου, χρωμίου.



Εικόνα 2.4 Συνδεσμολογία εξαρτημάτων κυλινδροκεφαλής

Στο χώρο της κυλινδροκεφαλής τοποθετούνται πολλά επιμέρους εξαρτήματα, όπως οι βαλβίδες εξαγωγής, τα κοκοράκια των βαλβίδων, οι ωστικές ράβδοι, οι οποίες

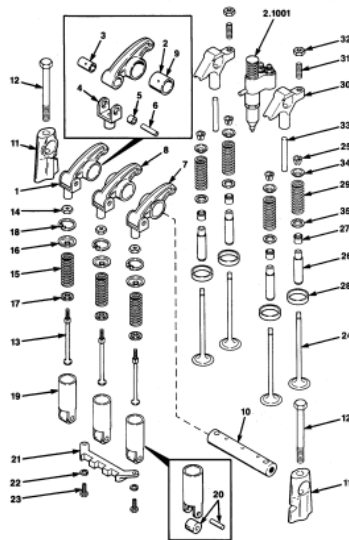
έρχονται σε επαφή με τα έκκεντρα του εκκεντροφόρου και μεταφέρουν την κίνηση συμβάλλοντας στο άνοιγμα/κλείσιμο των βαλβίδων.



Εικόνα 2.5 Στοιχεία κυλινδροκεφαλής (Εργαστήριο Π.Θ.)

Υπάρχουν ακόμα οι εγχυτήρες του πετρελαίου και τα σωληνάκια που μεταφέρουν το καύσιμο προς αυτούς. Τέλος, στην κυλινδροκεφαλή προσαρμόζεται ένα καπάκι για την προστασία όλων αυτών των εξαρτημάτων που φιλοξένει.

2.2.2 Βαλβίδες εξαγωγής



Εικόνα 2.6 Συνδεσμολογία εξαρτημάτων βαλβίδων

Ο συγκεκριμένος κινητήρας της GM είναι δίχρονος, άρα διαθέτει μόνο βαλβίδες εξαγωγής. Κάθε κύλινδρος λοιπόν, διαθέτει 4 βαλβίδες εξαγωγής διαμέτρου $d_v = 29.8$ mm. Το μέγιστο βύθισμα κάθε βαλβίδας είναι 8.94mm.

Είναι κατασκευασμένες, από πυρίμαχους ωστενιτικούς χάλυβες, με μεγάλη αναλογία σε νικέλιο και χρώμιο.

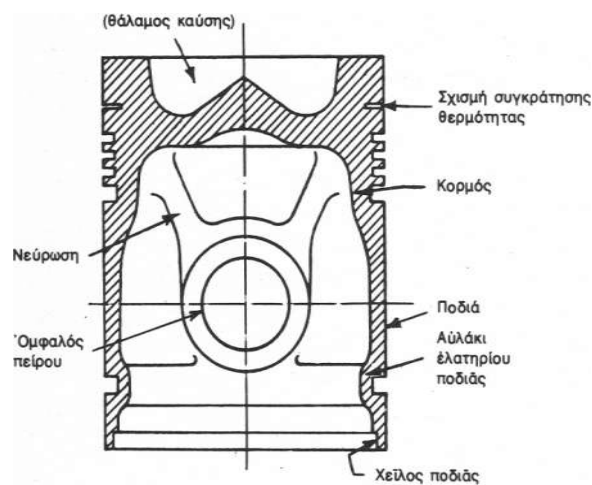


Εικόνα 2.7 Βαλβίδες εξαγωγής (Εργαστήριο Π.Θ.)

2.2.3 Θάλαμος καύσης και έμβολο

Ο συγκεκριμένος κινητήρας διαθέτει θάλαμο καύσης άμεσης έγχυσης, ο οποίος στην απλούστερή του μορφή είναι αναποτελεσματικός γιατί ούτε ο στροβιλισμός του αέρα γίνεται σωστά, ούτε το εγγεόμενο καύσιμο μπορεί να πάει παντού στο χώρο καύσης, να αναμειχθεί με τον αέρα και να καεί τέλεια.

Γι αυτό και γίνεται χρήση εμβόλου που διαθέτει μια περίπου ημισφαιρική κοιλότητα στην κεφαλή του, ώστε να υψώνεται παραπάνω μέσα στον κύλινδρο και ο περισσότερος από τον διατιθέμενο χώρο καύσης να συγκεντρωθεί σε αυτήν την κοιλότητα.



Εικόνα 2.8 Μορφολογία εμβόλου

Με την μέθοδο αυτή προκύπτουν πολλά οφέλη για τον κινητήρα όπως:

- Υψηλότερος βαθμός θερμικής απόδοσης γιατί έχει μικρό θάλαμο καύσης, και έτσι έχει λιγότερη απώλεια θερμότητας διαμέσου των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης.
- Επειδή η καύση είναι ομαλότερη, έχει λιγότερες απώλειες από τους στροβιλισμούς των καυσαερίων.
- Η καθυστέρηση της έναρξης της ανάφλεξης του καυσίμου είναι μικρότερη από ότι είναι στους περισσότερους από τους άλλους τύπους θαλάμων καύσης κι έτσι η λειτουργία είναι ομαλότερη.
- Λόγω του υψηλότερου βαθμού θερμικής απόδοσης, η ειδική κατανάλωση πετρελαίου είναι σημαντικά μικρότερη, σ' όλο το εύρος του φορτίου, σε αντίθεση με όλους τους άλλους τύπους θαλάμων καύσης.

Στον συγκεκριμένο κινητήρα οι πιέσεις που αναπτύσσονται μέσα στο θάλαμο καύσης, τόσο κατά τη συμπίεση του αέρα όσο και κατά την καύση του καυσίμου είναι ιδιαίτερα υψηλές. Εξαιτίας αυτού, οι συνθήκες στεγανότητας μεταξύ κυλίνδρου και εμβόλου είναι πολύ αυστηρές, γι αυτό και το έμβολο είναι εφοδιασμένο με πέντε ελατήρια, με τα δυο εξ αυτών να είναι λαδιού, τοποθετημένα στην ποδιά του εμβόλου κάτω από τους ομφαλούς του πείρου.



Εικόνα 2.9 Έμβολο κινητήρα D.D.

Το έμβολο είναι κατασκευασμένο από ένα κράμα αλουμινίου με χαλκό, νικέλιο και μαγνήσιο που ονομάζεται «κράμα Υ». Στην κεφαλή του λοιπόν, σχηματίζεται μια κοιλότητα, όπως φαίνεται και στην Εικόνα 2.10, η οποία αποτελεί ουσιαστικό κομμάτι του θαλάμου καύσης. Έχει παρατηρηθεί ότι στα έμβολα αυτά το θερμότερο σημείο τους είναι το χείλος της κοιλότητας της κεφαλής τους, ενώ το υπόλοιπο της κεφαλής, ο πυθμένας της κοιλότητας και ο κορμός, είναι σημαντικά ψυχρότερα.



Εικόνα 2.10 Άνω όψη εμβόλου (Εργαστήριο Π.Θ.)

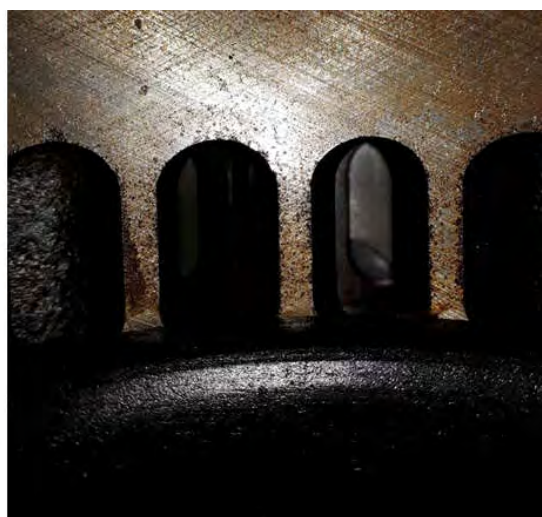
2.2.4 Χιτώνιο και θυρίδες

Στον συγκεκριμένο κινητήρα γίνεται χρήση ξηρών χιτωνίων, τα οποία κατασκευάζονται με εξωτερική διάμετρο μεγαλύτερη από την εσωτερική διάμετρο του κυλίνδρου μέσα στον οποίο βρίσκονται. Η προσαρμογή του χιτωνίου μέσα στον κύλινδρο γίνεται με πιεστήριο (πρέσα), με δύναμη 2 ως 5 τόνων. Η ακινησία των χιτωνίων εξασφαλίζεται μέσω μιας φλάντζας που χρησιμοποιείται στο σημείο επαφής τους με την κυλινδροκεφαλή. Έτσι η αρχική συναρμολόγηση και μετέπειτα οι γενικές επισκευές του κινητήρα γίνονται πολύ πιο εύκολες.

Τα υλικά από τα οποία είναι κατασκευασμένα τα χιτώνια, είναι κράματα σιδήρου με νικέλιο και χρώμιο πολύ υψηλότερης ποιότητας από το υπόλοιπο σώμα των κυλίνδρων, πολύ πιο σκληρό και πολύ πιο ανθεκτικό στις φθορές.



Εικόνα 2.11 Χιτώνιο-Θυρίδες-Έμβολο



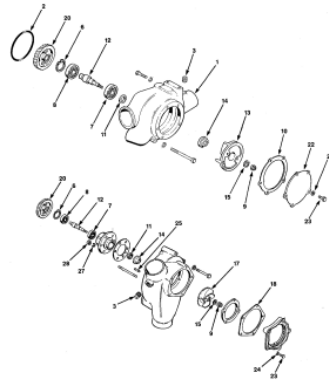
Εικόνα 2.12 Θυρίδες Εισαγωγής (Εργαστήριο Π.Θ.)

Ο αριθμός των θυρίδων σε κάθε κύλινδρο είναι 18, το ύψος κάθε θυρίδας είναι 26.67mm και το πλάτος της 14.3mm (λόγω θεώρησης ορθογωνικής διατομής). Η γωνία στις θυρίδες εισαγωγής είναι περίπου 40°.

2.2.5 Σύστημα ψύξης

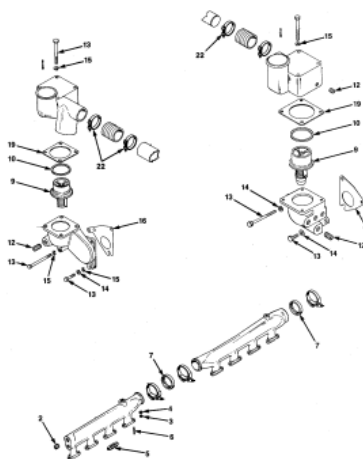
Ο συγκεκριμένος κινητήρας διαθέτει ένα σύστημα ψύξης με βεβαισμένη κυκλοφορία. Μέσω μιας αντλίας, η οποία αναρροφά νερό από τον κάτω υδροθάλαμο του ψυγείου, εξασφαλίζεται η κυκλοφορία γύρω από τα τοιχώματα των κυλίνδρων και των

κεφαλών τους, μιας ποσότητας νερού. Το νερό, όταν φύγει από το σώμα του κινητήρα ψύχεται και ξαναγυρίζει στον κινητήρα για να επαναλάβει τον κύκλο του.



Εικόνα 2.13 Συνδεσμολογία εξαρτημάτων αντλίας νερού

Ανάμεσα στην κεφαλή των κυλίνδρων και τον άνω υδροθάλαμο, στο σημείο δηλαδή που το νερό της ψύξης εγκαταλείπει τον κινητήρα, υπάρχει ένας θερμοστάτης που είναι ρυθμισμένος να κρατά κλειστή τη δίοδο του νερού από τον κινητήρα προς το ψυγείο, όσο η θερμοκρασία του είναι κάτω από ένα όριο που θεωρείται επικίνδυνο για την υγροποίηση των ατμών των οξέων της καύσης.



Εικόνα 2.14 Συνδεσμολογία εξαρτημάτων θερμοστάτη

Οι θερμοστάτες είναι κατασκευασμένοι έτσι ώστε ν' ανοίγουν μόλις το νερό φτάσει σε μια θερμοκρασία 85°C, και να κλείνουν στους 75°C. Έτσι, διατηρούν το νερό

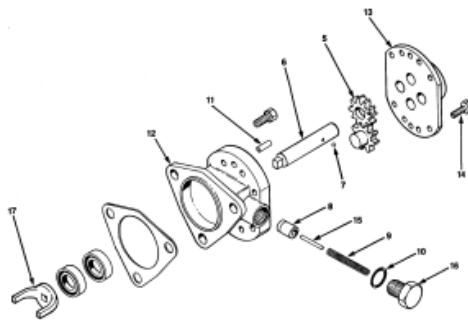
ανάμεσα στα δύο αυτά όρια, αφού μόλις το νερό θερμανθεί και ξεπεράσει αυτό το όριο, ο θερμοστάτης ανοίγει, η κυκλοφορία του νερού δια του ψυγείου αποκαθίσταται, και αρχίζει η ψύξη του.



Εικόνα 2.15 Θερμοστάτης (Εργαστήριο Π.Θ.)

2.2.6 Σύστημα τροφοδοσίας καυσίμου

Το σύστημα τροφοδοσίας πετρελαίου του κινητήρα περιλαμβάνει αρχικά μία δεξαμενή πετρελαίου (αποθήκη καυσίμου, ρεζερβουάρ). Η δεξαμενή, εφόσον πρόκειται για πετρελαιοκινητήρα, είναι τοποθετημένη κάπου χαμηλότερα απ' αυτόν και απαιτείται μια αντλία τροφοδοσίας για να μεταφέρει το πετρέλαιο απ' τη δεξαμενή μέχρι την αντλία έγχυσης και να το δίνει σ' αυτήν με κάποια μικρή πίεση που χρειάζεται για να λειτουργήσει σωστά.



Εικόνα 2.16 Συνδεσμολογία εξαρτημάτων αντλίας καυσίμου

Η αντλία έγχυσης έχει τριπλό προορισμό:

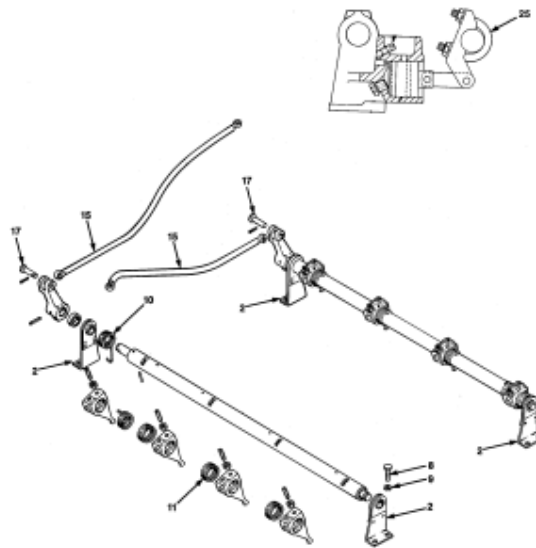
- Πρώτον, να αυξήσει αρκετά την πίεση του πετρελαίου για να μπορέσει αυτό ν' ανοίξει τις βαλβίδες των εγχυτήρων (μπεκ) και να διασκορπιστεί μέσα στον κύλινδρο.
- Δεύτερον, να μετρήσει με μεγάλη ακρίβεια την ποσότητα πετρελαίου, που θα στείλει κάθε στιγμή στους κυλίνδρους, γιατί από την ποσότητα του πετρελαίου εξαρτάται το παραγόμενο από τον κινητήρα έργο.
- Και τρίτον, να το στείλει στον κατάλληλο κάθε στιγμή κύλινδρο και με τον κατάλληλο ρυθμό για την ομαλή λειτουργία του κινητήρα.



Εικόνα 2.17 Αντλία καυσίμου (Εργαστήριο Π.Θ.)

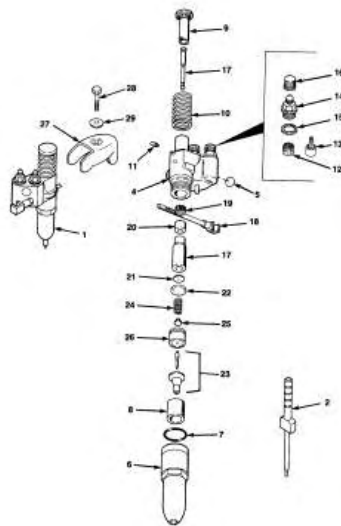
Μαζί με την αντλία έγχυσης υπάρχει πάντοτε και ένας ρυθμιστήρας που ανάλογα με τη χρήση του κινητήρα επεμβαίνει στη λειτουργία της αντλίας και, είτε κρατά σταθερό τον αριθμό στροφών του κινητήρα ή περιορίζει τον ανώτερο και τον κατώτερο αριθμό τους.

Πρόκειται για μια ράβδο μικρής διαμέτρου, στην οποία είναι προσαρμοσμένο ένα έμβολο. Η διάμετρος της ράβδου και η διαδρομή του εμβόλου είναι έτσι προσδιορισμένες ώστε να δίνουν την απαιτούμενη ποσότητα πετρελαίου κάθε στιγμή για την σωστή λειτουργία του κινητήρα.



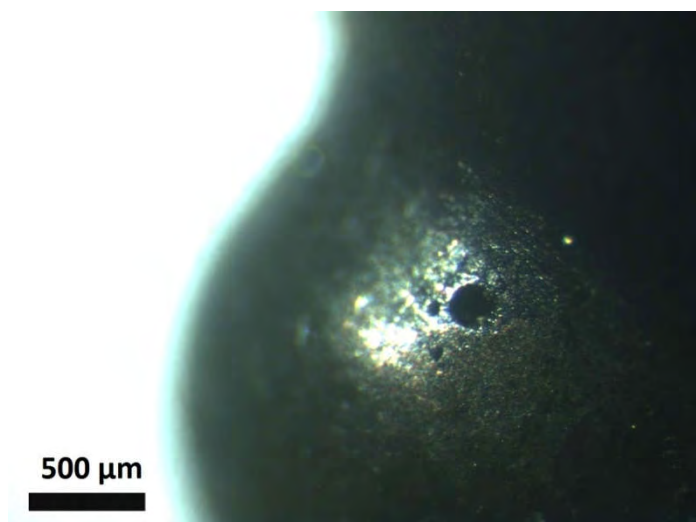
Εικόνα 2.18 Συνδεσμολογία εξαρτημάτων ρυθμιστήρα

Από την αντλία έγχυσης το πετρέλαιο πάει στους εγχυτήρες που πρέπει να εξασφαλίσουν τον καλό ψεκασμό του πετρελαίου μέσα στον κύλινδρο την κατάλληλη στιγμή, και την πλήρη στεγανότητα σ' όλες τις υπόλοιπες φάσεις του κύκλου λειτουργίας.



Εικόνα 2.19 Εγχυτήρας καυσίμου (Εργαστήριο Π.Θ.)

Ο συγκεκριμένος τύπος εγχυτήρα διαθέτει τόσο το ακροφύσιο όσο και την αντλία, η οποία λαμβάνει κίνηση από τον εκκεντροφόρο άξονα. Διαθέτει οχτώ μικροσπές μέσω των οποίων γίνεται ο ψεκασμός, με την διάμετρο κάθε μίας από αυτές να υπολογίζεται περίπου στα 217μm.



Εικόνα 2.20 Μικροσπρή εγχυτήρα σε μικροσκόπιο (Εργαστήριο Π.Θ.)

Εκτός από τα κύρια αυτά εξαρτήματα του συστήματος τροφοδοσίας πετρελαίου, υπάρχει ανάμεσά τους και ένας αριθμός φίλτρων, για τον καθαρισμό του πετρελαίου.

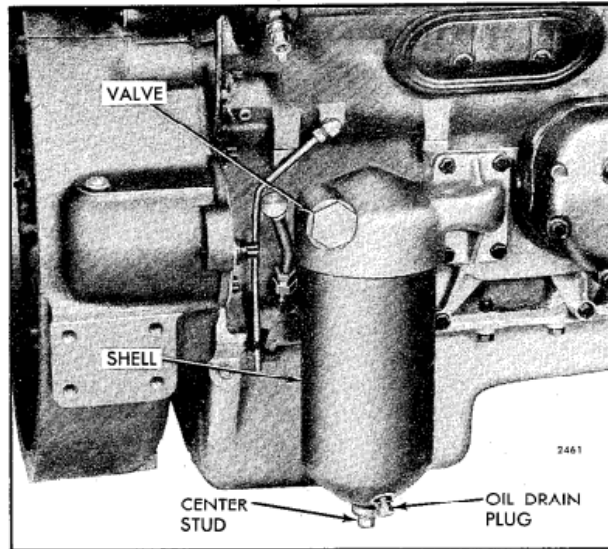


Εικόνα 2.21 Φίλτρο καυσίμου (Εργαστήριο Π.Θ.)

2.2.7 Σύστημα λίπανσης

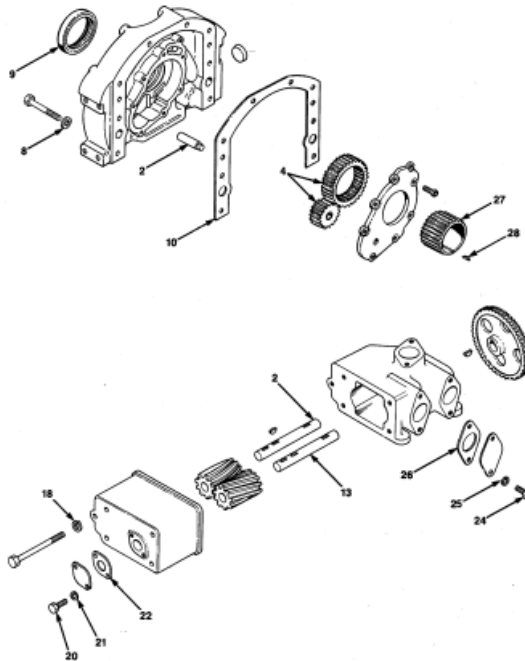
Το λάδι κυκλοφορεί με την πίεση που δημιουργεί μια ειδική αντλία που λειτουργεί με δύο αλληλοεμπλεκόμενους οδοντωτούς τροχούς. Η αντλία αναρροφά το λάδι από την ελαιοπυξίδα (κάρτερ) μέσω ενός διηθητήρα από μεταλλικό πλέγμα και το στέλνει σ' ένα κεντρικό αγωγό λαδιού από τον οποίο παίρνουν λάδι όλες οι καταναλώσεις. Στην αρχή του κεντρικού αγωγού βρίσκεται μια ρυθμιστική βαλβίδα πίεσης που κρατά σταθερή την πίεση σ' όλο το σύστημα λίπανσης. Η βαλβίδα έχει ένα ελατήριο και ρυθμιστικό κοχλία με τον οποίο ρυθμίζεται η πίεση στο επιθυμητό σημείο που

συνήθως είναι μεταξύ 3 και 4 Kg/cm². Με τον κεντρικό αγωγό του λαδιού είναι συνδεδεμένο επίσης και το κύριο φίλτρο του λαδιού.



Εικόνα 2.22 Τμήμα του συστήματος λίπανσης

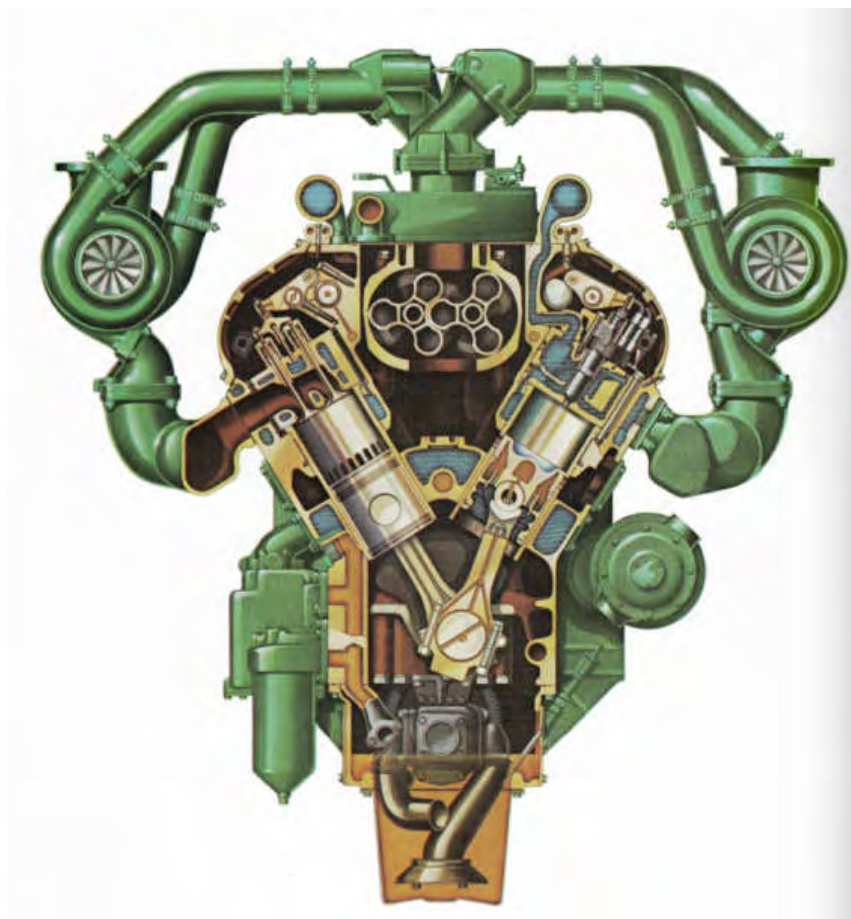
Το λάδι πηγαίνει σ' όλους τους τριβείς του στροφαλοφόρου και του εκκεντροφόρου άξονα, στους άξονες των ζυγώθρων των βαλβίδων και σ' όλο το σύστημα των βαλβίδων. Αντίστοιχα, κάτω από κάθε έμβολο υπάρχει ένα ακροφύσιο, που εκτοξεύει λάδι προς το κάτω μέρος της κεφαλής του εμβόλου για τη βελτίωση της ψύξης του εμβόλου και για τη λίπανση του πείρου και του μικρού άκρου του διωστήρα.



Εικόνα 2.23 Συνδεσμολογία εξαρτημάτων αντλίας λαδιού

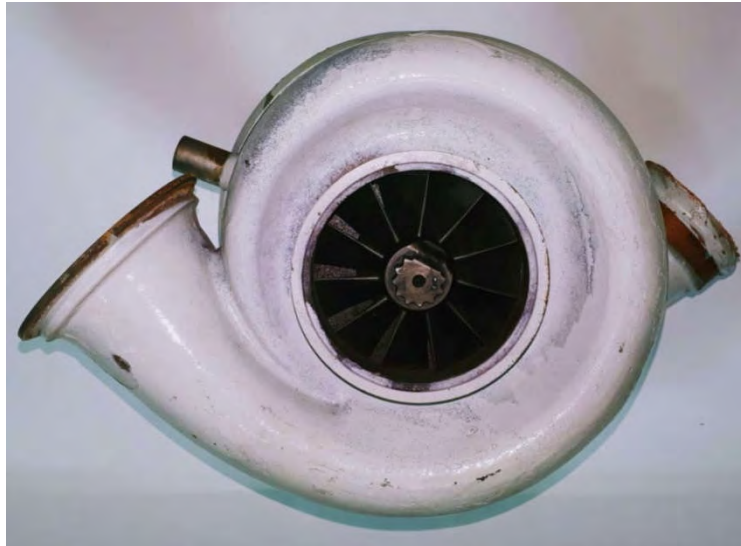
2.2.8 Υπερπλήρωση του κινητήρα

Οι κατασκευαστές κινητήρων, όπως και η G.M. στην συγκεκριμένη περίπτωση, δεν βασίζονται μόνο στην διαφορά πίεσης που δημιουργεί η αναρρόφηση κατά την κάθοδο του εμβόλου από το Άνω Νεκρό Σημείο στο Κάτω Νεκρό Σημείο για την εισροή του αέρα στον κύλινδρο. Χρησιμοποιούν μια εξωτερική δύναμη για να εισέλθει ταχύτερα ο αέρας και να σαρώσει καλύτερα τους κυλίνδρους, δηλαδή να τους υπερπληρώσει. Έτσι ο κάθε κύλινδρος μπορεί να έχει μεγαλύτερη ποσότητα οξυγόνου στο εσωτερικό του, να καταναλώνει περισσότερο πετρέλαιο σε κάθε κύκλο λειτουργίας του και έτσι να παράγει μεγαλύτερο έργο και να αυξηθεί η μέση πίεσή του.



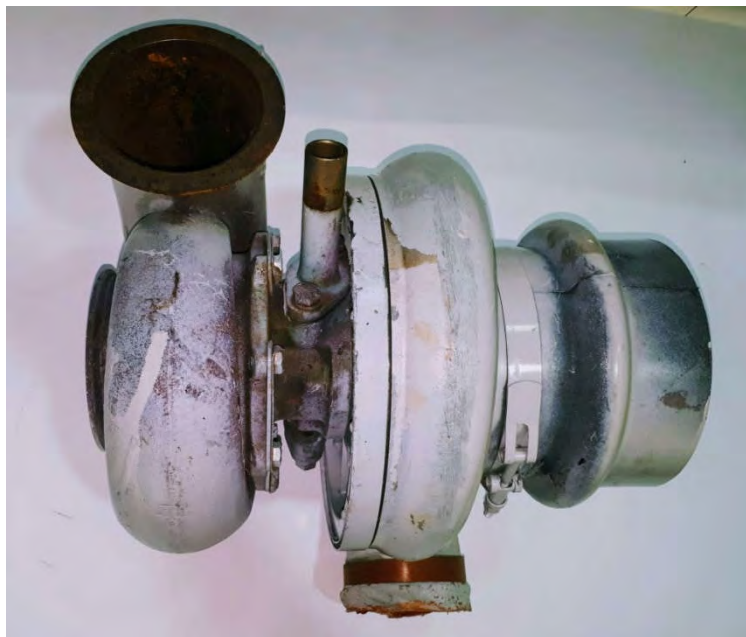
Εικόνα 2.24 Detroit Diesel 12V-71TA

Στον δίχρονο αυτό υπερπληρούμενο κινητήρα εμφανίζεται η ιδιορρυθμία να έχει δύο συμπιεστές για τον αέρα της εισαγωγής του. Ο ένας είναι ο στροβιλοσυμπιεστής (Turbo) και ο άλλος είναι ο υπερπληρωτής (Roots), που δημιουργούν την πίεση υπερπλήρωσης.



Εικόνα 2.25 Στροβιλοσυμπιεστής (Εργαστήριο Π.Θ.)

Στον συγκεκριμένο κινητήρα γίνεται χρήση υπερπλήρωσης χωρίς ενδιάμεση ψύξη, με την οποία αυξάνεται κατά 15% περίπου η απόδοσή του σε σχέση με έναν αντίστοιχο φυσικής αναρρόφησης.



Εικόνα 2.26 Άνω όψη στροβιλοσυμπιεστή (Εργαστήριο Π.Θ.)

Η είσοδος του αέρα γίνεται διαμέσου των θυρίδων που βρίσκονται περιμετρικά του χιτωνίου του κυλίνδρου, στο κατώτερο άκρο της διαδρομής του εμβόλου. Η έξοδος των καυσαερίων και του αέρα σάρωσης γίνεται από τις βαλβίδες εξαγωγής. Έτσι επιτυγχάνεται μία ευθύγραμμη σάρωση και ένας άριστος καθαρισμός του κυλίνδρου από τα καυσαέρια (σάρωση), με αποτέλεσμα έναν πολύ υψηλό βαθμό απόδοσης από τους κινητήρες αυτούς.



Εικόνα 2.27 Εσωτερικό στροβιλοσυμπιεστή (Φτερωτή)

Η διάμετρος της φτερωτής είναι 12.82 cm και η διάμετρος της εξόδου του συμπιεστή προς την εισαγωγή του κυλίνδρου είναι 7.59 cm.

2.2.9 Προθερμαντήρας

Γενικότερα στους πετρελαιοκινητήρες, και σε αυτόν συγκεκριμένα, κατά τις στιγμές της εκκίνησης, ιδιαίτερα μάλιστα με ψυχρό καιρό, οι απώλειες της θερμότητας που αναπτύσσεται από τη συμπίεση για τη θέρμανση των τοιχωμάτων του κυλίνδρου, της κεφαλής και του εμβόλου είναι τέτοιες, που καθίσταται αδύνατη η αυτόματη έναυση του εισαγόμενου μέσα στον κύλινδρο καυσίμου.

Απαιτείται λοιπόν μια εξωτερική βοήθεια υπό μορφή προθέρμανσης του θαλάμου καύσης, η οποία γίνεται με τους ηλεκτρικούς προθερμαντήρες. Το εξάρτημα αυτό δεν είναι τίποτε άλλο παρά μια μικρή ηλεκτρική αντίσταση μέσα στο θάλαμο καύσης που ερυθροπυρώνεται με ρεύμα από το συσσωρευτή μισό έως ένα λεπτό πριν ξεκινήσει ο κινητήρας, και θερμαίνει αρκετά το θάλαμο καύσης.

Η G.M. χρησιμοποιεί μονοπολικούς προθερμαντήρες, οι οποίοι συνδέονται μεταξύ τους παράλληλα και οι κεντρικοί ακροδέκτες τους συνδέονται με το συσσωρευτή ενώ οι κορμοί τους, στους οποίους καταλήγει το άλλο άκρο της αντίστασης, «γειώνονται» πάνω στο σώμα του κινητήρα.



Εικόνα 2.28 Προθερμαντήρας (Εργαστήριο Π.Θ.)

Η απαιτούμενη ηλεκτρική ενέργεια για τη θέρμανση της αντίστασης λαμβάνεται φυσικά από τον συσσωρευτή. Η απαιτούμενη ένταση είναι 20 έως 25 Αμπέρ, και ο χρόνος προθέρμανσης είναι μισό έως ένα λεπτό. Μόλις ο κινητήρας ξεκινήσει, διακόπτεται η θέρμανση των προθερμαντήρων.

Κεφάλαιο 3^ο

Μοντελοποίηση με Μοντέλο Πλήρωσης Εκκένωσης

3.1 Ορισμός Μοντελοποίησης

Ο όρος αυτός, στον χώρο της πληροφορικής, χρησιμοποιείται όταν ένα σύνολο δεδομένων, τα οποία συνδυαστικά αποτελούν ένα πρόβλημα για το οποίο αναζητούμε λύση, αναπαριστάται και ενσωματώνονται σε ένα πεδίο αλγορίθμου. Οι λύσεις, τα συμπεράσματα και οι διορθώσεις του προβλήματος αυτού δεν εξάγονται από τα δεδομένα, αλλά από την σύγκριση αυτών με τα πρότυπά τους, τα οποία και προσφέρουν τις απαραίτητες πληροφορίες.

Η μοντελοποίηση με ένα ορθά σχεδιασμένο λογισμικό μπορεί να αναγνωρίσει τον τύπο της πληροφορίας και στην συνέχεια με την χρήση κατάλληλων αλγορίθμων να εξάγει δεδομένα και αποτελέσματα που θα μπορούν να χρησιμοποιηθούν στην υλοποίηση του εκάστοτε σχεδίου. Το πλεονέκτημα της διαδικασίας αυτής είναι ότι όλες οι απαραίτητες ενέργειες γίνονται αυτοματοποιημένα και μπορεί να τροποποιηθεί ανά πάσα στιγμή με μεγάλη λεπτομέρεια. Η μοντελοποίηση μπορεί να χρησιμοποιηθεί για μια θεωρητική εκτίμηση των αποτελεσμάτων σε μία νέα κατασκευή ή και για την επίλυση ενός προβλήματος μιας ήδη υπάρχουσας.

Η χρήση της μεθόδου αυτής έχει καθιερωθεί τα τελευταία χρόνια γύρω από την ανάπτυξη των μηχανικών συστημάτων που έχουν ως βασικό χαρακτηριστικό την αξιοπιστία, λόγω του μικρότερου κόστους, αλλά και του μικρότερου χρονικού διαστήματος που απαιτείται, στις περισσότερες περιπτώσεις, σε σχέση με μια πειραματική μέθοδο.

3.2 Μοντελοποίηση στις Μ.Ε.Κ.

Συγκεκριμένα, η μοντελοποίηση μιας μηχανής εσωτερικής καύσης είναι ουσιαστικά η προσομοίωση της λειτουργίας της. Αυτό επιτυγχάνεται μέσω της μαθηματικής απεικόνισης των ρευστοδυναμικών και θερμοδυναμικών διεργασιών, με τους αντίστοιχους για κάθε περίπτωση τύπους, που υφίσταται το εργαζόμενο μέσο κατά την ροή του μέσα στον κινητήρα.

Οι βασικότεροι στόχοι της μοντελοποίησης Μ.Ε.Κ. είναι:

- Πρόβλεψη επιδόσεων κατά την διάρκεια του σχεδιασμού ενός νέου κινητήρα και την αλλαγή διάφορων χαρακτηριστικών του πριν την κατασκευή για να υπάρχει το επιθυμητό αποτέλεσμα.
- Βελτίωση τμηματικά ενός ήδη υπάρχοντος κινητήρα, δοκιμάζοντας θεωρητικά κάποια διαφορετικά εξαρτήματα αλλά και συνθήκες λειτουργίας.
- Εκπαιδευτική επιμόρφωση, μέσω της ερμηνείας και κατανόησης των πειραματικών αποτελεσμάτων, την άμεση συσχέτισή τους με τις φυσικές διεργασίες και τα φαινόμενα που συντελούνται και την εξάρτηση/σύνδεση όλων των διαφορετικών συστημάτων και εξαρτημάτων που αλληλεπιδρούν κατά την λειτουργία ενός κινητήρα.

