



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

Διπλωματική Εργασία:

**ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΤΟΥ ΚΛΕΙΣΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΕΤΡΑΧΡΟΝΟΥ
ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΔΙΠΛΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ**

Ναπολέων Μπούσουλας

Επιβλέπων Καθηγητής: Δ. Χουντάλας

Αθήνα, Σεπτέμβριος 2020

Abstract

The rate of consumption of the energy resources available, continues to increase in spite of the significant progress being made to enhance the efficiency of their usage. Contributions to this increase in consumption, include the rise in world population, improvements in the average standard of living, and the increase in average life expectancy. It is expected that the combustion of fossil fuels will continue to be the prime source to rely on for energy, for some time to come. This will be constrained however, by the continued depletion of crude petroleum resources of quality, the need for ever-cleaner exhaust emissions, and the rapid progress being made in the development of renewable resources. On the other hand, it is becoming increasingly evident, especially more recently, that the availability of natural gas, as well as other gaseous fuels, is increasing. This has come about mainly as a result of the improvements in the long-range transportation of gas and the increased availability of unconventional sources. Furthermore, the use of natural gas in internal combustion engines can bring several benefits, such as the reduction of both the exhaust emissions as well as the operational costs.

One major advantage of the compression ignition engines, is their tolerance towards different kinds of liquid and gas fuels. In spark ignition engines on the other hand, there is no ability of using such a broad range of fuels. Furthermore, diesel engines are widely used in a variety of applications due to their high efficiency and their reliability. For these reasons, the dual fuel engine concept is based on the diesel engine operation, but it supports the use of not only liquid, but also gas fuels. Dual fuel engines are designed to exploit alternative fuels, such as natural gas, and their operating principle lies on the simultaneous combustion of two (or more) fuels within the same combustion chamber.

In this thesis it is attempted to develop a phenomenological two-zone simulation of the closed cycle of a four stroke dual fuel engine. The simulation is conducted in Fortran 90 for various substitution ratios of diesel fuel by natural gas, as well as for operation in low and high load. In order to evaluate the results of the simulation, experimental data was used. This data originate from measurements that took place at the university of Mississippi, on a fumigated four-stroke turbocharged dual fuel engine. These measurements are conducted under partial load, for various substitutions ratios of diesel by natural gas.

The comparison of the results of the simulation and the experimental data, led to the conclusion that the phenomenological model simulates the closed cycle of the engine with good accuracy. For this reason, a brief investigation was conducted in order to analyze the effect of the operation load, the substitution ratio of diesel by natural gas and the start of injection of the liquid fuel, on some important operation characteristics.

Περίληψη

Ο ρυθμός κατανάλωσης των διαθέσιμων ενεργειακών πόρων βαίνει αυξανόμενος παρά τη σημαντική πρόοδο που συντελείται στην όλο και πιο αποτελεσματική εκμετάλλευσή τους. Σε αυτό συμβάλλει η αύξηση του παγκόσμιου πληθυσμού και η βελτίωση της ποιότητας ζωής που οδηγεί σε αυξανόμενες ενεργειακές ανάγκες. Τα ορυκτά καύσιμα αναμένονται να παραμείνουν μια σημαντική πηγή ενέργειας και στο μέλλον. Παρόλα αυτά η χρήση τους περιορίζεται ήδη από την συνεχή μείωση των αποθεμάτων αργού πετρελαίου υψηλής ποιότητας, τις αυξανόμενες απαιτήσεις για χαμηλότερες εκπομπές ρύπων καθώς και την ραγδαία πρόοδο στις τεχνολογίες ανανεώσιμης ενέργειας. Ωστόσο τα διαθέσιμα αποθέματα φυσικού αερίου, αλλά και άλλων αερίων καυσίμων, παραμένουν μεγάλα. Επιπλέον οι υποδομές μεταφοράς και διανομής του φυσικού αερίου έχουν εξελιχθεί σημαντικά ενώ μη συμβατικά καύσιμα, όπως τα βιοκαύσιμα, γίνονται ευρέως διαθέσιμα. Παράλληλα η χρήση του φυσικού αερίου σε κινητήρες εσωτερικής καύσης χαρακτηρίζεται από σημαντικά πλεονεκτήματα, όπως οι χαμηλές εκπομπές αερίων και στερεών ρυπαντών [8] καθώς και το ανταγωνιστικό κόστος λειτουργίας.

Ένα σημαντικό πλεονέκτημα των κινητήρων αυτανάφλεξης τύπου diesel είναι η ανοχή τους στη χρήση μεγάλης γκάμας ορυκτών καυσίμων, τόσο υγρών όσο και αερίων. Οι κινητήρες σπινθηρισμού από την άλλη δεν εμφανίζουν την ίδια ευχέρεια στην καύση ποικίλων καυσίμων. Παράλληλα οι κινητήρες diesel αποτελούν την κύρια πηγή ενέργειας σε εφαρμογές μεγάλης κλίμακας, λόγω της μεγάλης απόδοσης τους αλλά και της αξιοπιστίας τους πάνω σε μια ευρεία γκάμα εφαρμογών. Για αυτούς τους λόγους οι κινητήρες μεικτής καύσης βασίζονται στην αρχή λειτουργίας των κινητήρων Ντίζελ, έχουν όμως την ικανότητα να χρησιμοποιούν όχι μόνο υγρά αλλά και αέρια καύσιμα. Οι κινητήρες μεικτής καύσης σχεδιάστηκαν για την χρήση εναλλακτικών καυσίμων, όπως το φυσικό αέριο, και η αρχή λειτουργίας τους βασίζεται στη συνύπαρξη και καύση δύο ή περισσότερων καυσίμων στον ίδιο θάλαμο καύσης.

Για αυτό το λόγο, στη παρούσα Διπλωματική αναπτύσσεται ένα φαινομενολογικό διζωνικό μοντέλο προσομοίωσης του κλειστού κύκλου λειτουργίας τετράχρονου κινητήρα μεικτής καύσης. Η διένεξη της προσομοίωσης πραγματοποιήθηκε στο προγραμματιστικό περιβάλλον Fortran 90 για διάφορα ποσοστά ενεργειακής αντικατάστασης του υγρού καυσίμου από το φυσικό αέριο καθώς και για λειτουργία υπό μερικό αλλά και πλήρες φορτίο. Για την αξιολόγηση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης αξιοποιήθηκαν πειραματικά δεδομένα από εργαστηριακό υπερπληρωμένο τετράχρονο κινητήρα του πανεπιστημίου MSU. Οι μετρήσεις του εν λόγω κινητήρα μεικτής καύσης αφορούν διάφορα ποσοστά ενεργειακής αντικατάστασης του diesel από το φυσικό αέριο για λειτουργία υπό μερικό φορτίο.

Η σύγκριση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης με τις πειραματικές μετρήσεις οδήγησε στο συμπέρασμα ότι το μοντέλο που αναπτύχθηκε προσομοιώνει τον κλειστό κύκλο λειτουργίας τετράχρονου κινητήρα διπλού καυσίμου με αποδεκτή ακρίβεια. Για αυτό το λόγο, στη συνέχεια παρουσιάζεται η μεταβολή ορισμένων

χαρακτηριστικών λειτουργίας του κινητήρα συναρτήσει του φορτίου, του ποσοστού ενεργειακής αντικατάστασης PES και της προπορείας έγχυσης υγρού καυσίμου.

Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον υπεύθυνο της διπλωματικής μου εργασίας, κ. Δημήτριο Χουντάλα για την ανάθεση του θέματος, τον καθηγητή κ. Ρούσσο Παπαγιαννάκη, για την αμέριστη βοήθεια και στήριξη καθ' όλη της διάρκειας της εργασίας, καθώς και τον υποψήφιο διδάκτορα κ. Θεοφάνη Χουντάλα για την συμμετοχή του στη διόρθωση της εργασίας. Τέλος θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον συμφοιτητή μου Νίκο Ριζόπουλο για την μακρά συνεργασία μας.

Περιεχόμενα

Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή.....	1
1.1 Στόχος της Διπλωματικής.....	1
1.2 Περιβάλλον και Κανονισμοί.....	1
1.2 Ιδιότητες του Φυσικού Αερίου και η Χρήση του στον τομέα της Ναυτιλίας.....	5
1.3 Κινητήρες Μεικτής Καύσης.....	9
1.4 Το φαινόμενο της Κρουστικής Καύσης στους Κινητήρες Μεικτής Καύσης.....	11
1.5 Σχηματισμός Ρύπων στους Κινητήρες Μεικτής Καύσης.....	12
Κεφάλαιο 2: Προσομοίωση της Λειτουργίας Κινητήρων Εσωτερικής Καύσης.....	15
2.1 Διαφορετικές Προσεγγίσεις στην Προσομοίωση της Λειτουργίας Κινητήρων Εσωτερικής Καύσης.....	15
2.2 Περιγραφή του Φαινομενολογικού Μοντέλου που Αναπτύχθηκε.....	17
Κεφάλαιο 3: Θερμοδυναμική Περιγραφή του Μοντέλου Προσομοίωσης.....	19
3.1 Βασικές Αρχές του Μοντέλου.....	19
3.2 Υπολογισμός Καταστατικών Μεγεθών.....	21
3.3 Υπολογισμός Γεωμετρικών Χαρακτηριστικών Θαλάμου Καύσης.....	25
3.4 Υπολογισμός Ρυθμού Απωλειών Θερμότητας.....	26
3.5 Υπολογισμός Σύστασης Άκαυστης και Καιόμενης Ζώνης.....	30
Κεφάλαιο 4: Περιγραφή της Δέσμης του Υγρού Καυσίμου.....	34
4.1 Εισαγωγή.....	34
4.2 Υπολογισμός του Ρυθμού Έγχυσης Υγρού Καυσίμου.....	34
4.3 Υπολογισμός της Γωνίας της Δέσμης Υγρού Καυσίμου.....	35
4.4 Υπολογισμός της Διείσδυσης του Μετώπου της Δέσμης.....	36
4.5 Υπολογισμός της Διείσδυσης του Μετώπου της Δέσμης Τοιχώματος.....	38
4.6 Υπολογισμός της Διείσδυσης της Ουράς της Δέσμης.....	40
4.7 Επίδραση της Συστροφής του Αέρα στη Διείσδυση της Δέσμης.....	41
4.8 Υπολογισμός του Ρυθμού Μεταβολής Όγκου της Καιόμενης Ζώνης λόγω Διείσδυσης της Δέσμης.....	42
4.9 Υπολογισμός Ρυθμού Διείσδυσης Μάζας στη Δέσμη Υγρού Καυσίμου.....	44
Κεφάλαιο 5: Προσδιορισμός της Ταχύτητας Εξάπλωσης του Μετώπου της Φλόγας...45	45
5.1 Εισαγωγή.....	45
5.2 Υπολογισμός της Στρωτής Ταχύτητας Φλόγας.....	45
5.3 Υπολογισμός της Τυρβώδους Ταχύτητας Φλόγας.....	47
Κεφάλαιο 6: Περιγραφή της Εξάπλωσης του Μετώπου της Φλόγας.....	49
6.1 Εισαγωγή.....	49
6.2 Εξάπλωση Σφαιρικού Μετώπου Φλόγας.....	49

6.3 Εξάπλωση Κωνικού Μετώπου Φλόγας	52
6.3.1 Ανάπτυξη του Μετώπου Φλόγας Πριν τη Πρόσκρουσή στο Τοίχωμα του Κυλίνδρου.....	52
6.3.2 Ανάπτυξη του Μετώπου Φλόγας στην Ουρά της Δέσμης	55
6.3.3 Ανάπτυξη του Μετώπου Φλόγας Μετά τη Πρόσκρουσή στο Τοίχωμα του Κυλίνδρου.....	56
6.3.4 Γενική Περιγραφή της Ογκομεταβολής Λόγω Εξάπλωσης του Μετώπου Φλόγας.....	57
6.4 Υπολογισμός Ρυθμού Διείσδυσης Μάζας Λόγω Εξάπλωσης του Μετώπου της Φλόγας	58
Κεφάλαιο 7: Προσδιορισμός του Ρυθμού Καύσης Υγρού και Αερίου Καυσίμου	60
7.1 Καύση Υγρού Καυσίμου	60
7.1.1 Εισαγωγή.....	60
7.1.2 Υπολογισμός της Καθυστέρησης Ανάφλεξης του Υγρού Καυσίμου Diesel...62	
7.1.3 Υπολογισμός του Ρυθμού Καύσης και Προετοιμασίας του Υγρού Καυσίμου Diesel	64
7.2 Καύση Φυσικού Αερίου	68
7.2.1 Εισαγωγή.....	68
7.2.2 Υπολογισμός του Ρυθμού Καύσης του Φυσικού Αερίου Λόγω του Μηχανισμού Εξάπλωσης του Μετώπου Φλόγας.....	69
7.2.3 Υπολογισμός του Ρυθμού Καύσης Φυσικού Αερίου Λόγω του Μηχανισμού Διείσδυσης της Δέσμης Υγρού Καυσίμου	71
7.2.4 Υπολογισμός του Συνολικού Ρυθμού Καύσης του Φυσικού Αερίου	72
Κεφάλαιο 8: Περιγραφή του Προγράμματος Προσομοίωσης	73
8.1 Εισαγωγή και Αρχικά Δεδομένα του Μοντέλου	73
8.2 Αριθμητική Μέθοδος Υπολογισμών	74
8.3 Λογικό Διάγραμμα του Μοντέλου Προσομοίωσης	75
Κεφάλαιο 9: Αξιολόγηση Προβλεπτικής Ικανότητας Μοντέλου.....	80
9.1 Παρουσίαση των Πειραματικών Δεδομένων	80
9.2 Σύγκριση Θεωρητικών Αποτελεσμάτων και Πειραματικών Δεδομένων	83
9.2.1 Εισαγωγή.....	83
9.2.2 Πίεση Καύσης και Ρυθμός Έκλυσης Θερμότητας.....	84
9.2.3 Μέση Θερμοκρασία Θαλάμου Καύσης.....	85
9.2.4 Μέση Ενδυκνείμενη Πίεση	87
Κεφάλαιο 10: Παράθεση και Σχολιασμός Αποτελεσμάτων του Μοντέλου Προσομοίωσης.....	88
10.1 Εισαγωγή	88