3.3 Τύποι Μοντέλων

Για την προσομοίωση των κινητήρων, υπάρχει μεγάλη ποικιλία λογισμικών, τα οποία χρησιμοποιούνται για βιομηχανικούς, ερευνητικούς και άλλους σκοπούς. Οι τύποι των μοντέλων που έχουν εδραιωθεί μέχρι και σήμερα χωρίζονται κυρίως σε δύο βασικές κατηγορίες.

ι) Θερμοδυναμικά μοντέλα:

Τα μοντέλα αυτά είναι δομημένα με βάση τις εξισώσεις που έχουν προκύψει από την αρχή διατήρησης της ενέργειας. Μια άλλη ονομασία που χρησιμοποιούμε για να τα περιγράψουμε είναι "μοντέλα μηδενικής διάστασης", λόγω του ότι με την χρήση αυτών δεν μπορούν να προβλεφθούν γεωμετρικά στοιχεία της κίνησης του ρευστού στον χώρο εξαιτίας της έλλειψης μοντελοποίησης της ροής. Λέγονται επίσης "φαινομενολογικά", διότι εκτός από την εξίσωση διατήρησης της ενέργειας, προστίθενται στοιχεία στον αλγόριθμο για κάθε φαινόμενο για τα διαφορετικά στάδια

της λειτουργίας του κινητήρα, αλλά και "ημιδιάστατα" γιατί κάποια συγκεκριμένα γεωμετρικά στοιχεία ενσωματώνονται στη βασική θερμοδυναμική προσέγγιση που θεωρείται.

ii) Ρευστοδυναμικά μοντέλα:

Σε αυτού του τύπου τα μοντέλα, η δομή τους στηρίζεται σε μια πλήρη ανάλυση της κίνησης του ρευστού μέσα στον κινητήρα και τις βασικές εξισώσεις που έχουν προκύψει από αυτήν. Ονομάζονται επίσης και "πολυδιάστατα", "χωρικά" ή και "πεπερασμένων στοιχείων μοντέλα" (CFD Models ή Finite-element models), γιατί είναι ικανά να δίνουν λεπτομερή γεωμετρικά αποτελέσματα για το πεδίο ροής στο εσωτερικό του κινητήρα.

3.4 Μοντέλο Μηδενικής Διάστασης

Πολλές φορές, κατά την προσομοίωση της λειτουργίας ενός κινητήρα, Diesel πιο συγκεκριμένα, με την χρήση κάποιου θερμοδυναμικού μοντέλου, είναι αναγκαία η μοντελοποίηση μιας περιοχής του κινητήρα ως ένα ανοικτό θερμοδυναμικό σύστημα. Ο όγκος του κυλίνδρου, ο όγκος της εξαγωγής και ο όγκος της εισαγωγής αποτελούν χαρακτηριστικά παραδείγματα.

Για να θεωρηθεί ένα τέτοιο μοντέλο κατάλληλο πρέπει να ισχύουν κάποιες συγκεκριμένες συνθήκες. Αρχικά, το αέριο μέσα στα όρια του ανοικτού συστήματος, να μπορεί να θεωρηθεί ως ομοιόμορφο τόσο σε σύνθεση όσο και σε μορφή στην διάρκεια ενός χρονικού βήματος. Η μεταβολή της κατάστασης και σύνθεσης του αερίου που μεταβάλλονται συναρτήσει του χρόνου οφείλεται στην μεταφορά θερμότητας, έργου και ροής μάζας μέσω του ορίου του συστήματος, όπως επίσης και λόγω μετατόπισης του ορίου αυτού. Σε μια τέτοια περίπτωση ισχύουν οι βασικές εξισώσεις για την διατήρηση μάζας και ενέργειας. Στηριζόμενο στις εξισώσεις αυτές για ένα ανοικτό σύστημα, έχοντας ως ανεξάρτητη μεταβλητή το χρόνο ή την γωνία του στροφάλου, θα δομηθεί ένα θερμοδυναμικό μοντέλο.

Όσο αφορά τον υπολογισμό της εισερχόμενης και εξερχόμενης ροής από τον κινητήρα έχει αναπτυχθεί και χρησιμοποιείται ένας τύπος μοντέλων που ονομάζεται "πλήρωσης & εκκένωσης" (filling and scavenging models) ή και μοντέλα όγκων ελέγχου. Στα μοντέλα αυτά, γίνεται προσομοίωση των δοχείων εισαγωγής και εξαγωγής με πεπερασμένους όγκους, στους οποίους η μάζα των αερίων μεταβάλλεται

συναρτήσει του χρόνου. Υπάρχουν στη συνέχεια δύο επιλογές, είτε να θεωρηθούν τα συστήματα εισαγωγής ή εξαγωγής σαν ένας μοναδικός όγκος, είτε να χωριστούν σε πολλά τμήματα, με βάση τα διαφορετικά χαρακτηριστικά που παρουσιάζουν στα διάφορα μέρη τους, όπως οι στενώσεις της ροής που παρουσιάζουν (π.χ. φίλτρα ή βαλβίδες) στην αρχή, μεταξύ των διαφόρων όγκων που δημιουργούνται, ή και στο τέλος αυτών. Σε μια τέτοια περίπτωση κάθε όγκος θεωρείται στη συνέχεια ως ένας όγκος ελέγχου, ένα ανοικτό σύστημα σταθερού όγκου δηλαδή, ο οποίος περιέχει αέριο σταθερής κατάστασης σε κάθε χρονικό βήμα.

Κάνοντας χρήση αυτού του μοντέλου, για να καθοριστεί η κατάσταση του αερίου σε κάθε ξεχωριστό όγκο έλεγχου, εκτός από τις εξισώσεις διατήρησης μάζας και ενέργειας, πρέπει συνδυαστικά να υπάρχουν πληροφορίες και για την παροχή μάζας από και προς κάθε όγκο.

Έτσι τα μοντέλα ανάλογα με τους όγκους ελέγχου που λαμβάνονται υπόψη χωρίζονται σε:

- Μονοζωνικά μοντέλα, όπου ο θάλαμος καύσης ορίζεται ως ένας ενιαίος όγκος ελέγχου σε όλο τον κύκλο λειτουργίας.
- Διζωνικά μοντέλα, όπου ο θάλαμος καύσης χωρίζεται σε δύο ζώνες, που χωρίζονται μεταξύ τους από το μέτωπο καύσης. Η πρώτη ζώνη αποτελείται από το άκαυστο μίγμα αέρα-καυσίμου, και η δεύτερη ζώνη αποτελείται από τα καυσαέρια. Το μέτωπο καύσης αποτελεί μια «τρίτη ζώνη», αλλά επειδή δεν λαμβάνονται ισοζύγια για το μέτωπο αυτό το μοντέλο ονομάστηκε διζωνικό.

Ο υπολογισμός της πλήρωσης-εκκένωσης στο δίχρονο κινητήρα είναι δυσκολότερος από αυτόν του τετράχρονου, καθώς ο διαθέσιμος χρόνος για την εναλλαγή του μείγματος είναι πολύ περιορισμένος και επίσης το φρέσκο μείγμα πρέπει να εξωθήσει το καυσαέριο χωρίς να αναμειχθεί με αυτό. Τα μοντέλα που χρησιμοποιούνται αποτελούνται από δύο ή τρεις ζώνες, όπου η πρώτη αποτελείται από το άκαυστο μείγμα, η δεύτερη από τα καυσαέρια και η τρίτη από ένα μείγμα καυσαερίων και φρέσκου μείγματος.

Ο κινητήρας που μοντελοποιείται στα πλαίσια της παρούσας εργασίας είναι δίχρονος. Ωστόσο το μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε είναι μονοζωνικό, για λόγους απλοποίησης. Συνεπώς θεωρείται ότι δεν υπάρχει ανάμειξη καυσαερίου και μείγματος. Λόγω της θεώρησης μίας ζώνης, αναμένεται να υπάρχουν αποκλίσεις από την πραγματική λειτουργία.

3.5 Λογισμικό Μοντελοποίησης

Για την διεκπεραίωση της μοντελοποίησης του υπό μελέτη κινητήρα, αναπτύχθηκε κώδικας χρησιμοποιώντας το λογισμικό MATLAB. Το συγκεκριμένο λογισμικό αποτελεί ένα περιβάλλον αριθμητικής υπολογιστικής και μια γλώσσα προγραμματισμού τέταρτης γενιάς. Αποθηκεύει και κάνει πράξεις με βάση την άλγεβρα μητρών. Τα μοντέλα και οι παράμετροι που χρησιμοποιήθηκαν αναλύονται στο επόμενο κεφάλαιο.

Κεφάλαιο 4^ο

Δομή Μοντέλου Μηδενικών Διαστάσεων

4.1 Παράμετροι λειτουργίας κινητήρα

Οι παράγοντες που είναι σημαντικοί για τον χρήστη ενός κινητήρα εσωτερικής καύσης είναι:

- Οι επιδόσεις του κινητήρα στο εύρος λειτουργίας του.
- Η κατανάλωση καυσίμου στο εύρος λειτουργίας του και το κόστος του απαιτούμενου καυσίμου.
- Ο παραγόμενος θόρυβος και οι εκπεμπόμενοι ρύποι στο εύρος λειτουργίας του.
- Το αρχικό κόστος αγοράς και εγκατάστασης του κινητήρα.
- Η διάρκεια ζωής του κινητήρα και η απαιτούμενη συντήρηση, καθώς και το πως αυτά επηρεάζουν το κόστος λειτουργίας. (J. B. Heywood 1988).

Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας η μελέτη εστιάζεται κυρίως στους παράγοντες της επίδοσης της μηχανής και της απόδοσής της, ως προς το καύσιμο που καταναλώνεται. Θα οριστούν βασικές παράμετροι για την ανάλυση ενός κύκλου λειτουργίας μιας μηχανής εσωτερικής καύσης.

Θα οριστεί το παραγόμενο έργο:

- $W_i = \oint p dV$: είναι το έργο ογκομεταβολής που προκύπτει από το διάγραμμα P-V για έναν κύκλο λειτουργίας του κινητήρα.
- W_b : είναι το έργο που αποδίδεται στον στροφαλοφόρο άξονα για έναν κύκλο λειτουργίας του κινητήρα. Διαφέρει από το W_i λόγω των τριβών.

Η ισχύς στον στροφαλοφόρο άξονα \dot{W}_b , αντιστοιχεί στον ρυθμό παραγωγής έργου ενώ η ροπή της μηχανής τ , είναι μέτρο του έργου που παράγεται ανά μονάδα περιστροφής του άξονα. Η πραγματική ισχύς ονομάζεται αλλιώς ισχύς πέδησης,

καθώς τα πρώτα δυναμόμετρα που χρησιμοποιήθηκαν ήταν φρένα που μέσω μηχανικής τριβής απορροφούσαν την παραγόμενη ισχύ της μηχανής. Το έργο που παράγεται στον άξονα είναι μικρότερο από το έργο που παράγεται από τον κύκλο λειτουργίας του εργαζόμενου μέσου λόγω των τριβών. (C.R. Ferguson-A.T. Kirkpatrick, 2008).

Η πραγματική ισχύς συνδέεται με την ροπή με την εξής σχέση:

$$\dot{W}_b = 2\pi\tau N ,$$

όπου N είναι οι στροφές του άξονα ανά λεπτό.

Η μέση πραγματική πίεση (mean effective pressure – *meP*) είναι το έργο ανά μονάδα όγκου εμβολισμού. Συνεπώς χαρακτηρίζει την αποδοτικότητα του κινητήρα ανεξάρτητα από το μέγεθός του.

Μπορούν να οριστούν:

- $i\text{meP} = \frac{W_i}{V}$, είναι η μέση πραγματική πίεση λαμβάνοντας υπόψη το έργο ογκομεταβολής.
- $b\text{meP} = \frac{W_b}{V}$, είναι η μέση πραγματική πίεση λαμβάνοντας υπόψη το έργο που αποδίδεται στον άξονα.
- $f\text{meP} = i\text{meP} - b\text{meP}$, είναι η μέση πραγματική πίεση που χάνεται λόγω τριβών.

Η ειδική κατανάλωση καυσίμου πέδησης είναι αντιστρόφως ανάλογη με τον βαθμό απόδοσης της μηχανής και ορίζεται ως :

$$\text{bsfc} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_b},$$

όπου \dot{m}_f είναι η παροχή καυσίμου.

4.2 Κινηματική Εμβόλου

Για την διεκπεραίωση της μοντελοποίησης χρησιμοποιήθηκαν βασικές σχέσεις κινηματικής μέσα στον κύλινδρο, και παρουσιάζονται παρακάτω.

Ορίζονται οι μεταβλητές που χρησιμοποιήθηκαν για την περιγραφή της κίνησης του εμβόλου:

b: Διάμετρος κυλίνδρου (bore)

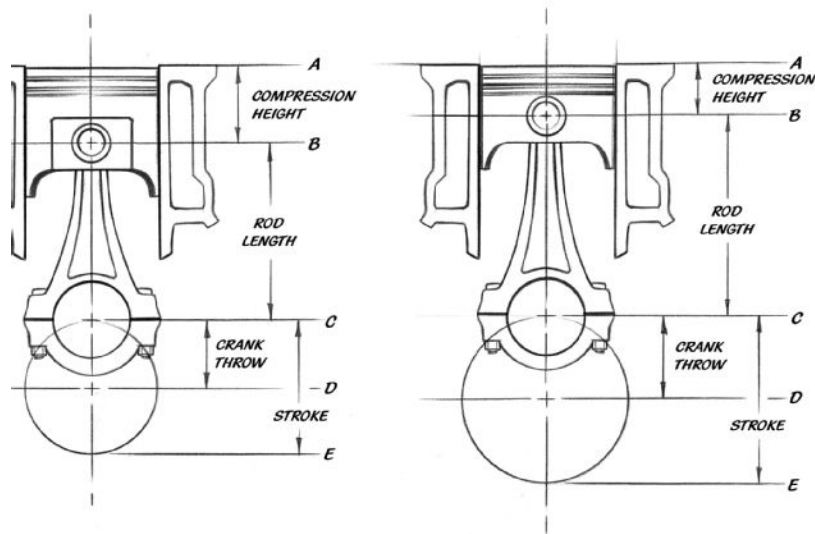
s: Διαδρομή εμβόλου (stroke)

l : Μήκος διωστήρα (rod length)

r : Ακτίνα στροφαλοφόρου άξονα (crank throw)

θ : Γωνία στροφαλοφόρου άξονα

V_c : Νεκρός όγκος κυλίνδρου



Εικόνα 4.1 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά εμβόλου-διωστήρα

Το έμβολο κινείται παλινδρομικά ανάμεσα στις θέσεις ΑΝΣ (Άνω Νεκρό Σημείο) και ΚΝΣ (Κάτω Νεκρό Σημείο). Όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΑΝΣ, ο διαθέσιμος όγκος του κυλίνδρου ονομάζεται νεκρός όγκος. Όσο το έμβολο κινείται παλινδρομικά, ο στροφαλοφόρος άξονας πραγματοποιεί περιστροφική κίνηση και η γωνία που σχηματίζει γύρω από νοητό άξονα, που διέρχεται από το κέντρο του και είναι κάθετος στον διωστήρα είναι η θ . Στους δίχρονους κινητήρες αυτή η γωνία λαμβάνει τιμές 0°

έως 360°, καθώς απαιτείται μια περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα για να ολοκληρωθεί ένας κύκλος λειτουργίας του κινητήρα, ενώ στους τετράχρονους λαμβάνει τιμές 0° έως 720° καθώς απαιτούνται δύο περιστροφές. Φυσικά μεγέθη που αφορούν τον κύκλο λειτουργίας, όπως η πίεση και η θερμοκρασία αλλά και μεταβλητές όπως ο όγκος του κυλίνδρου, ο ψεκασμός του καυσίμου ή το άνοιγμα και το κλείσιμο των θυρίδων ή βαλβίδων, εκφράζονται συναρτήσει της γωνίας στροφάλου.

Ο λόγος συμπίεσης r ορίζεται ως ο λόγος του μέγιστου προς τον ελάχιστο όγκο στον κύλινδρο, δηλαδή:

$$r = \frac{V_c + V}{V_c},$$

όπου V είναι ο συνολικός όγκος του κυλίνδρου χωρίς τον νεκρό όγκο.

Τυπικές τιμές του r είναι:

- 8-12 για μηχανές έναυσης με σπινθήρα (Spark Ignition – SI).
- 12-24 για μηχανές έναυσης με συμπίεση (Compression – Ignition – CI).

Οι σχέσεις που περιγράφουν την κινηματική του εμβόλου και του όγκου του κυλίνδρου συναρτήσει των παραπάνω μεταβλητών είναι:

r_l : Λόγος ακτίνας στροφαλοφόρου άξονα προς το μήκος του διωστήρα:

$$r_l = \frac{r}{l}$$

ω : Γωνιακή ταχύτητα:

$$\omega = \frac{d\theta}{dt}$$

x : Θέση εμβόλου συναρτήσει γωνίας στροφαλοφόρου άξονα:

$$x = r + l - \left[\sqrt{(l^2 - r^2 \cdot \sin^2\theta)} + r \cdot \cos\theta \right]$$

V : Όγκος κυλίνδρου συναρτήσει γωνίας στροφαλοφόρου άξονα:

$$V = V_c + \frac{\pi \cdot b^2}{4} \cdot x$$

$\frac{dx}{d\theta}$: Μεταβολή θέσης εμβόλου ως προς μεταβολή γωνίας στροφαλοφόρου άξονα:

$$\frac{dx}{d\theta} = r \cdot \left(\sin\theta + \frac{rl}{2} \cdot \frac{\sin 2\theta}{\sqrt{1 - r_l^2 \sin^2 \theta}} \right)$$

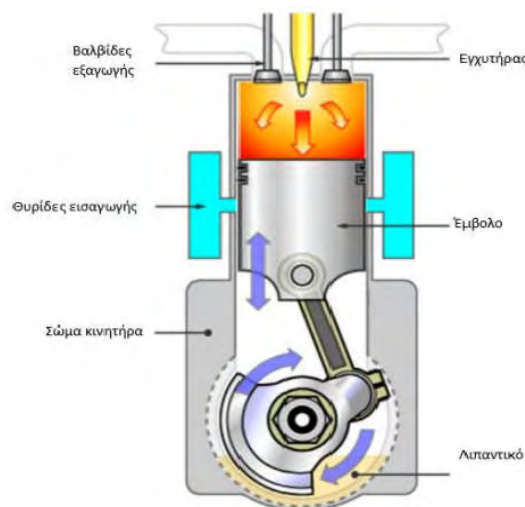
$\frac{dV}{d\theta}$: Μεταβολή όγκου κυλίνδρου ως προς μεταβολή γωνίας στροφαλοφόρου άξονα:

$$\frac{dV}{d\theta} = \pi \cdot \frac{b^2}{4} \cdot \frac{dx}{d\theta}$$

$\frac{dV}{dt}$: Ρυθμός μεταβολής όγκου: $\frac{dV}{dt} = \omega \cdot \frac{dx}{d\theta}$

4.3 Ροή στις θυρίδες εισαγωγής

Στους δίχρονους κινητήρες ο αέρας εισέρχεται στον κύλινδρο από θυρίδες εισαγωγής που βρίσκονται στο κάτω μέρος του χιτωνίου. Όπως είναι λογικό, επειδή σε αυτού του είδους τους κινητήρες ο κύκλος γίνεται σε μικρότερο χρονικό διάστημα απ' ότι στους τετράχρονους κινητήρες, η εισαγωγή του αέρα γίνεται βεβιασμένα. Η βεβιασμένη αυτή εισαγωγή του αέρα στον κύλινδρο λέγεται σάρωση (Scavenge). Εξυπηρετεί περισσότερες από μια λειτουργίες, αφού με την σάρωση επιτυγχάνεται όχι μόνο η πλήρωση του κυλίνδρου με καθαρό αέρα, αλλά και ο καθαρισμός του κυλίνδρου από τα καυσαέρια, όπως επίσης και η ψύξη του κυλίνδρου λόγω της διαφοράς θερμοκρασίας ανάμεσα στον κύλινδρο και τον εισερχόμενο αέρα.



Εικόνα 4.2 Τομή κινητήρα κατά την φάση της εκτόνωσης

Πιο αναλυτικά, έστω ότι ένας δίχρονος κινητήρας βρίσκεται σε λειτουργία, και αναλυθεί σε μια συγκεκριμένη χρονική στιγμή, κατά την οποία το έμβολο βρίσκεται στο Άνω Νεκρό Σημείο, δηλαδή το ανώτερο σημείο της διαδρομής του. Κατά την διαδικασία της καύσης, η οποία έχει ξεκινήσει, παρατηρείται μια απότομη αύξηση στη θερμοκρασία και την πίεση στον θάλαμο καύσης. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα το έμβολο να ωθείται προς τα κάτω. Την ίδια στιγμή που ξεκινά η καύση, το πιστόνι αποκαλύπτει σταδιακά το τμήμα του χιτωνίου το οποίο περιλαμβάνει τις θυρίδες εισαγωγής, όπως φαίνεται στην Εικόνα 4.3. Οι θυρίδες αυτές είναι χυτευμένες στο χιτώνιο, και δεν αποτελούν τίποτα περισσότερο από ένα άνοιγμα από όπου θα διοχετευτεί ο αέρας, προς τον κύλινδρο. Δεν υπάρχει λοιπόν κάποια βαλβίδα ή κάποιο αντίστοιχο μηχανικό βοήθημα το οποίο ελέγχει το άνοιγμα και το κλείσιμο των θυρίδων, αλλά το ίδιο το έμβολο τις καλύπτει και τις αποκαλύπτει με την παλινδρόμησή του στον κύλινδρο.



Εικόνα 4.3 Χιτώνιο κινητήρα D.D.

Στη συνέχεια, και αφού το έμβολο έχει διανύσει το μεγαλύτερο μέρος της διαδρομής του προς το Κάτω Νεκρό Σημείο, αποκαλύπτεται πλήρως η θυρίδα εισαγωγής. Στο σημείο αυτό υπάρχουν δυο διαφορετικές κατηγορίες στις οποίες χωρίζονται οι δίχρονοι κινητήρες.

- Εισέρχεται το μείγμα αέρα καυσίμου, αν ο κινητήρας διαθέτει κλασσική τροφοδοσία με καρμπυρατέρ ή ακόμα και ψεκασμό πριν τη θυρίδα, με την ύπαρξη προθαλάμου.
- Εισέρχεται σκέτος ο αέρας στον θάλαμο αν υπάρχει ένα σύστημα ψεκασμού στον στροφαλοθάλαμο ή τον κύλινδρο.

Λόγω λοιπόν της καθοδικής κίνησης του εμβόλου, η οποία οδηγεί σε αύξηση του όγκου του θαλάμου καύσης, το μείγμα/αέρας εισέρχεται στον στροφαλοθάλαμο. Η αύξηση αυτή του όγκου όμως οδηγεί σε μείωση της πίεσης, δημιουργία δηλαδή υποπίεσης, σε σχέση με την ατμοσφαιρική.

Το φαινόμενο αυτό εξηγείται και από τον νόμο του Boyle για τα ιδανικά αέρια, ο οποίος υπαγορεύει πως το γινόμενο της πίεσης επί τον όγκο, δίνει μια σταθερά k .

$$P \cdot V = k$$

Όπου: P: Πίεση

V: Όγκος

Συνεπώς, προκύπτει με αυτόν τον τρόπο η αντιστρόφως ανάλογη σχέση πίεσης και όγκου. Για την εισροή μείγματος/αέρα στον στροφαλοθάλαμο χρειάζεται να γίνει μια θεώρηση πως οι δύο πιέσεις, η υποπίεση δηλαδή του στροφαλοθαλάμου και η ατμοσφαιρική, τείνουν να εξισωθούν, ώστε να προκύψει ο λόγος για τον οποίο θα γίνεται αυτό πράξη.

Τέλος, συνεχίζοντας στον κύκλο ενός δίχρονου κινητήρα, η ανοδική κίνηση του εμβόλου συμπιέζει το μείγμα/αέρα που έχει μπει στον στροφαλοθάλαμο, και ταυτόχρονα κλείνει σταδιακά τη θυρίδα εισαγωγής.

Πολύ σημαντικό ρόλο επίσης στην όλη διαδικασία παίζει και η μορφή που έχει δώσει ο εκάστοτε κατασκευαστής στις θυρίδες εισαγωγής. Η κλίση των άκρων τους, η επιφάνειά τους, όπως επίσης και το πλήθος τους, επηρεάζουν στοιχεία της λειτουργίας και απόδοσης του κινητήρα όπως την ταχύτητα εισαγωγής του αέρα, την παροχή μάζας του αέρα και τελικά την συνολική ισχύ και λειτουργία του κινητήρα.

Για τον υπολογισμό της ροής μάζας του αέρα προς τον κύλινδρο γίνεται χρήση της κάτωθι σχέσης, η οποία προκύπτει από τον συνδυασμό των εξισώσεων Bernoulli και αρχής διατήρησης της μάζας για την ροή μέσω ακροφυσίου:

$$\dot{m}_{air} = C_v \cdot A_{eq} \cdot \frac{p_{sc}}{\sqrt{R \cdot T_{sc}}} \cdot \Psi, \text{ όπου:}$$

- Ψ : Συνάρτηση εκροής (Κεφ. 4.4)

- $\pi = \frac{p_{er} \text{ (πίεση των καυσαερίων στην έξοδο του κυλίνδρου)}}{p_{sc} \text{ (πίεση του αέρα κατά την σάρωση)}}$
- T_{sc} : θερμοκρασία αέρα κατά την σάρωση
- R : σταθερά αερίων
- C_v : συντελεστής μεταβολής ροής στις θυρίδες εισαγωγής. Ο συντελεστής αυτός στην πραγματικότητα δεν είναι σταθερός όπως θεωρείται στο μονοζωνικό μοντέλο, καθώς έχει την τάση να αυξάνεται στα χαμηλά σημεία λειτουργίας.
- A_{eq} : η ενεργή ισοδύναμη επιφάνεια των θυρίδων εισαγωγής.

Στον δίχρονο κινητήρα, γίνεται η θεώρηση ότι ο κάθε κύλινδρος ισοδυναμεί με ένα σύστημα που διαθέτει δυο ανοίγματα στην σειρά, αντιστοιχίζοντας το ένα με τις θυρίδες εισαγωγής και το άλλο με τις βαλβίδες εξαγωγής. Απλοποιούμενο ακόμα περισσότερο θεωρείται ένα ισοδύναμο και μοναδικό άνοιγμα με διαφορά πίεσης, την διαφορά πίεσης εισαγωγής και εξαγωγής. Για τον υπολογισμό λοιπόν, της επιφάνειας του ανοίγματος αυτού που παραμένει ανοικτή κατά την πλήρη περιστροφή του στροφάλου χρησιμοποιείται το παρακάτω ολοκλήρωμα:

$$A_{eq} = \frac{N_c}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} \frac{A_i(\theta) \cdot A_v(\theta)}{\sqrt{A_i^2(\theta) + A_v^2(\theta)}}, \text{ όπου:}$$

- A_i : η επιφάνεια των θυρίδων εισαγωγής
- A_v : η επιφάνεια των βαλβίδων εξαγωγής
- θ : η γωνία στροφάλου σε ακτίνια (rad) ή μοίρες (deg)
- N_c : αριθμός κυλίνδρων

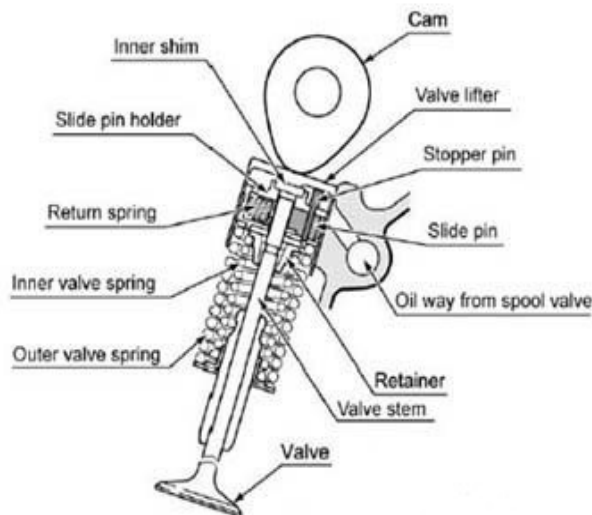
Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας, η διατομή των θυρίδων θεωρήθηκε ορθογωνική για λόγους απλοποίησης, καθώς δεν επηρεάζει σε μεγάλο βαθμό την ροή του αέρα εισαγωγής.

4.4 Ροή στις βαλβίδες εξαγωγής

Οι βαλβίδες εξαγωγής ελέγχουν τον χρονισμό και την ποσότητα των καυσαερίων που εγκαταλείπουν τον θάλαμο καύσης. Ένα σύστημα βαλβίδας εξαγωγής αποτελείται από μία κυκλική ή οβάλ οπή και από έναν άξονα ο οποίος στο τέλος του παίρνει κωνική μορφή και καταλήγει σε σχήμα δίσκου. Όταν είναι κλειστή, το μέρος το οποίο συναντά την οπή και σφραγίζει τον κύλινδρο ονομάζεται έδρα βαλβίδας. Λαμβάνει κίνηση από τον εκκεντροφόρο άξονα, ο οποίος είναι κατάλληλα κατασκευασμένος και ρυθμισμένος έτσι ώστε να την ανοίγει και να την κλείνει τις χρονικές στιγμές που απαιτείται για την σωστή λειτουργία του κινητήρα. Στους συμβατικούς κινητήρες, το κλείσιμο της βαλβίδας γίνεται με την πίεση που ασκείται από μεταλλικό ελατήριο, ενώ σε αγωνιστικούς κινητήρες αυτό επιτυγχάνεται από τον ίδιο τον εκκεντροφόρο άξονα, με κατάλληλη διαμόρφωση τόσο αυτού όσο και της βαλβίδας.

Ο εκκεντροφόρος άξονας περιστρέφεται με τις ίδιες στροφές ανά λεπτό (rpm) που περιστρέφεται ο στροφαλοφόρος άξονας στις δίχρονες μηχανές, ενώ στις τετράχρονες περιστρέφεται με τις μισές.

Ο χρονισμός, ή αλλιώς η γωνία στροφάλου, κατά τον οποίο ανοίγουν και κλείνουν οι βαλβίδες εξαγωγής επηρεάζει την επίδοση, την απόδοση της μηχανής καθώς και τις εκπομπές ρύπων.



Εικόνα 4.4 Συνδεσμολογία εξαρτημάτων βαλβίδας

Τα καυσαέρια φεύγουν από τις βαλβίδες εξαγωγής διαμέσου της πολλαπλής εξαγωγής, όπου συγκεντρώνονται τα καυσαέρια από κάθε κύλινδρο και οδηγούνται

στην εξάτμιση. Επηρεάζουν σημαντικά την ροή του καυσαερίου καθώς εκεί βρίσκεται η μικρότερη διατομή του συστήματος εξαγωγής. Για τον υπολογισμό της ροής μάζας δια μέσου αυτών θεωρείται οιονεί μόνιμη συμπιεστή ροή (C. R. Ferguson - A. T. Kirkpatrick, 2008).

Η ισεντροπική παροχή μάζας διαμέσου μιας βαλβίδας υπολογίζεται από την σχέση:

$$\dot{m}_{th} = \rho_v \cdot A_v \cdot c_1$$

Όπου ρ_v είναι η πυκνότητα του ρευστού στην βαλβίδα, A_v είναι η διατομή απ' την οποία διέρχεται το ρευστό και c_1 είναι η ταχύτητα του ρευστού στην διατομή A_v .

Η πυκνότητα του ρευστού υπολογίζεται με την υπόθεση αντιστρεπτότητας :

$$\frac{\rho_1}{\rho_0} = \left(\frac{P_1}{P_0}\right)^{\frac{1}{\kappa}}$$

Όπου κ είναι ο ισεντροπικός εκθέτης, ρ_1 , P_1 , πυκνότητα και πίεση έξω από τον κύλινδρο αντίστοιχα και ρ_0 , P_0 πυκνότητα και πίεση μέσα στον κύλινδρο.

Η ισεντροπική ταχύτητα υπολογίζεται από την σχέση:

$$c_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left(1 - \pi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}\right)}, \quad \text{όπου} \quad \pi = \frac{P_1}{P_0}$$

Έτσι τελικά η ισεντροπική παροχή μάζας γίνεται:

$$\dot{m}_{th} = A_v \cdot \sqrt{P_0 \cdot \rho_0} \cdot \Psi$$

Όπου συνάρτηση εκροής : $\Psi = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left(\pi^{\frac{2}{\kappa}} - \pi^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}}\right)}$,

η οποία εξαρτάται μόνο από τον ισεντροπικό εκθέτη και τον λόγο πιέσεων.

Εάν το π πέσει κάτω από μια κρίσιμη τιμή, η διαφορά πίεσης γίνεται τέτοια που τα καυσαέρια φτάνουν την ταχύτητα του ήχου και λόγω περιορισμών γεωμετρίας δεν μπορούν να κινηθούν πιο γρήγορα. Συνεπώς αν $\pi < \pi_{crit}$, τότε θέτουμε $\pi = \pi_{crit}$, όπου:

$$\pi_{crit} = \left(\frac{2}{\kappa - 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

Η πραγματική παροχή καυσαερίων στις βαλβίδες εξαγωγής είναι :

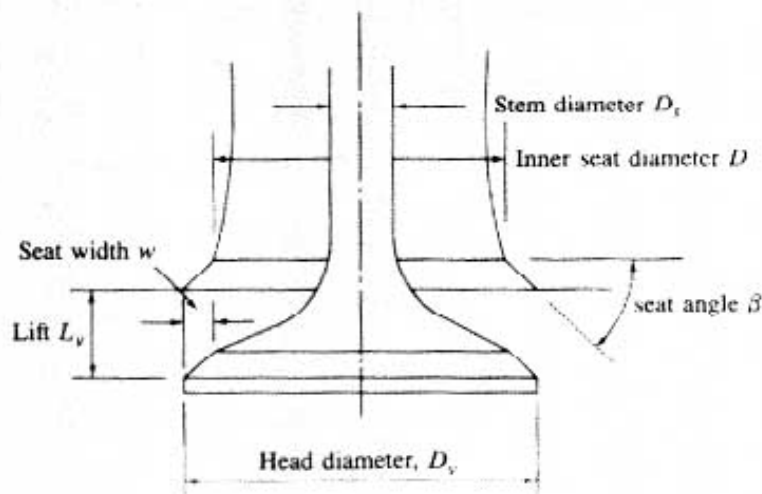
$$\dot{m}_{out} = C_{out} \cdot \dot{m}_{th}$$

Όπου C_{out} είναι συντελεστής ροής της βαλβίδας και είναι μικρότερος της μονάδας. Αυτό γίνεται καθώς η γεωμετρία της βαλβίδας δεν είναι ιδανική και η ροή στραγγαλίζεται και επίσης λόγω των τριβών στα τοιχώματα της βαλβίδας.

Ο συντελεστής αυτός υπολογίζεται μετρώντας την πραγματική ροή που περνά μέσα από την βαλβίδα για διαφορετικές βυθίσεις, συγκρίνοντάς την με την θεωρητική. Επίσης είναι δυνατό να υπολογιστεί με τρισδιάστατη προσομοίωση με τη χρήση CFD.

Η επιφάνεια που χρησιμοποιείται στην σχέση θεωρητικής παροχής μάζας είναι η μικρότερη επιφάνεια από την οποία διέρχεται η ροή. Η τιμή της εξαρτάται από το βύθισμα των βαλβίδων εξαγωγής. Έχουμε δύο περιπτώσεις:

- Για μικρές τιμές βυθίσματος, η ελάχιστη επιφάνεια είναι η κυλινδρική επιφάνεια που έχει ύψος τόσο όσο το μήκος των βαλβίδων.
- Εάν το βύθισμα ξεπεράσει μια τιμή τότε η ελάχιστη επιφάνεια γίνεται η διατομή έδρας της βαλβίδας.



Εικόνα 4.5 Γεωμετρία βύθισης βαλβίδας

Στην πρώτη περίπτωση, για μια βαλβίδα εξαγωγής, η επιφάνεια ορίζεται ως :

$$A = \pi \cdot D_v \cdot x_v$$

όπου, D_v είναι η διάμετρος της βαλβίδας και x_v το βύθισμα της βαλβίδας.

Στην δεύτερη περίπτωση, για μία βαλβίδα εξαγωγής, η επιφάνεια ορίζεται ως:

$$A = \pi \cdot \frac{D_v^2}{4}$$

Για να ληφθούν υπόψη τα παραπάνω, πρέπει να είναι γνωστή η βύθιση της βαλβίδας κάθε χρονική στιγμή, η οποία υπολογίζεται από την σχέση :

$$x(t) = x_{max} \cdot \left[0.5 - 0.5 \cdot \cos \left(\frac{2 \cdot t}{\Delta T_v} \cdot \pi \right) \right], \text{ όπου}$$

- x_{max} : Μέγιστη βύθιση βαλβίδας.
- ΔT_v : Περίοδος όπου οι βαλβίδες είναι ανοιχτές.
- t : Χρονική στιγμή ως προς την περίοδο ανοιχτών βαλβίδων.