10.2 Μελέτη της Επίδρασης του Φορτίου και του Ποσοστού Ενεργειακής Αντικατάστασης του Καυσίμου Ντίζελ από το Φυσικό Αέριο	89
10.3 Μελέτη της Επίδρασης της Προπορείας Έγχυσης του Υγρού Καυσίμου.....	94
Κεφάλαιο 11: Συμπεράσματα	98
11.1 Ανακεφαλαίωση.....	98
11.2 Μελλοντική Εργασία.....	99
Βιβλιογραφία	104

Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή

1.1 Στόχος της Διπλωματικής

Παρότι έχει γίνει ήδη μεγάλη έρευνα στο αντικείμενο της προσομοίωσης των κινητήρων μεικτής καύσεως [6, 25, 22, 33, 34, 36], οι κινητήρες αυτοί είναι λίγα μόνο χρόνια ενεργοί σε ναυτικές εφαρμογές. Αυτό σημαίνει ότι επιδέχονται περεταίρω μελέτης σε σχέση με τους κινητήρες Ντήζελ οι οποίοι έχουν φτάσει σε σχεδιαστική και λειτουργική ωριμότητα εδώ και δεκαετίες. Οι κινητήρες διπλού καυσίμου αναμένεται να παίξουν σημαντικό ρόλο στον ενεργειακό χάρτη του μέλλοντος καθώς είναι ικανοί να αξιοποιήσουν εναλλακτικά αέρια καύσιμα, όπως το φυσικό αέριο και να εξασφαλίσουν μείωση των εκπομπόμενων ρύπων και των εκπομπών CO₂.

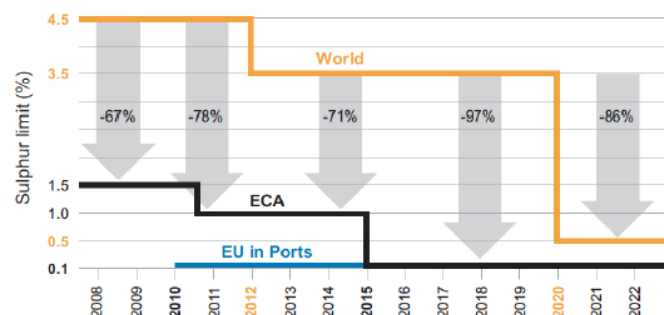
Η παρούσα εργασία αποσκοπεί στην διερεύνηση της μεικτής καύσης μέσω υπολογιστικής προσομοίωσης για την καλύτερη κατανόηση και αξιολόγηση των πλεονεκτημάτων και μειονεκτημάτων της. Για αυτό το σκοπό αναπτύσσεται φαινομενολογική προσομοίωση του κλειστού κύκλου λειτουργίας τετράχρονου κινητήρα μεικτής καύσης που χρησιμοποιεί φυσικό αέριο. Μετά την αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας του διζωνικού μοντέλου προσομοίωσης, αναλύεται η επίδραση του ποσοστού ενεργειακής αντικατάστασης, του φορτίου, καθώς και της προπορείας έγχυσης υγρού καυσίμου, στα βασικά χαρακτηριστικά λειτουργίας του κινητήρα. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης είναι ενθαρρυντικά όσον αφορά την αξιοπιστία της μεθόδου που αναπτύχθηκε.

1.2 Περιβάλλον και Κανονισμοί

Τα καυσαέρια των ναυτικών εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης είναι σημαντική πηγή ατμοσφαιρικής ρύπανσης, τόσο για συμβατικούς ρύπους όσο και για τα αέρια θερμοκηπίου. Υπάρχει η αντίληψη ότι η μεταφορά εμπορευμάτων με πλοία επιφέρει πολύ μικρό αντίκτυπο στο περιβάλλον, καθώς αποτελεί την πιο αποτελεσματική μέθοδο μεταφοράς. Αυτό ισχύει ιδιαίτερα σε σχέση με τις αεροπορικές μεταφορές εμπορευμάτων. Ωστόσο, επειδή η θάλασσα αποστολή αντιπροσωπεύει πολύ μεγαλύτερη ετήσια χωρητικότητα και οι αποστάσεις είναι συχνά μεγάλες, οι συνολικές εκπομπές ρύπων της ναυτιλίας παγκοσμίως, είναι πλέον σημαντικές. Σήμερα υπάρχουν πάνω από 50000 εμπορικά πλοία εκ των οποίων πάνω από 5000 είναι πλοία container.

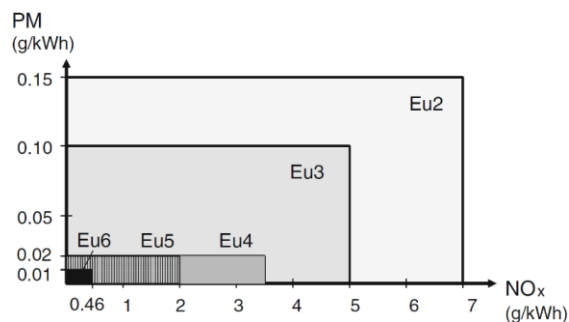
Η σύμβαση MARPOL 73/78 είναι μια διεθνής σύμβαση για την πρόληψη της ρύπανσης από τα πλοία, που συστάθηκε το 1973, και τροποποιήθηκε από το πρωτόκολλο του 1978. Η MARPOL 73/78 είναι μία από τις σημαντικότερες διεθνείς συμβάσεις για το θαλάσσιο περιβάλλον και αναπτύχθηκε από τον Διεθνή Ναυτιλιακό Οργανισμό (International Maritime Organization) σε μια προσπάθεια να ελαχιστοποιηθεί η ρύπανση των ωκεανών και των θαλασσών. Σκοπός της σύμβασης αυτής είναι η προστασία του θαλάσσιου περιβάλλοντος με σκοπό την πλήρη

εξάλειψη της ρύπανσης από πετρέλαιο και άλλες επιβλαβείς ουσίες και την ελαχιστοποίηση της διαρροής τέτοιων ουσιών [1]. Η MARPOL χωρίζεται σε παραρτήματα, ανάλογα με τις διάφορες κατηγορίες ρύπων, καθένα από τα οποία αφορά τη ρύθμιση μιας συγκεκριμένης ομάδας εκπομπών ρύπων. Το παράρτημα VI της MARPOL, εγκρίθηκε πρώτα το 1997, περιορίζει τους κύριους ατμοσφαιρικούς ρύπους που περιέχονται στα καυσαέρια των ναυτικών κινητήρων, συμπεριλαμβανομένων των οξειδίων του θείου (SO_x) και οξειδίων του αζώτου (NO_x), και απαγορεύει ηθελημένες εκπομπές ουσιών που καταστρέφουν το όζον (ODS).



Σχήμα 1.1: Όρια περιεκτικότητας του πετρελαίου σε θείο κατά IMO. [3]

Οι κύριες αλλαγές του παραρτήματος VI της MARPOL είναι μια προοδευτική μείωση σε παγκόσμιο επίπεδο των εκπομπών SO_x , NO_x και σωματιδίων (σχήματα 1.1 και 1.2) και η εισαγωγή των περιοχών ελέγχου εκπομπών ρύπων (σχήμα 1.3) ώστε να μειωθούν περεταίρω οι εκπομπές σε ορισμένες θαλάσσιες περιοχές.



Σχήμα 1.2: Όρια εκπομπών NO_x και PM κινητήρων μεγάλης κλίμακας στην Ευρώπη [61].

Στις περιοχές περιβαλλοντικού ελέγχου (ζώνες ECA) περιορίζεται η περιεκτικότητα των ναυτικών καυσίμων σε θείο στο 0,1%, όπως φαίνεται στο σχήμα 1.1. Με την εφαρμογή του IMO 2020, ο Διεθνής Ναυτιλιακός Οργανισμός σκοπεύει να μειώσει τις συνολικές εκπομπές θείου από τα πλοία κατά 77% από το 2020 έως το 2025. Ο γενικός στόχος είναι να μειωθούν οι αρνητικές επιπτώσεις της ναυτιλίας στην ανθρώπινη υγεία με τη μείωση της ατμοσφαιρικής ρύπανσης από τις εκπομπές θείου κατά 68% παγκοσμίως και ειδικότερα στις παράκτιες περιοχές της Ασίας-Ειρηνικού, της Αφρικής και της Λατινικής Αμερικής.

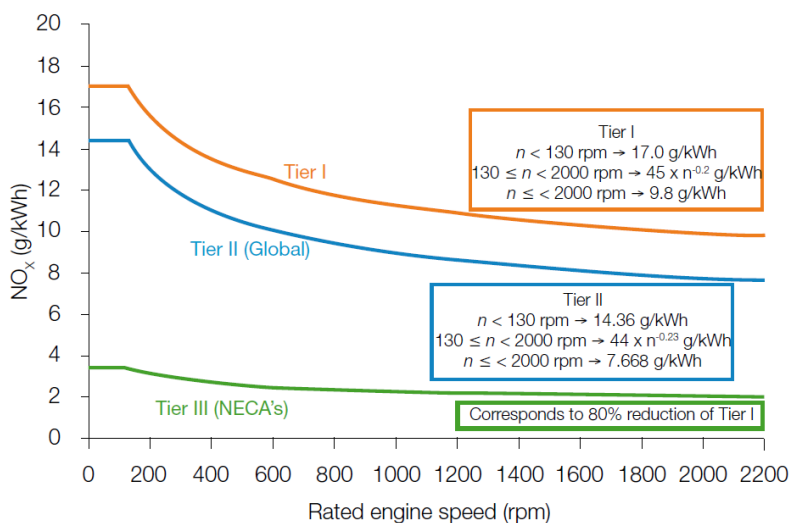
Ο κανονισμός IMO 2020 επικεντρώνεται στη μείωση των εκπομπών θείου και όχι στη μείωση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα. Έτσι, δεν θα υπάρξει άμεση επίπτωση στην παγκόσμια αύξηση της θερμοκρασίας του πλανήτη, αλλά η μείωση των εκπομπών θείου βοηθά στην πρόληψη της όξινης βροχής και καταπολεμά την μόλυνση των ωκεανών. Οι άνθρωποι ωφελούνται περισσότερο από αυτό. Ο Διεθνής Ναυτιλιακός Οργανισμός δηλώνει ότι περισσότεροι από 570.000 πρόωροι θάνατοι μπορούν να αποφευχθούν μεταξύ 2020 και 2025 λόγω των νέων κανονισμών [1].

Οι έλεγχοι Tier III ισχύουν μόνο για τα πλοία που ταξιδεύουν σε περιοχές ελέγχου των εκπομπών (ECAs), που συστάθηκε για τον περιορισμό των εκπομπών NOx. Εκτός των περιοχών αυτών εφαρμόζεται το Tier II. Παρακάτω φαίνεται ο χάρτης των περιοχών όπου εφαρμόζονται τα όρια εκπομπών Tier III :



Σχήμα 1.3: Χάρτης των περιοχών όπου εφαρμόζονται αυστηρότερα όρια εκπομπής ρύπων (Tier III ECAs) [58].

Για να μεταβεί ένας κινητήρας από την τρέχουσα Tier II μέχρι την Tier III σε επίπεδα εκπομπών NOx, όπως ορίζεται στον κανονισμό του IMO παράρτημα VI της MARPOL, οι εκπομπές αυτές πρέπει να μειωθούν κατά περίπου 75% όπως φαίνεται στο σχήμα 1.4. Αυτό σημαίνει ότι δεν μπορεί να επιτευχθεί μόνο μέσω ρυθμίσεων αλλά απαιτούνται πιο σημαντικά μέτρα σε επίπεδο σχεδίασης.

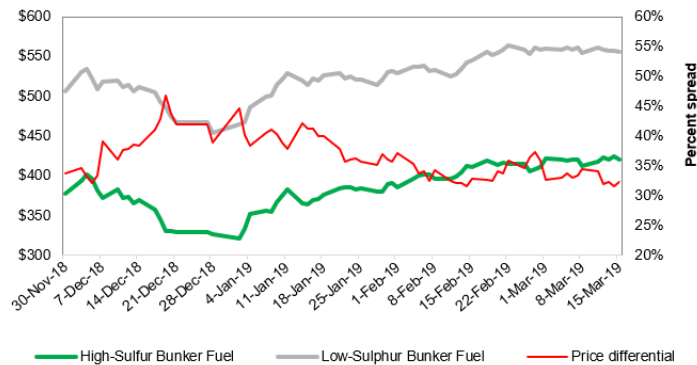


Σχήμα 1.4: Όρια εκπομπών NOx κατά MARPOL Annex VI [59].

Πρακτικές Μείωσης των Ρύπων

Πολλές τεχνολογίες, ή ένας συνδυασμός τεχνολογιών, μπορεί να μειώσει τις εκπομπές των κινητήρων στις περιοχές ελέγχου καυσαερίων. Αυτές οι πρακτικές αφορούν είτε εσωτερικά μέτρα που σχετίζονται με την καύση, είτε εξωτερικά μέτρα που αφορούν συσκευές επεξεργασίας καυσαερίων.