4.5 Σύστημα Έγχυσης

Ο διαθέσιμος χρόνος για την εισαγωγή του πετρελαίου, μέσα στο θάλαμο καύσης για τη θέρμανσή του και για την καύση του σ' ένα κινητήρα κυμαίνεται σε εκατοστά του δευτερολέπτου. Σ' αυτό το ελάχιστο χρονικό διάστημα, κάθε σταγονίδιο πετρελαίου πρέπει να εξατμιστεί και να αναμειχθεί τέλεια με το οξυγόνο του αέρα για να μπορέσει να καεί και να δώσει τη θερμότητα που περιέχει.

Είναι φανερό πώς μόνο αν το καύσιμο είναι πολύ καλά διασκορπισμένο, και εισέρχεται στον κύλινδρο με αρκετή πίεση ώστε να φτάσει παντού μέσα στο χώρο καύσης και συγχρόνως έχει μια κίνηση στροβιλισμού για την καλή ανάμειξή του με τον αέρα που βρίσκεται μέσα στον κύλινδρο, μπορεί να γίνει σωστά η καύση του.

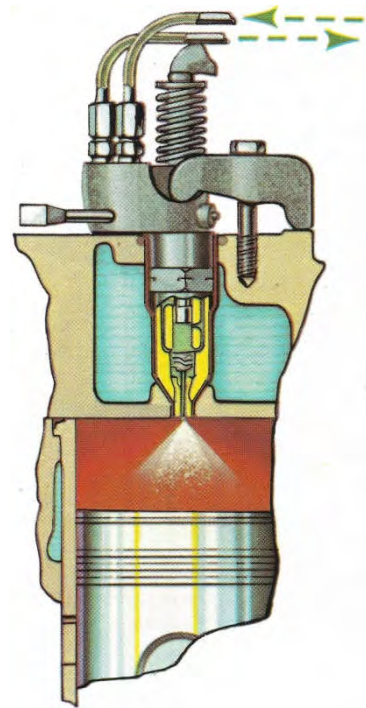
Το πρόβλημα της τροφοδότησης των κυλίνδρων των πετρελαιοκινητήρων με αέρα και καύσιμο, καθώς και η διαμόρφωση του χώρου καύσης, έχει αποτελέσει το αντικείμενο σοβαρής μελέτης και έρευνας για την ανάπτυξη των κινητήρων Diesel.

Οι εγχυτήρες αποτελούν ιδιαίτερα σημαντικό κομμάτι στο σύστημα τροφοδοσίας πετρελαίου των πετρελαιοκινητήρων, και εξασφαλίζουν τον σωστό ψεκασμό του καυσίμου μέσα στον κύλινδρο, γι αυτό και πολλές φορές αναφέρονται και σαν ψεκαστήρας.

Βασικό κομμάτι του εγχυτήρα, είναι το ακροφύσιο που αποτελείται από το σώμα και τη βελόνα του. Το ακροφύσιο είναι στερεωμένο στο άκρο του εγχυτήρα που προβάλλει μέσα στο χώρο καύσης του κυλίνδρου του κινητήρα.

Πάνω ακριβώς από τη βελόνα του ακροφύσιου έρχεται το στέλεχος της, το οποίο εφαρμόζει πάνω σ' αυτή και της μεταδίδει την πίεση του ρυθμιστικού ελατηρίου που βρίσκεται πάνω από το στέλεχος. Πάνω από το ρυθμιστικό ελατήριο βρίσκεται ο ρυθμιστικός κοχλίας, ή ρυθμιστικό πώμα, ο οποίος κοχλιώνεται πάνω στο σώμα του εγχυτήρα και αυξομειώνει τη δύναμη του ρυθμιστικού ελατηρίου. Ο ρυθμιστικός αυτός κοχλίας ασφαλίζεται στη ρύθμισή του με ένα ασφαλιστικό περικόχλιο και καλύπτεται με ένα κοχλιωμένο πώμα.

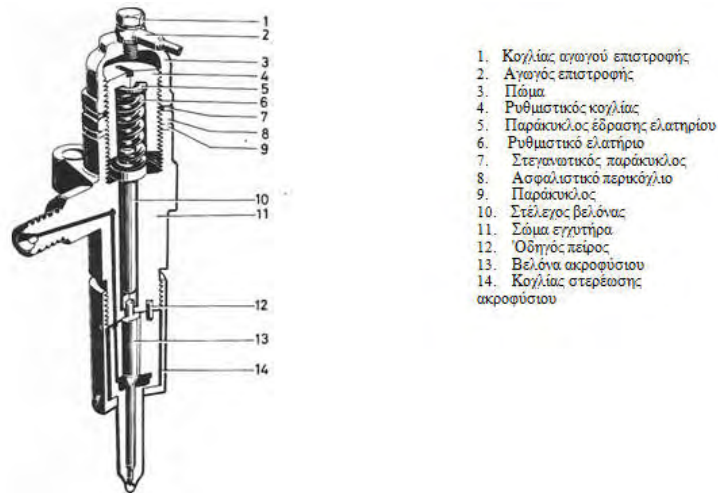
Όλοι οι κενοί χώροι του εγχυτήρα είναι γεμάτοι πετρέλαιο που διαρρέει από τις συναρμογές μεταξύ βελόνας και σώματος ακροφύσιου και το οποίο επιστρέφει στη δεξαμενή του, με έναν ειδικό αγωγό. Η πίεση που επικρατεί στους χώρους του εγχυτήρα, είναι εκείνη που απομένει από την πίεση έγχυσης όταν κλείσει η βαλβίδα παροχής της αντλίας έγχυσης.



Εικόνα 4.6 Τομή κυλίνδρου

Όταν η πίεση της αντλίας φτάσει ν' ανοίξει τη βαλβίδα παροχής της, ένα κύμα πίεσης μεταδίδεται σ' όλο τον αγωγό, από την αντλία μέχρι τον εγχυτήρα, με το πετρέλαιο, να περνά το λοξό αγωγό και να φτάνει στο θάλαμο πίεσης μέσα στο ακροφύσιο. Ο θάλαμος πίεσης είναι γύρω από μια κωνική επιφάνεια της βελόνας την οποία η πίεση πιέζει προς τα πάνω, ενώ το ελατήριο την πιέζει προς τα κάτω και κρατά μία άλλη κωνική επιφάνεια στο άκρο της βελόνας «καθισμένη» στεγανά σε μία αντίστοιχη κωνική επιφάνεια. Σε μία έδρα δηλαδή, στο σημείο που σχηματίζεται η θηλή του ακροφύσιου που έχει τις λεπτότατες οπές ψεκασμού. Όταν η πίεση γίνει τόση ώστε η βελόνα να υπερνικήσει τη δύναμη του ελατηρίου, τότε ανασηκώνεται από την έδρα της και το συμπιεσμένο πετρέλαιο βρίσκει δίοδο διαμέσου των οπών της θηλής και εκτοξεύεται μέσα στο

χώρο καύσης. Είναι λοιπόν φανερό ότι εκείνο που προσδιορίζει την πίεση ψεκασμού, είναι η δύναμη του ελατηρίου του εγχυτήρα.



Εικόνα 4.7 Τομή εγχυτήρα

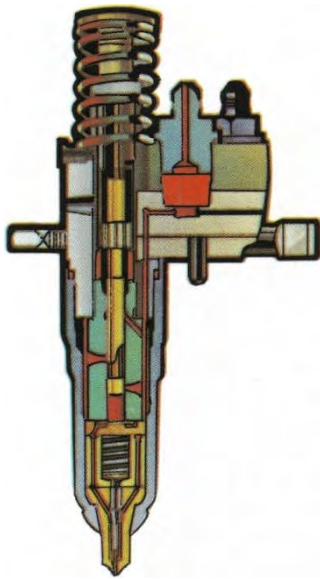
Η μορφή που θα πάρει η δέσμη ψεκασμού που σχηματίζεται μέσα στο χώρο καύσης, έχει μεγάλη σημασία για την καλή λειτουργία του κινητήρα και κάθε είδος συστήματος καύσης λειτουργεί καλύτερα με μία ορισμένη μορφή δέσμης ψεκασμού. Έτσι δημιουργήθηκαν διάφοροι τύποι ακροφυσίων που σχηματίζουν διάφορες μορφές δέσμης ψεκασμού.

Κινητήρες με σύστημα καύσης με άμεση έγχυση χρησιμοποιούν ακροφύσια με θηλή και πολλές, συνήθως μόνο περιφερειακά διατεταγμένες, οπές. Η πίεση στην οποία ανοίγουν τα ακροφύσια με θηλή και με πολλές οπές είναι συνήθως από 150 έως 250 Kg/cm².

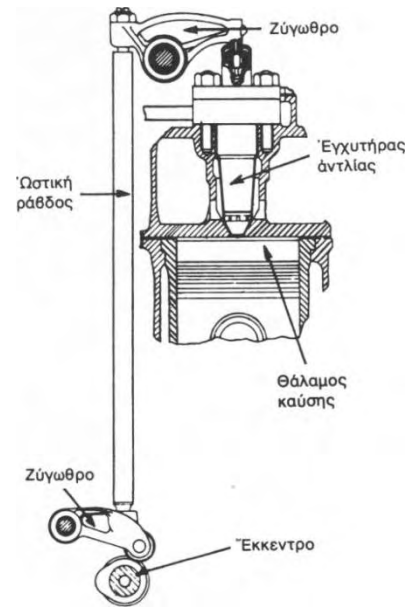
Πρέπει να σημειωθεί ότι το ακροφύσιο των εγχυτήρων είναι μία κατασκευή με πάρα πολύ μικρές ανοχές, της τάξης των 1 έως 2 μικρών (χιλιοστών του χιλιοστού), στη συναρμογή μεταξύ του σώματος και της βελόνας. Για την κατασκευή του λοιπόν, χρησιμοποιούνται υλικά ανθεκτικά όχι μόνο στις υψηλές πιέσεις αλλά και στις υψηλές θερμοκρασίες, γιατί το άκρο του που προεξέχει μέσα στο χώρο καύσης υφίσταται τις υψηλές θερμοκρασίες που επικρατούν εκεί.

Η General Motors, πιο συγκεκριμένα, χρησιμοποιεί στους κινητήρες τύπου Detroit Diesel ένα σύστημα που αποτελεί ουσιαστικά έναν συνδυασμό εγχυτήρα και αντλίας υψηλής πίεσης. Σε κάθε κύλινδρο λοιπόν είναι εγκατεστημένος ένας εγχυτήρας συνδυασμένος με μια αντλία έγχυσης υψηλής πίεσης, όπου ένα έμβολο σταθερής

διαδρομής δίνει ρυθμιζόμενη παροχή με τη στροφή του έναντι δύο οπών παροχής και επιστροφής τού πετρελαίου.



Εικόνα 4.8 Επιμέρους στοιχεία εγχυτήρα



Εικόνα 4.9 Ζύγωθρο-Ωστική ράβδος

Κάθε αντλία έχει το δικό της ρυθμιστικό κανόνα και όλοι αυτοί οι κανόνες συνδέονται με βραχίονες σ' έναν άξονα που παίρνει κίνηση από τον επιταχυντή και το ρυθμιστήρα. Το έμβολο παίρνει κίνηση από τον εκκεντροφόρο άξονα που κινεί τις βαλβίδες με ένα ειδικό ζύγωθρο.

Σε αυτό το σημείο θα πρέπει να γίνει αναφορά στο μοριακό βάρος του μείγματος αέρα καυσίμου, καθώς επηρεάζεται από την μάζα εγχεόμενου καυσίμου. Για τον υπολογισμό του μοριακού βάρους του μείγματος, χρησιμοποιείται η εξής σχέση:

$$M_w = x \cdot M_{w_{fuel}} + (1 - x) \cdot M_{w_{air}} ,$$

Όπου x είναι το ποσοστό (v/v) καυσίμου στον κύλινδρο.

Παροχή μάζας καυσίμου:

$$\dot{m}_f = N_c \cdot m_{fc1} \cdot N, \text{ όπου:}$$

- m_{fc1} : η μάζα καυσίμου ανά κύλινδρο και κύκλο λειτουργίας
- N_c : αριθμός κυλίνδρων
- N : στροφές ανά λεπτό

4.6 Καύση στις M.E.K. και μοντέλο Vibe

Η καύση επηρεάζει σημαντικά την απόδοση ενός κινητήρα εσωτερικής καύσης. Μπορεί να χωριστεί σε δυο κατηγορίες:

- Έναυση με σπινθηρισμό.
- Έναυση με συμπίεση.

Στους Diesel κινητήρες η έναυση γίνεται με συμπίεση του μείγματος αέρα καυσίμου και τα κύρια χαρακτηριστικά της καύσης συνοψίζονται ακολούθως:

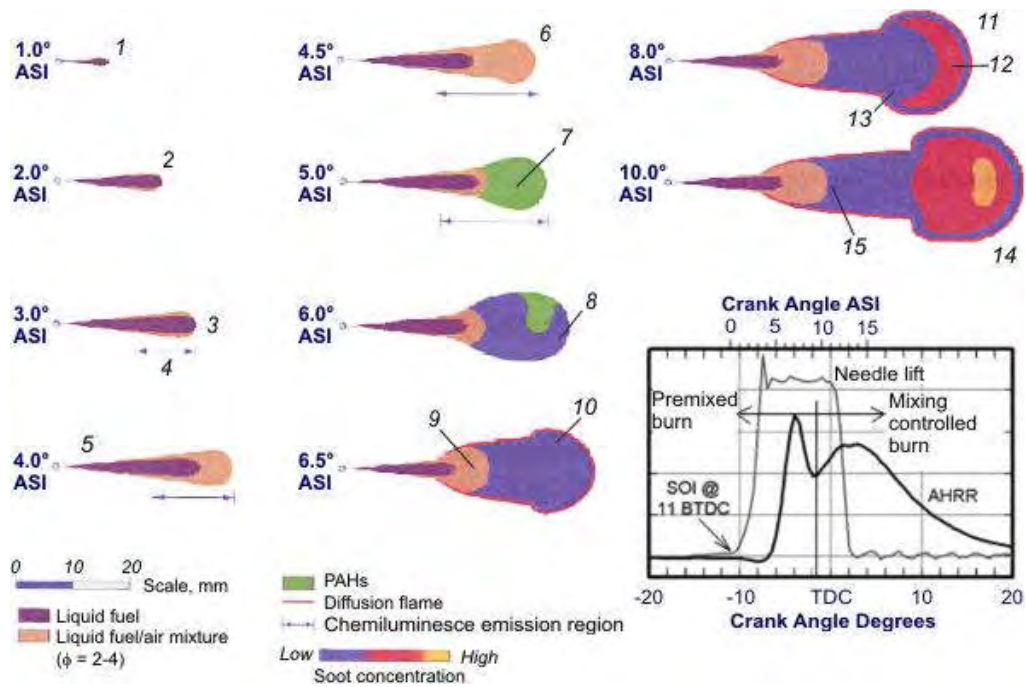
Το καύσιμο ψεκάζεται από το σύστημα έγχυσης μέσα στον κύλινδρο της μηχανής κατά το τέλος του εμβολισμού συμπίεσης λίγες μοίρες πριν την επιθυμητή έναρξη της καύσης. Το υγρό καύσιμο (πετρέλαιο) ψεκάζεται υπό υψηλή πίεση με τη μορφή ενός ή περισσοτέρων jets μέσω από πολύ μικρές τρύπες ή ακροφύσια στην άκρη του μπέκ και με αυτό τον τρόπο διαμερίζεται σε πολύ μικρά σταγονίδια τα οποία εισέρχονται στον θάλαμο καύσης. Το καύσιμο εξατμίζεται και αναμειγνύεται με τον αέρα του κυλίνδρου ο οποίος λόγω της συμπίεσης βρίσκεται ήδη σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία. Οι συνθήκες στον θάλαμο καύσης οδηγούν στην αυτανάφλεξη του μείγματος. Κατά την καύση, η πίεση και η θερμοκρασία στον κύλινδρο αυξάνεται, με αποτέλεσμα το άκαυστο μείγμα να καίγεται πιο γρήγορα. Η συγκεκριμένη διαδικασία συνεχίζεται καθ' όλη τη διάρκεια της εκτόνωσης, συνεπώς άκαυστο μείγμα και καυσαέρια αναμειγνύονται όλα μαζί στον κύλινδρο. Γι αυτόν τον λόγο είναι δύσκολη η ακριβής περιγραφή των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα στον κύλινδρο κατά την εκτόνωση και εξαρτώνται από την κατάσταση του καυσίμου, τον σχεδιασμό του θαλάμου καύσης και του συστήματος έγχυσης καθώς και από τις συνθήκες λειτουργίας.

Κάποιες από τις επιπτώσεις της καύσης στα Diesel είναι οι εξής:

- Σε αντίθεση με τους βενζινοκινητήρες, δεν υπάρχει φόβος «χτυπήματος» του κινητήρα, καθώς ο ψεκασμός γίνεται αμέσως πριν την καύση, συνεπώς επιτυγχάνεται υψηλός λόγος συμπίεσης
- Πρέπει η καθυστέρηση έναυσης να διατηρείται μικρή και σταθερή σε κάθε κύκλο λειτουργίας, καθώς έτσι επιτυγχάνεται ακριβέστερος χρονισμός και ελέγχεται σε ποιά γωνία στροφάλου θα ασκηθεί η μέγιστη πίεση στον κύλινδρο, διασφαλίζοντας έτσι την ασφαλή λειτουργία του κινητήρα. Για να είναι αυτό εφικτό πρέπει να έχει αριθμό κετανίου πάνω από μια ορισμένη τιμή. Ως αριθμός

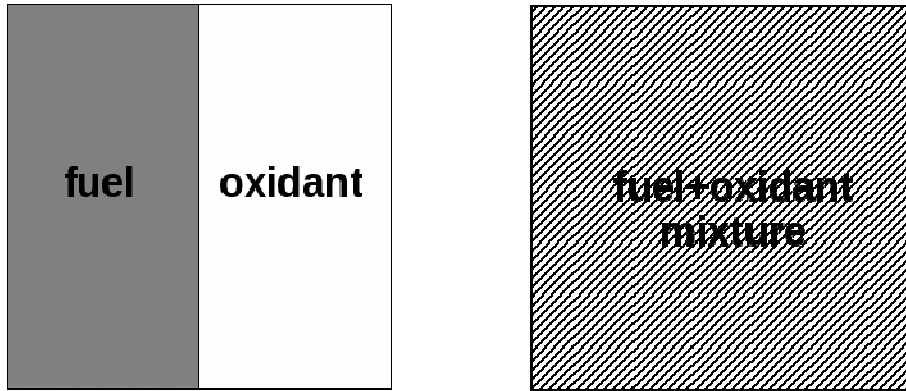
κετανίου ορίζεται το μέτρο της ευκολίας με την οποία αυτοαναφλέγεται ένα καύσιμο σε ένα πτητικό περιβάλλον όπως ο θάλαμος καύσης στον κινητήρα Diesel.

Επίσης πρέπει να σημειωθεί ότι για να γίνει ικανοποιητική και γρήγορη ανάμειξη και καύση του μείγματος, πρέπει να διαθέτει υψηλό στροβιλισμό. (Α. Μ. Σταματέλλος, 1994).



Εικόνα 4.10 Εξέλιξη καύσης σε κινητήρα Diesel (H. Jääskeläinen and M. K. Khair)

Υπάρχουν κυρίως οι φλόγες προαναμειξέως (premixed) και διαχύσεως (diffusion), η ταξινόμηση γίνεται ανάλογα με τη φυσική κατάσταση των αντιδρώντων ουσιών. Στους κινητήρες που η έναυση γίνεται με συμπίεση υπάρχουν και τα δύο αυτά είδη φλόγας. Αρχικά, το καύσιμο βρίσκεται σε υγρή μορφή, και το οξειδωτικό μέσο (ο αέρας του κυλίνδρου δηλαδή) σε αέρια. Όπως προαναφέρθηκε, το καύσιμο εκτοξεύεται στον θάλαμο καύσης σε μορφή νέφους πολύ μικρών σταγονιδίων. Εάν τα σταγονίδια έχουν επαρκή χρόνο για να εξατμισθούν και οι παραγόμενοι ατμοί να αναμειχθούν με τον περιβάλλοντα αέρα προτού αρχίσει η καύση, τότε η διεργασία της καύσεως γίνεται με φλόγα προανάμειξης. Εάν όμως η φλόγα περιβάλλει κάθε σταγονίδιο και οι ατμοί καίγονται προτού αναμειχθούν με τον περιβάλλοντα αέρα, τότε η καύση γίνεται με φλόγα διαχύσεως. (B. H. Σελλούντος, 2002).



Εικόνα 4.11 Φλόγα διάχυσης (αριστερά) και φλόγα προανάμειξης (δεξιά)

Για την μελέτη της καύσης χρησιμοποιήθηκε το Μοντέλο Καύσης του Vibe, και για να αναλυθεί θα οριστούν οι παρακάτω μεταβλητές:

- θ_{fb} : Γωνία έναρξης έγχυσης
- $\Delta\theta_{zv}$: Καθυστερήση έναυσης
- $\Delta\theta_{BD1}$: Διάρκεια καύσης προανάμειξης
- $\Delta\theta_{BD2}$: Διάρκεια καύσης διαχύσεως
- θ_{BB1} : Γωνία έναρξης καύσης προανάμειξης
- θ_{BB2} : Γωνία έναρξης καύσης διαχύσεως
- m_1 : Συντελεστής για φλόγα προανάμειξης
- m_2 : Συντελεστής για φλόγα διαχύσεως
- a : Συντελεστής για ποσοστό καυσίμου που καίγεται
- H_u : Κατώτερη θερμογόνο δύναμη καυσίμου
- m_{b0} : Μάζα καυσίμου που εγχέεται σε έναν κύκλο λειτουργίας
- y_1 : Ποσοστό καυσίμου που καίγεται με φλόγα προανάμειξης

Η θερμότητα που ελευθερώνεται από την καύση ορίζεται ως :

$$Q_B(\theta) = m_B \cdot H_u \cdot \left[1 - e^{a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_{BB}}{\Delta\theta_{BD}} \right)^{m+1}} \right]$$

Η μεταβολή της μάζας του καυσίμου λόγω καύσης ως προς την μεταβολή της γωνίας στροφάλου είναι :

Για φλόγα προανάμειξης :

$$\frac{dm_{b1}}{d\theta} = y \cdot m_B \cdot (m_1 + 1) \cdot a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_{BB1}}{\Delta\theta_{BD1}} \right)^{m_1} \cdot e^{a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_{BB1}}{\Delta\theta_{BD1}} \right)^{m_1 + 1}}$$

Για φλόγα διαχύσεως :

$$\frac{dm_{b2}}{d\theta} = (1 - y) \cdot m_B \cdot (m_2 + 1) \cdot a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_{BB2}}{\Delta\theta_{BD2}} \right)^{m_2} \cdot e^{a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_{BB2}}{\Delta\theta_{BD2}} \right)^{m_2 + 1}}$$

Η θερμική ισχύς που ελευθερώνεται από την καύση είναι :

$$\frac{dQ_B}{dt} = \left(\frac{dm_{b1}}{d\theta} + \frac{dm_{b2}}{d\theta} \right) \cdot H_u \cdot \omega$$

4.7 Εκπομπές ρύπων στις Μ.Ε.Κ.

Οι κινητήρες εσωτερικής καύσης αποτελούν πηγές ρύπων που προξενούν ατμοσφαιρική ρύπανση στις αστικές περιοχές. Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας δεν έγινε κάποιος υπολογισμός στους εκπεμπόμενους ρύπους, ωστόσο δεδομένου του προβλήματος της κλιματικής αλλαγής, πρέπει να αναφερθούν καθώς επηρεάζουν σημαντικά τον σχεδιασμό και τις συνθήκες λειτουργίας ενός κινητήρα εσωτερικής καύσης.

Οι κύριοι ρύποι που εκπέμπουν οι κινητήρες Diesel είναι :

- Διοξείδιο του Άνθρακα CO₂.
- Οξείδια του Αζώτου NO_x (Κυρίως Μονοξείδιο του Αζώτου NO).
- Μονοξείδιο του Άνθρακα CO.
- Άκαυστοι Υδρογονάνθρακες.
- Σωματίδια Αιθάλης (ισοδύναμης διαμέτρου τάξης d=0.1 μm) με προσροφημένους σε αυτά υδρογονάνθρακες.
- Μικρά ποσοστά SO_x καθώς το πετρέλαιο κίνησης περιέχει μικρά ποσοστά θείου. (Α. Μ. Σταματέλλος, 1994).

Παρακάτω θα αναλυθούν οι συνθήκες υπό τις οποίες δημιουργούνται οι ρύποι.

Άκαυστοι υδρογονάνθρακες:

Μέρος άκαυστων υδρογονανθράκων πάντα υπάρχει στα καυσαέρια των κινητήρων Diesel. Το ποσοστό τους είναι πολύ μικρό, αλλά όχι αμελητέο καθώς συνεισφέρουν στο φωτοχημικό νέφος, κάτι που οδήγησε εξ' αρχής στον έλεγχο εκπομπής τους, είναι δυνατό να έχουν τοξικές επιπτώσεις στον άνθρωπο και προσδίδουν την χαρακτηριστική ανεπιθύμητη οσμή στα καυσαέρια των diesel κινητήρων. Ωστόσο, δεν θα έπρεπε να υπάρχουν άκαυστοι υδρογονάνθρακες σε φτωχά μείγματα, επαρκώς αναμειγμένα και καμένα συνεπώς το ότι υπάρχουν άκαυστοι HC σημαίνει ότι δεν έγινε επιτυχής έναυσή τους εξ' αρχής. Το μεγαλύτερο μέρος των HC προέρχεται από περιοχές στον θάλαμο καύσης, όπου το μείγμα αέρα καυσίμου είναι τόσο φτωχό ώστε δεν είναι δυνατό να αναφλεχθεί ακόμα και για θερμοκρασίες μεγαλύτερες από την θερμοκρασία αυτανάφλεξης. Επίσης, κατά το τέλος του ψεκασμού, ο ψεκασμός δεν είναι τόσο έντονος όσο ήταν προηγουμένως, συνεπώς το καύσιμο δεν φτάνει σε περιοχές πλούσιες σε οξυγόνο με αποτέλεσμα την ατελή καύση του. Επιπλέον άκαυστοι HC εκπέμπονται αν γίνει εισαγωγή καυσίμου στον θάλαμο καύσης αργότερα από την χρονική στιγμή που θα έπρεπε, καθώς δεν θα καεί αποτελεσματικά. Αυτό μπορεί να γίνει είτε λόγω κυμάτων υψηλής πίεσης στη γραμμή παροχής καυσίμου, είτε να τραβηχτεί καύσιμο που έχει παραμείνει ανάμεσα στο ακροφύσιο και τις σπές. Τέλος, πολύ μικρό μέρος τους αποτελείται από καμένο λάδι λίπανσης.

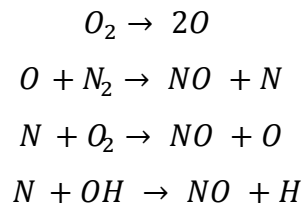
Μονοξείδιο του άνθρακα:

Το CO είναι ένα ενδιάμεσα παραγόμενο προϊόν στην καύση υδρογονανθράκων. Εάν είναι αρκετό οξυγόνο διαθέσιμο, θα γίνει οξείδωση από CO σε CO₂ ωστόσο η αντίδραση ίσως μείνει ατελής λόγω έλλειψης χρόνου ή χαμηλής θερμοκρασίας. Επίσης σε περιοχές που το μείγμα είναι πλούσιο παράγεται CO, και αν δεν λάβουν οξυγόνο αργότερα στον κύκλο το CO δεν θα μετατραπεί σε CO₂. Λόγω της διαθεσιμότητας οξυγόνου στους κινητήρες πετρελαίου (σε σχέση με τους βενζινοκινητήρες) τα ποσοστά CO που παράγονται είναι πολύ μικρά και το όριο των μέγιστων επιτρεπτών τιμών εκπομπής ικανοποιείται εύκολα.

Οξείδια του Αζώτου:

Το Οξείδιο του Αζώτου (NO) σχηματίζεται κατά την καύση λόγω της συνύπαρξης Αζώτου και Οξυγόνου σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες. Όταν υπάρχει πολύ διαθέσιμο οξυγόνο η αντίδραση θα δημιουργήσει NO₂ αλλά στην πράξη σχηματίζεται ελάχιστη

ποσότητα NO₂ στους κινητήρες πετρελαίου. Η πιο αποδεκτή σειρά αντιδράσεων που οδηγεί στην παραγωγή NO_x είναι η εξής:



Η αντίδραση ενεργοποιείται από ατομικό οξυγόνο που σχηματίζεται από την διάσπαση του μορίου του οξυγόνου στις υψηλές θερμοκρασίες που αναπτύσσονται κατά την καύση. Συνεπώς, η συγκέντρωση του NO είναι συνάρτηση της τοπικής συγκέντρωσης οξυγόνου και της θερμοκρασίας, αλλά ο ρυθμός αντίδρασης είναι σημαντικός μόνο σε υψηλές θερμοκρασίες. Ακόμα και σε υψηλά υπερτροφοδοτούμενες μηχανές πετρελαίου χωρίς ενδιάμεση ψύξη, η θερμοκρασία συμπίεσης δεν είναι αρκετά υψηλή για την παραγωγή NO πριν την καύση.

Οι τιμές που προκύπτουν για το ποσοστό του NO στην φάση της εκτόνωσης από τις σχέσεις χημικής ισορροπίας απέχουν από αυτές που μετρούνται στην πραγματικότητα. Το NO μπορεί να δημιουργηθεί σε όλες τις περιοχές του εγγεόμενου καυσίμου, αλλά η εξάρτησή του από την συγκέντρωση οξυγόνου και την θερμοκρασία οδηγεί σε μια μεγάλη διακύμανσή του σε όλο τον θάλαμο καύσης.

Ένα μέσο που χρησιμοποιείται ευρύτατα για τον έλεγχο της παραγωγής NO_x είναι η βαλβίδα ανακυκλοφορίας καυσαερίων (exhaust gas recirculation - EGR). Όταν η θερμοκρασία των καυσαερίων είναι πολύ υψηλή, η βαλβίδα ανοίγει και μέρος τους επιστρέφει στην εισαγωγή για να εισέλθει εκ νέου στον θάλαμο καύσης, αντικαθιστώντας μέρος του ατμοσφαιρικού αέρα. Αυτό έχει ως συνέπεια μειωμένη θερμοκρασία καύσης άρα και μειωμένη παραγωγή NO_x.

Καπνός:

Από τις μηχανές diesel εκπέμπονται δυο διαφορετικού είδους καπνοί.

Όταν ο κινητήρας είναι κρύος, σε λειτουργία ρελαντί και όχι σε υψηλό φορτίο, εκπέμπεται ένα νέφος συμπυκνωμάτων χρώματος άσπρου-μπλε. Αυτό οφείλεται κυρίως σε καύσιμο και λάδι λίπανσης το οποίο εκπέμπεται χωρίς να έχει καεί πλήρως. Το πρόβλημα αυτό εξασθενεί καθώς το φορτίο αυξάνεται και ο κινητήρας ζεσταίνεται.

Ο μαύρος καπνός που εκπέμπεται από τον κινητήρα, περιέχει αιθάλη, εκπέμπεται σε όλο το εύρος φορτίων του αλλά για χαμηλά φορτία (στην περίπτωση των πετρελαιοκινητήρων σημαίνει φτωχό μείγμα) η ποσότητά του είναι μικρή. Αλλά ακόμα και για επαρκή καύση του μείγματος, παράγεται έντονα μαύρος καπνός. Αυτό συμβαίνει καθώς ο καπνός δεν οφείλεται μόνο στην ατελή καύση. Ο τρόπος με τον οποίο παράγεται αιθάλη είναι πολύπλοκος, και μπορεί να χωριστεί σε τρεις φάσεις.

Αρχικά γίνεται πυρήνωση ή δημιουργία ενδιάμεσων μετασταθών φάσεων, η ανάπτυξη των οποίων οδηγεί στην παραγωγή σωματιδίων αιθάλης και η ένωσή τους οδηγεί σε ακόμα μεγαλύτερα σωματίδια. Στους πετρελαιοκινητήρες ο χρόνος για την δημιουργία αιθάλης είναι μικρός αλλά λόγω υψηλής θερμοκρασίας, οι αντιδράσεις γίνονται ταχύτατα. Η ένωση που συνδέεται με την παραγωγή της αιθάλης είναι το ακετυλένιο. Η ποσότητα της αιθάλης που θα εξαχθεί στα καυσαέρια εξαρτάται από την παραγωγή της αλλά και από το ποσοστό αυτής που καίγεται μέσα στον θάλαμο καύσης πριν φτάσει στην εξάτμιση. Το αν θα καεί ή όχι εξαρτάται από την διαθεσιμότητα οξυγόνου και την θερμοκρασία του θαλάμου στα τελευταία στάδια της καύσης.

Σωματίδια:

Μαζί με τα σωματίδια αιθάλης, εκπέμπονται και σωματίδια υδρογονανθράκων τα οποία είναι επιβλαβή για την υγεία. Επίσης μπορούν να βρεθούν ίχνη από ρινίσματα μετάλλου. (N. Watson - M. S. Janota, 1982)

4.8 Μετάδοση θερμότητας στον θάλαμο καύσης

Η μετάδοση θερμότητας σε μια μηχανή εσωτερικής καύσης επηρεάζει τόσο τον βαθμό απόδοσής της όσο και την θερμική καταπόνηση των επιμέρους στοιχείων της. Οι θερμοκρασίες στον θάλαμο καύσης είναι δυνατό να ξεπεράσουν τα 2500 K. Η θερμοκρασία όμως δεν είναι ομοιόμορφα κατανεμημένη μέσα στον κύλινδρο, έτσι σε κάποια μέρη που έρχονται σε επαφή με την φλόγα η θερμοροή μπορεί να είναι της τάξης των 10 MW/m² ενώ σε άλλα μπορεί να είναι πολύ μικρότερη. Όμως για να αποφευχθούν αστοχίες, η θερμοκρασία στα στοιχεία του κινητήρα πρέπει να περιορίζεται σε πολύ χαμηλότερες τιμές, συνεπώς πρέπει να υπάρχει επαρκής ψύξη της κυλινδροκεφαλής, του χιτωνίου και του εμβόλου. Επίσης, η εσωτερική πλευρά του θαλάμου καύσης πρέπει να διατηρείται σε θερμοκρασίες κάτω από τους 180°C

για να αποφευχθεί αλλοίωση του λιπαντικού φιλμ λαδιού. Η ψύξη όμως δεν πρέπει να είναι υπερβολική καθώς για δεδομένη ποσότητα εγχεόμενου καυσίμου, η αύξηση της θερμορροής από το εσωτερικό του θαλάμου προς τα τοιχώματα, αφαιρεί ενέργεια από το εργαζόμενο μέσο, μειώνοντας την πίεση και την θερμοκρασία του, και τελικά ο κινητήρας προσδίδει χαμηλότερο έργο ανά κύκλο λειτουργίας. (J. B. Heywood 1988).

Στην γενική περίπτωση η μετάδοση θερμότητας αποτελείται από έναν όρο συναγωγής και έναν όρο ακτινοβολίας, για λόγους απλοποίησης όμως ο όρος της ακτινοβολίας ενσωματώνεται στον όρο της συναγωγής. Ο θάλαμος καύσης χωρίζεται σε τρεις περιοχές, στην κυλινδροκεφαλή, στο έμβολο και στην επιφάνεια του χιτωνίου που αφήνεται εκτεθειμένη. Η επιφάνεια των βαλβίδων συμπεριλαμβάνεται στην κυλινδροκεφαλή. Επίσης, η επιφάνεια του χιτωνίου μπορεί να χωριστεί σε τρεις περιοχές, στην επιφάνεια που αντιστοιχεί στον νεκρό όγκο, η επιφάνεια στα τοιχώματα που εκτίθεται λόγω της κίνησης του εμβόλου καθώς και η επιφάνεια ανάμεσα στο έμβολο και τον δακτύλιο συμπίεσης.

Ο υπολογισμός της θερμορροής προϋποθέτει την γνώση τόσο της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου όσο και των θερμοκρασιών των τοιχωμάτων. Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας η θερμοκρασία τοιχωμάτων θεωρείται σταθερή για όλες τις επιφάνειες που προαναφέρθηκαν. Η θερμοκρασία εργαζόμενου μέσου υπολογίζεται για κάθε γωνία στροφάλου θ , όπου υπολογίζεται και η αντίστοιχη θερμορροή.

Για τον υπολογισμό του συντελεστή συναγωγής χρησιμοποιείται ο συσχετισμός του Woschni:

$$a_{co} = C \cdot b^{-02} \cdot P^{08} \cdot w^{08} \cdot T^{-055}$$

Όπου C συντελεστής, b η διάμετρος εμβόλου, P η πίεση, T η θερμοκρασία και w η μέση ταχύτητα καυσαερίων.