Όσον αφορά τα εσωτερικά μέτρα μείωσης των ρύπων, η μετάβαση από τα υγρά καύσιμα στη χρήση άλλων καυσίμων, κυρίως αερίων, αποτελεί μια επιλογή συμμόρφωσης στους κανονισμούς. Αυτή είναι η τακτική που μελετάται σε αυτή την εργασία αναλύοντας τη μεικτή καύση στη περίπτωση κατά την οποία ο κινητήρας λειτουργεί με πετρέλαιο και φυσικό αέριο. Αυτή η τακτική δίνει την δυνατότητα μετασκευής κινητήρων diesel για την εκμετάλλευση τους υπό συνθήκες μεικτής καύσης. Ένα ακόμη εσωτερικό μέτρο μείωσης των ρύπων είναι η χρήση υγρού καυσίμου με πολύ χαμηλή περιεκτικότητα σε θείο (very low Sulphur fuel VLSF). Τα αποθειομένα καύσιμα υψηλής ποιότητας αυξάνουν τα λειτουργικά κόστη (σχήμα 1.5) αλλά αποτελούν μία απλή λύση που μπορεί να εφαρμοστεί άμεσα.



Σχήμα 1.5: Σύγκριση κόστους των υγρών καυσίμων υψηλής και χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο [70].

Όσον αφορά τα εξωτερικά μέτρα μείωσης των ρύπων, οι συσκευές επεξεργασίας καυσαερίων (πχ scrubbers) είναι ικανές να μειώσουν σημαντικά τις εκπομπές ρύπων ενώ ο κινητήρας χρησιμοποιεί καύσιμα χαμηλότερης ποιότητας. Η τακτική αυτή προϋποθέτει αρχική επένδυση καθώς και πολύτιμο όγκο εντός της γάστρας του πλοίου (σχήμα 1.6). Ωστόσο η δυνατότητα χρήσης καυσίμων χαμηλότερης ποιότητας, καθιστά την τακτική αυτή ελκυστική σε ναυτικές εφαρμογές.



Σχήμα 1.6: Συσκευή επεξεργασίας καυσαερίων (scrubber) εγκατεστημένη σε μηχανοστάσιο πλοίου [69].

1.2 Ιδιότητες του Φυσικού Αερίου και η Χρήση του στον τομέα της Ναυτιλίας

Βασικά στοιχεία

Το φυσικό αέριο αποτελεί έναν από τους βασικούς εκπροσώπους των αέριων καυσίμων. Πρόκειται για ένα μείγμα υδρογονανθράκων και απλών αδρανών στοιχείων που προέρχεται από κοιτάσματα κυρίως πετρελαίου. Οι κυριότεροι υδρογονάνθρακες που συνιστούν το φυσικό αέριο είναι το μεθάνιο (CH_4), το αιθάνιο (C_2H_6), το προπάνιο (C_3H_8), το βουτάνιο (C_4H_{10}) και το πεντάνιο (C_5H_{12}), ενώ μπορεί να βρεθούν και άλλοι βαρύτεροι υδρογονάνθρακες σε πολύ μικρές ποσότητες. Τα σημαντικότερα αδρανή στοιχεία που απαντώνται στο φυσικό αέριο είναι το άζωτο (N_2), το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2) και οι υδρατμοί (H_2O). Η σύσταση των υδρογονανθράκων και των αδρανών στοιχείων που συνθέτουν το φυσικό αέριο ποικίλει, ανάλογα με την προέλευση του αερίου καυσίμου όπως φαίνεται στο πίνακα 1.1. Περεταίρω αποκλίσεις που αφορούν την κατώτερη θερμογόνο δύναμη και τη σχετική πυκνότητα παρατίθενται στον πίνακα 1.2. Σε κάθε περίπτωση κύριο συστατικό είναι το μεθάνιο. [5,6]

Φυσικό Αέριο	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	H_2	CO	N_2	CO_2
Ρώσικο	98	0.6	0.2	0.2	0.1	-	-	0.8	0.1
Αλγερινό	91.2	6.5	1.1	0.2	-	-	-	1.0	-
Groningen	82.9	3.2	0.6	0.2	0.1	-	-	0.5	-
Βόρειας Θάλασσας	88.6	4.6	1.1	0.3	0.1	-	-	3.9	1.4

Πίνακας 1.1: Κατ' όγκο συστάσεις συστατικών για τα κυριότερα είδη Φυσικού Αερίου [6].

Φυσικό Αέριο	Θερμογόνος δύναμη (MJ/kg)		Σχετική Πυκνότητα	Πυκνότητα (kg/m^3)
	Μέγιστη	Ελάχιστη		
Ρωσικό	54	48.6	0.57	0.74
Αλγερινό	54.4	48.9	0.60	0.78
Groningen	43.9	39.5	0.64	0.83
Βόρειας Θάλασσας	49.8	44.9	0.62	0.81

Πίνακας 1.2: Θερμογόνος δύναμη και πυκνότητα φυσικού αερίου διαφορετικής προέλευσης [6].

Φυσικές Ιδιότητες

Το μεθάνιο αποτελεί το κύριο συστατικό του φυσικού αερίου και είναι ο πιο απλός κορεσμένος υδρογονάνθρακας. Αποτελεί το πιο ελαφρύ αέριο καύσιμο. Στον πίνακα 1.3 φαίνεται η κατώτερη θερμογόνος δύναμη τόσο για το μεθάνιο όσο και για τους υπόλοιπους υδρογονάνθρακες που συναντώνται στην γόμωση του υπό μελέτη κινητήρα μεικτής καύσης.

Υδρογονάνθρακες	LHV (KJ/kg)
$C_{12}H_{26}$	42.5
CH_4	50
C_3H_8	46.4
C_4H_{10}	45.3
C_2H_6	47.8
C_5H_{12}	45.4

Πίνακας 1.3: Κατώτερη θερμογόνος δύναμη υδρογονανθράκων [6,13].

Πιο συγκεκριμένα το φυσικό αέριο απαντάται σε αέρια μορφή, σε κάθε θερμοκρασία μεγαλύτερη των -160 βαθμών Celsius, υπό συνθήκες ατμοσφαιρικής πίεσης. Ένα εμπόδιο που προκύπτει όσον αφορά την χρήση του φυσικού αερίου ως ναυτικό καύσιμο, είναι ο μεγάλος όγκος που καταλαμβάνει σε σχέση με υγρά καύσιμα (Ντήζελ) για το ίδιο ενεργειακό περιεχόμενο. Αυτός είναι και ο λόγος για τον οποίο αποθηκεύεται και μεταφέρεται είτε συμπιεσμένο (CNG) υπό πίεση της τάξης των 250 atm (3600 psi) είτε υγροποιημένο (LNG) αφού έχει ψυχθεί σε θερμοκρασία περίπου -162 βαθμών Celsius. Ο όγκος που καταλαμβάνει μια δεδομένη ποσότητα υγροποιημένου φυσικού αερίου (LNG) μπορεί να είναι και 600 φορές μικρότερος από τον αντίστοιχο όγκο σε αέρια μορφή, καθώς επίσης και 60% μικρότερος από τον αντίστοιχο όγκο συμπιεσμένου φυσικού αερίου (CNG). Για αυτό το λόγο η ψύξη του φυσικού αερίου προτιμάται συνήθως από την συμπίεση του, για την αποδοτικότερη μεταφορά και αποθήκευσή [2].