Η μέση ταχύτητα καυσαερίων w υπολογίζεται από την σχέση:

$$w = \left[C_1 \cdot \bar{S}_p + C_2 \cdot \frac{V_d \cdot T_r}{P_r \cdot V_r} \cdot (P - P_m) \right]$$

Όπου C_1 , C_2 είναι συντελεστές, \bar{S}_p είναι η μέση ταχύτητα εμβόλου, V_d είναι ο εμβολισμένος όγκος, P_r , T_r , V_r είναι η πίεση, η θερμοκρασία και ο όγκος αντίστοιχα σε μια κατάσταση αναφοράς, P είναι η πίεση και P_m είναι η πίεση ρυμούλκησης και οι

δύο πιέσεις την ίδια χρονική στιγμή. Ως πίεση ρυμούλκησης ορίζεται η πίεση που θα ασκούσαν στον κύλινδρο αν δεν υπήρχε καύση.

Για τον συντελεστή C_1 ισχύει:

- $C_1 = 228 + 0.08 \cdot \frac{c_u}{c_f}$, για τις φάσεις της συμπίεσης, εκτόνωσης, εξώθησης.
- $C_1 = k \cdot \left(228 + 0.08 \cdot \frac{c_u}{c_f} \right)$, για την φάση της εισαγωγής.

Όπου:

- $\frac{c_u}{c_f}$: ορίζεται ως λόγος στροβιλισμού και λαμβάνει υπόψη τον στροβιλισμό του αέρα εισαγωγής, όσο μεγαλύτερος ο λόγος τόσο μεγαλύτερος ο στροβιλισμός.
- k : ορίζεται ως συντελεστής διόρθωσης Gerstle για μεγάλους κινητήρες Diesel.

Για τον συντελεστή C_2 ισχύει:

- $C_2 = 324 \cdot 10^{-3}$, για τις φάσεις της καύσης και της εκτόνωσης.
- $C_2 = 0$, για τις φάσεις εναλλαγής αερίων και την φάση συμπίεσης.

Κεφάλαιο 5°

Αλγόριθμος Μοντελοποίησης

5.1 Σύντομη περιγραφή αλγορίθμου

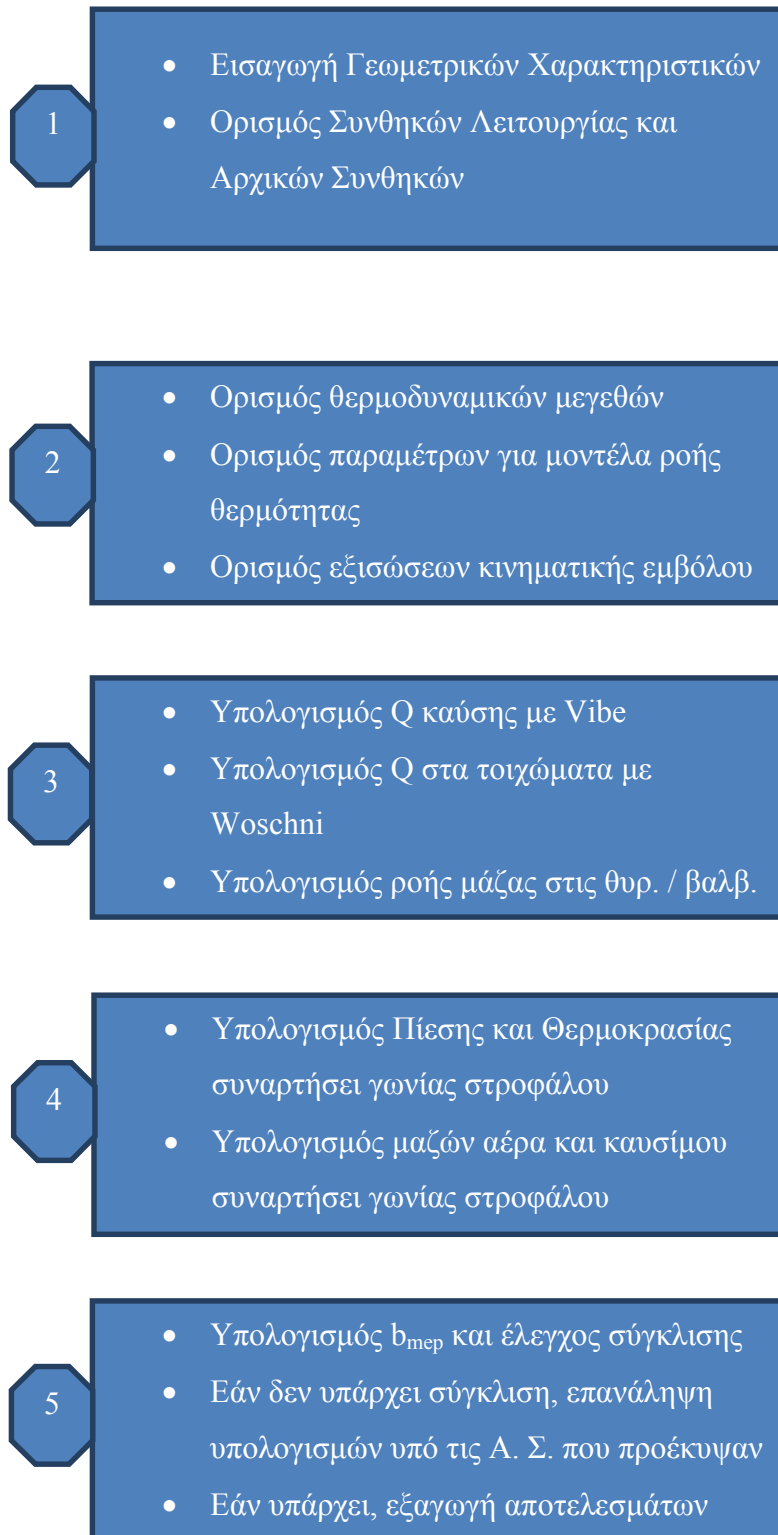
Για την μοντελοποίηση ενός κινητήρα εσωτερικής καύσης, απαιτείται να ληφθεί υπόψη ένας μεγάλος αριθμός παραμέτρων και μεταβλητών. Παρακάτω θα γίνει μια σύντομη περιγραφή του τρόπου λειτουργίας του αλγορίθμου που κατασκευάστηκε.

Αρχικά, ορίζονται τα γεωμετρικά μεγέθη του κινητήρα που χρησιμοποιούνται στους υπολογισμούς. Στη συνέχεια ορίζονται οι συνθήκες λειτουργίας (στροφές ανά λεπτό, αρχική θερμοκρασία και πίεση κ.α.) και η ισχύς του κινητήρα υπό αυτές τις συνθήκες. Με την χρήση μιας επαναληπτικής διαδικασίας διπλής σύγκλισης, και επιλύοντας αριθμητικά μια σειρά από εξισώσεις, υπολογίζονται σημαντικά μεγέθη για την λειτουργία του κινητήρα.

Συγκεκριμένα, γίνεται προσομοίωση ενός κύκλου λειτουργίας του κινητήρα, για έναν κύλινδρο και υπολογίζονται οι τιμές μεγεθών όπως η πίεση, η θερμοκρασία, το b_{mep} , οι μάζες καυσίμου αέρα κ.α., κάθε στιγμή κατά τη διάρκεια του κύκλου. Σαν κριτήριο σύγκλισης, χρησιμοποιείται το b_{mep} . Δηλαδή στον αλγόριθμο, ορίζεται η κανονική τιμή του b_{mep} μέσω της μέγιστης ισχύος, και μια δεύτερη μεταβλητή b_{mep} η οποία προκύπτει από την επίλυση των μοντέλων. Στο τέλος κάθε βρόγχου, αν οι τιμές των δύο αυτών μεταβλητών έχουν διαφορά μεγαλύτερη από 100 Pa, η μάζα του εγχεόμενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας αναπροσαρμόζεται κατάλληλα ώστε τελικά το υπολογιζόμενο b_{mep} να συγκλίνει στο αρχικό. Για την ολοκλήρωση της μοντελοποίησης επιλύονται αριθμητικά :

- Το ισοζύγιο μάζας.
- Ο πρώτος θερμοδυναμικός νόμος.
- Ο νόμος των ιδανικών αερίων.

Παρατίθεται πολύ συνοπτικά η περιγραφή του αλγορίθμου σε σχεδιάγραμμα :



5.2 Κώδικας Μοντελοποίησης στο MATLAB[®]

Παρατίθεται ο κώδικας που αναπτύχθηκε για τους σκοπούς της μοντελοποίησης :

5.2.1 Γεωμετρικά Χαρακτηριστικά

```
b=0.108; %Διάμετρος κυλίνδρου (bore) b [m]
s=0.127; %Διαδρομή εμβόλου [m]
l=0.18; %Μήκος διωστήρα l [m]
r=0.0635; %Ακτίνα στροφάλου r [m]
Aristonhead=0.0095; %Επιφάνεια εμβόλου [m^2]
Acy1head=pi*b^2/4; %Επιφάνεια κυλινδροκεφαλής [m^2]
vc=8.31e-5; %Νεκρός όγκος vc [m^3]
vhub=0.25*pi*(b^2)*s; %ογκος κυλίνδρου όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΚΝΣ
yapost=4*vc/pi/(b^2); %Απόσταση κυλινδροκεφαλής από ΑΝΣ [m]
Ablock=pi*b*yapost; %Επιφάνεια χιτωνίου που αντιστοιχεί στον νεκρό όγκο [m^2]
Athur=0.0143*0.02667 ; %Επιφάνεια ΜΙΑΣ θυρίδας εισαγωγής [m^2]
Acy1=pi*b*s-18*Athur; % Επιφάνεια κυλίνδρου [m^2]
```

5.2.2 Σημεία Λειτουργίας

```
Pinlet=1.7*10^5; %πίεση έξω από τις θυρίδες εισαγωγής [Pa]
Poutlet=1.0*10^5; %πίεση έξω από τις βαλβίδες εξαγωγής [Pa]
N=2100; %Στροφές ανά λεπτό [rpm]
Power=391.5; %Ισχύς [kw]
bmerpset=60e6*Power/(13.97*N); %Bmer στο οποίο πρέπει να καταλήξουμε [Pa]
fmer=(94.8+2.3*(N/1000)+4*((N/1000)^2))*1000; %πίεση τριβών [Pa]
Tinlet=375; %Θερμοκρασία έξω από τις θυρίδες εισαγωγής [K]
theta=-113.8:0.1:246.2; %Γωνία στροφάλου theta [deg]
w=2*pi*N/60; %γωνιακή ταχύτητα [rad/s]
Twall=375; %Θερμοκρασία τοιχώματος [K]
```

5.2.3 Στοιχεία για μοντέλο καύσης Vibe

```
thetaFB=-10; %γωνία έναρξης έγχυσης [deg]
dthetaZV=2; %καθυστέρηση έναρξης καύσης [deg]
dthetaBD1=5.5; %διάρκεια καύσης 1 [deg]
dthetaBD2=55; %διάρκεια καύσης 2 [deg]
```

```
thetaBB1=thetaFB+dthetaZV; %γωνία έναρξης καύσης 1 [rad]
thetaBB2=thetaBB1; %γωνία έναρξης καύσης 2 [rad]
mi1=1.8; %Συντελεστής για Vibe 1
mi2=0.35; %Συντελεστής για Vibe 2
```

5.2.4 Θερμοδυναμικά μεγέθη στον κύλινδρο

```
Hu=42912000; %κατώτερη θερμογόνοος δύναμη diesel [J/kg]
cv=0.72e+3; %ειδική θερμοχωρητικότητα diesel [J/kgK]
cp=1.33*cv; %ειδική θερμοχωρητικότητα diesel [J/kgK]
polytropic=1.34; %συντελεστής για εύρεση πίεσης ρυμούλκισης
m_zyl=zeros(size(theta)); %μάζα μέσα στον κύλινδρο [kg]
P=ones(size(theta)); %πίεση μέσα στον κύλινδρο [Pa]
T=ones(size(theta)); %θερμοκρασία μέσα στον κύλινδρο [T]
doutlet=1; %πυκνότητα στην έξοδο του κυλινδρου [kg/m^3]
den=ones(size(theta)); %πυκνότητα μέσα στον κύλινδρο [kg/m^3]
u_inlet=692*Tinlet+39.17e-3*Tinlet^2+52.9e-6*Tinlet^3-228.62e-10*Tinlet^4+277.58e-14*Tinlet^5; %εσωτερική ενέργεια στην είσοδο [J/kg]
tdeg=0.1/(N*360/60); %κλάσμα χρόνος/γωνία
t=1:1:3600; %χρονικές στιγμές
```

5.2.5 Εξισώσεις κινηματικής εμβόλου

```
x=l+r-(sqrt(1.^2-(r*sind(theta)).^2)+r*cosd(theta)); %θέση εμβόλου x [m]
V=vc+pi*b^2*x/4; %όγκος συναρτήσει γωνίας θ [m^3]
r1=r/l; %λόγος ακτίνας στροφάλου προς μήκος διωστήρα
dxdtheta=r*(sind(theta)+r1*0.5*sind(2*theta)/sqrt(1-r1^2*sind(theta).^2)); %dx/dθ [m/rad]
dVdtheta=Acylhead.*dxdtheta; % πως μεταβάλλεται ο όγκος με τη γωνία dv/dθ
dVdt=w.*dVdtheta;% μεταβολή της γωνιακής ταχύτητας
```

5.2.6 Αρχικές συνθήκες

```
P(1)=Pinlet;
T(1)=375;
F=zeros(size(theta)); %Μεταβλητή για λόγο αέρα καυσίμου
isozygio=ones(4); % Πίνακας για έκφραση ισοζυγίου ενέργειας
```

```
R=287*size(theta); %σταθερά αερίων για αέρα
m_inj=zeros(size(theta)); % μάζα καυσίμου που εγχέεται σε κάθε στιγμή
```

5.2.7 Παράμετροι μετάδοσης θερμότητας Woschni

```
cm=4*r*N/60; %ταχύτητα εμβόλου
cucf=2; %λόγος στροβιλισμού εισαγωγής
kges=6.5; %τροποποιημένος Gestrlε κ για μετάδοση θερμότητας σε μεγάλο Diesel
C1=ones(size(theta))*(2.28+0.308*cucf); %Συντελεστής υπολογισμού ταχύτητας καυσ., φάση
συμπιεσης εκτονωσης εξώθησης
C1(2176:3500)=kges*(2.28+0.308*cucf); %Συντελεστής υπολογισμού ταχύτητας καυσ., για
ανοιχτες θυρίδες
C2=zeros(size(theta)); %Συντελεστής υπολογισμού ταχύτητας καυσ.
C2(1039:2175)=0.00324 ; %Συντελεστής υπολογισμού ταχύτητας καυσ. στην φάση εκτόνωσης
thuthT=0.8*1000*ones(size(theta)); %θu/θT
kapa=1.33*ones(size(theta)); %Λόγος cp/cv
```

5.2.8 Θυρίδες εισαγωγής και βαλβίδες εξαγωγής

```
Dt_open_in= 1324; %χρόνος που παραμένουν ανοιχτές οι θυρίδες εισαγωγής
Dt_open_out=1524 ; %χρόνος που παραμένουν ανοιχτές οι βαλβίδες εξαγωγής
xmax=0.00894; %Μέγιστο βύθισμα βαλβίδων εξαγωγής
Athur_in=0.0143*(x-0.098); %Επιφάνεια μιας θυρίδας εισαγωγής συναρτήσει χρόνου [m^2]
Athur_in(1:2176)=0; %Επιφάνεια θυρίδων εισαγωγής συναρτήσει χρόνου
Athur_in(3500:3601)=0; %Επιφάνεια θυρίδων εισαγωγής συναρτήσει χρόνου
Dvalv_out=0.0298; %Διάμετρος βαλβίδας εξαγωγής
lift_out=xmax*(0.5-0.5*cos(2*pi*(t-2076)/Dt_open_out)); % βύθισμα βαλβίδων συναρτήσει
χρόνου
lift_out(1:2076)=0; %βύθισμα βαλβίδων συναρτήσει χρόνου
Avalv_out=pi*Dvalv_out*lift_out; %Επιφάνεια μιας βαλβίδας εξαγωγής
Avalv_out(lift_out>0.25*Dvalv_out)=pi*Dvalv_out^2/4; %Επιφάνεια μιας βαλβίδας εξαγωγής
αν το βύθισμα ξεπεράσει μία τιμή
```

5.2.9 Συντελεστές για ροή μάζας

```
lifevl=[0 0.84e-3 1.68e-3 2.52e-3 3.36e-3 4.2e-3 5.04e-3 5.88e-3 6.72e-3 7.56e-3 8.4e-
3 9.24e-3]; %σημεία για δημιουργία πολωνύμου για υπολογισμό c εξαγωγής
clifout=[0.000 0.103 0.236 0.350 0.439 0.501 0.533 0.545 0.5521254 0.5563595 0.5588999
```

```
0.5622872]; %σημεία για δημιουργία πολυωνύμου για εξαγωγή
cout=0.30*polyval(polyfit(lifevl,clifout,2),lift_out); %συντελεστής διόρθωσης για ροή
στην έξοδο
```

5.2.10 Δημιουργία πινάκων για ροή καυσίμου και αέρα, μετάδοση θερμότητας και υπολογισμό εσωτερικής ενέργειας

```
Asurf=pi*b*x-18*Athur+Apistonhead+Acylhead+Ablock ;%Συνολική επιφάνεια από την οποία
γίνεται μετάδοση θερμότητας [m^2]
dTdt=ones(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα dT/dt
dm1uftdt=zeros(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα dmair/dt
h_out=zeros(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα της ενθαλπίας στην φάση της εξόδου
alfa=zeros(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα συντελεστών για μετάδοση θερμότητας
woschni
dQwdt=zeros(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα dQ/dt
diafora=zeros(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα διαφοράς πίεσης με πίεση ρυμούγκισης
ni=zeros(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα ταχύτητας καυσαερίων
thuthF=zeros(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα θu/θF
pi_in=zeros(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα για το π=ρ1/ρ0 στην φάση της εισόδου
psi_in=zeros(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα για το Ψ (εχει να κανει με ροή καυσιμου)
στην φάση της εισόδου
pi_out=zeros(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα για το π=ρ1/ρ0 στην φάση της εξόδου
psi_out=zeros(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα για το Ψ (εχει να κανει με ροή
καυσιμου) στην φάση της εξόδου
k1=1.*(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα για συντελεστη υπολογισμού εσωτερικής
ενέργειας μίγματος
k2=1.*(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα για συντελεστη υπολογισμού εσωτερικής
ενέργειας μίγματος
thk1thT=1.*(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα θK1/θT
thk2thT=1.*(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα θK2/θT
PdV=1.*(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα PdV
u=100*cv*(size(theta)); %Δημιουργία πίνακα εσωτερικής ενέργειας
Mmolar(1:3600)=0; %Μοριακό Βάρος
m_inj(1)=0; %Αρχική συνθήκη για μάζα καυσίμου που εγχυεται
h_out(1)=0; %Αρχική συνθήκη για ενθαλπία στην φάση της εξόδου
dQwdt(1)=0; %Αρχική συνθήκη για μετάδοση θερμότητας από τοίχματα
mb_dtheta(1:3601)=0; %Δημιουργία πίνακα για του καυσιμου που εχει ψεκαστει στον κυκλο
συναρτησει γωνιας
mb_dtheta_1(1:3601)=0; %Δημιουργία πίνακα για του καυσιμου που εχει ψεκαστει στον
κυκλο συναρτησει γωνιας
mb_dtheta_2(1:3601)=0; %Δημιουργία πίνακα για του καυσιμου που εχει ψεκαστει στον
```



```

κυκλο συναρτησει γωνιας
m_dot=zeros(size(theta)); %Δημιουργια πινακα c*mtheo συνολικό
mtheo_in=zeros(size(theta)); %Δημιουργια πινακα Asqrt(PdΨ) για την φάση της εισόδου
mtheo_out=zeros(size(theta)); %Δημιουργια πινακα Asqrt(PdΨ) για την φάση της εξόδου
mdot_in=zeros(size(theta)); %Δημιουργια πινακα για διορθωμένη παροχή αέρα στην φάση
της εισόδου
mdot_out=zeros(size(theta)); %Δημιουργια πινακα για διορθωμένη παροχή αέρα στην φάση
της εξόδου

```

5.2.11 Ορισμός αρχικών τιμών

```

T(1)=375; % Αρχική συνθήκη για θερμοκρασία
F(1)=0; %Αρχική συνθήκη για F
bmerp=15e5; %Αρχική συνθήκη για bmerp
m_zyl(1)=P(1)*V(1)/(R(1)*T(1)); % Αρχική συνθήκη για μάζα αέρα στον κύλινδρο
mb0=m_zyl(1)/(14.3); % Μάζα καυσίμου που θα χυθεί στον κύλινδρο

```

5.2.12 Επαναληπτική διαδικασία

```

countermerp=0; %Αθροιστής
while (bmerp-bmerpset)>100 ; %Αρχή επανάληψης, σταματάει όταν το bmerp φτάσει στην
επιθυμητή τιμή
    countermerp=countermerp+1; %Για να δούμε ποσες επαναληψεις έγιναν
    m_zyl(1)=P(1)*V(1)/(R(1)*T(1)); %Μάζα στον κυλινδρο για την χρονικη στιγμή που
κλεινουν οι βαλβιδες

    for j=1:15 %Διπλή Σύγκλιση
    for i=1038:1288; % Διπλή Vibe
        m_inj(i)=mb0/250; %το κάνει για να αποθηκευσει στον πινακα τη μάζα καυσιμου
που εγχυεται σε καθε χρονικη στιγμή
    end
    for i=(1139+10*thetaBB1):(1139+10*dthetaBD1+10*thetaBB1); %Υπολογισμός καυσίμου που
καίγεται
        help_var=-6.908*((theta(i)-thetaBB1)/dthetaBD1)^(mi1+1); %Βοηθητικη μεταβλητη
για απλοποιηση τυπου
        mb_dtheta_1(i)=0.05*mb0*(mi1+1)*6.908*exp(help_var)*((theta(i)-
thetaBB1)/dthetaBD1)^mi1; % dm1/dθ
    end
    for i=(1139+10*thetaBB2):(1139+10*dthetaBD2+10*thetaBB2)
        mb_dtheta_2(i)=0.95*mb0*(mi2+1)*6.908*(exp(-6.908*((theta(i)-

```

```

thetaBB2)/dthetaBD2)^(mi2+1))*((theta(i)-thetaBB2)/dthetaBD2)^mi2; % dm2/dθ
end

mb_dtheta=mb_dtheta_1+mb_dtheta_2; %Δημιουργία ενιαίου πίνακα dm/dtheta
P0=P(1)*V(1)^polytropic*v.^(-polytropic); %Πίεση ρυμούλκησης
dQBDt=mb_dtheta*w*Hu; %Θερμική ισχύς από κάυση dQburn/dt
dFdt=(14.3/m_zyl(1))*mb_dtheta*w; %dF/dt
d_inlet=Pinlet/(R(1)*Tinlet); %πυκνότητα στην φάση της εισόδου
h_in=(u_inlet+Pinlet/d_inlet)*ones(size(theta)); %ενθαλπία στην φάση της εισόδου

for i=1:3600
for k=1:2
%θα χρησιμοποιήσουμε if για να δώσουμε τις κατάλληλες τιμες στο
%μοριακο βαρος του μιγματος καθε στιγμη, ωστε να βρουμε το R

if (i>1038 && i<=1288) %Την ωρα που ψεκάζεται το καυσίμο
Mmolar(i)=(((mb0*((i-838)/250)/(m_zyl(i)))/198.04)+((m_zyl(i)-mb0*(i-
838)/250)/(m_zyl(i)))/28.97)^(-1); %Μοριακο βαρος μιγματος καθε στιγμη
elseif (i<838) %πριν ψεκάσει καυσίμο
Mmolar(i)=28.97;
else%Αφου ψεκάσει το καυσίμο
Mmolar(i)=(((mb0/(m_zyl(i)))/198.04)+((m_zyl(i)-mb0)/(m_zyl(i)))/28.97)^(-
1); %Μοριακο βαρος μιγματος καθε στιγμη
end

R(i)=8314.462/Mmolar(i); %R μιγματος καθε στιγμη
P(i)=m_zyl(i)*R(i)*T(i)/(V(i));%Πίεση
den(i)=P(i)/(R(i)*T(i)); %Πυκνότητα
diafora(i)=(P(i)-P0(i))*C2(i); %Για μετάδοση θερμότητας woschni

% Για πραγματοποίηση καύσης, εύρεση συντελεστή n woschni
if ((i>(thetaBB1*10+1138))&&(i<(1138+(thetaBB1+2+dthetaBD2)*10)));
ni(i)=C1(i)*cm+abs(diafora(i))*(Vhub*T(1)/(P(1)*V(1))); %Συντελεστής woschni
(ταχύτητα καυσαερίων [m/s]) (w)
else
ni(i)=C1(i)*cm; %Συντελεστής woschni (ταχύτητα καυσαερίων [m/s]) (w)
end

alfa(i)=3.06*b^(-0.2)*(P(i)/10^3)^0.8*ni(i)^0.8*T(i)^(-0.55); %Συντελεστής
συναγωγής απο woschni
dQwdt(i)=alfa(i)*Asurf(i)*(Twall-T(i)); %Μετάδοση θερμότητας στα τοιχώματα
K1(i)=692*T(i)+39.17e-3*T(i)^2+52.9e-6*T(i)^3-228.62e-10*T(i)^4+277.58e-
14*T(i)^5; %Συντελεστής για υπολογισμό εσωτερικής ενέργειας
K2(i)=3049390-57*T(i)-9.5*(T(i)/10)^2+21.53*(T(i)/100)^3-200.26*T(i)^4*10^(-11);
%Συντελεστής για υπολογισμό εσωτερικής ενέργειας
thk1thT(i)=692+39.17e-3*2*T(i)+52.9e-6*3*T(i)^2-228.62e-10*4*T(i)^3+277.58e-

```

```

14*5*T(i)^4; %Συντελεστής για υπολογισμό εσωτερικής ενέργειας θκ/θΤ
    thk2thT(i)=-57-9.5*2*(T(i)/100)+21.53*3*(T(i)/1000000)^2-200.26e-11*4*T(i)^3;
%Συντελεστής για υπολογισμό εσωτερικής ενέργειας θκ/θΤ
    u(i)=k1(i)-k2(i)*F(i)/14.3; %Εσωτερική ενέργεια
    h_out(i)=u(i)+P(i)/den(i); % Ενθαλπία στην φάση της εξόδου
    thuthF(i)=-k2(i)/14.3; %θuθF
    thuthT(i)=thk1thT(i)-thk2thT(i)*F(i)/14.3; %θuθT
    pi_crit=(2/(kapa(i)+1))^(kapa(i)/(kapa(i)-1)); %Κρίσιμη τιμή πι για ταχύτητα
ήχου
%Για θυρίδες εισαγωγής ανοιχτές
if (i>=2176 && i<=3500);%
    pi_in(i)=P(i)/Pinlet; %Ορισμός τιμής π για εισαγωγή
if (pi_in(i)>=1);
    psi_in(i)=0;
elseif (pi_in(i)>pi_crit) ;
    psi_in(i)=sqrt((2*kapa(i)/(kapa(i)-1))*(pi_in(i)^(2/kapa(i))-
pi_in(i)^((kapa(i)+1)/kapa(i)))); %Ψ στην είσοδο αν π>πκριτ
else
    psi_in(i)=sqrt((2*kapa(i)/(kapa(i)-1))*(pi_crit^(2/kapa(i))-
pi_crit^((kapa(i)+1)/kapa(i)))); %Ψ στην είσοδο αν έχουμε κρίσιμη ροή (π<πκριτ)
end
    mtheo_in(i)=Athur_in(i)*psi_in(i)*sqrt(Pinlet*d_inlet); %παροχή αέρα από μια
θυρίδα στην φάση της εισαγωγής
    mdot_in(i)=0.2*mtheo_in(i)*18; %Συνολική διορθωμένη παροχή αέρα με συντελεστή
διόρθωσης
if (mdot_in(i)<0)
    h_in(i)=u(i)+P(i)/den(i); %Ενθαλπία στην φάση της εισόδου αν ο αέρας
βγαίνει αντί να μπαίνει
else
end
end

%Για ανοιχτές βαλβίδες εξαγωγής
if (i>=2076 && i<=3600); %
    pi_out(i)=Poutlet/P(i); %Ορισμός π για έξοδο
if (pi_out(i)>=1);
    psi_out(i)=0;
elseif (pi_out(i)>pi_crit);
    psi_out(i)=sqrt((2*kapa(i)/(kapa(i)-1))*(pi_out(i)^(2/kapa(i))-
pi_out(i)^((kapa(i)+1)/kapa(i)))); %Ψ αν το π>πκρισ δηλαδή υποηχητική ροή
else
    psi_out(i)=sqrt((2*kapa(i)/(kapa(i)-1))*(pi_crit^(2/kapa(i))-
pi_crit^((kapa(i)+1)/kapa(i)))); %Ψ αν έχουμε κρίσιμη ροή (π=πκρισ)

```

```

end
    mtheo_out(i)=Avalv_out(i)*psi_out(i)*sqrt(P(i)*den(i)); %παροχή καυσαερίων
από 1 βαλβίδα
    mdot_out(i)=2*cout(i)*mtheo_out(i)*4; %Συνολική διορθωμένη παροχή καυσαερίων,
το 2 είναι διορθωτικός συντελεστής γιατί το c ήταν για άλλο κίνητηρα

if (mdot_out(i)<0)
    h_out(i)=cv*700+Poutlet/den(i); %Ενθαλπία στην φάση της εξόδου αν
επιστρέψουν καυσαέρια στον κύλινδρο
else
end
end
    m_dot(i)=mdot_in(i)-mdot_out(i)+ mb_dtheta(i)*w; %Συνολική παροχή μάζας
    dTdt(i)=(-R(i)*T(i)*dvdt(i)/V(i)+(dQwdt(i)+dQBdt(i)+(mdot_in(i)*h_in(i))-
(mdot_out(i)*h_out(i))-(u(i)*m_dot(i)))/m_zyl(i)-(thuthF(i)*dFdt(i)))/thuthT(i);
if (k==1);
    T(i+1)=T(i)+dTdt(i)*tdeg;
    F(i+1)=F(i)+dFdt(i)*tdeg;
    m_zyl(i+1)=m_zyl(i)+mdot_in(i)*tdeg-mdot_out(i)*tdeg+m_inj(i);
    dTdt1(i)=dTdt(i);
else
    dTdt(i)=(-R(i)*T(i+1)*dvdt(i)/V(i)+(dQwdt(i)+dQBdt(i)+(mdot_in(i)*h_in(i))-
(mdot_out(i)*h_out(i))-(u(i)*m_dot(i)))/m_zyl(i)-(thuthF(i)*dFdt(i)))/thuthT(i);
    T(i+1)=T(i)+(tdeg/2)*(dTdt(i)+dTdt1(i));
    F(i+1)=F(i)+(tdeg/2)*(dFdt(i+1)+dFdt(i));
    m_zyl(i+1)=m_zyl(i)+mdot_in(i)*tdeg-mdot_out(i)*tdeg+m_inj(i);
end
end
    mex(i)=mdot_out(i)*tdeg; %παροχή μάζας καυσαερίων
    PdV(i)=P(i)*dvdt(i)*tdeg;
    Qw(i)=dQwdt(i)*tdeg;
    Qex(i)=h_out(i)*mdot_out(i)*tdeg;
end
    bmep=sum(PdV)/Vhub-fmep; %πραγματικό bmep
    Qwall=sum(Qw);
    Qfuel=mb0*Hu;
    Qexhaust=sum(Qex);
    Qexhaust1=Qfuel+Qwall-sum(PdV)-fmep*Vhub;
    isozygio=[sum(PdV),(fmep*Vhub),(-Qwall),Qexhaust];
    labels={'work','friction','cooling losses','exhaust losses'};
    figure(1);
    pie(isozygio,labels);
    etafuel=sum(PdV)/Qfuel;

```

```

P(1)=P(3600);
m_zyl(1)=m_zyl(3601);
T(1)=T(3601);
den(1)=den(3600);
end
mb0=mb0*(bmepset+fmer)/(bmep+fmer); %κριτήριο σύγκλισης
end

disp ('Βαθμός Απόδοσης Μηχανής'); n_perform=(sum(PdV))/(sum(PdV)+fmer*vhub-
Qwall+Qexhaust);
disp ('Θερμοκρασία Καυσαερίων'); Tex=(Qex)/(mex*cp)+375;
bsfc = 36e8*mb0/(sum(PdV)-fmer*vhub); %[g/kWh]

grid on;
figure(2);
plot(v,P);
xlabel('Όγκος [m^3]')
ylabel('Πίεση [Pa]')
figure(3);
plot(theta,T);
xlabel('Γωνία Στροφάλου [deg]')
ylabel('Θερμοκρασία Θαλάμου [K]')
figure(4);
plot(theta,P);
xlabel('Γωνία Στροφάλου [deg]')
ylabel('Πίεση [Pa]')
figure(5);
plot(theta,m_zyl);
xlabel('Γωνία Στροφάλου [deg]')
ylabel('Συνολική μάζα στον κύλινδρο [kg]')
figure(6);
plot(theta,mb_dtheta);
xlabel('Γωνία Στροφάλου [deg]')
ylabel('dm/dθ [kg/deg]')
figure(7);
plot(theta,dQwdt);
xlabel('Γωνία Στροφάλου [deg]')
ylabel('Μετ. θερμότη. από τοιχώματα [J/s]')
figure(8);
plot(theta,alfa);
xlabel('Γωνία Στροφάλου [deg]')

```

```

ylabel('Συντελεστής Συναγωγής [w/(m^2*k)]')

figure(9);
plot(theta,dQbdt);
xlabel('Γωνία Στροφάλου [deg]')
ylabel('Μετάδοση θερμότητας καύσης [w/(m^2)]')
figure(10);
plot(theta,mdot_in);
ylabel('Εισαγωγή Αέρα [kg/s]')
figure(11);
plot(theta,mdot_out);
xlabel('Γωνία Στροφάλου [deg]')
ylabel('Εξαγωγή καυσαερίων [kg/s]')
figure(12);
plot(theta,F);
xlabel('Γωνία Στροφάλου [deg]')
ylabel('Στοιχ. προς Πραγμ. λόγο Αέρα-καυσίμου')

```

Κεφάλαιο 6^ο

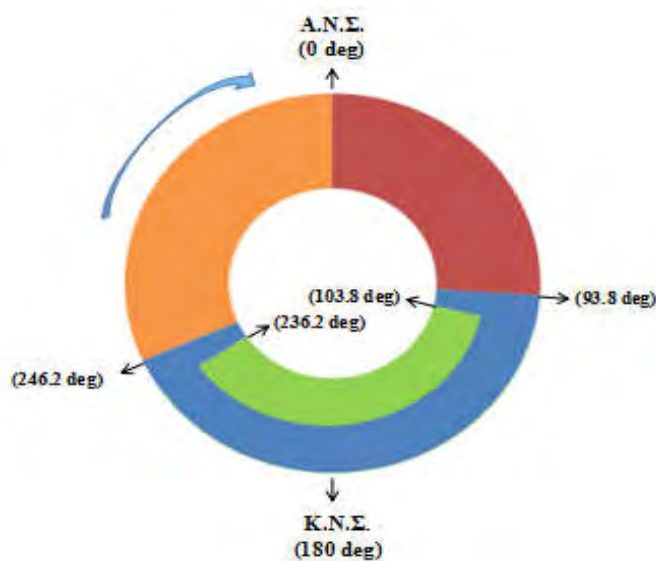
Αποτελέσματα

6.1 Συνθήκες λειτουργίας για μέγιστη ισχύ και μέγιστη ροπή

Ο συγκεκριμένος κινητήρας σύμφωνα με τον κατασκευαστή, αποδίδει την μέγιστη ροπή του σε ένα εύρος 1400-1600 στροφών ανά λεπτό. Επιλέχθηκε σαν σημείο το μέσο του εύρους αυτού για να ελεγχθεί η ποιότητα των διαγραμμάτων που εξάγει ο αλγόριθμος. Το δεύτερο σημείο λειτουργίας που χρησιμοποιήθηκε είναι αυτό της μέγιστης ισχύος, στις 2100 στροφές ανά λεπτό.

Παρουσιάζονται παρακάτω τα ζεύγη διαγραμμάτων για τα δυο αυτά σημεία, που πρόεκυψαν από την λειτουργία του αλγορίθμου.