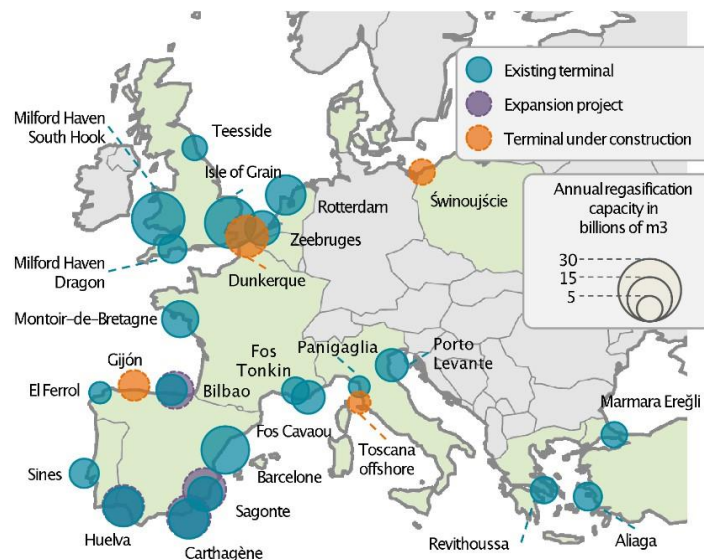
Το φυσικό αέριο χαρακτηρίζεται από πυκνότητα που κυμαίνεται από 0.74-0.81 (πίνακας 1.2), δηλαδή είναι ελαφρύτερο από τον ατμοσφαιρικό αέρα. Αυτό σημαίνει ότι σε μια πιθανή διαρροή του από κάποιο σημείο της εγκατάστασης, είναι σε θέση να ανέλθει σε υψηλότερα στρώματα της ατμόσφαιρας [6]. Η ιδιότητα αυτή του φυσικού αερίου είναι πολύ σημαντική για λόγους ασφάλειας, καθώς το αέριο καύσιμο δε συσσωρεύεται χαμηλά οπότε δε δημιουργούνται τοπικά αναφλέξιμα μίγματα. Τέλος, το φυσικό αέριο είναι άχρωμο, άγευστο και άοσμο.

Χημικές Ιδιότητες

Το φυσικό αέριο αποτελεί ένα αέριο καύσιμο με υψηλό αριθμό οκτανίου (περίπου 130), γεγονός που σημαίνει ότι μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε κινητήρες με υψηλούς λόγους συμπίεσης (κινητήρες αυτανάφλεξης), όπως για παράδειγμα σε κινητήρες Ντήζελ, με μικρό κίνδυνο ύπαρξης κρουστικής καύσης [6]. Το φυσικό αέριο για να αυτανάφλεγεί υπό ατμοσφαιρική πίεση απαιτεί θερμοκρασίες οι οποίες κυμαίνονται μεταξύ 1100 και 1200 K, ενώ η αντίστοιχη θερμοκρασιακή περιοχή αυτανάφλεξης για το ντήζελ αντιστοιχεί σε 603 με 623 K [5]. Για αυτό το λόγο στους κινητήρες μεικτής καύσης το υγρό καύσιμο παίζει τον ρόλο του σπινθηριστή προκαλώντας έναυση του αερίου καυσίμου. Η δυνατότητα αναφλεξιμότητας ενός μείγματος φυσικού αερίου-αέρα περιορίζεται από το άνω και κάτω όριο αναφλεξιμότητας, που αφορούν την έλλειψη και τη περίσσεια αέρα αντίστοιχα. Όσο αυξάνεται η θερμοκρασία και η πίεση σε έναν κλειστό χώρο, το εύρος της περιοχής ανάφλεξης διευρύνεται.

Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα της χρήσης φυσικού αερίου σε ναυτικές εφαρμογές

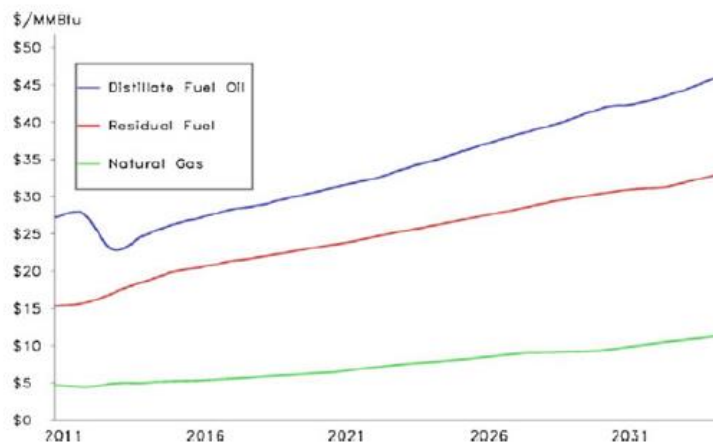
Τα τελευταία χρόνια οι υποδομές παροχής φυσικού αερίου έχουν επεκταθεί σημαντικά (σχήμα 1.7) με αποτέλεσμα το φυσικό αέριο να χρησιμοποιείται ως ναυτικό καύσιμο όχι μόνο σε πλοία μεταφοράς φυσικού αερίου αλλά και σε πλοία Ro-Ro, επιβατηγά αλλά και containerships.



Σχήμα 1.7: Σταθμοί παροχής φυσικού αερίου στην Ευρώπη [57].

Σε αυτό το σημείο είναι παρατίθενται συγκεντρωτικά, ορισμένα πλεονεκτήματα της χρήσης φυσικού αερίου έναντι του καυσίμου diesel σε ναυτικούς κινητήρες. Αρχικά, η χρήση φυσικού αερίου μειώνει τις εκπομπές των οξειδίων του θείου λόγω της μικρής περιεκτικότητάς του σε θείο. Επίσης περιορίζει και τις εκπομπές των οξειδίων του αζώτου έως και 80% λόγω της χαμηλότερης μέσης θερμοκρασίας καύσης κατά την λειτουργία μεικτής καύσης [6]. Παράλληλα ελαχιστοποιούνται οι εκπομπές στερεών σωματιδίων (PM) και αιθάλης με αποτέλεσμα να μειώνονται και οι επικαθήσεις στο

εσωτερικό του θαλάμου καύσης [2]. Το φαινόμενο αυτό σχετίζεται με το γεγονός ότι το μεθάνιο, το κύριο συστατικό του φυσικού αερίου, εμφανίζει μικρή τάση πυρόλυσης [8]. Οι εκπομπές του διοξειδίου του άνθρακα μειώνονται επίσης έως και 30% λόγω του μικρού λόγου μάζας άνθρακα προς υδρογόνο που χαρακτηρίζει το φυσικό αέριο [7,8]. Επιπρόσθετα, μειώνεται η μέγιστη πίεση καύσεως με θετικό αντίκτυπο στη κόπωση των δομικών μερών του κινητήρα. Τέλος η τιμή του φυσικού αερίου είναι ανταγωνιστική όπως φαίνεται και στο σχήμα 1.8. Στο εν λόγω σχήμα παρατηρούμε ότι οι ρυθμοί μεταβολής της τιμής του φυσικού αερίου είναι μικρότεροι από τους αντίστοιχους ρυθμούς για το απεσταγμένο και εναπομένον πετρέλαιο.