6.1.1 Κύκλος λειτουργίας του κινητήρα



Διάγραμμα 6.1 Κύκλος λειτουργίας συναρτήσει γωνίας στροφάλου

- 1 Φάση Συμπίεσης [Διάρκεια 113.8°]
- 2 Φάση Εκτόνωσης [Διάρκεια 93.8°]
- 3 Βαλβίδες εξαγωγής ανοιχτές [Διάρκεια 152.4°]
- 4 Θυρίδες εισαγωγής ανοιχτές [Διάρκεια 132.4°]

Ως γνωστόν, ένας κύκλος λειτουργίας σε ένα δίχρονο κινητήρα διαγράφει συνολικά 360° στον στροφαλοφόρο άξονα. Στον αλγόριθμο, ως σημείο εκκίνησης ορίζονται οι -113.8° και ως σημείο ολοκλήρωσης του κύκλου ορίζονται οι 246.2° (Προφανώς ισχύει $113.8^\circ + 246.2^\circ = 360^\circ$). Το σημείο αναφοράς $\theta=0^\circ$ ορίζεται όταν το έμβολο βρίσκεται στο Άνω Νεκρό Σημείο. Οι θυρίδες εισαγωγής ανοίγουν στις 103.8° και κλείνουν στις 236.2° ενώ οι βαλβίδες εξαγωγής ανοίγουν στις 93.8° και κλείνουν στις 246.2°, όπου ολοκληρώνεται ένας κύκλος λειτουργίας και ξεκινάει εκ νέου η φάση της συμπίεσης.

6.1.2 Ισοζύγιο ενέργειας

Ως γνωστόν στις θερμοδυναμικές μηχανές, από το σύνολο της θερμότητας που παράγεται από την καύση του καυσίμου, μόνο ένα μικρό σχετικά ποσοστό μετατρέπεται σε μηχανική ενέργεια, δηλαδή έργο. Σε έναν κινητήρα diesel, αυτό το ποσοστό είναι της τάξεως του 37%.

Υπάρχουν διάφοροι λόγοι για τους οποίους η υπόλοιπη ενέργεια χάνεται, όπως:

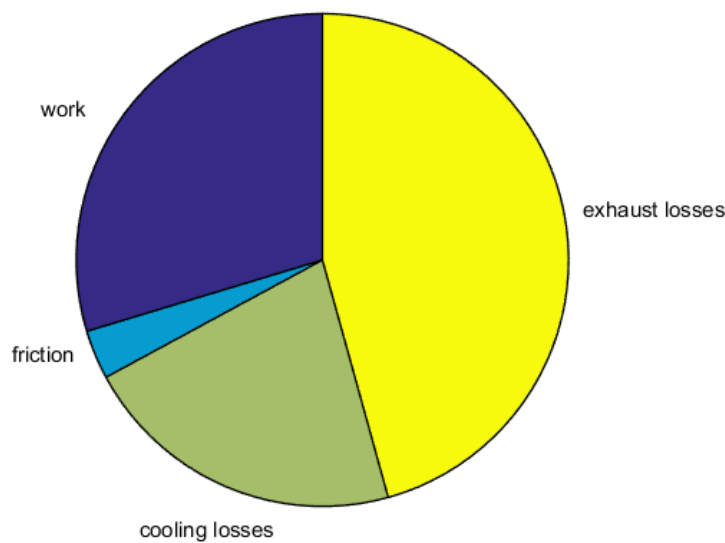
- Μεγάλο μέρος της παραγόμενης θερμότητας (το μεγαλύτερο μετά το ωφέλιμο) της τάξης των 30~35%, φεύγει από τον κύλινδρο μαζί με τα καυσαέρια.
- Επίσης σημαντικό ποσοστό γύρω στο 25-30% πηγαίνει στο νερό ή τον αέρα της ψύξης. Αν δεν υπήρχε το σύστημα ψύξης, ώστε να απομακρύνεται η θερμότητα που περνά τα τοιχώματα του κυλίνδρου και της κεφαλής του, πολύ γρήγορα ο κινητήρας θα καταστρέφονταν.

Μικρότερες πηγές απώλειας θερμότητας, αλλά όχι αμελητέες, είναι οι ακόλουθες :

- Μετάδοση θερμότητας στα τοιχώματα των αγωγών εξαγωγής και στη συνέχεια μετάδοση στην ατμόσφαιρα, είτε με ακτινοβολία είτε με συναγωγή.
- Θερμική ακτινοβολία από ολόκληρη την εξωτερική επιφάνεια του κινητήρα.
- Θέρμανση του λαδιού της λίπανσης και τελικά μετάδοση στον αέρα από τα τοιχώματα του κάρτερ.
- Απώλειες θερμότητας, στις τριβές.
- Μέρος της θερμότητας καταναλώνεται για την εισαγωγή και συμπίεση του αέρα και για την εξαγωγή των καυσαερίων.

Παρακάτω θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα του αλγορίθμου για το ισοζύγιο ενέργειας στο σημείο μέγιστης ροπής και μέγιστης ισχύος.

Για λειτουργία σε 1500 στροφές ανά λεπτό :

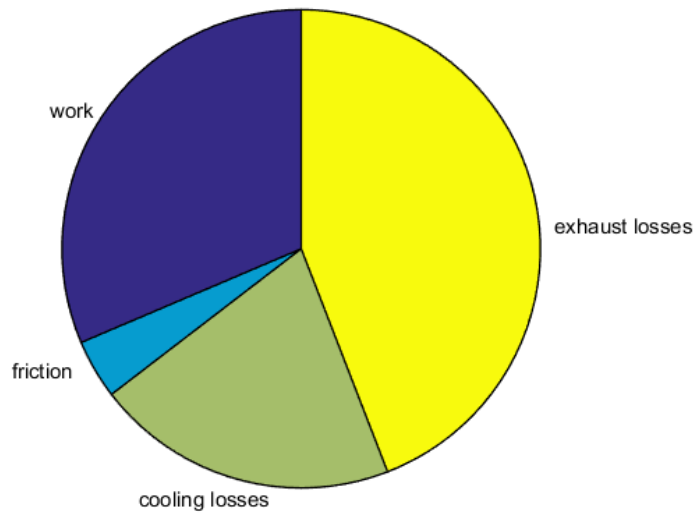


Διάγραμμα 6.2 Pie κατανομής ενέργειας καυσίμου (1500rpm)

Επιμέρους ποσοστά :

- Παραγόμενο έργο : 29.67%
- Απώλειες λόγω τριβών : 3.22%
- Απώλειες λόγω ψύξης : 21.41%
- Απώλειες καυσαερίων : 45.69%

Για λειτουργία σε 2100 στροφές ανά λεπτό :



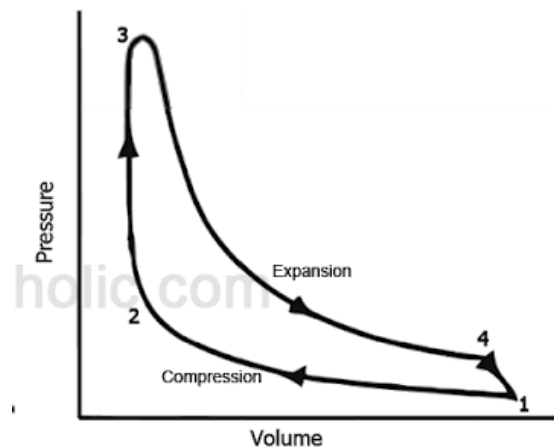
Διάγραμμα 6.3 Pie κατανομής ενέργειας καυσίμου (2100rpm)

Επιμέρους ποσοστά :

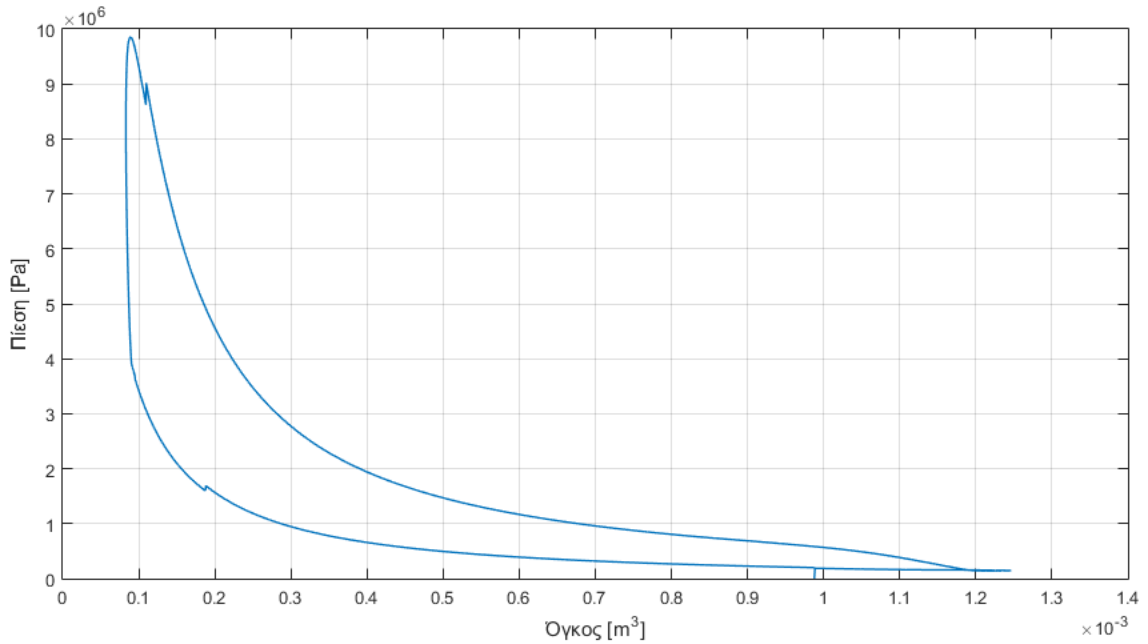
- Παραγόμενο έργο : 31.41%
- Απώλειες λόγω τριβών : 4.01%
- Απώλειες λόγω ψύξης : 20.46%
- Απώλειες καυσαερίων : 44.11%

6.1.3 Πίεση συναρτήσει όγκου θαλάμου

Μέσω ενός διαγράμματος Πίεσης-Όγκου θαλάμου μπορούν να παρουσιαστούν αρκετά στοιχεία για ένα κινητήρα, αφού είναι διακριτά τα διαφορετικά στάδια του κύκλου λειτουργίας του, όπως φαίνεται και στο παρακάτω θεωρητικό διάγραμμα.

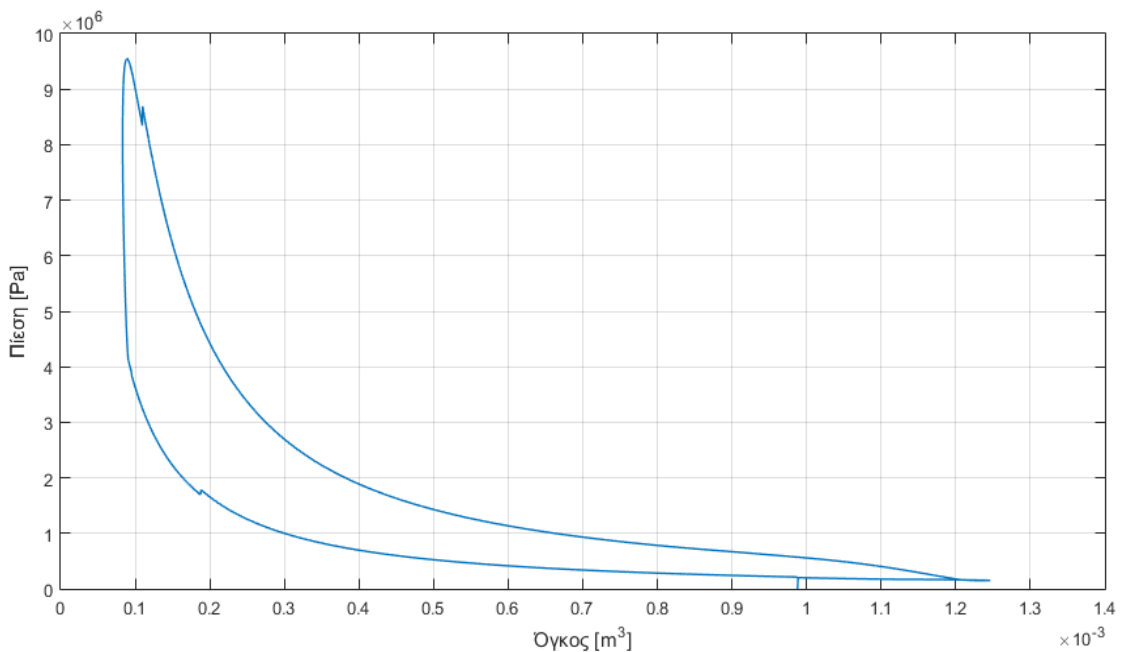


Διάγραμμα 6.4 Θεωρητικό πίεσης - όγκου



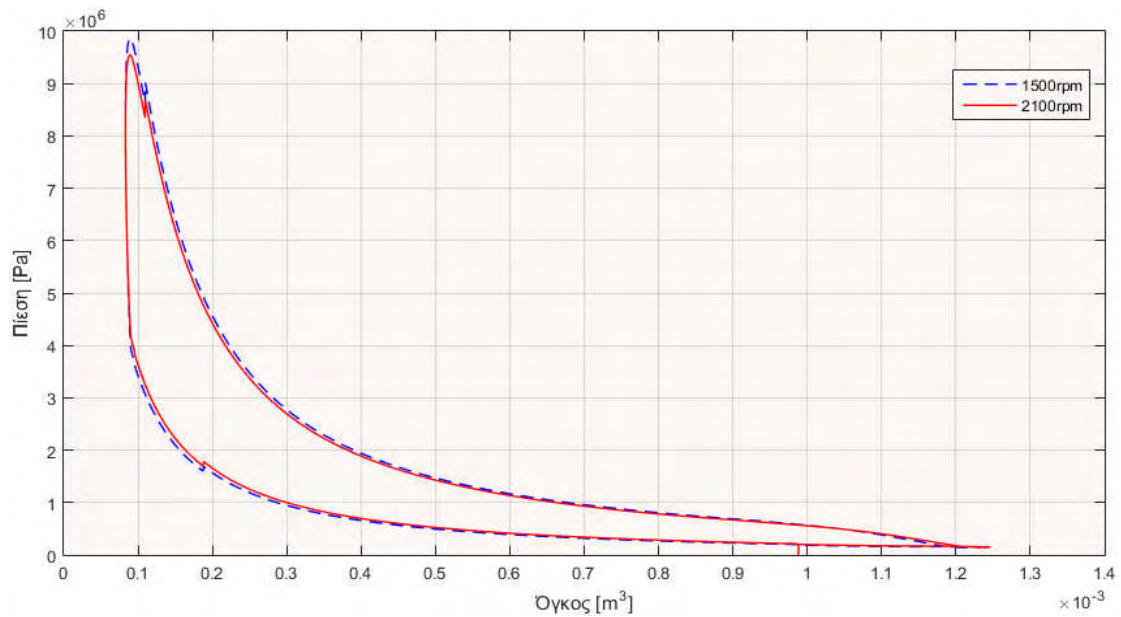
Διάγραμμα 6.5 Πίεσης - Όγκου (1500rpm)

Στο ανάλογο διάγραμμα των 1500 στροφών ανά λεπτό, η μορφή του οποίου είναι αντίστοιχη του θεωρητικού, φαίνεται ότι η πίεση παίρνει ως μέγιστη τιμή τα 98.55 bar τη στιγμή που ο όγκος παίρνει την ελάχιστη τιμή του, η οποία είναι 0.08913 lt. Όταν η πίεση είναι 1.475 bar, ο όγκος παίρνει την μέγιστη τιμή του, που είναι 1.247 lt.



Διάγραμμα 6.6 Πίεσης - Όγκου (2100rpm)

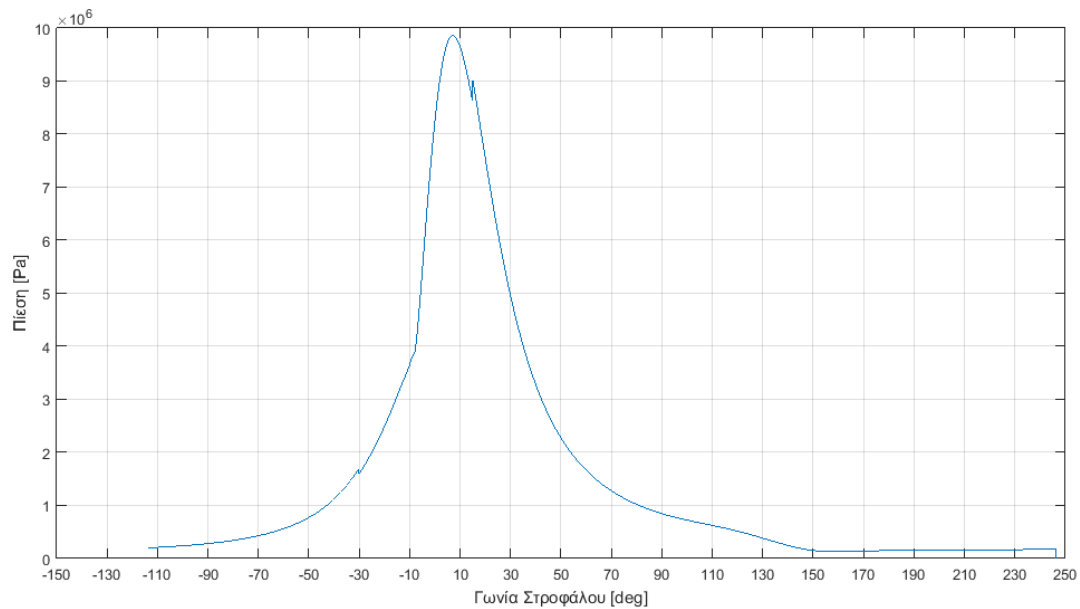
Στο διάγραμμα των 2100 στροφών ανά λεπτό η μέγιστη τιμή της πίεσης είναι 95.46 bar όταν ο όγκος είναι 0.08896 lt. Αντίστοιχα, ο όγκος έχει ως μέγιστη τιμή την 1.247 lt την ίδια στιγμή που η πίεση είναι 1.534 bar.



Διάγραμμα 6.7 Συγκριτικό Πίεσης - Όγκου

6.1.4 Πίεση κυλίνδρου συναρτήσει γωνίας στροφάλου

Για λειτουργία σε συνθήκες μέγιστης ροπής (N=1500 rpm), παρατίθεται το διάγραμμα πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου :



Διάγραμμα 6.8 Πίεσης - Γωνίας στροφάλου (1500rpm)

Γίνονται οι εξής παρατηρήσεις :

Η μέγιστη πίεση βρίσκεται για $\theta = 7.2^\circ$ και έχει τιμή $P = 98.551$ bar ενώ η πίεση στην αρχή του κύκλου λειτουργίας είναι $P = 1.886$ bar.

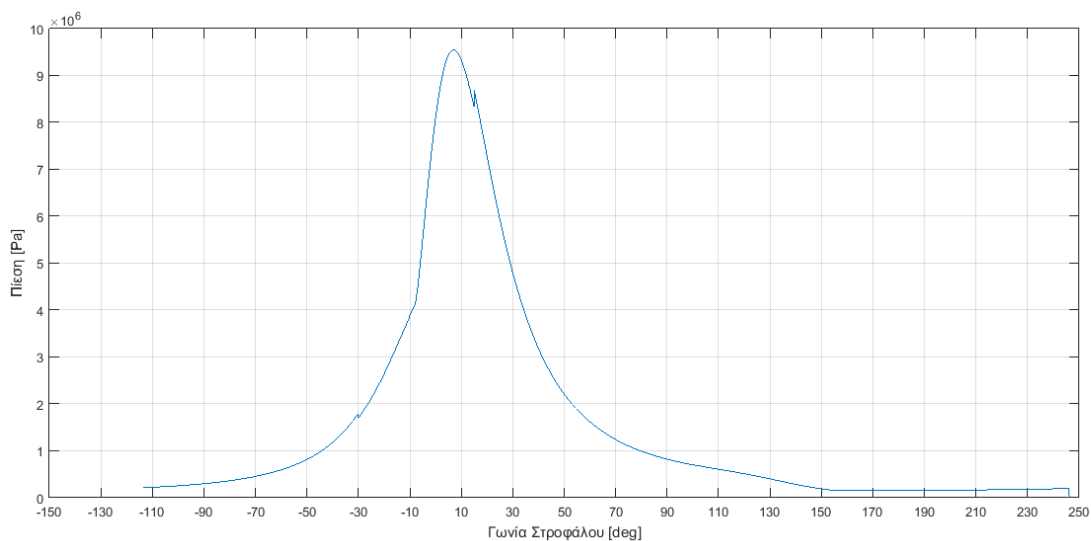
Για γωνίες από -113.8° όπου κλείνουν οι βαλβίδες εξαγωγής και ξεκινάει η συμπίεση μέχρι 7.2° η πίεση στον κύλινδρο μεγαλώνει με συνεχώς αυξανόμενο ρυθμό. Από τις -8° όπου γίνεται η έναυση και ύστερα, ο ρυθμός αυξάνεται ραγδαία. Παρατηρείται ότι το έμβολο φτάνει στο ΑΝΣ στις 0° συνεπώς μέχρι τις 7.2° ο διαθέσιμος όγκος στον κύλινδρο αυξάνεται. Ωστόσο η πίεση συνεχίζει να αυξάνεται επίσης, καθώς η καύση βρίσκεται σε εξέλιξη και η θερμοκρασία των αερίων στον θάλαμο αυξάνεται συνεχώς.

Για γωνίες από 7.3° μέχρι 14.9° , η πίεση μειώνεται ραγδαία καθώς το έμβολο κινείται καθοδικά ελευθερώνοντας συνεχώς μεγαλύτερο όγκο, ωστόσο στις 15° η πίεση αυξάνεται ελαφρά. Αυτό πιθανότατα συμβαίνει καθώς η καύση βρίσκεται ακόμη σε εξέλιξη και η θερμοκρασία των αερίων αυξάνεται επίσης.

Για γωνίες από 15° μέχρι 157° η πίεση μειώνεται συνεχώς. Οι βαλβίδες εξαγωγής ανοίγουν στις 93.8° και οι θυρίδες εισαγωγής ανοίγουν 10° αργότερα, στις 103.8° , ωστόσο δεν παρατηρείται αύξηση της πίεσης του κυλίνδρου λόγω του αέρα εισαγωγής, καθώς η πίεση των καυσαερίων στον κύλινδρο είναι υψηλότερη.

Για γωνίες από 157° μέχρι τις 246.2° η πίεση αυξάνεται σταδιακά, καθώς η πίεση εντός του κυλίνδρου γίνεται μικρότερη από αυτήν έξω από τις θυρίδες εισαγωγής. Επιπλέον για 180° , το έμβολο βρίσκεται στο ΚΝΣ συνεπώς από τις 180° μέχρι τις 246.2° ο όγκος του κυλίνδρου μειώνεται συνεχώς συμβάλλοντας στην αύξηση της πίεσης ακόμα και όταν οι θυρίδες εισαγωγής έχουν κλείσει.

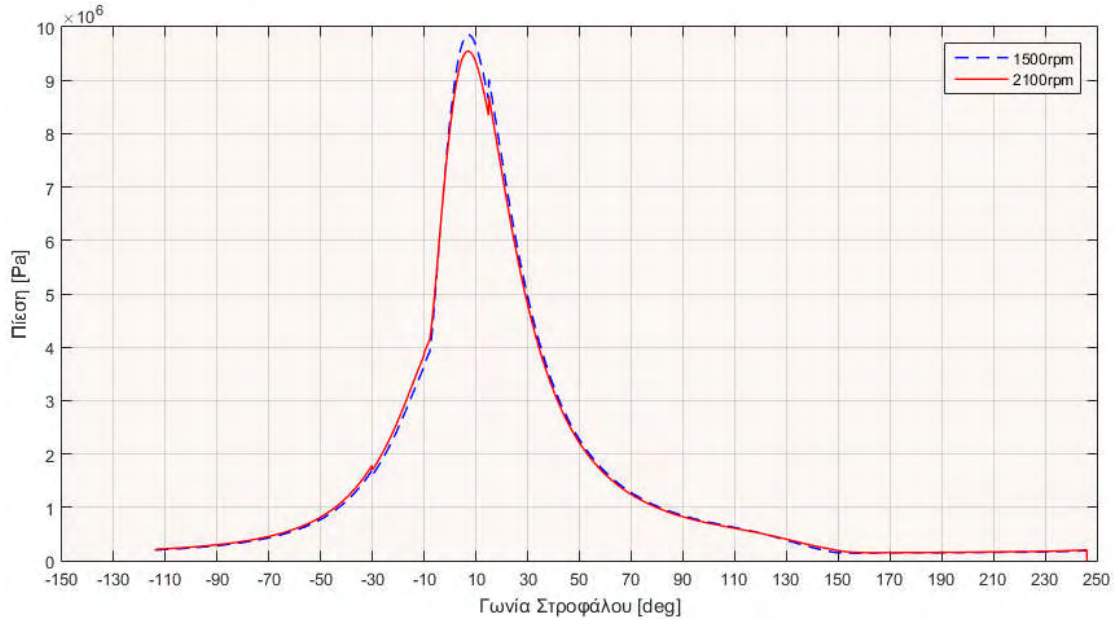
Για λειτουργία σε συνθήκες μέγιστης ισχύος ($N=2100$ rpm), παρατίθεται το διάγραμμα πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου :



Διάγραμμα 6.9 Πίεσης - Γωνίας στροφάλου (2100rpm)

Η μέγιστη πίεση βρίσκεται για 7.1° και έχει τιμή $P = 95.46$ bar ενώ η πίεση στην αρχή του κύκλου λειτουργίας είναι $P = 2.02$ bar.

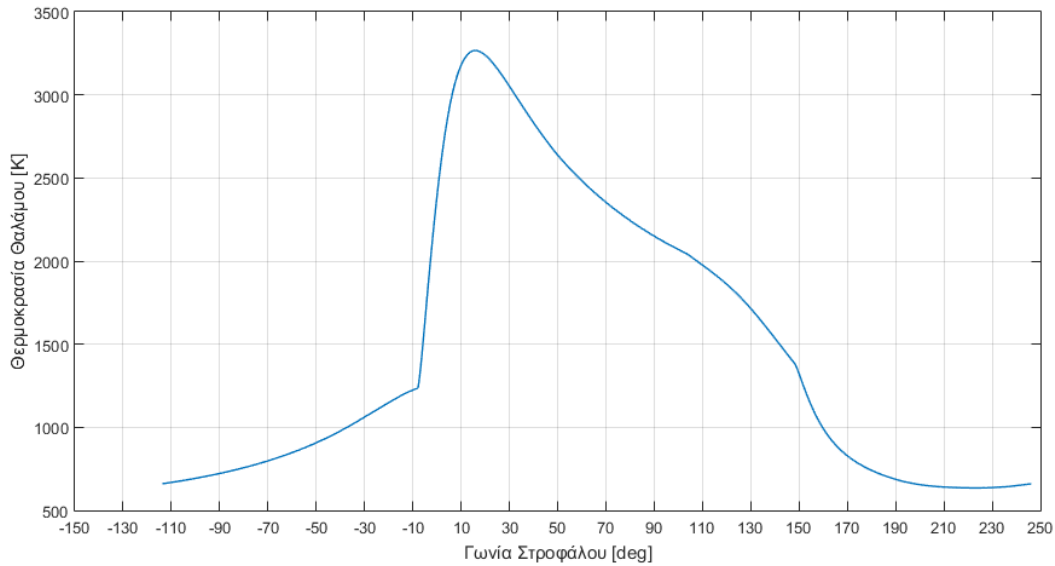
Η μορφή του διαγράμματος είναι ίδια με το αντίστοιχο για $N = 1500$ rpm.



Διάγραμμα 6.10 Συγκριτικό Πίεσης - Γωνίας Στροφάλου

Παρατηρείται ότι η μέγιστη πίεση του κύκλου λειτουργίας για 1500 στροφές ανά λεπτό είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη στις 2100 κατά 3.09 bar. Σε αυτό οφείλεται ότι στις 1500 στροφές καίγεται μεγαλύτερη μάζα καυσίμου. Επίσης η αρχική πίεση στις 2100 rpm είναι μεγαλύτερη από αυτή στις 1500 rpm κατά 0.13 bar. Αυτό εξηγείται από την βελτιωμένη λειτουργία του στροβιλοσυμπιεστή σε υψηλές στροφές.

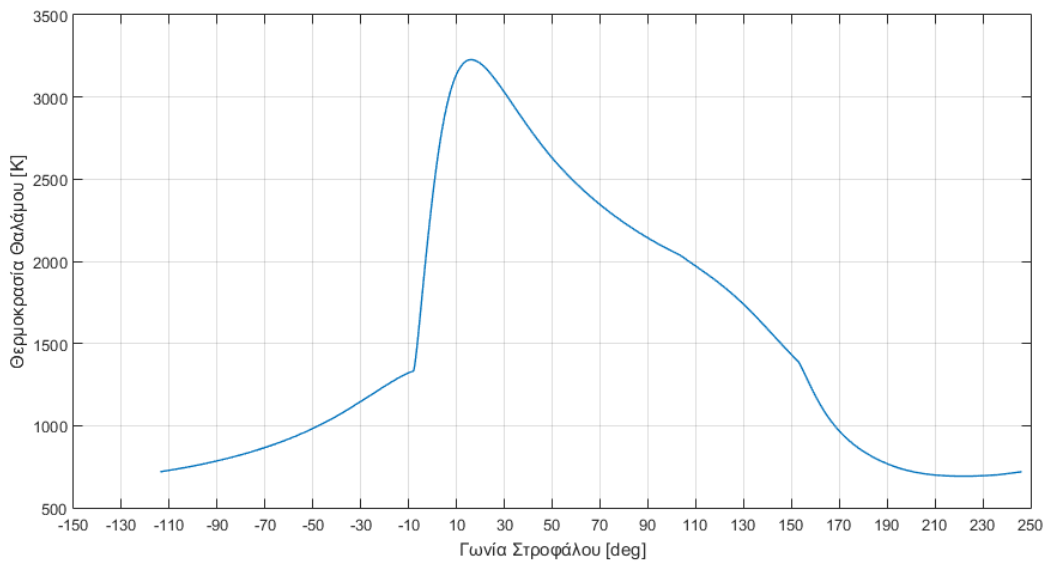
6.1.5 Θερμοκρασία θαλάμου συναρτήσει γωνίας στροφάλου



Διάγραμμα 6.11 Θερμοκρασίας θαλάμου καύσης - Γωνίας στροφάλου (1500rpm)

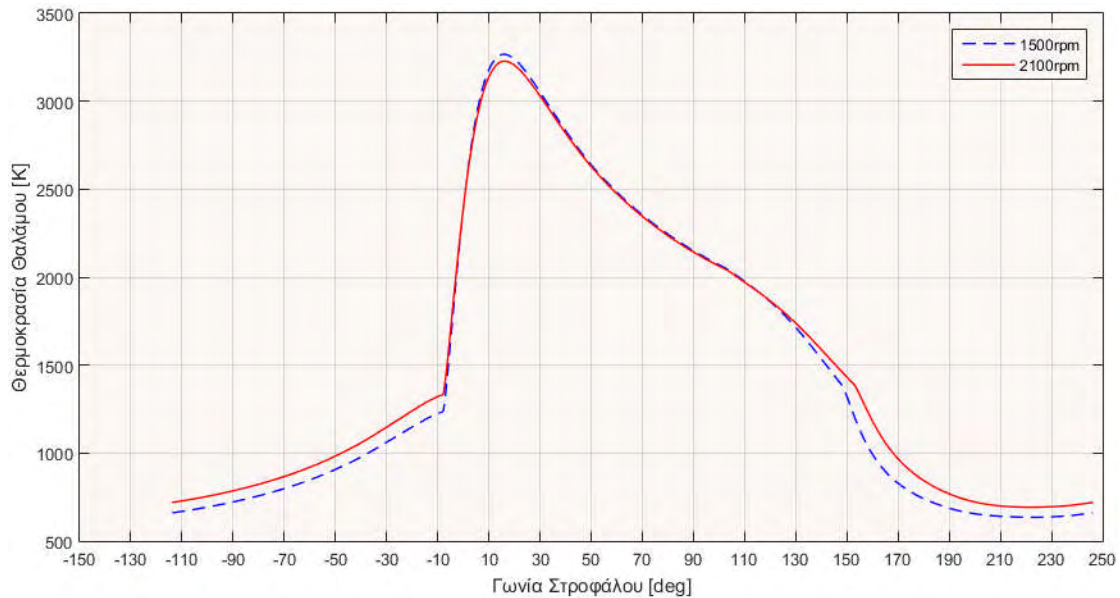
Από τις -113.8° και μετά, όπου ο κινητήρας βρίσκεται στη φάση της συμπίεσης, η θερμοκρασία αυξάνεται σταδιακά και μέχρι τις 16.1° όπου παίρνει την μέγιστη τιμή της, 3267 K. Η αλλαγή της κλίσης στις -7.9° οφείλεται στην έγχυση του καυσίμου και την καύση του που επίκεινται. Στη συνέχεια, η θερμοκρασία του θαλάμου μειώνεται πριν τον επόμενο κύκλο λειτουργίας της, με ελάχιστη τιμή τα 660.4 K.

Στη συνέχεια, παρουσιάζεται το διάγραμμα Θερμοκρασίας θαλάμου συναρτήσει γωνίας στροφάλου για λειτουργία σε 2100 rpm.



Διάγραμμα 6.12 Θερμοκρασίας θαλάμου καύσης - Γωνίας στροφάλου (2100rpm)

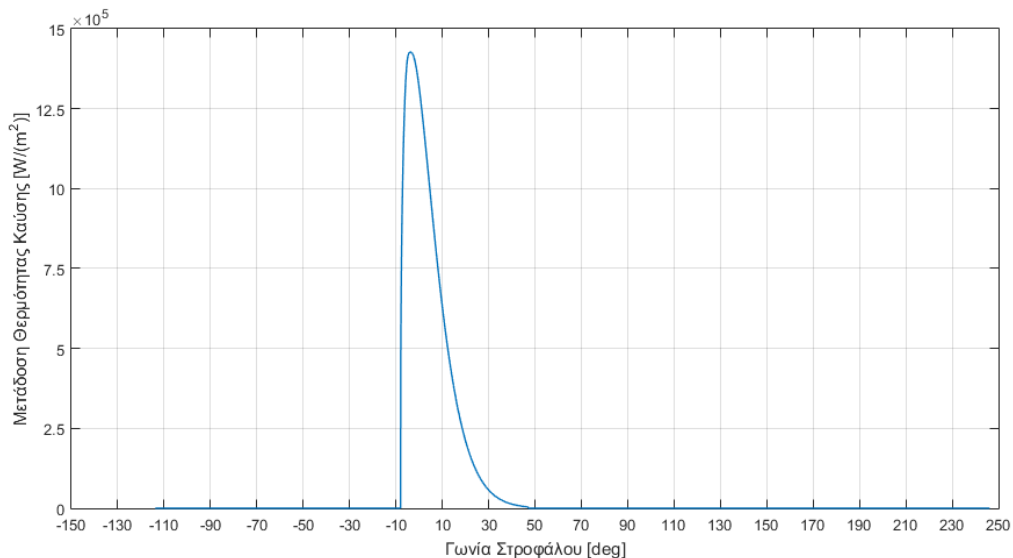
Στο διάγραμμα των 2100 στροφών ανά λεπτό παρατηρείται ότι η μέγιστη τιμή της θερμοκρασίας είναι 3228 K στις 16.3°. Η διαφορά αυτή σε σχέση με τις 1500 στροφές, οφείλεται στο ότι καίγεται μικρότερη ποσότητα καύσιμου. Η ύπαρξη όμως περισσότερων καυσαερίων αυξάνει την ελάχιστη θερμοκρασία στον θάλαμο, η οποία είναι 719.4 K.



Διάγραμμα 6.13 Συγκριτικό Θερμοκρασίας θαλάμου καύσης - Γωνίας στροφάλου

6.1.6 Μετάδοση θερμότητας καύσης συναρτήσει γωνίας στροφάλου

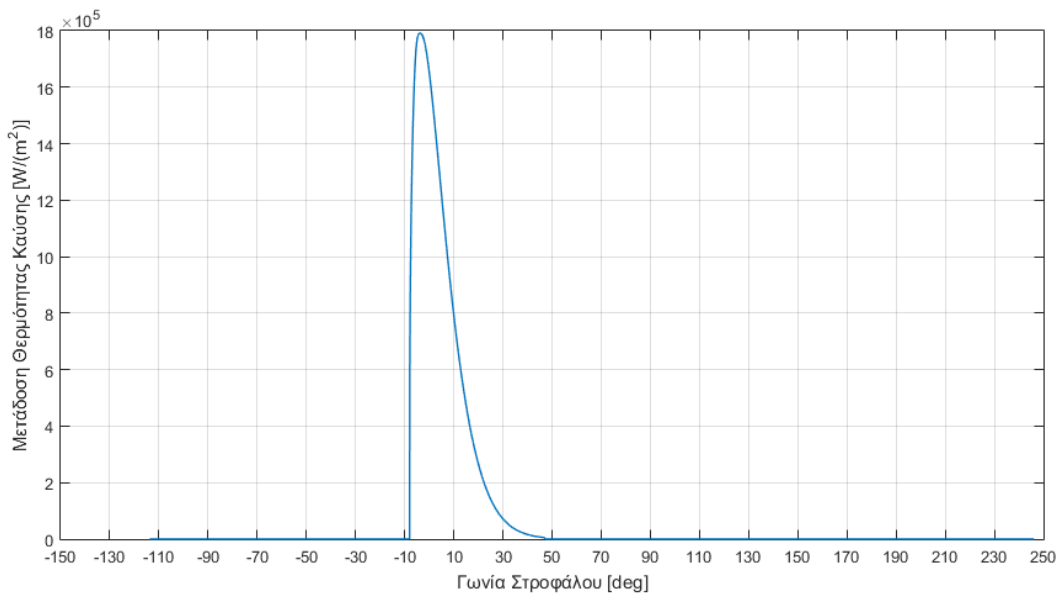
Για λειτουργία σε συνθήκες μέγιστης ροπής (N=1500 rpm), παρατίθεται το διάγραμμα μετάδοσης θερμότητας καύσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου :



Διάγραμμα 6.14 Μετάδοσης θερμότητας καύσης - Γωνίας στροφάλου (1500rpm)

Στο σχήμα, όπου διακρίνονται εύκολα οι διάφορες φάσεις της καύσης λόγω του άξονα της γωνίας, φαίνεται ότι από την στιγμή της έναρξης έγχυσης του καυσίμου, η οποία γίνεται στις -10° , μέχρι την στιγμή της καύσης υπάρχει μία καθυστέρηση. Η καθυστέρηση αυτή είναι της τάξης των δυο μοιρών, οπότε και αρχίζει να αποτυπώνεται η ανάφλεξη του καυσίμου, αυξάνοντας την εκλυόμενη θερμότητα στο μέγιστό της, 1.427 MW/m^2 στις -3.7° . Στη συνέχεια, καθώς λαμβάνει χώρα η εκτόνωση, η μεταφορά θερμότητας καύσης μειώνεται, έως ότου μηδενίζεται στις 47.1° .

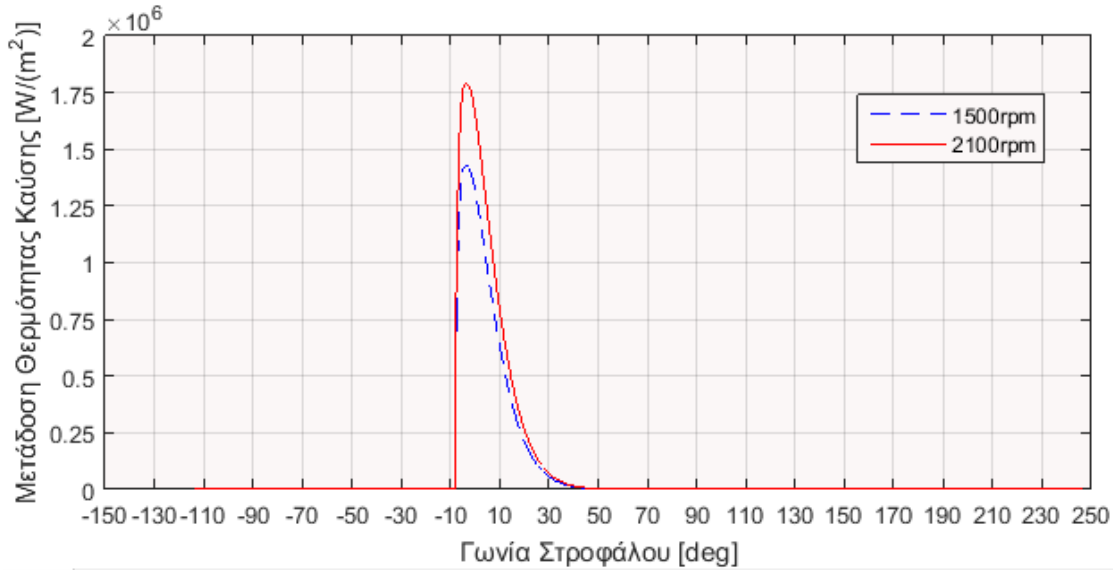
Για λειτουργία σε συνθήκες μέγιστης ισχύος ($N=2100 \text{ rpm}$), παρατίθεται το διάγραμμα μετάδοσης θερμότητας καύσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου :



Διάγραμμα 6.15 Μετάδοσης θερμότητας καύσης - Γωνίας στροφάλου (2100rpm)

Αντίστοιχα και στο σημείο μέγιστης ισχύος το διάγραμμα δίνει καθυστέρηση 2° , όπως είναι λογικό, με την μέγιστη τιμή της εκλυόμενης θερμότητας σε αυτήν την περίπτωση να είναι 1.791 MW/m^2 στις -3.8° , με το πρώτο σημείο που μηδενίζεται να είναι οι 47.1° .

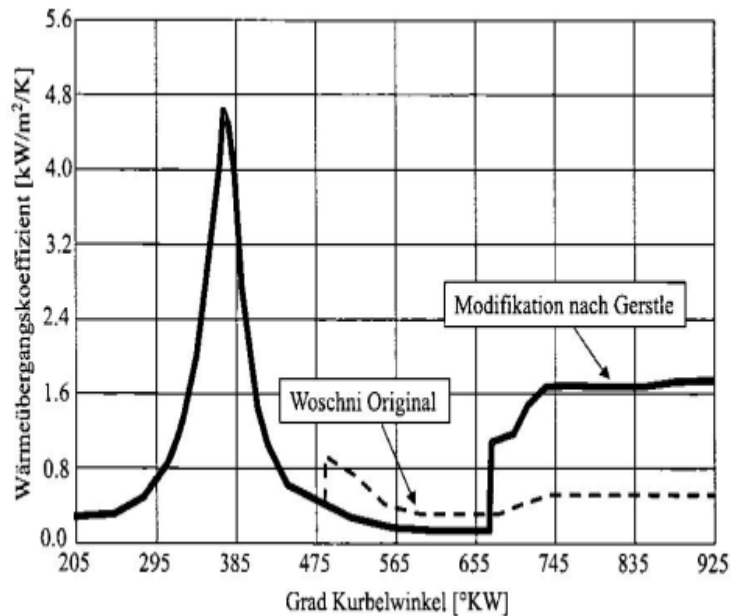
Παρατηρείται ότι για λειτουργία στις 2100 rpm , η μέγιστη τιμή ρυθμού έκλυσης ενέργειας λόγω καύσης είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη στις 1500 rpm .



Διάγραμμα 6.16 Συγκριτικό Μετάδοσης θερμότητας καύσης - Γωνίας στροφάλου

6.1.7 Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας συναρτήσει γωνίας στροφάλου

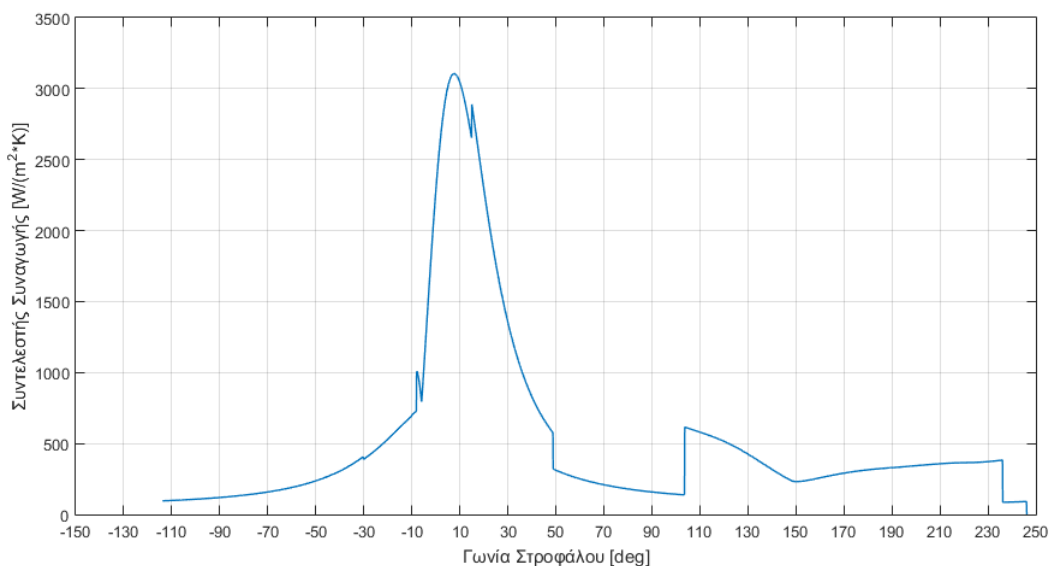
Όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο στον συγκεκριμένο αλγόριθμο γίνεται χρήση της τροποποιημένης από τον Gerstle (1999) σχέση του Woschni για τη φάση της εναλλαγής μείγματος.



Διάγραμμα 6.17 Επίδραση συντελεστή Gerstle στο μοντέλο καύσης Woschni

Στη συνέχεια, θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα που εξάγονται μέσω του αλγορίθμου, στα οποία συνδέεται ο συντελεστής συναγωγής με την γωνία του στροφαλοφόρου άξονα.

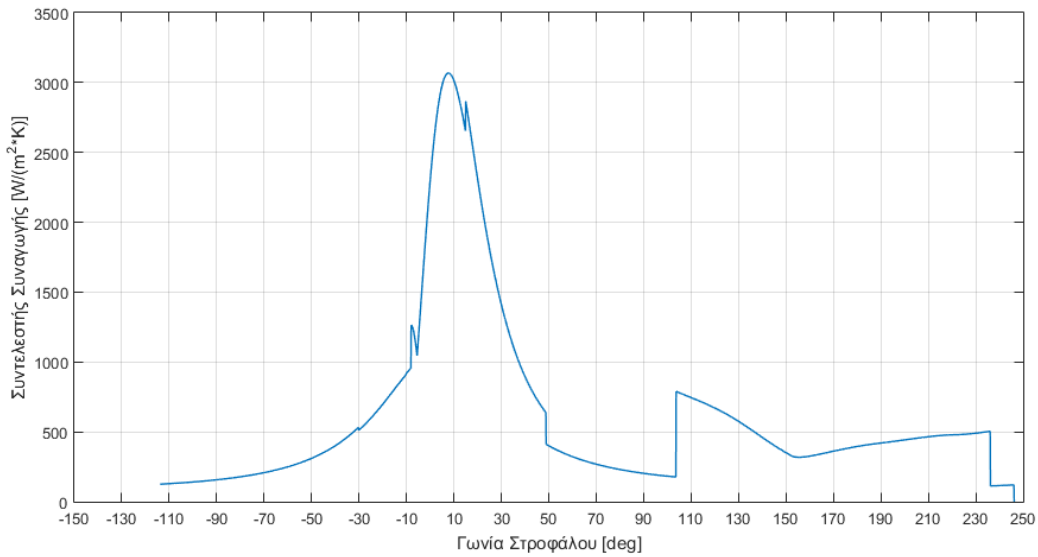
Για λειτουργία στις 1500 στροφές ανά λεπτό :



Διάγραμμα 6.18 Συντελεστή συναγωγής - Γωνίας στροφάλου (1500rpm)

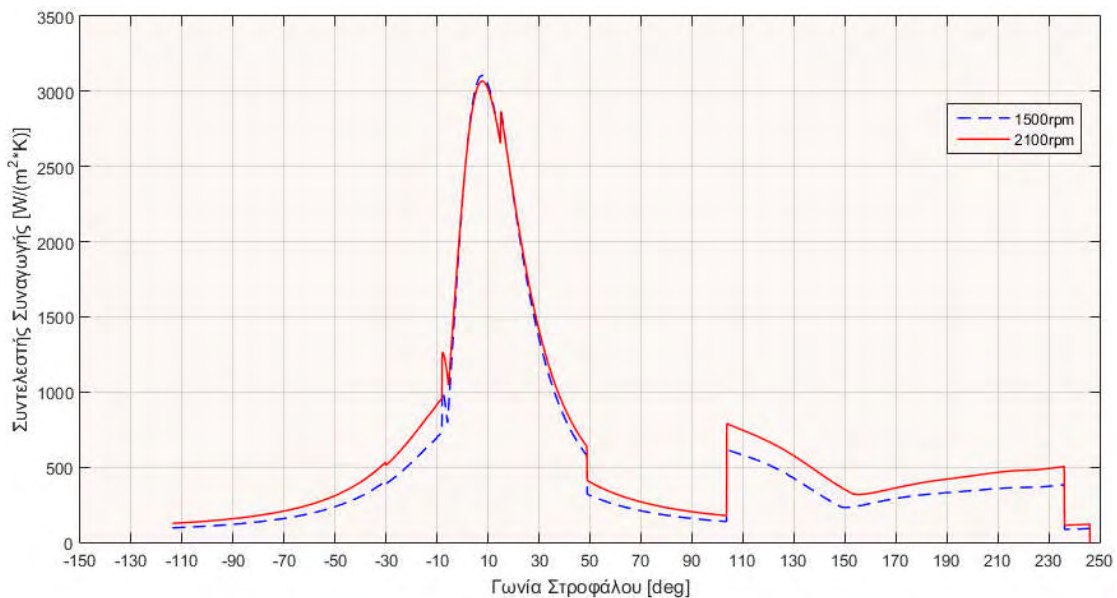
Παρατηρείται ότι ο συντελεστής από τις -110° , όπου στον κύλινδρο βρίσκεται καθαρός αέρας και ξεκινά η φάση της συμπίεσης, και μετά, σταδιακά αυξάνεται μέχρι και τις 7.6° που φτάνει στη μέγιστη τιμή του, $3105 \text{ (W/(m}^2\text{K))}$. Η απότομη αυξομείωση που παρατηρείται λίγο μετά τις -10° , στις -8.1° , οφείλεται στην έναρξη της έγχυσης και αφού το καύσιμο αναμειχθεί η τιμή του συντελεστή σταθεροποιείται και πάλι. Μετά την μέγιστη τιμή, ο κινητήρας βρίσκεται στην φάση της εκτόνωσης και ο συντελεστής αρχίζει να μειώνεται καθώς η πίεση αλλά και η θερμοκρασία καυσαερίων (η οποία εξαρτάται απ την πίεση) μειώνονται. Μια ακόμα σχεδόν κατακόρυφη αύξηση του συντελεστή από τα 137.9 στα $615.8 \text{ (W/(m}^2\text{K))}$ παρατηρείται στις 103.6° , όπου αρχίζουν να εμφανίζονται οι θυρίδες εισαγωγής και γίνεται μετάβαση στην φάση της εισαγωγής αέρα στον κύλινδρο. Από τις 103.6° έως τις 236.4° παρατηρείται αρχικά μείωση και μετά αύξηση του συντελεστή συναγωγής, οι διακυμάνσεις αυτές οφείλονται στη ροή τόσο καθαρού αέρα όσο και καυσαερίων μέσα και έξω από τον κύλινδρο αντίστοιχα, καθώς και στις επιπτώσεις που έχουν στην πίεση του κυλίνδρου. Τόσο η ροή καθαρού αέρα όσο και καυσαερίων μελετάται σε επόμενο διάγραμμα.

Για λειτουργία στις 2100 στροφές ανά λεπτό :



Διάγραμμα 6.19 Συντελεστή συναγωγής - Γωνίας στροφάλου (2100rpm)

Η μονοτονία του διαγράμματος του συντελεστή είναι αντίστοιχο με αυτό των 1500 στροφών. Η διαφορά εντοπίζεται στις τιμές του συντελεστή ενώ τα σημεία (μοίρες) των διαφόρων μεταβολών είναι τα ίδια στα δυο διαγράμματα. Σε αυτήν την περίπτωση η μέγιστη τιμή που παίρνει ο συντελεστής είναι 3068 ($W/(m^2K)$), στις -8° της απότομης αυξομείωσης έχει ήδη πάρει τιμή άνω των 1000 ($W/(m^2K)$) και στην αύξηση του συντελεστή στις 103.6° η τιμή του αυξάνεται από τα 176.9 στα 789.9 ($W/(m^2K)$). Αύξηση μεγαλύτερη απ' ότι στις 1500 στροφές, αφού ο ρυθμός εισαγωγής αέρα είναι ελαφρώς μεγαλύτερος.

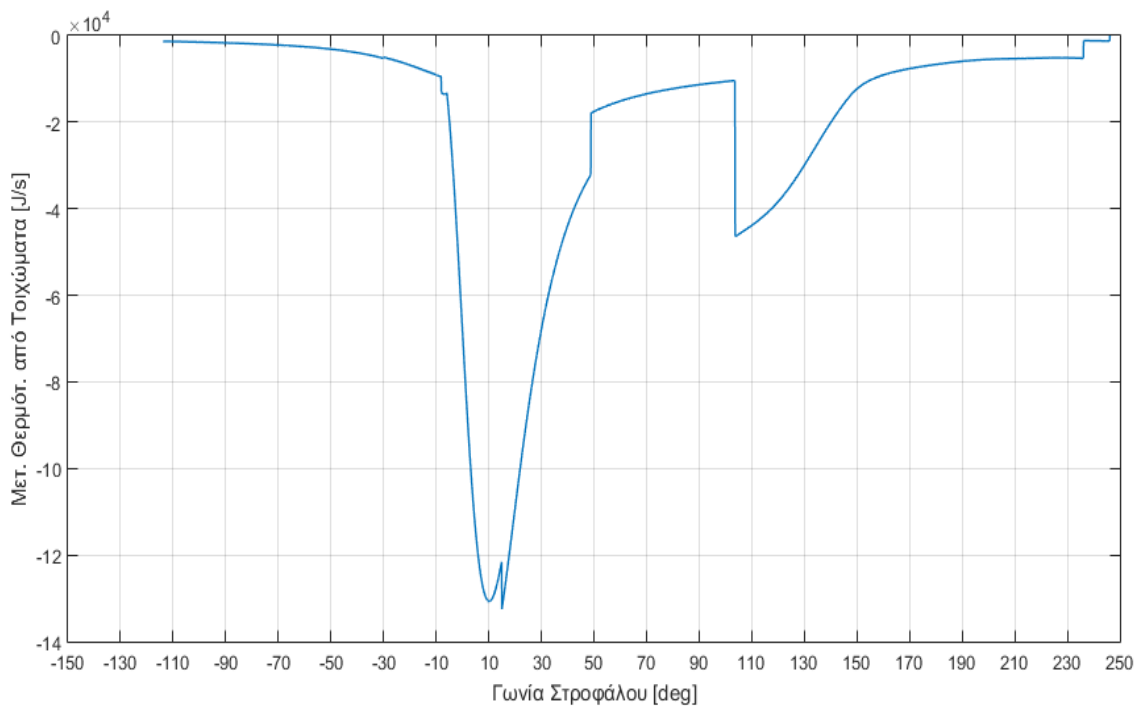


Διάγραμμα 6.20 Συγκριτικό Συντελεστή συναγωγής - Γωνίας στροφάλου

6.1.8 Μετάδοση θερμότητας μέσω τοιχωμάτων συναρτήσει γωνίας στροφάλου

Η μορφή του διαγράμματος αυτού συμβαδίζει με την μορφή του διαγράμματος του συντελεστή συναγωγής. Πράγμα λογικό, αφού η συναγωγή είναι ο τρόπος μετάδοσης της θερμότητας μεταξύ του αέριου μείγματος και του κυλίνδρου και ο συντελεστής, σε συνδυασμό με τη διαφορά θερμοκρασίας, είναι αυτός που καθορίζει το μέγεθος και τη χρονική στιγμή.

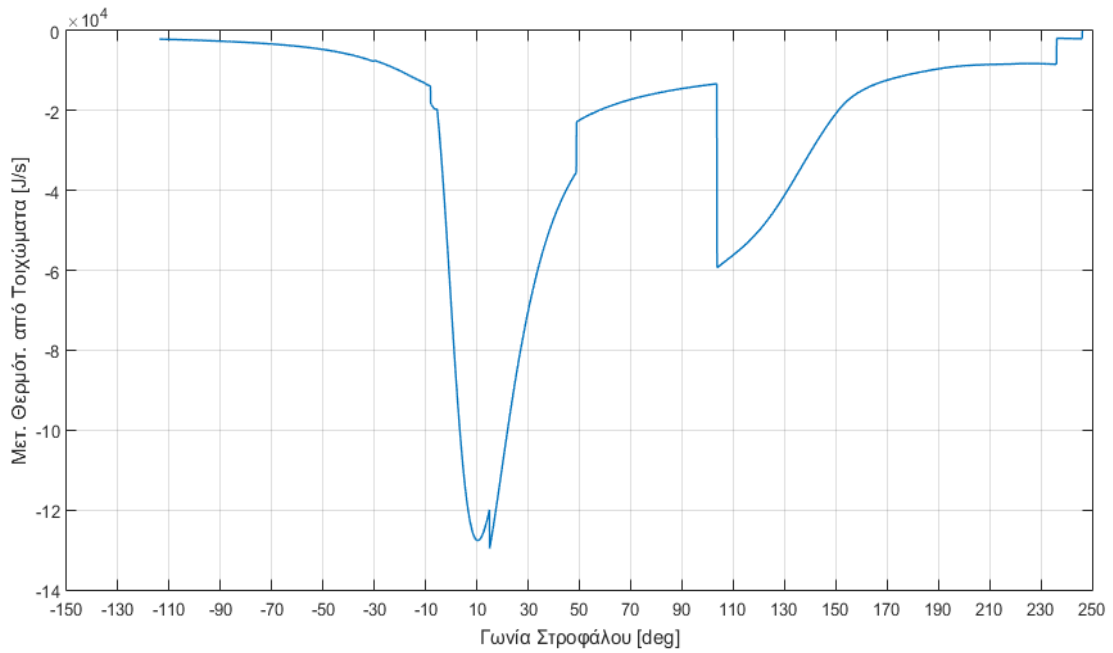
Για $N = 1500 \text{ rpm}$:



Διάγραμμα 6.21 Μετάδοσης θερμότητας στα τοιχώματα - Γωνίας στροφάλου (1500rpm)

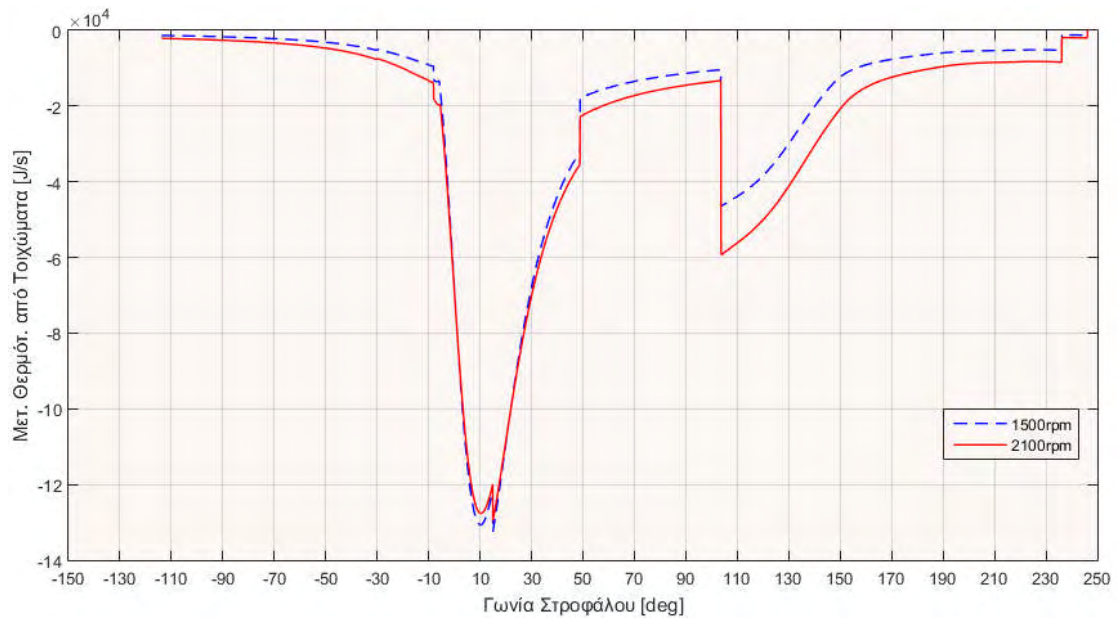
Παρατηρείται ότι οι τιμές του άξονα της μετάδοσης θερμότητας είναι μόνο αρνητικές, πράγμα το οποίο δηλώνει απώλεια. Όσο λοιπόν περισσότερη θερμότητα εκλύεται στο εσωτερικό του κυλίνδρου, τόσο μεγαλύτερη είναι και η απώλεια μέσω των τοιχωμάτων. Η μέγιστη τιμή παρατηρείται στις 15° και είναι -132.5 kW . Αξίζει να σημειωθεί πως η μέγιστη τιμή της μετάδοσης θερμότητας παρατηρείται σε γωνία που σχεδόν συμπίπτει με αυτήν όπου παρουσιάζεται η μέγιστη τιμή θερμοκρασίας. Η κατακόρυφη αύξηση του συντελεστή επηρεάζει με τον ίδιο τρόπο την μετάδοση θερμότητας αφού στις 103.6° υπάρχει μια μεγάλη αύξηση από τα -10.44 kW στα 46.64 kW .

Για N=2100 rpm :



Διάγραμμα 6.22 Μετάδοσης θερμότητας στα τοιχώματα - Γωνίας στροφάλου (2100rpm)

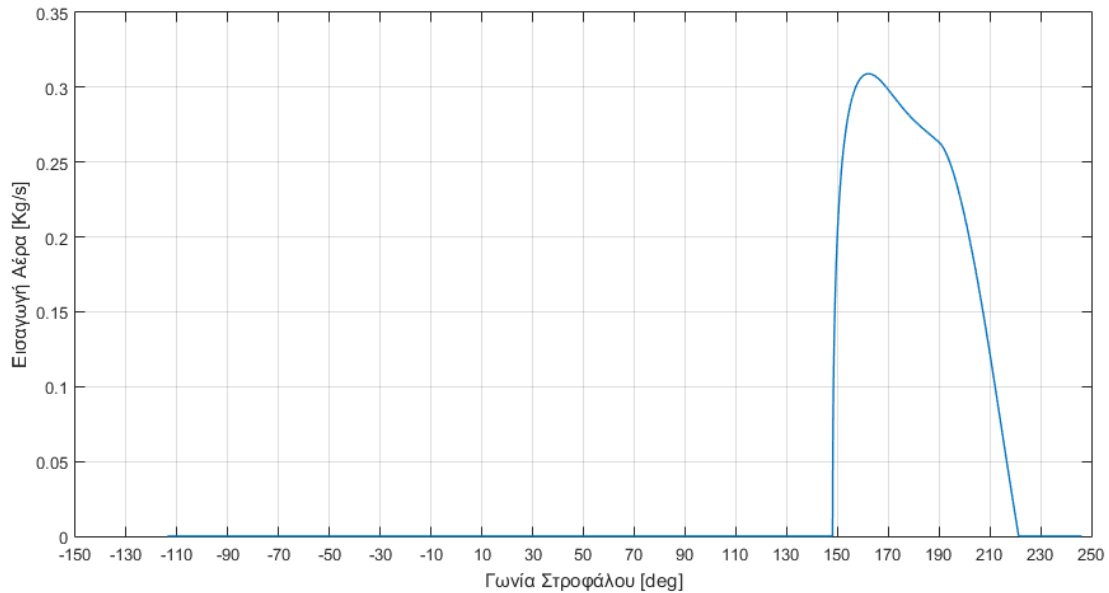
Αντίστοιχα στις 2100 στροφές ανά λεπτό, η μέγιστη τιμή, που επίσης συναντάται στις 15^ο, είναι -129.6 kW. Στις 103^ο ακόμα, αυξάνεται από τα -13.28 kW στα -59.31 kW.



Διάγραμμα 6.23 Συγκριτικό Μετάδοσης θερμότητας στα τοιχώματα - Γωνίας στροφάλου

6.1.9 Εισαγωγή αέρα συναρτήσει γωνίας στροφάλου

Για λειτουργία σε συνθήκες μέγιστης ροπής ($N=1500$ rpm), παρατίθεται το διάγραμμα εισαγωγής αέρα συναρτήσει της γωνίας στροφάλου :



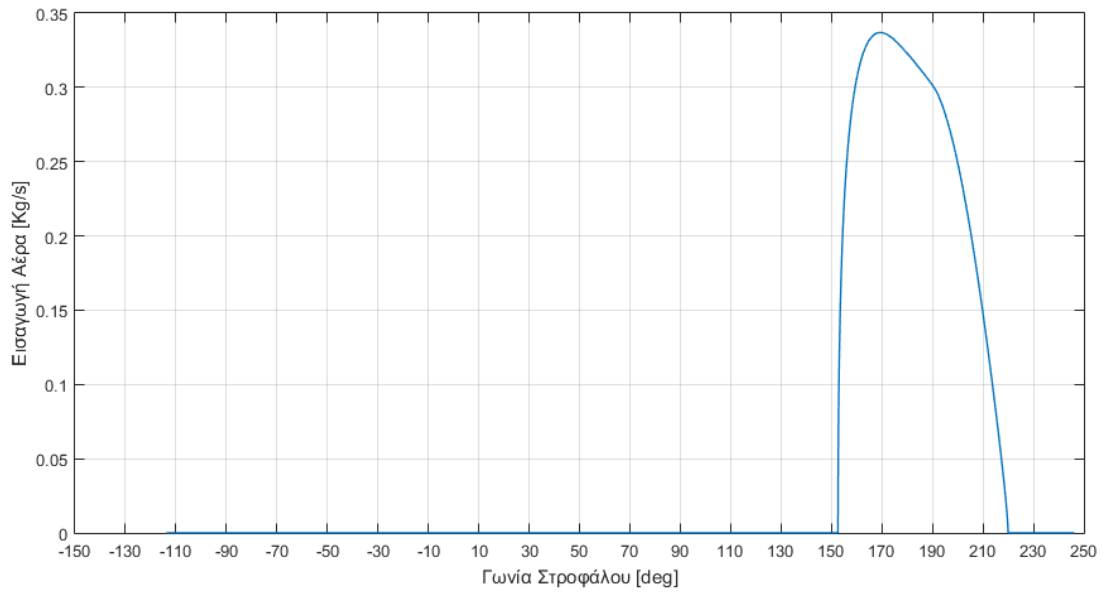
Διάγραμμα 6.24 Εισαγωγής αέρα - Γωνίας στροφάλου (1500rpm)

Γίνονται οι εξής παρατηρήσεις :

Οι θυρίδες εισαγωγής ανοίγουν στις 103.8° ωστόσο η παροχή αέρα στην είσοδο παραμένει μηδενική, μέχρι τις 148° . Αυτό οφείλεται στην υψηλή πίεση των καυσαερίων μέσα στον κύλινδρο, σε αυτό το διάστημα.

Η παροχή αέρα αυξάνεται ραγδαία και στις 162.4° λαμβάνει τη μέγιστη τιμή που είναι $m_{in} = 0.3091$ kg/s. Η επιφάνεια των θυρίδων εισαγωγής αυξάνεται συνεχώς μέχρι τις 180° και στη συνέχεια αρχίζει να μειώνεται. Παρόλο που η επιφάνεια εισαγωγής για γωνίες $162.4^\circ - 180^\circ$ συνεχώς αυξάνεται, ο ρυθμός εισαγωγής αέρα σε αυτό το διάστημα συνεχώς μειώνεται, καθώς η πίεση μέσα στον κύλινδρο αυξάνεται. Από τις 193° μέχρι τις 220° , η παροχή αέρα μειώνεται συνεχώς μέχρις ότου η πίεση στον κύλινδρο να εξισορροπηθεί με την πίεση έξω απ τις θυρίδες. Η ροή παραμένει μηδενική μέχρι τις 236.2° όπου κλείνουν εντελώς οι θυρίδες εισαγωγής.

Για λειτουργία σε συνθήκες μέγιστης ισχύος ($N=2100$ rpm), παρατίθεται το διάγραμμα εισαγωγής αέρα συναρτήσει της γωνίας στροφάλου :

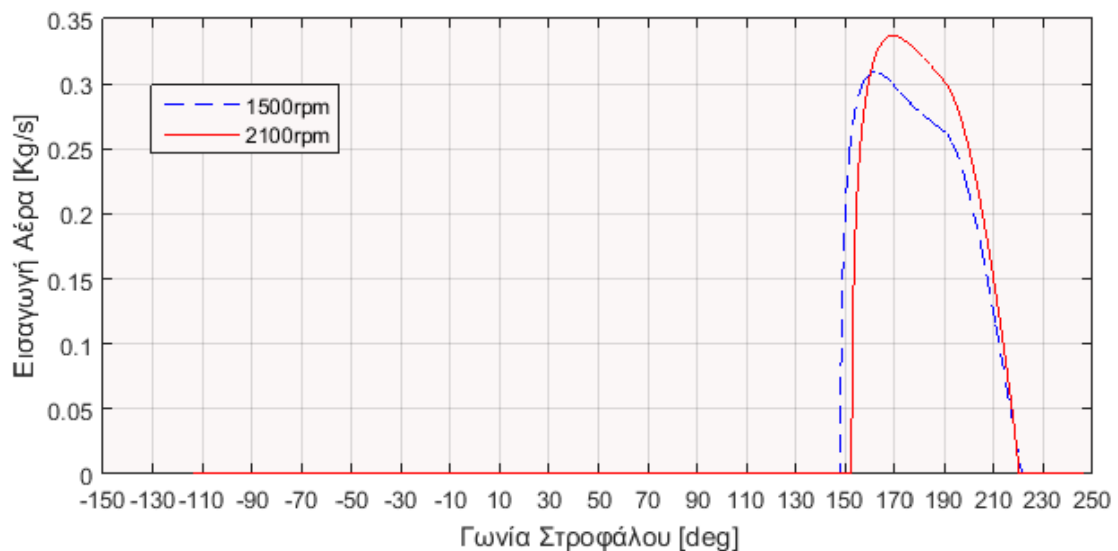


Διάγραμμα 6.25 Εισαγωγής αέρα - Γωνίας στροφάλου (2100rpm)

Η μορφή του διαγράμματος είναι ίδια με το αντίστοιχο για τις 1500 στροφές ανά λεπτό, με εξαίρεση το διάστημα από 170° έως 190° όπου στο παρόν διάγραμμα το τμήμα αυτό είναι κοίλο, ενώ για τις 1500 στροφές είναι κυρτό.

Η παροχή αέρα είναι μηδενική μέχρι τις 152.8° όπου και αυξάνεται ραγδαία και μηδενίζεται ξανά στις 220°.

Η μέγιστη τιμή είναι $m_{in} = 0.3369 \text{ kg/s}$ στις 169°.

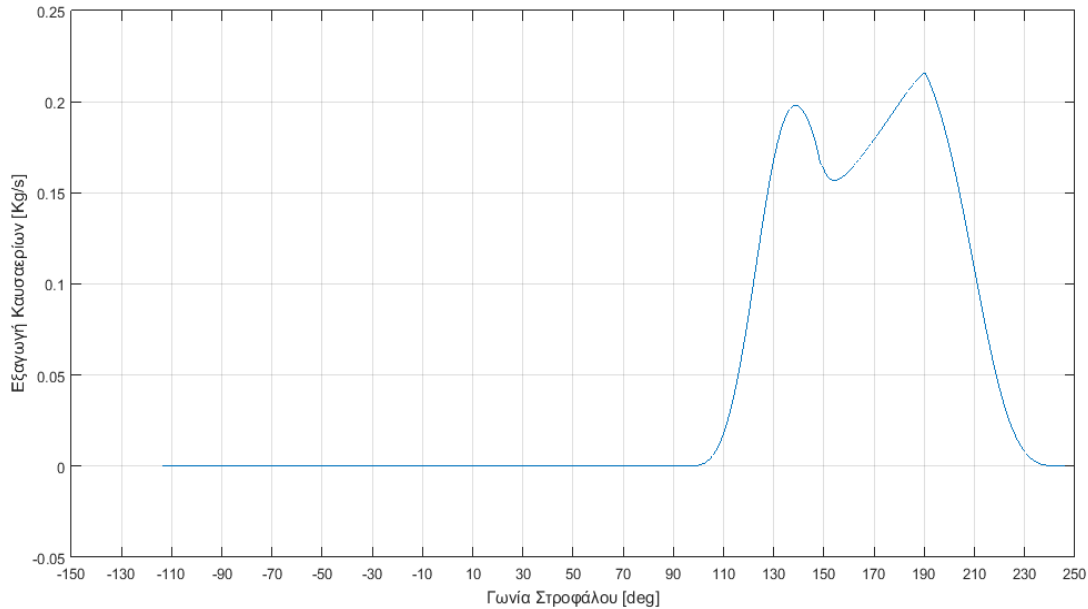


Διάγραμμα 6.26 Συγκριτικό Εισαγωγής αέρα - Γωνίας στροφάλου

Παρατηρείται ότι η μέγιστη ροή αέρα έχει μεγαλύτερη τιμή στο διάγραμμα για λειτουργία με 2100 στροφές ανά λεπτό, αλλά ο αέρας αρχίζει να εισέρχεται στον κύλινδρο 4.8° αργότερα.

6.1.10 Εξαγωγή καυσαερίων συναρτήσει γωνίας στροφάλου

Για λειτουργία σε συνθήκες μέγιστης ροπής ($N=1500 \text{ rpm}$), παρατίθεται το διάγραμμα εξαγωγής καυσαερίων συναρτήσει της γωνίας στροφάλου :



Διάγραμμα 6.27 Εξαγωγής καυσαερίων - Γωνίας στροφάλου (1500rpm)

Παρατηρείται ότι για $\theta = 93.8^\circ$ όπου ανοίγουν οι βαλβίδες εξαγωγής, η παροχή καυσαερίων αυξάνεται απότομα μέχρι $\theta = 140^\circ$, όπου παρουσιάζεται μια τοπική μέγιστη τιμή $m_{\text{out}} = 0.19 \text{ kg/s}$.