Σχήμα 1.8 : Χρονική εξέλιξη της αξίας του φυσικού αερίου (Natural Gas), του απεσταγμένου (Distillate Fuel Oil) και του εναπομένου πετρελαίου (Residual Fuel) [10].

Παρά τα σημαντικά οφέλη της χρήσης φυσικού αερίου έναντι του καυσίμου diesel, υπάρχει παράλληλα και μια ομάδα μειονεκτημάτων. Σε λειτουργία υπό πλούσια μείγματα αέρα-καυσίμου υπάρχει ο κίνδυνος κρουστικής καύσης. Επίσης είναι απαραίτητη η ψύξη του φυσικού αερίου σε θερμοκρασία της τάξης των -160°C . Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να αυξάνεται η αρχική επένδυση και να καταλαμβάνονται πολύτιμοι χώροι εντός της γάστρας για το σύστημα ψύξης.

Σε λειτουργία υπό φτωχά μείγματα αέρα-καυσίμου από την άλλη μεριά, μπορούν να παρατηρηθούν τα εξής:

- Αύξηση των εκπομπών του μονοξειδίου του άνθρακα καθώς η θερμοκρασία της γόμωσης είναι αρκετά χαμηλή ώστε να μην ολοκληρώνεται η οξείδωση του μονοξειδίου του άνθρακα σε διοξείδιο του άνθρακα [8].
- Αύξηση των εκπομπών άκαυστου μεθανίου (methane slip). Πρόκειται για ένα αέριο επιβλαβές για το περιβάλλον το οποίο ενισχύει το φαινόμενο του θερμοκηπίου [7].
- Μείωση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα.
- Κίνδυνος σε αστοχία εναύσεως [8].

1.3 Κινητήρες Μεικτής Καύσης

Οι όλο και πιο αυστηροί περιβαλλοντικοί κανονισμοί που εφαρμόζονται τα τελευταία χρόνια, η μείωση των αποθεμάτων υγρού καυσίμου υψηλής ποιότητας και η αύξηση του κόστους των καυσίμων, έχουν σαν αποτέλεσμα να στραφεί η προσοχή στη χρήση διάφορων εναλλακτικών αέριων καυσίμων (πχ μεθάνιο, προπάνιο, υδρογόνο) για τη λειτουργία ενός κλασσικού εμβολοφόρου κινητήρα εσωτερικής καύσεως [8]. Οι κινητήρες αυτοί λέγονται διπλού καυσίμου ή μεικτής καύσεως και βασίζονται στην ταυτόχρονη συνύπαρξη και καύση δύο ή περισσότερων καυσίμων στον ίδιο θάλαμο καύσης. Τα καύσιμα αυτά μπορούν να είναι είτε υγρά είτε αέρια.

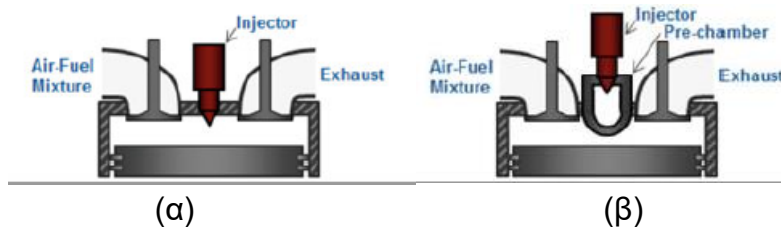
Η χρήση αερίων καυσίμων σε κινητήρες εσωτερικής καύσης έχει αποτελέσει αντικείμενο έρευνας από τα πρώτα κιάλας χρόνια της ανάπτυξης του κινητήρα εσωτερικής καύσης. Το 1901 ο Rudolf Diesel περιέγραψε για πρώτη φορά την διαδικασία κατά την οποία ένα μίγμα αέρα-αερίου καυσίμου συμπιέζεται έως μια θερμοκρασία χαμηλότερη από της θερμοκρασία αυτανάφλεξης του και η έναυση επιτυγχάνεται με τη χρήση ενός δεύτερου καυσίμου, το οποίο αυτανάφλεγεται σε χαμηλότερη θερμοκρασία [8]. Άλλοι ερευνητές στη συνέχεια μελέτησαν τη λειτουργία της μεικτής καύσης σε κινητήρες με υψηλότερους λόγους συμπίεσης. Οι πρώτες εφαρμογές της τεχνικής της μεικτής καύσης συναντώνται πριν τον Δεύτερο Παγκόσμιο Πόλεμο σε χώρες όπως η Γερμανία, η Ιταλία και η Ρωσία. Σε αυτές τις εφαρμογές, κινητήρες μεικτής καύσης υπερπληρώθηκαν και αναπτύχθηκε σύστημα εισαγωγής του φυσικού αερίου υπό υψηλή πίεση κοντά στο άνω νεκρό σημείο με έναυση από πιλοτικό καύσιμο ντήζελ [8]. Αυτές οι τεχνικές ωστόσο δεν γνώρισαν ευρεία εφαρμογή μέχρι πολύ αργότερα. Κατά τη διάρκεια του πολέμου, η έλλειψη υγρού καυσίμου υψηλής ποιότητας έστρεψε την προσοχή στην χρήση αερίων καυσίμων. Μετά το τέλος του Δεύτερου Παγκοσμίου Πολέμου, το κόστος των υγρών καυσίμων μειώθηκε και η διαθεσιμότητα τους αυξήθηκε με αποτέλεσμα τα αέρια καύσιμα να παραγκωνιστούν από τον τομέα των μεταφορών. Ωστόσο οι κινητήρες μεικτής καύσης ήταν ευρέως διαδεδομένοι σε ειδικές εφαρμογές, όπως η εξόρυξη πετρελαίου.

Σήμερα, υπάρχει μια πληθώρα εμπορικά διαθέσιμων τετράχρονων κινητήρων μεικτής καύσης από διάφορους κατασκευαστές οι οποίοι έχουν χρησιμοποιηθεί επιτυχώς και στο τομέα των μεταφορών. Δύο είναι οι τεχνικές μεικτής καύσης που εφαρμόζονται στους εν λόγω κινητήρες. Αρχικά, υπάρχει η τεχνική της μεικτής καύσης πετρελαίου και συμπληρωματικής ποσότητας δεύτερου καυσίμου. Σε αυτή τη λειτουργία, ένα ποσοστό της ενέργειας που εκλύεται στις κλασσικές συνθήκες λειτουργίας Ντήζελ, αντικαθίσταται από την έκλυση θερμότητας ενός συμπληρωματικού καυσίμου (πχ άεριο καύσιμο, βενζίνη). Ωστόσο, ο έλεγχος του φορτίου λειτουργίας συνεχίζει να βασίζεται στη ποσότητα του υγρού καυσίμου που εγχύεται. Στην τεχνική της μεικτής καύσης υγρού καυσίμου Ντήζελ και ποσότητας εναλλακτικού καυσίμου με χρήση πιλοτικής έγχυσης πετρελαίου από την άλλη, το φορτίο του κινητήρα καθορίζεται από την ποσότητα του αερίου καυσίμου και το καύσιμο Ντήζελ συνεισφέρει ένα μικρό ποσοστό στην συνολική έκλυση θερμότητας.