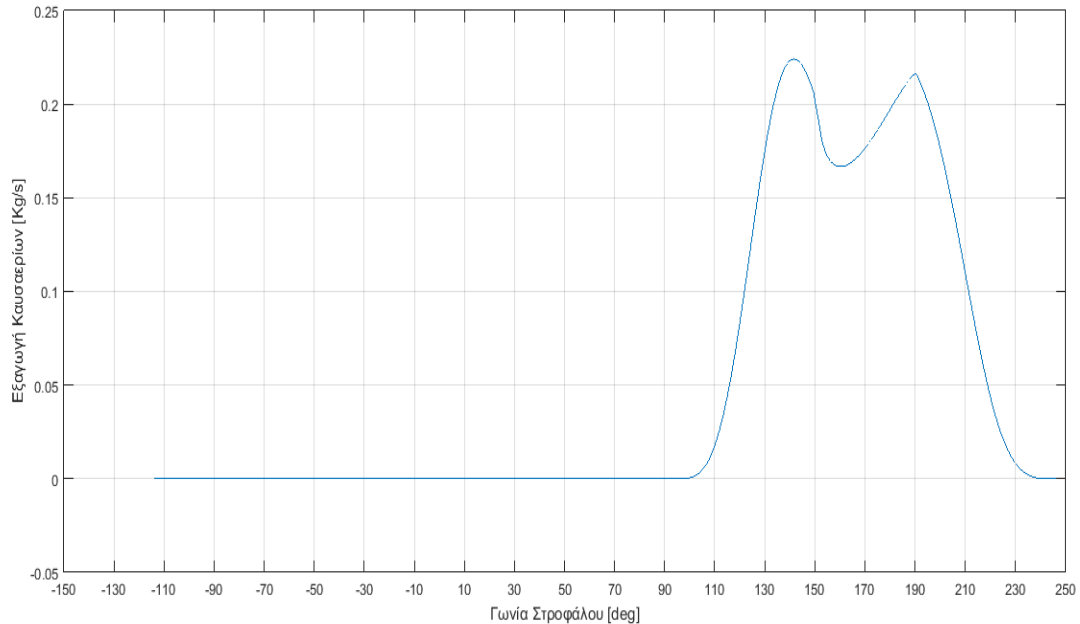
Για $\theta = 140^\circ$ έως $\theta = 155^\circ$ παρατηρείται πτώση στην παροχή καυσαερίων μέσω των βαλβίδων. Παρόλο που η επιφάνεια ροής των καυσαερίων αυξάνεται ακόμη, η μειωμένη διαφορά πίεσης ανάμεσα στον κύλινδρο και την εξωτερική πλευρά των βαλβίδων οδηγεί σε πτώση της παροχής.

Ωστόσο από $\theta = 155^\circ$ έως $\theta = 190.4^\circ$ παρατηρείται ξανά αύξηση της παροχής καυσαερίων και για $\theta = 190.4^\circ$ παρουσιάζεται η μέγιστη παροχή καυσαερίων με τιμή $m_{\text{out}} = 0.216 \text{ kg/s}$. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι πλέον είναι ανοικτές και οι θυρίδες εισαγωγής, συνεπώς το ρεύμα καθαρού αέρα που εισέρχεται από τις θυρίδες ωθεί τα καυσαέρια έξω από τον κύλινδρο.

Για τιμές από $\theta = 190.5^\circ$ έως $\theta = 246.2^\circ$ η παροχή καυσαερίων μειώνεται μέχρι να μηδενιστεί. Αυτό συμβαίνει καθώς οι βαλβίδες εξαγωγής κλείνουν και η διαθέσιμη επιφάνεια μειώνεται συνεχώς. Πρέπει να σημειωθεί ότι οι βαλβίδες εξαγωγής φτάνουν το μέγιστο βύθισμά τους για $\theta = 170^\circ$ ωστόσο επειδή το βύθισμα είναι μεγάλο, για γωνία στροφάλου από 149.6° έως 190.04° , η ενεργή επιφάνεια μέσω της

οποίας γίνεται η ροή είναι οι κυκλικές επιφάνειες όπου εδράζονται η βαλβίδες και όχι η κυλινδρική επιφάνεια παράλληλη στο βύθισμα.

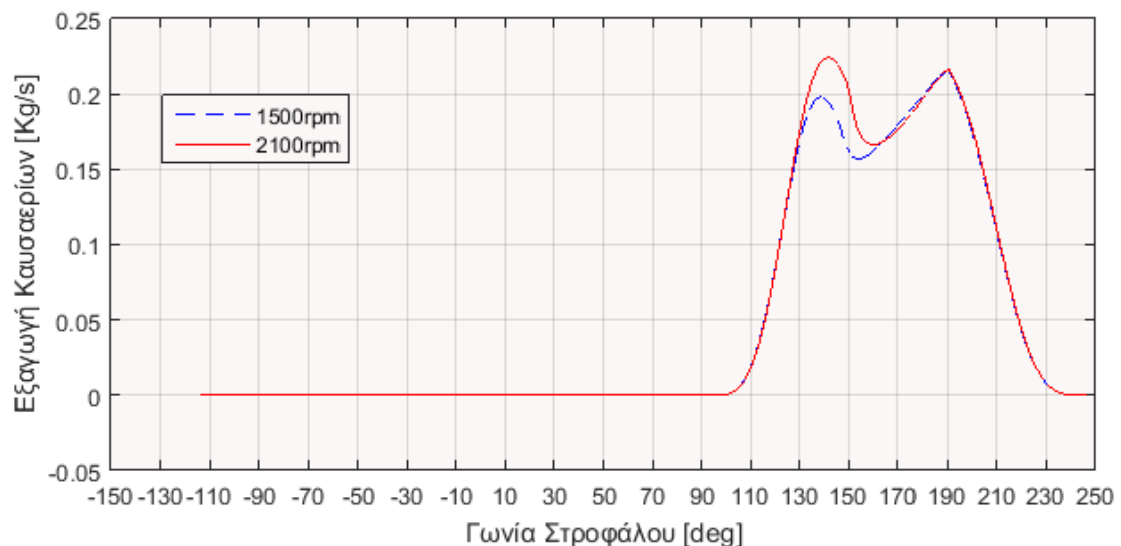
Για λειτουργία σε συνθήκες μέγιστης ισχύος (N=2100 rpm), παρατίθεται το διάγραμμα εξαγωγής καυσαερίων συναρτήσει της γωνίας στροφάλου :



Διάγραμμα 6.28 Εξαγωγής καυσαερίων - Γωνίας στροφάλου (2100rpm)

Η παροχή καυσαερίων ξεκινάει στις 93.8° και τελειώνει στις 246.2° .

Η μορφή του διαγράμματος είναι αντίστοιχη με αυτού για 1500 rpm, ωστόσο εδώ η μέγιστη τιμή παρουσιάζεται στις 141.7° και είναι $m_{out} = 0.224 \text{ kg/s}$.

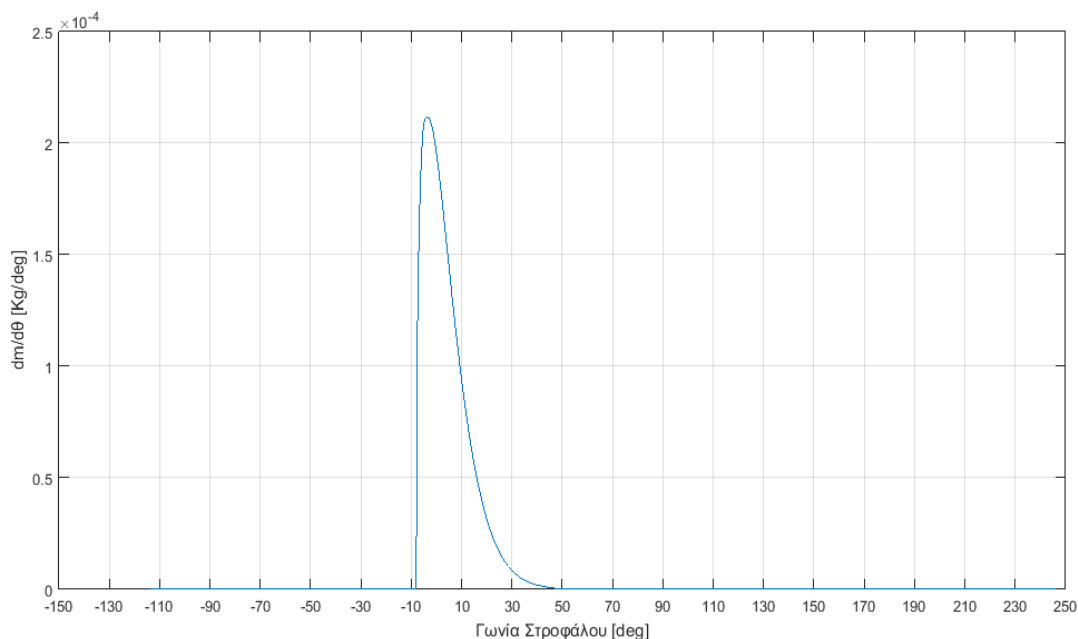


Διάγραμμα 6.29 Συγκριτικό Εξαγωγής καυσαερίων - Γωνίας στροφάλου

Παρατηρείται ότι η μέγιστη ροή καυσαερίων έχει μεγαλύτερη τιμή στο διάγραμμα για λειτουργία με 2100 στροφές ανά λεπτό.

6.1.11 Μεταβολή καυσίμου στον κύλινδρο ως προς γωνία στροφάλου συναρτήσει γωνίας στροφάλου

Για λειτουργία σε συνθήκες μέγιστης ροπής ($N=1500$ rpm), παρατίθεται το διάγραμμα μεταβολής της μάζας καυσίμου ως προς την γωνία στροφάλου στον κύλινδρο συναρτήσει της γωνίας στροφάλου :

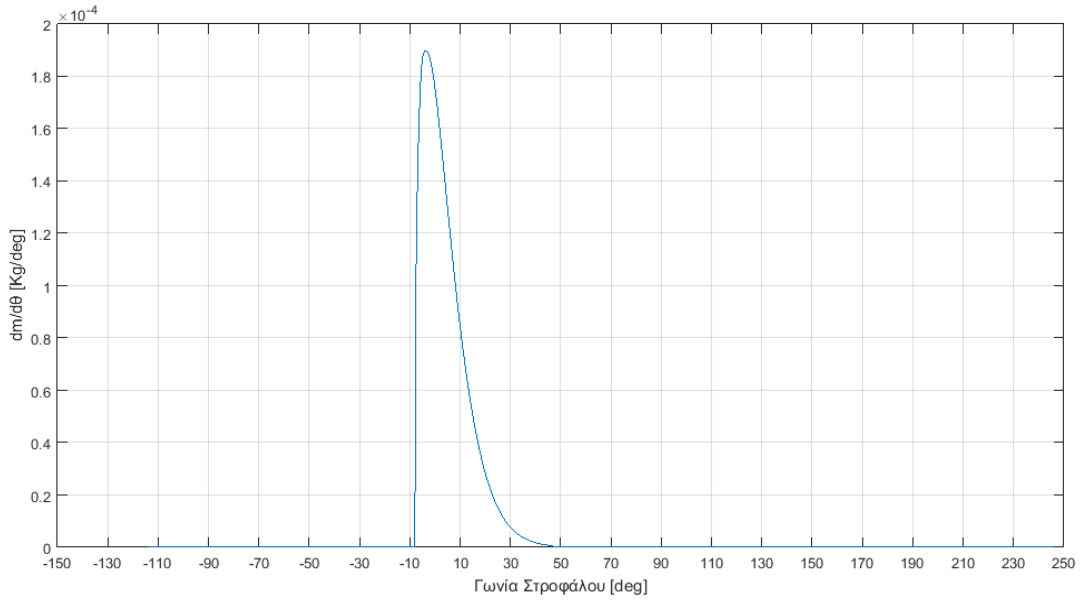


Διάγραμμα 6.30 dm/dθ συναρτήσει γωνίας στροφάλου (1500rpm)

Το καύσιμο ξεκινάει να ψεκάζεται στον κύλινδρο στις -10° και ο ψεκασμός διαρκεί 25° . Στις -8° γίνεται η έναυση και το υπάρχον καύσιμο στον κύλινδρο αρχίζει να καίγεται, ενώ παράλληλα εγχέεται ακόμα καύσιμο.

Μέγιστη μεταβολή μάζας καυσίμου ως προς γωνία στροφάλου στον κύλινδρο παρουσιάζεται στις -3.7° και παίρνει τιμή 0.212 g/° . Από τις -3.7° και ύστερα η μεταβολή μειώνεται μέχρι τις 47° , όπου η μάζα του καυσίμου στον κύλινδρο δεν μεταβάλλεται ως προς την γωνία στροφάλου. Αυτό συμβαίνει καθώς το καύσιμο έχει καεί πλήρως.

Για λειτουργία σε συνθήκες μέγιστης ισχύος ($N=2100$ rpm), παρατίθεται το διάγραμμα μεταβολής της μάζας καυσίμου ως προς την γωνία στροφάλου στον κύλινδρο συναρτήσει της γωνίας στροφάλου :

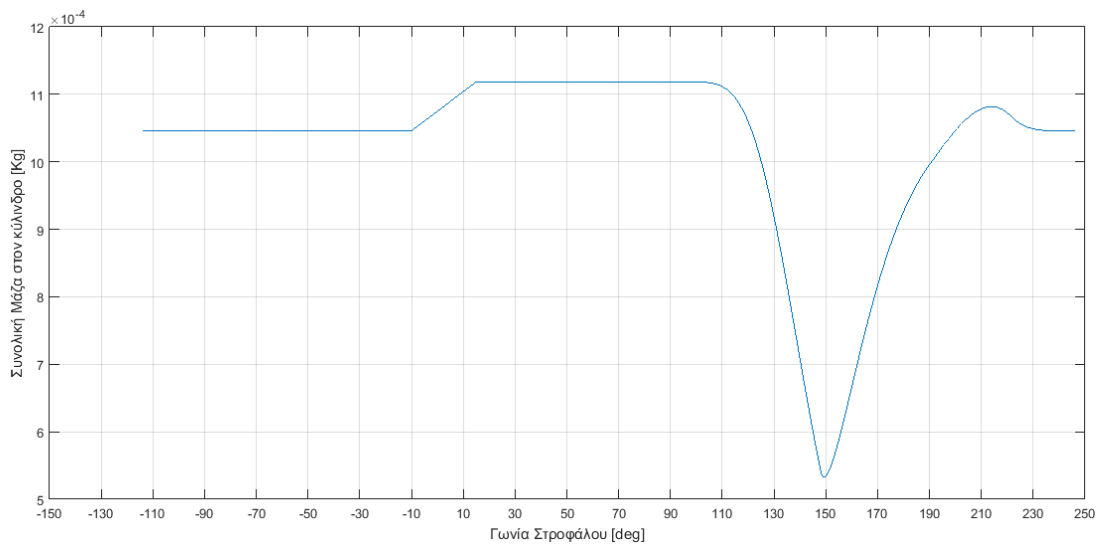


Διάγραμμα 6.31 dm/dθ συναρτήσει γωνίας στροφάλου (2100rpm)

Μέγιστη μεταβολή μάζας καυσίμου ως προς γωνία στροφάλου στον κύλινδρο παρουσιάζεται στις -3.6° και παίρνει τιμή 0.19 g° . Η μορφή του διαγράμματος είναι ίδια με το αντίστοιχο για 1500 rpm.

6.1.12 Μεταβολή μάζας στον κύλινδρο συναρτήσει γωνίας στροφάλου

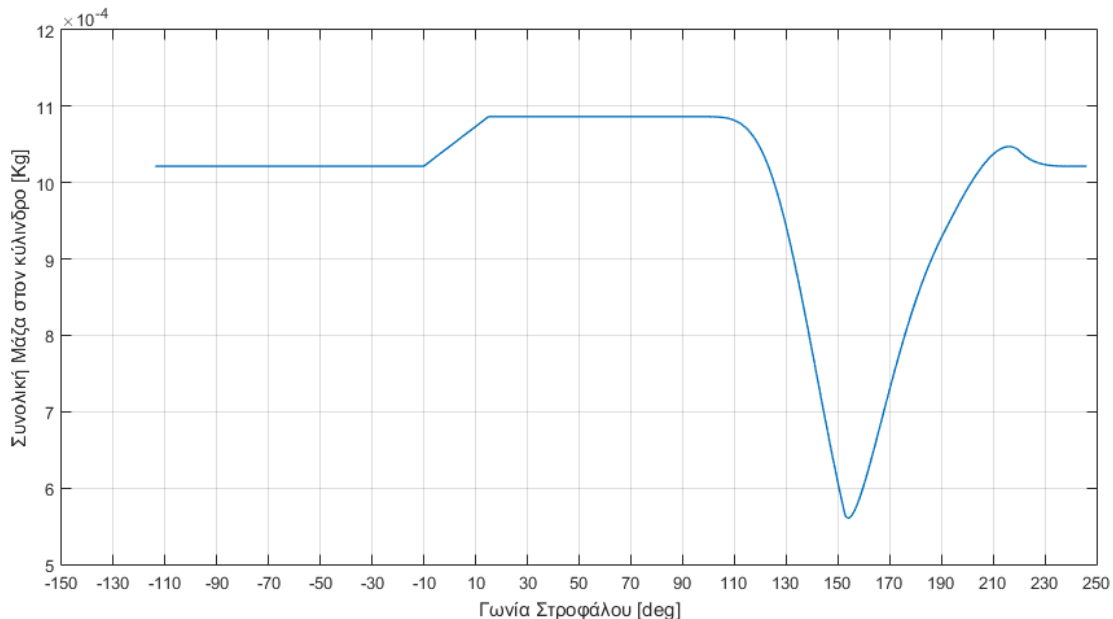
Για λειτουργία σε συνθήκες μέγιστης ροπής ($N=1500 \text{ rpm}$), παρατίθεται το διάγραμμα μάζας αέρα-καυσίμου στον κύλινδρο συναρτήσει της γωνίας στροφάλου :



Διάγραμμα 6.32 Μάζας μίγματος - Γωνίας στροφάλου (1500rpm)

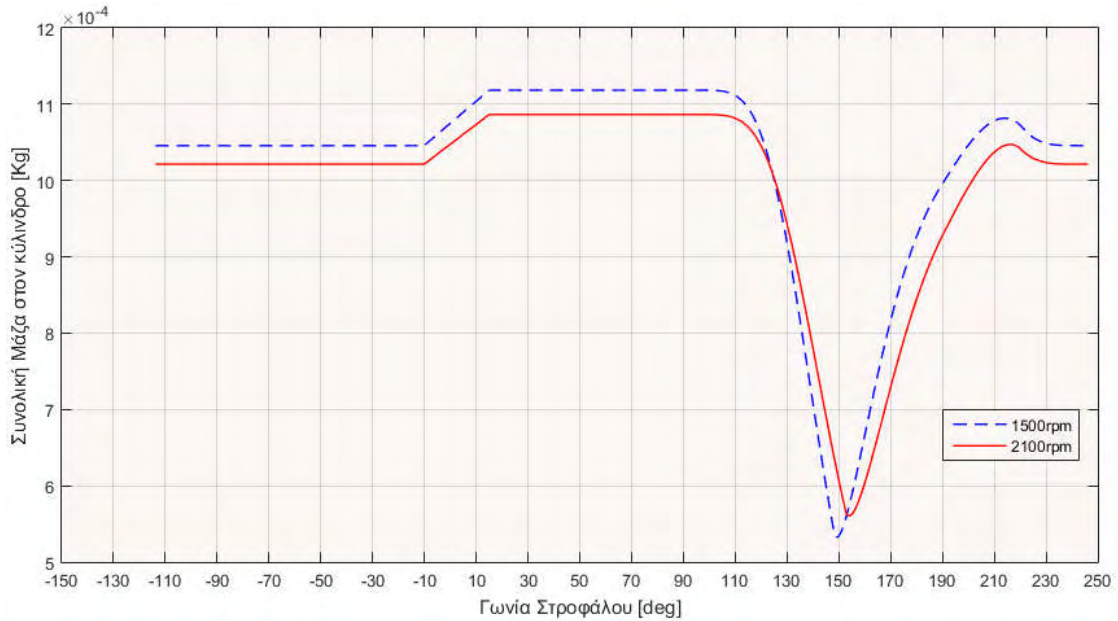
Παρατηρούμε ότι η μάζα στον κύλινδρο αρχικά είναι μόνο η μάζα αέρα $m_{zyl}= 1.07$ g καθώς βρισκόμαστε στην φάση της συμπίεσης και είναι σταθερή. Στις -10° όπου γίνεται η αρχή του ψεκασμού του καυσίμου, η μάζα αυξάνεται σταδιακά και αυτό συνεχίζεται μέχρι τις 15° όπου ολοκληρώνεται ο ψεκασμός του καυσίμου. Αυτή είναι η μέγιστη τιμή μάζας στον κύλινδρο καθώς όλο το καύσιμο και όλος ο αέρας βρίσκονται μέσα στον κύλινδρο, και παίρνει τιμή $m_{zyl} = 1.18$ g. Η τιμή αυτή διατηρείται σταθερή μέχρι τις 93.8° όπου γίνεται το άνοιγμα των βαλβίδων. Στη συνέχεια η μάζα συνεχώς μειώνεται και φτάνει την ελάχιστη τιμή στις 149.4° η οποία είναι $m_{zyl} = 0.53$ g. Έτσι η πίεση στον κύλινδρο μειώνεται και εφόσον οι θυρίδες είναι ανοικτές, εισέρχεται καθαρός αέρας στον κύλινδρο αυξάνοντας την μάζα του. Αυτό συνεχίζεται μέχρι τις 220° , όπου λόγω της μείωσης της επιφάνειας των θυρίδων και του περιορισμού του όγκου κυλίνδρου λόγω της ανοδικής κίνησης του εμβόλου, ο αέρας εξέρχεται από τις θυρίδες εισαγωγής μαζί με τυχόν καυσαέρια που έχουν απομείνει. Δηλαδή η μάζα του κυλίνδρου μειώνεται μέχρι να κλείσουν οι βαλβίδες εξαγωγής και να ξεκινήσει ο νέος κύκλος λειτουργίας.

Για λειτουργία σε συνθήκες μέγιστης ισχύος ($N=2100$ rpm), παρατίθεται το διάγραμμα μάζας αέρα-καυσίμου στον κύλινδρο συναρτήσει της γωνίας στροφάλου :



Διάγραμμα 6.33 Μάζας μίγματος - Γωνίας στροφάλου (2100rpm)

Αρχικά η μάζα αέρα στον κύλινδρο είναι $m_{zyl}= 1.02$ g. Εφόσον γίνει έγχυση η μάζα στον κύλινδρο φτάνει τα 1.09 g. Η ελάχιστη τιμή παρουσιάζεται για γωνία στροφάλου 154.2° και είναι $m_{zyl}= 0.56$ g.



Διάγραμμα 6.34 Συγκριτικό Μάζας μίγματος - Γωνίας Στροφάλου

Παρατηρείται ότι η μάζα αέρα αρχικά στον κύλινδρο είναι μεγαλύτερη στις 1500 rpm από την αντίστοιχη στις 2100 rpm. Εφόσον γίνει η έγχυση η μάζα μίγματος εξακολουθεί να είναι μικρότερη για τις 2100 rpm. Αυτό οφείλεται καταρχάς στον μικρότερο χρόνο παραμονής των θυρίδων ανοιχτών και κατά δεύτερον στην μικρότερη μάζα εγχεόμενου καυσίμου.

6.1.13 Πραγματικός προς στοιχειομετρικό λόγο αέρα καυσίμου

Για λειτουργία σε συνθήκες μέγιστης ροπής (N=1500 rpm), ο πραγματικός προς τον στοιχειομετρικό λόγο αέρα είναι :

$$\frac{\left(\frac{A}{F}\right)_r}{\left(\frac{A}{F}\right)_s} = 11$$

Παρατηρείται ότι το μείγμα είναι φτωχό, δηλαδή υπάρχει περίσσεια αέρα.

Για λειτουργία σε συνθήκες μέγιστης ισχύος (N=2100 rpm), ο πραγματικός προς τον στοιχειομετρικό λόγο αέρα είναι :

$$\frac{\left(\frac{A}{F}\right)_r}{\left(\frac{A}{F}\right)_s} = 12$$

Δηλαδή και σε αυτή τη περίπτωση το μείγμα είναι φτωχό.

Παρατηρείται ότι ο λόγος αέρα καυσίμου που υπολογίζεται είναι χαμηλός για κινητήρα πετρελαίου. Συνήθως, η τιμή του λ σε αντίστοιχους κινητήρες σε πλήρες φορτίο κυμαίνεται από 1.3 έως 2. Η απόκλιση αυτής της τιμής οφείλεται στον τρόπο λειτουργίας του μοντέλου και στις υποθέσεις τις οποίες έχουν γίνει. Πιο συγκεκριμένα, επειδή δεν είναι γνωστή η ακριβής τιμή των συντελεστών διόρθωσης για ροή αερίων εντός και εκτός του κυλίνδρου, ο προσδιορισμός τους έγινε προσεγγιστικά. Επίσης οι ακριβείς συνθήκες υπό τις οποίες εξελίσσεται η καύση είναι και αυτές άγνωστες και για τον προσδιορισμό τους χρησιμοποιήθηκαν δεδομένα για αντίστοιχους κινητήρες από την βιβλιογραφία. Συνεπώς είναι απολύτως λογικό να υπάρχει μικρή απόκλιση του λόγου αέρα καυσίμου που υπολογίζεται από τον αντίστοιχο για πραγματικές συνθήκες λειτουργίας.

Ο λόγος για τον οποίο η τιμή του λ πρέπει να είναι μεγαλύτερη του 1.3, είναι η παραγωγή αιθάλης, καθώς για μικρή περίσσεια αέρα, η καύση είναι ατελής και η παραγωγή αιθάλης είναι πολύ υψηλή.

6.2 Σύγκριση πραγματικών και υπολογιζόμενων τιμών

Στην ενότητα αυτή μελετάται η λειτουργία του κινητήρα συνολικά, έχοντας λάβει μετρήσεις από δέκα αντιπροσωπευτικά σημεία του εύρους λειτουργίας του.

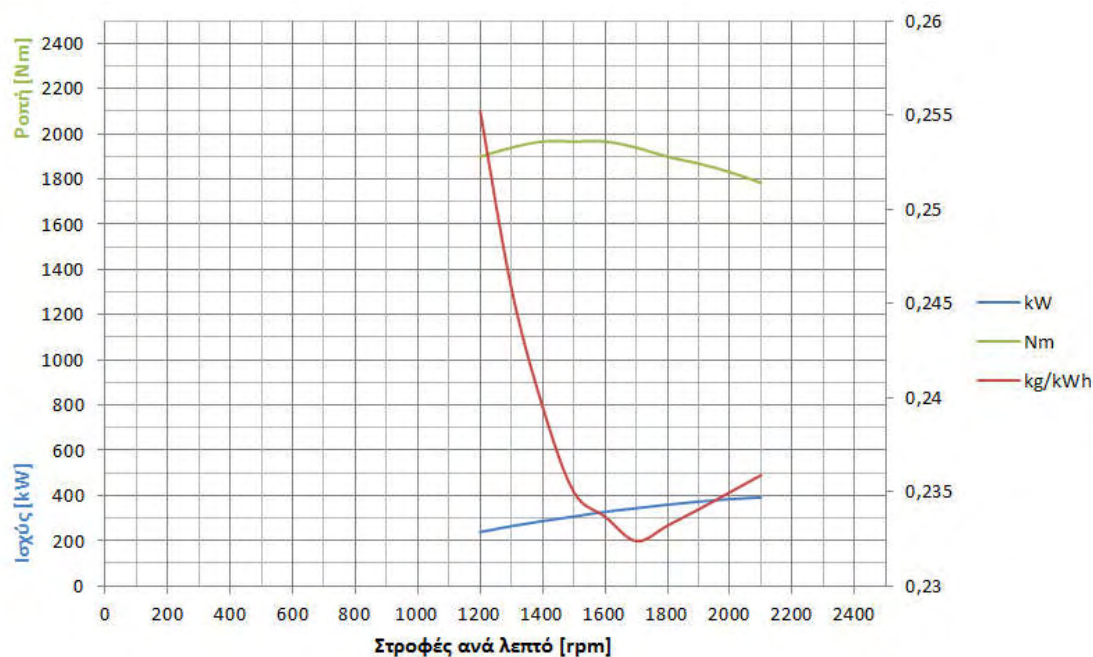
Οι μεταβλητές που τροποποιούνται παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα :

N [rpm]	Ισχύς [kW]	P_{inlet} [bar]	T_{in} [K]
1200	238.62	1.3	335
1300	264.72	1.4	345
1400	287.1	1.5	355
1500	307.23	1.6	365
1600	328.11	1.65	370
1700	343.77	1.7	375
1800	359.43	1.7	375
1900	372.85	1.7	375
2000	384.03	1.7	375
2100	391.5	1.7	375

Οι τιμές της ισχύος είναι αυτές που προβλέπονται από τον κατασκευαστή. Οι τιμές της πίεσης και της θερμοκρασίας εισαγωγής αυξάνονται σταδιακά καθώς με την αύξηση των στροφών ανά λεπτό, αυξάνεται και η απόδοση του στροβιλοσυμπιεστή. Εφόσον δεν υπάρχει γνώση του χάρτη λειτουργίας του, το παραπάνω εύρος έχει καθοριστεί μετά από υπόθεση, συνεπώς αναμένεται να υπάρχουν αποκλίσεις στην ακρίβειά του.

6.2.1 Αποδιδόμενη ισχύς, ροπή και ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει στροφών ανά λεπτό

Ρυθμίζοντας κατάλληλα τις παραμέτρους του κώδικα και εκτελώντας τον προκύπτει το εξής πειραματικό διάγραμμα για την λειτουργία του κινητήρα :



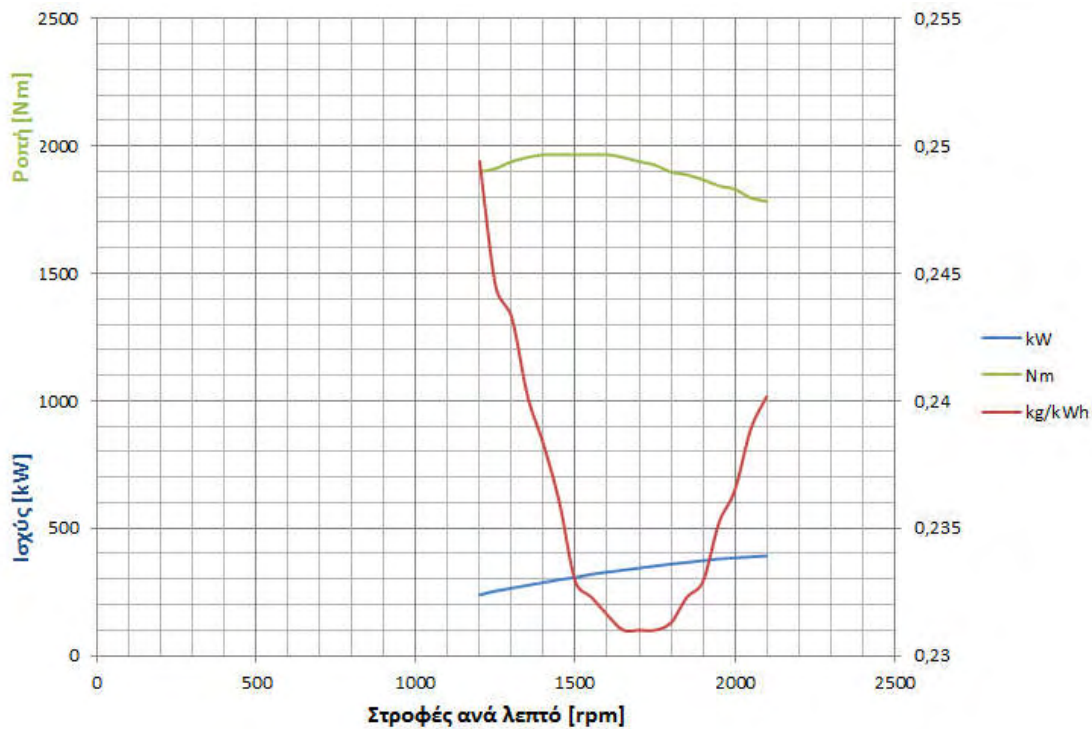
Διάγραμμα 6.35 Ισχύος/Ροπής/bsfc - Γωνίας στροφάλου (Πειραματικό)

Στο διάγραμμα παρατηρείται ότι η κατανάλωση καυσίμου μειώνεται όσο οι στροφές λειτουργίας αυξάνονται. Η μείωση αυτή, η οποία σταματάει περίπου στις 1700 στροφές ανά λεπτό, οφείλεται στο ότι η πίεση στην εισαγωγή αυξάνεται σταδιακά λόγω του στροβιλοσυμπιεστή, ο οποίος αρχίζει να συμβάλει στην λειτουργία του κινητήρα.

Όταν λοιπόν η ειδική κατανάλωση φτάνει στην ελάχιστη τιμή της, το διάγραμμα αλλάζει και πάλι μονοτονία, αρχίζοντας τώρα να αυξάνεται σταδιακά και μέχρι τις 2100 στροφές ανά λεπτό. Αυτό συμβαίνει καθώς ο στροβιλοσυμπιεστής έχει φτάσει στη μέγιστη δυνατή λειτουργία του και όσο οι στροφές ανά λεπτό αυξάνονται, δεν είναι δυνατό να αυξήσει την απόδοση της μηχανής.

Τέλος, ένα ακόμα σχόλιο πάνω στο συγκεκριμένο διάγραμμα είναι πως οι ελάχιστες και οι μέγιστες τιμές της ειδικής κατανάλωσης καύσιμου δεν ταυτίζονται με κάποια χαρακτηριστική τιμή ούτε της ροπής αλλά ούτε και της ισχύος, όσο αφορά τις στροφές/λεπτό.

Το παρακάτω διάγραμμα της εδικής κατανάλωσης καυσίμου, ροπής και ισχύος σε σχέση με τις στροφές εξήχθη από επίσημο έγγραφο του κατασκευαστή και αφορά πραγματικές τιμές του συγκεκριμένου κινητήρα :



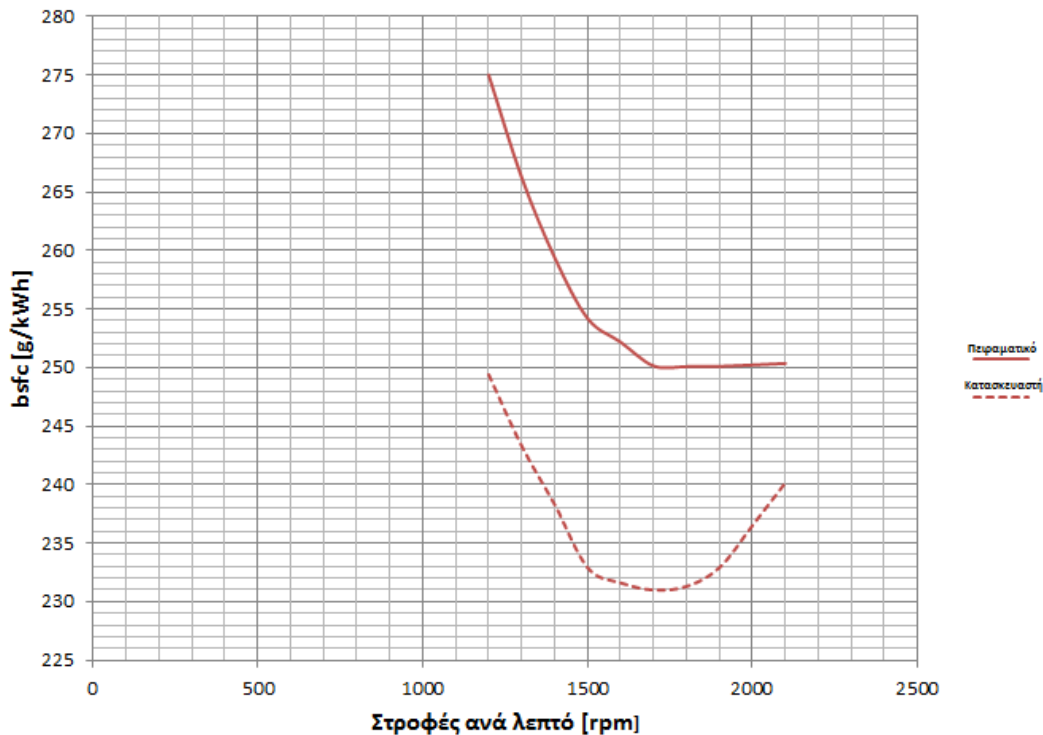
Διάγραμμα 6.36 Ισχύος/Ροπής/bsfc - Γωνίας στροφάλου (Πραγματικό)

Παρατηρείται στο συγκεκριμένο διάγραμμα η γραμμική αύξηση της ισχύος, λόγω του ότι σταδιακά ανεβαίνει και η πίεση του αέρα στην εισαγωγή εξαιτίας του στροβιλοσυμπιεστή.

Όπως επίσης είναι λογικό, μιας και γίνεται λόγος για πετρελαιοκινητήρα, η ροπή βρίσκεται σε υψηλά επίπεδα ιδιαίτερα στις χαμηλές στροφές μέχρι και τις 1600 στροφές ανά λεπτό περίπου, όπου και αρχίζει να μειώνεται. Αυτό συμβαίνει γιατί όσο πιο γρήγορα περιστρέφεται ο κινητήρας τόσο πιο λίγος χρόνος μένει για να εισαχθεί αέρας, να ψεκαστεί το καύσιμο, να γίνει η καύση και να εξαχθούν τα καυσαέρια. Έτσι, για αριθμό στροφών ανά λεπτό μεγαλύτερο από μία τιμή, δεν γίνεται σωστή πλήρωση του κυλίνδρου.

6.2.2 Σύγκριση πειραματικού και πραγματικού bsfc

Για να ελεγχθεί η ακρίβεια του κώδικα στις τιμές που δίνει στα αποτελέσματα θα παρουσιαστεί ένα συγκριτικό διάγραμμα του κατασκευαστή και του αλγορίθμου.



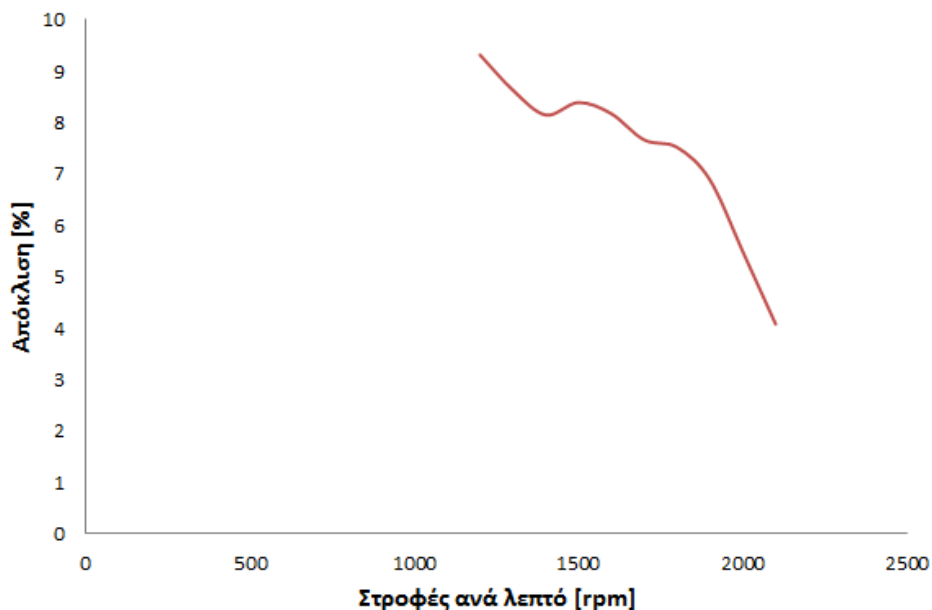
Διάγραμμα 6.37 Σύγκριση πειραματικού - πραγματικού bsfc

Γενικά παρατηρείται μικρή απόκλιση ανάμεσα στις δυο καμπύλες, αφού η μορφή τους σε γενικές γραμμές είναι παρόμοια.

Μια μικρή διάφορα που υπάρχει μεταξύ των 1500 και 1700 στροφών οφείλεται στην αδυναμία ενσωμάτωσης στον αλγόριθμο του χάρτη απόδοσης του στροβιλοσυμπιεστή, ο οποίος δίνει τις μεταβολές στην πίεση εισαγωγής με μεγάλη λεπτομέρεια, λόγω ελλιπών στοιχείων από τον κατασκευαστή για τον συγκεκριμένο κινητήρα.

Επίσης παρατηρείται ότι για εύρος στροφών από 1900 rpm έως 2100 rpm, παρατηρείται απόκλιση στην μορφή των δυο διαγραμμάτων. Αυτό συμβαίνει καθώς υπάρχει αναλογική απόκλιση στην πειραματική με την πραγματική μάζα καυσίμου που εγχέεται ανά κύκλο λειτουργίας του κινητήρα. Ο λόγος για τον οποίο συμβαίνει αυτό γίνεται καλύτερα αντιληπτός στην επόμενη υποενότητα, παρατηρώντας το διάγραμμα εγχεόμενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας.

Η ποσοστιαία απόκλιση του πραγματικού από το πειραματικό bsfc φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα :



Διάγραμμα 6.38 Απόκλιση % πειραματικού - πραγματικού bsfc

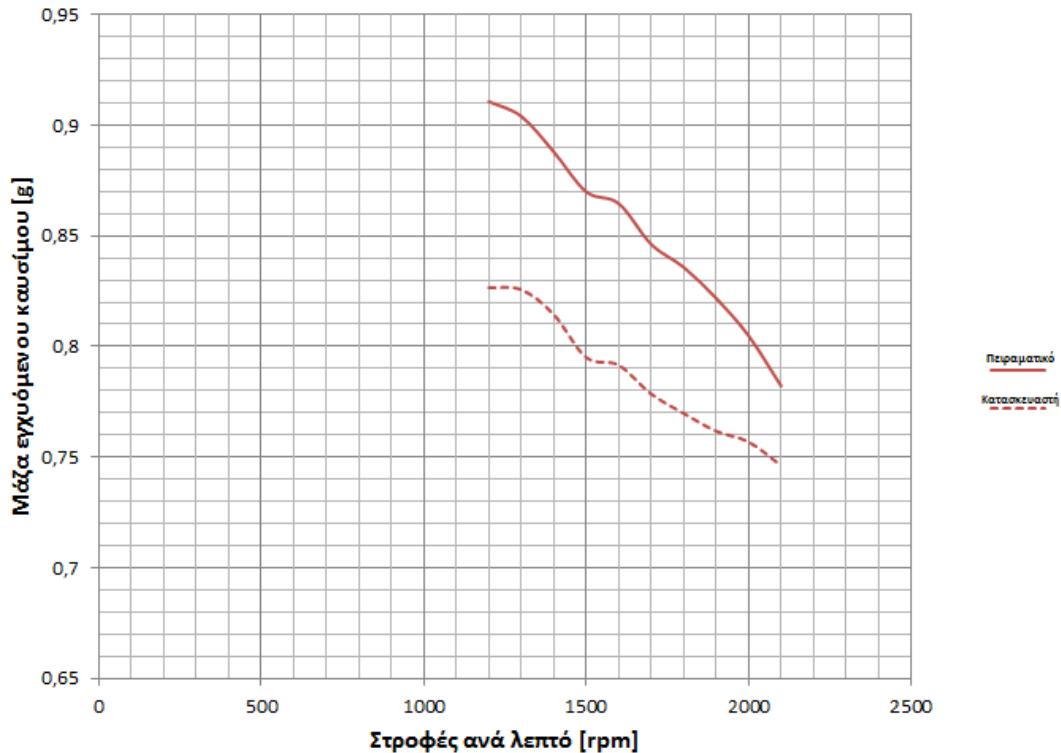
Παρατηρείται ότι το σφάλμα κυμαίνεται από 4% έως 9.5%. Ο λόγος για τον οποίο στις υψηλές στροφές το σφάλμα είναι μικρότερο, αναλύεται λεπτομερώς στην υποενότητα 6.2.3.

Γενικότερα, η ελάχιστη ειδική κατανάλωση καυσίμου εμφανίζεται στην περιοχή των μεσαίων στροφών λειτουργίας ενός κινητήρα, δηλαδή στην περιοχή αυτή παρατηρείται η πιο αποδοτική λειτουργία του.

6.2.3 Μάζα εγχόμενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας συναρτήσει στροφών ανά λεπτό

Υπολογίζοντας τη μάζα εγχόμενου καυσίμου στον θάλαμο καύσης ανά κύκλο λειτουργίας και πολλαπλασιάζοντάς την με τον αριθμό των κυλίνδρων, προκύπτει η μάζα καυσίμου που καταναλώνει συνολικά ο κινητήρας για ένα κύκλο λειτουργίας. Λαμβάνοντας υπόψη την μάζα καυσίμου για διαφορετικές τιμές στροφών ανά λεπτό προκύπτει το διάγραμμα μάζας εγχόμενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας συναρτήσει στροφών ανά λεπτό. Το ίδιο διάγραμμα είναι δυνατό να δημιουργηθεί και από τα στοιχεία που ορίζονται από τις προδιαγραφές του κινητήρα, καθώς είναι γνωστή η κατανάλωση καυσίμου ανά ενέργεια που αποδίδεται. Έτσι λαμβάνοντας υπόψη τις στροφές ανά λεπτό και την ισχύ που αποδίδεται, κατασκευάζεται το

διάγραμμα που προαναφέρθηκε. Η κατανάλωση υπολογιζόμενη και η πραγματική κατανάλωση καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας συναρτήσει των στροφών ανά λεπτό παρουσιάζονται στο παρακάτω διάγραμμα :



Διάγραμμα 6.39 Σύγκριση πειραματικής - πραγματικής μάζας εγχέομένου καυσίμου

Όπως είναι αναμενόμενο, η πραγματική κατανάλωση δεν συμπίπτει ακριβώς με την κατανάλωση που υπολογίζεται, ωστόσο και οι δύο γραμμές έχουν την ίδια μορφή, δηλαδή είναι φθίνουσες. Όσο αυξάνεται δηλαδή ο αριθμός των στροφών ανά λεπτό, η μάζα του καυσίμου που εγχέεται στον κύλινδρο μειώνεται. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι με την αύξηση των στροφών ανά λεπτό, αυξάνεται και η ταχύτητα του εμβόλου συνεπώς όλες οι διεργασίες έχουν λιγότερο χρόνο για να έρθουν εις πέρας. Εφόσον λοιπόν ο διαθέσιμος χρόνος για την έγχυση καυσίμου, την επαρκή ανάμειξή του και την καύση του μειώνεται, είναι αναμενόμενο να μειωθεί και η μάζα καυσίμου που καίγεται σε έναν κύκλο λειτουργίας.

Μελετώντας πιο λεπτομερώς τη μορφή του διαγράμματος παρατηρούμε τα εξής :

Για την γραμμή των υπολογιζόμενων τιμών :

- Για $N = 1200 - 1500$ rpm, υπάρχει σταδιακή μείωση του m_b .
- Για $N = 1500 - 1600$ rpm, η κλίση της γραμμής μειώνεται και η τιμή του m_b δεν ελαττώνεται σημαντικά.

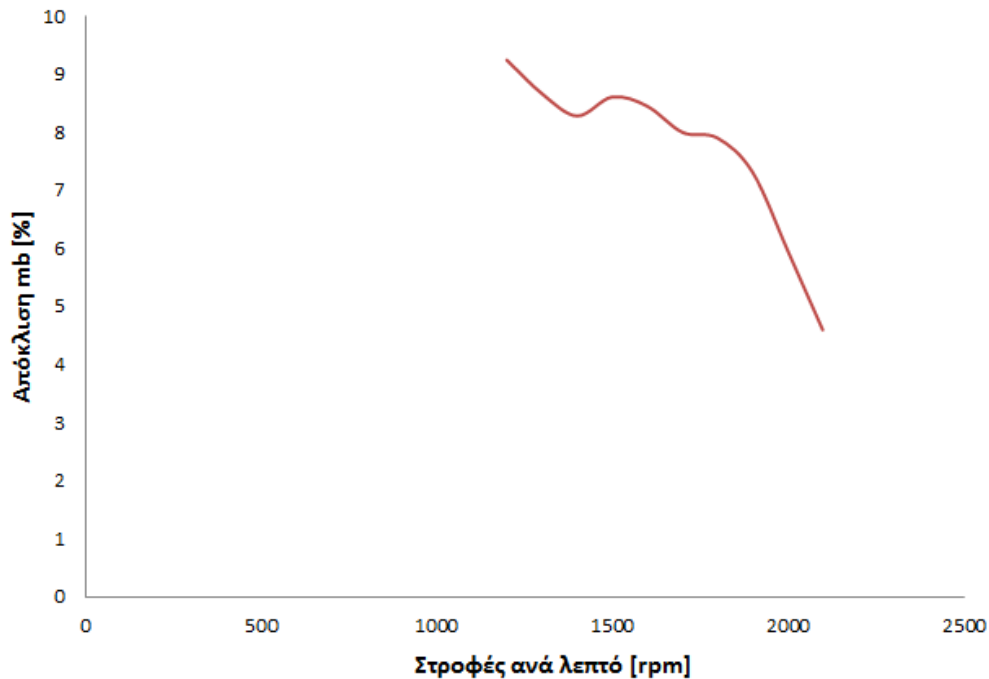
- Για $N = 1600 - 2100$ rpm, η κλίση αυξάνεται ξανά και η μείωση του m_b συνεχίζεται.

Για την γραμμή των πραγματικών τιμών οι παρατηρήσεις είναι ίδιες με τις παραπάνω, με μια διαφορά ωστόσο για ταχύτητα περιστροφής στροφάλου $1200 - 1300$ rpm, όπου η κλίση μείωσης του m_b στην πραγματική γραμμή είναι αρκετά μικρότερη σε σχέση με αυτή της υπολογιζόμενης. Αυτό πιθανώς οφείλεται στην λειτουργία του υπερπληρωτή τύπου roots. Συγκεκριμένα, σε αυτό το εύρος στροφών, η απόδοση του υπερπληρωτή αυξάνεται ραγδαία, ως συνέπεια την εισαγωγή μεγαλύτερης μάζας αέρα στον θάλαμο καύσης. Έτσι σε συνδυασμό με το γεγονός πως η ταχύτητα περιστροφής στροφάλου είναι ακόμα σε χαμηλές τιμές είναι δυνατό να ψεκαστεί σχετικά μεγάλη μάζα καυσίμου. Στην γραμμή που προκύπτει από τα δεδομένα της μοντελοποίησης αυτό δεν είναι τόσο εμφανές, καθώς εφόσον δεν υπάρχει γνώση των χαρακτηριστικών γραμμών λειτουργίας για τον υπερπληρωτή, η επιπλέον πίεση που παρέχεται μέσω αυτού στον κύλινδρο υπολογίζεται προσεγγιστικά. Έτσι είναι αναμενόμενο να υπάρχουν αποκλίσεις.

Επίσης, παρατηρείται πως για εύρος στροφών ανά λεπτό 1900 rpm – 2100 rpm, ότι η υπολογιζόμενη γραμμή έχει μεγαλύτερη κλίση από την πραγματική. Δηλαδή σύμφωνα με την υπολογιζόμενη γραμμή, σε αυτό το εύρος στροφών η μάζα εγχέομενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας είναι σημαντικά μικρότερη σε σχέση με την αντίστοιχη μάζα για μικρότερες τιμές στροφών. Κάτι τέτοιο φαίνεται και από την πραγματική γραμμή, αλλά σε πολύ μικρότερο βαθμό. Αυτό οφείλεται στην θεώρηση πως σε όλα τα σημεία λειτουργίας, καίγεται το 99.99% του εγχέομενου καυσίμου. Δηλαδή στο υπό μελέτη μοντέλο, το καύσιμο που εγχέεται στον κύλινδρο καίγεται εξ ολοκλήρου. Σε πραγματικές συνθήκες όμως, όταν οι στροφές είναι υψηλές, ο διαθέσιμος χρόνος για καύση μειώνεται και είναι δυνατό να μη καίγεται εξ ολοκλήρου το εγχέομενο καύσιμο. Για να αποδοθεί μία συγκεκριμένη τιμή ισχύος από τον κινητήρα, πρέπει να καεί ορισμένη μάζα καυσίμου ώστε να δώσει την απαιτούμενη προσαύξηση της πίεσης στον κύλινδρο και έτσι να παραχθεί ορισμένο έργο. Εάν το καύσιμο καίγεται εξ ολοκλήρου, τότε πρέπει να ψεκαστεί στον θάλαμο καύσης ακριβώς όσο καύσιμο απαιτείται για την παραγωγή ορισμένου έργου. Στην περίπτωση όμως που δεν καίγεται εξ ολοκλήρου, τότε για την παραγωγή του ίδιου έργου με πριν πρέπει να ψεκαστεί μεγαλύτερη ποσότητα από αυτή που απαιτείται να καεί, γιατί ένα μέρος του καυσίμου θα μείνει άκαυστο άρα δεν θα συμβάλει στην απόδοση έργου. Συνδυάζοντας τα παραπάνω γίνεται σαφές γιατί η κλίση της γραμμής

στο υπολογιζόμενο διάγραμμα είναι μεγαλύτερη από αυτή της γραμμής του πραγματικού.

Όπως προαναφέρθηκε, καθώς το μοντέλο είναι προσεγγιστικό, η πραγματική με την υπολογιζόμενη γραμμή δεν συμπίπτουν ακριβώς στο διάγραμμα, αλλά έχουν μια μικρή απόκλιση. Η απόκλιση αυτή συναρτήσει των στροφών ανά λεπτό παρουσιάζεται στο παρακάτω διάγραμμα :



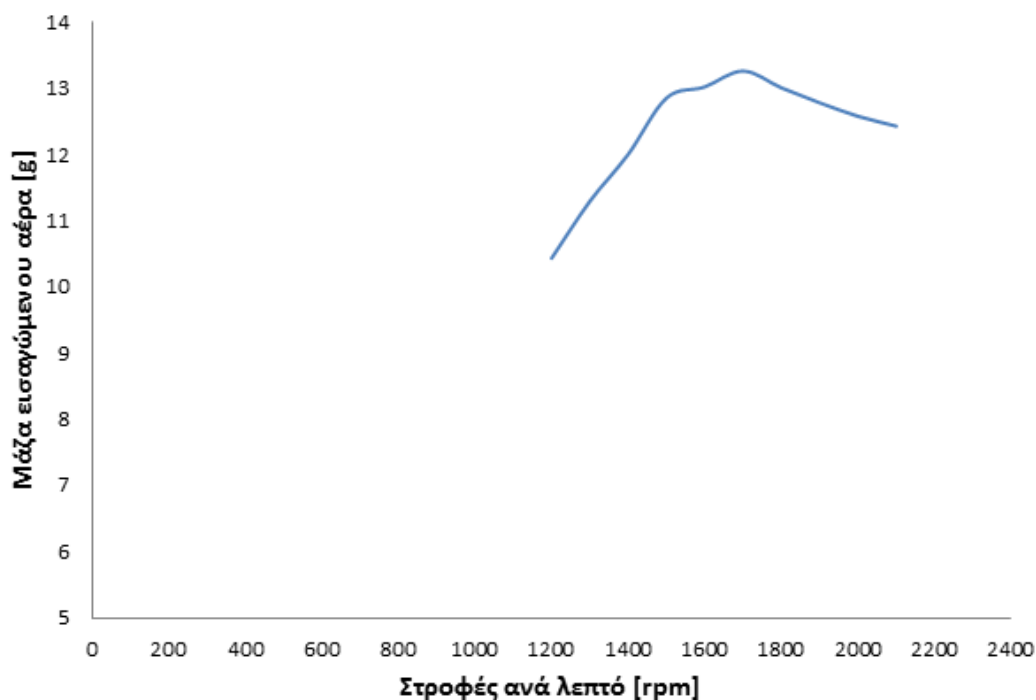
Διάγραμμα 6.40 Απόκλιση % πειραματικής - πραγματικής μάζας εγχόμενου καυσίμου

Παρατηρείται μικρότερη ποσοστιαία απόκλιση στις υψηλές στροφές, η οποία όμως οφείλεται σε αυτά που προαναφέρθηκαν για το ποσοστό καυσίμου που καίγεται καθώς και σε ελλιπή στοιχεία για την υπερπλήρωση.

6.3.4 Μάζα αέρα εισαγωγής ανά κύκλο λειτουργίας συναρτήσει στροφών ανά λεπτό

Η μάζα αέρα που εισέρχεται στον κύλινδρο κατά την φάση της εισαγωγής, κατέχει καθοριστικό ρόλο στην απόδοση του κινητήρα. Όσο μεγαλύτερη είναι η μάζα του αέρα στον κύλινδρο, τόσο περισσότερο είναι το διαθέσιμο οξυγόνο, συνεπώς είναι δυνατό να εγχυθεί και να καεί αποτελεσματικά περισσότερη μάζα καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας. Αυτό οδηγεί στην αύξηση της αποδιδόμενης ισχύος από τον

κινητήρα. Παρατίθεται το διάγραμμα μάζας αέρα που εισάγεται συνολικά και στους δώδεκα κυλίνδρους του κινητήρα συναρτήσει των στροφών λειτουργίας :



Διάγραμμα 6.41 Μάζας εισαγόμενου αέρα - Στροφών ανά λεπτό

Παρατηρούμε ότι :

- Για $N = 1200 - 1700$ στροφές ανά λεπτό, η μάζα του εισερχόμενου αέρα αυξάνεται συνεχώς. Αυτό οφείλεται στην λειτουργία του στροβιλοσυμπιεστή, καθώς όσο αυξάνεται ο αριθμός των στροφών ανά λεπτό, η απόδοση του βελτιώνεται.
- Για $N = 1700 - 2100$ στροφές ανά λεπτό, η μάζα του εισερχόμενου αέρα μειώνεται σταδιακά. Αυτό συμβαίνει καθώς ο στροβιλοσυμπιεστής έχει φτάσει στην μέγιστη δυνατή απόδοση στις 1700 στροφές και για μεγαλύτερες στροφές δεν είναι δυνατό να αποδώσει περισσότερο. Όμως με την αύξηση των στροφών λειτουργίας του κινητήρα ο χρόνος στον οποίο οι θυρίδες παραμένουν ανοιχτές μειώνεται. Συνεπώς υπάρχει λιγότερος διαθέσιμος χρόνος για εισαγωγή αέρα στον κύλινδρο.

Κεφάλαιο 7ο

Συμπεράσματα και Προτάσεις

7.1 Συμπεράσματα

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας, αναπτύχθηκε αλγόριθμος σε περιβάλλον MATLAB, έχοντας ως στόχο την μοντελοποίηση του δίχρονου πετρελαιοκινητήρα Detroit Diesel 12V-71TA. Η μελέτη πραγματοποιήθηκε σε δυο σημεία λειτουργίας, αυτά της μέγιστης ροπής και μέγιστης ισχύος. Τέλος, έγινε μια προσεγγιστική μελέτη της συνολικής λειτουργίας του κινητήρα.

Τα συμπεράσματα που μπορούν να εξαχθούν, σχετίζονται με την ακρίβεια και την ορθότητα των διαγραμμάτων τα οποία προκύπτουν από την εκτέλεση του αλγορίθμου. Όσο αφορά την προσομοίωση της λειτουργίας στα σημεία που προαναφέρθηκαν, παρατηρείται ότι τα διαγράμματα έχουν ορθή μορφή από πλευράς φυσικής ερμηνείας, ενώ ταυτόχρονα οι τιμές των παραμέτρων τους συνάδουν με τα αντίστοιχα διαγράμματα που περιλαμβάνονται στη βιβλιογραφία για παρόμοιους κινητήρες.

Συγκρίνοντας στη συνέχεια τα διαγράμματα της συνολικής λειτουργίας του κινητήρα με τα αντίστοιχα που διατίθενται από τις προδιαγραφές της κατασκευάστριας εταιρίας, συμπεραίνεται ότι υπάρχει συνάφεια μεταξύ τους.

Οι όποιες αποκλίσεις από τις πραγματικές συνθήκες λειτουργίας, προκύπτουν λόγω θεωρήσεων που έχουν γίνει κατά την συγγραφή του αλγορίθμου, είτε λόγω ελλιπούς γνώσης των παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα ή για λόγους απλοποίησης του υπολογιστικού μοντέλου.

Πιο συγκεκριμένα, ο σχεδιασμός μονοζωνικού θερμοδυναμικού μοντέλου για δίχρονο κινητήρα, δεν λαμβάνει υπόψη την ανάμειξη καθαρού αέρα και καυσαερίων, οδηγώντας σε ελαφρώς διαφορετικά αποτελέσματα από τα πραγματικά. Επίσης, η έλλειψη γνώσης των χαρακτηριστικών γραμμών λειτουργίας τόσο του υπερπληρωτή

όσο και του στροβιλοσυμπιεστή, προκάλεσε την μείωση της ακρίβειας στον τρόπο με τον οποίο τα δυο αυτά στοιχεία επιδρούν στην απόδοση του κινητήρα.

Σε γενικές γραμμές, το μοντέλο το οποίο αναπτύχθηκε για τους σκοπούς της εργασίας είναι μια απλοποιημένη, αλλά ικανοποιητική και ολοκληρωμένη λύση στο πρόβλημα της μοντελοποίησης ενός δίχρονου κινητήρα diesel. Ωστόσο, η απόκλιση από τις πραγματικές συνθήκες για κάποιες παραμέτρους φτάνει το 9%. Γίνεται λοιπόν αντιληπτό ότι με την δομή αυτή, το μοντέλο δεν είναι κατάλληλο για χρήση σε εφαρμογές όπου κύριος παράγοντας είναι η υψηλή ακρίβεια των αποτελεσμάτων.

7.2 Προτάσεις για μελλοντική έρευνα

Ο αλγόριθμος που δημιουργήθηκε, αποτελεί μια ολοκληρωμένη βάση, για την ανάπτυξη ενός μοντέλου υψηλής ακρίβειας με την προσθήκη επιμέρους υπομοντέλων που θα αποτυπώνουν λεπτομερώς τις παραμέτρους λειτουργίας. Τέτοια παραδείγματα αποτελούν η μελέτη της ροής των αερίων τόσο στον κύλινδρο όσο και σε επιμέρους τμήματα του κινητήρα με την χρήση υπολογιστικού πλέγματος, καθώς και η αναλυτική μελέτη της μετάδοσης θερμότητας στα διαφορετικά τμήματα του θαλάμου καύσης.

Παράρτημα

Παράρτημα εικόνων

Εικόνα 1.1 Σχέδιο του πρώτου δίχρονου πετρελαιοκινητήρα από τον Dugald Clerk...	6
Εικόνα 1.2 Κύκλος λειτουργίας δίχρονου πετρελαιοκινητήρα (Α - Ε - Τ Θυρίδες)	7
Εικόνα 1. 3 Detroit Diesel 71NA.....	8
Εικόνα 2.1 Σάρωση με ομοροπή (αριστερά) και Λειτουργία υπερπληρωτή (δεξιά)...	11
Εικόνα 2.2 Detroit Diesel 12V-71TA.....	12
Εικόνα 2.3 Κυλινδροκεφαλή (Εργαστήριο Π.Θ.).....	13
Εικόνα 2.4 Συνδεσμολογία εξαρτημάτων κυλινδροκεφαλής	13
Εικόνα 2.5 Στοιχεία κυλινδροκεφαλής (Εργαστήριο Π.Θ.)	14
Εικόνα 2.6 Συνδεσμολογία εξαρτημάτων βαλβίδων	15
Εικόνα2.7 Βαλβίδες εξαγωγής (Εργαστήριο Π.Θ.).....	15
Εικόνα 2.8 Μορφολογία εμβόλου.....	16
Εικόνα 2.9 Έμβολο κινητήρα D.D.....	17
Εικόνα 2.10 Άνω όψη εμβόλου (Εργαστήριο Π.Θ.).....	17
Εικόνα 2.11 Χιτώνιο-Θυρίδες-Έμβολο Εικόνα 2.12 Θυρίδες Εισαγωγής (Εργαστήριο Π.Θ.).....	18
Εικόνα 2.13 Συνδεσμολογία εξαρτημάτων αντλίας νερού	19
Εικόνα 2.14 Συνδεσμολογία εξαρτημάτων θερμοστάτη	19
Εικόνα 2.15 Θερμοστάτης (Εργαστήριο Π.Θ.).....	20
Εικόνα 2.16 Συνδεσμολογία εξαρτημάτων αντλίας καυσίμου	20
Εικόνα 2.17 Αντλία καυσίμου (Εργαστήριο Π.Θ.).....	21
Εικόνα 2.18 Συνδεσμολογία εξαρτημάτων ρυθμιστήρα.....	22
Εικόνα 2.19 Εγχυτήρας καυσίμου (Εργαστήριο Π.Θ.).....	22
Εικόνα 2.20 Μικροοπή εγχυτήρα σε μικροσκόπιο (Εργαστήριο Π.Θ.)	23
Εικόνα 2.21 Φίλτρο καυσίμου (Εργαστήριο Π.Θ.)	23
Εικόνα 2.22 Τμήμα του συστήματος λίπανσης	24
Εικόνα 2.23 Συνδεσμολογία εξαρτημάτων αντλίας λαδιού.....	24
Εικόνα 2.24 Detroit Diesel 12V-71TA.....	25
Εικόνα 2.25 Στροβιλοσυμπιεστής (Εργαστήριο Π.Θ.).....	26
Εικόνα 2.26 Άνω όψη στροβιλοσυμπιεστή (Εργαστήριο Π.Θ.).....	26
Εικόνα 2.27 Εσωτερικό στροβιλοσυμπιεστή (Φτερωτή).....	27
Εικόνα 2.28 Προθερμαντήρας (Εργαστήριο Π.Θ.).....	28

Εικόνα 4.1 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά εμβόλου-διωστήρα.....	36
Εικόνα 4.2 Τομή κινητήρα κατά την φάση της εκτόνωσης.....	38
Εικόνα 4.3 Χιτώνιο κινητήρα D.D.	39
Εικόνα 4.4 Συνδεσμολογία εξαρτημάτων βαλβίδας.....	42
Εικόνα 4.5 Γεωμετρία βύθισης βαλβίδας	44
Εικόνα 4.6 Τομή κυλίνδρου.....	46
Εικόνα 4.7 Τομή εγχυτήρα	47

Παράρτημα Διαγραμμάτων

Διάγραμμα 6.1 Κύκλος λειτουργίας συναρτήσει γωνίας στροφάλου.....	70
Διάγραμμα 6.2 Ρie κατανομής ενέργειας καυσίμου (1500rpm)	72
Διάγραμμα 6.3 Ρie κατανομής ενέργειας καυσίμου (2100rpm)	73
Διάγραμμα 6.4 Θεωρητικό πίεσης - όγκου	73
Διάγραμμα 6.5 Πίεσης - Όγκου (1500rpm).....	74
Διάγραμμα 6.6 Πίεσης - Όγκου (2100rpm).....	74
Διάγραμμα 6.7 Συγκριτικό Πίεσης - Όγκου	75
Διάγραμμα 6.8 Πίεσης - Γωνίας στροφάλου (1500rpm).....	75
Διάγραμμα 6.9 Πίεσης - Γωνίας στροφάλου (2100rpm).....	76
Διάγραμμα 6.10 Συγκριτικό Πίεσης - Γωνίας Στροφάλου	77
Διάγραμμα 6.11 Θερμοκρασίας θαλάμου καύσης - Γωνίας στροφάλου (1500rpm)...	78
Διάγραμμα 6.12 Θερμοκρασίας θαλάμου καύσης - Γωνίας στροφάλου (2100rpm)...	78
Διάγραμμα 6.13 Συγκριτικό Θερμοκρασίας θαλάμου καύσης - Γωνίας στροφάλου ..	79
Διάγραμμα 6.14 Μετάδοσης θερμότητας καύσης - Γωνίας στροφάλου (1500rpm) ...	79
Διάγραμμα 6.15 Μετάδοσης θερμότητας καύσης - Γωνίας στροφάλου (2100rpm) ...	80
Διάγραμμα 6.16 Συγκριτικό Μετάδοσης θερμότητας καύσης - Γωνίας στροφάλου ..	81
Διάγραμμα 6.17 Επίδραση συντελεστή Gerstle στο μοντέλο καύσης Woschni	81
Διάγραμμα 6.18 Συντελεστή συναγωγής - Γωνίας στροφάλου (1500rpm).....	82
Διάγραμμα 6.19 Συντελεστή συναγωγής - Γωνίας στροφάλου (2100rpm).....	83
Διάγραμμα 6.20 Συγκριτικό Συντελεστή συναγωγής - Γωνίας στροφάλου	83
Διάγραμμα 6.21 Μετάδοσης θερμότητας στα τοιχώματα - Γωνίας στροφάλου (1500rpm)	84
Διάγραμμα 6.22 Μετάδοσης θερμότητας στα τοιχώματα - Γωνίας στροφάλου (2100rpm)	85
Διάγραμμα 6.23 Συγκριτικό Μετάδοσης θερμότητας στα τοιχώματα - Γωνίας στροφάλου	85

Διάγραμμα 6.24 Εισαγωγής αέρα - Γωνίας στροφάλου (1500rpm)	86
Διάγραμμα 6.25 Εισαγωγής αέρα - Γωνίας στροφάλου (2100rpm)	87
Διάγραμμα 6.26 Συγκριτικό Εισαγωγής αέρα - Γωνίας στροφάλου	87
Διάγραμμα 6.27 Εξαγωγής καυσαερίων - Γωνίας στροφάλου (1500rpm).....	88
Διάγραμμα 6.28 Εξαγωγής καυσαερίων - Γωνίας στροφάλου (2100rpm).....	89
Διάγραμμα 6.29 Συγκριτικό Εξαγωγής καυσαερίων - Γωνίας στροφάλου	89
Διάγραμμα 6.30 $dm/d\theta$ συναρτήσει γωνίας στροφάλου (1500rpm).....	90
Διάγραμμα 6.31 $dm/d\theta$ συναρτήσει γωνίας στροφάλου (2100rpm).....	91
Διάγραμμα 6.32 Μάζας μίγματος - Γωνίας στροφάλου (1500rpm)	91
Διάγραμμα 6.33 Μάζας μίγματος - Γωνίας στροφάλου (2100rpm)	92
Διάγραμμα 6.34 Συγκριτικό Μάζας μίγματος - Γωνίας Στροφάλου	93
Διάγραμμα 6.35 Ισχύος/Ροπής/bsfc - Γωνίας στροφάλου (Πειραματικό).....	96
Διάγραμμα 6.36 Ισχύος/Ροπής/bsfc - Γωνίας στροφάλου (Πραγματικό).....	97
Διάγραμμα 6.37 Σύγκριση πειραματικού - πραγματικού bsfc.....	98
Διάγραμμα 6.38 Απόκλιση % πειραματικού - πραγματικού bsfc	99
Διάγραμμα 6.39 Σύγκριση πειραματικής - πραγματικής μάζας εγχεόμενου καυσίμου	100
Διάγραμμα 6.40 Απόκλιση % πειραματικής - πραγματικής μάζας εγχεόμενου καυσίμου	102
Διάγραμμα 6.41 Μάζας εισαγόμενου αέρα - Στροφών ανά λεπτό	103

Βιβλιογραφία

Ελληνική Βιβλιογραφία

1. Α. Μ. Σταματέλλος, «Σημειώσεις Μηχανών Εσωτερικής Καύσης», Πανεπιστημιακές Εκδόσεις Θεσσαλίας, Βόλος, 1994
2. Β. Η. Σελλούντος, "Θέρμανση και Κλιματισμός", Σέλκα-4Μ Τεκδοτική, 2002
3. Γ. Χ. Κολτσάκης, «Διδακτικές Σημειώσεις Μηχανών Εσωτερικής Καύσης ΙΙ», Θεσσαλονίκη, 2004
4. Κ. Δ. Ρακόπουλος και Ε. Γ. Γιακουμής, «Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση ΜΕΚ», Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα, 2011
5. Α. W. Judge, «Modern Diesel Engines», Μτφρ. Ε. Δ. Βάος, Εκδόσεις Π. Γαλούσης, Αθήνα
6. C. R. Ferguson and A. T. Kirkpatrick, «Μηχανές Εσωτερικής Καύσης: Ενεργειακή Συμπεριφορά», Μτφρ. Γ. Χ. Κολτσάκης, Εκδόσεις Grapholine, Θεσσαλονίκη, 2008

Ξενόγλωσση Βιβλιογραφία

1. C. Guardiola, P. Olmeda, B. Pla and P. Bares, «In-cylinder pressure based model for exhaust temperature estimation in internal combustion engines», *Applied Thermal Engineering, Elsevier*, 2016
2. Detroit Diesel Allison, "V-71 Operators Manual", General Motors Corporation, 1978
3. F. P. Diesel, "Detroit Diesel 2 Cycle Engines Replacement Parts Catalog", Federal Moglul Corporation, 2010

4. F. T. Conolly and A. E. Yagle, «Modeling and identification of the combustion pressure process in internal combustion engines», *Mechanical Systems and Signal Processing*, Elsevier, 1994
5. G. P. Theotokatos, «A comparative study on mean value modeling of two stroke marine engine», *Proceedings of the 2nd International Conference on Maritime and Naval Science and Engineering*, 2009
6. H. Hiereth and P. Prenninger, «Charging the Internal Combustion Engine», Springer-Verlag, Wien, 2003
7. J. B. Heywood, «Internal Combustion Engines Fundamentals», McGraw-Hill Education, New York, 1988
8. N. Watson and M. S. Janota, «Turbocharging The Internal Combustion Engine», The Macmillan Press LTD., London, 1982
9. H. Jääskeläinen and M. K. Khair, «Combustion in Diesel Engines»