Το υγρό καύσιμο χρησιμοποιείται ως πηγή έναυσης του μίγματος αερίου καυσίμου και οξειδωτικού.

Οι τετράχρονοι κινητήρες μεικτής καύσης διακρίνονται ανάλογα με τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά του θαλάμου καύσης, σε κινητήρες με προθάλαμο (PCMP) ή χωρίς προθάλαμο (OCMP) όπως φαίνεται και στο σχήμα 1.9 [7]:

- Η αρχή λειτουργίας των OCMP κινητήρων βασίζεται στην εισαγωγή ομογενούς μίγματος αέρα-φυσικού αερίου μέσω των βαλβίδων εισαγωγής ενώ η έναυση πραγματοποιείται με την αυτανάφλεξη μικρής ποσότητας ντήζελ που ψεκάζεται απευθείας στον ενιαίο θάλαμο καύσης. Λόγω αυτής της απευθείας έγχυσης του υγρού καυσίμου, η ορμή της δέσμης παίζει σημαντικό ρόλο στον μηχανισμό διείσδυσης της δέσμης και στην ανάμειξη αέρα και καυσίμου.
- Στους κινητήρες PCMP, το υγρό καύσιμο εγχύεται σε ένα ξεχωριστό προφυλαγμένο χώρο που ονομάζεται προθάλαμος καύσης. Αυτός ο χώρος αποτελεί προέκταση του θαλάμου καύσης καθώς υπάρχει διαμόρφωση στην οποία λαμβάνει χώρα συναλλαγή μάζας. Η γεωμετρία της διαμόρφωσης αυτής σχεδιάζεται κατάλληλα ώστε να μειωθούν οι θερμικές απώλειες και οι απώλειες τριβής που αναπτύσσονται κατά τη ροή των αερίων. Μέσα σε αυτό τον προθάλαμο πραγματοποιείται η διάσπαση του υγρού καυσίμου σε μικρά σταγονίδια, η ατμοποίηση του καθώς και η αυτανάφλεξή του όταν οι συνθήκες το επιτρέψουν. Κατά τη φάση της συμπίεσης, αέρας εισάγεται εντός του προθαλάμου. Σε κινητήρες μεικτής καύσης με μικρή διαδρομή εμβόλου, ο όγκος του προθαλάμου αυτού μπορεί να αποτελεί ένα σημαντικό ποσοστό του νεκρού όγκου του κινητήρα [8]. Μετά την έναυση του υγρού καυσίμου, πλούσιο μείγμα από τέλεια και ατελή προϊόντα της καύσης, καθώς και αέρας και πιλοτικό καύσιμο που δεν έχει αντιδράσει ακόμα, ωθούνται με τη μορφή δέσμης από τον προθάλαμο στον κυρίως θάλαμο καύσης, όπου το οξειδωτικό μίγμα συντηρεί την καύση έως και την ολοκλήρωσή της. Επειδή η ανάμειξη καυσίμου και αέρα εξαρτάται λιγότερο από την ορμή της δέσμης (όπως συμβαίνει στους OCMP κινητήρες), στους κινητήρες PCMP η πίεση έγχυσης του υγρού καυσίμου μπορεί να μειωθεί [8]. Η χρήση προθαλάμου μειώνει την μέγιστη πίεση καύσεως καθώς και τον ρυθμό αύξησής της στο πρώτο στάδιο της καύσης. Επίσης προσφέρει πιο αποδοτική και ελεγχόμενη έναυση του αερίου μίγματος. Ωστόσο η τεχνική αυτή συνδέεται με χαμηλότερους βαθμούς απόδοσης, υψηλές θερμικές απώλειες και καταπονήσεις καθώς και δυσκολία εκκίνησης του κινητήρα. Τα φαινόμενα αυτά οφείλονται κατά κύριο λόγο στην απώλεια ενέργειας που συνδέεται με τον περιορισμό της ροής των αερίων ανάμεσα στο προθάλαμο και τον κυρίως θάλαμο καύσης.



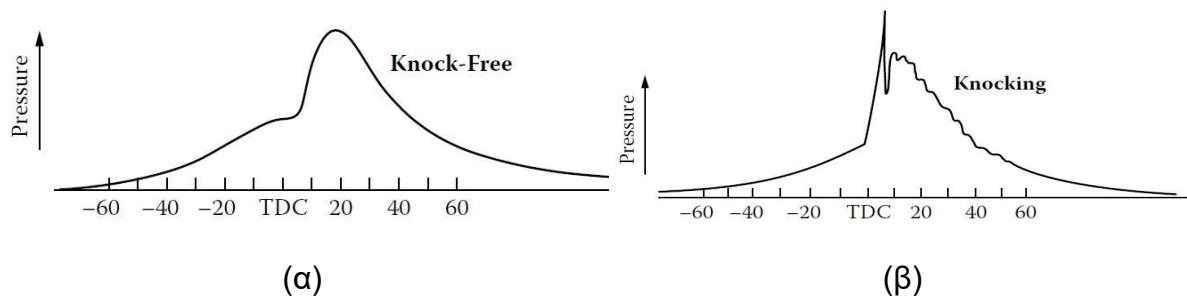
Σχήμα 1.9: Τετράχρονος κινητήρας αυτανάφλεξης (CI) διπλού καυσίμου (α) με ενιαίο θάλαμο και (β) με προθάλαμο καύσης [9].

1.4 Το φαινόμενο της Κρουστικής Καύσης στους Κινητήρες Μεικτής Καύσης

Η κρουστική καύση είναι η απρογραμματίστη έναυση σημαντικής ποσότητας άκαυστου μείγματος πριν ή και μετά την αρχική έναυση του υγρού καυσίμου [8]. Το φαινόμενο αυτό προκαλεί απότομη αύξηση της πίεσης (σχήμα 1.10β) και επιφέρει έντονους κραδασμούς στα δομικά στοιχεία του θαλάμου καύσεως, υπερθέρμανση του χιτωνίου και του εμβόλου καθώς και απώλεια ισχύος. Με αυτό τον τρόπο ο κινητήρας καταπονείται, οι θερμικές απώλειες αυξάνονται και παράλληλα μειώνεται ο βαθμός απόδοσής του. Για αυτό το λόγο το φαινόμενο της κρουστικής καύσης πρέπει να αποφεύγεται. Μια βασική απαίτηση για τη χρήση κάποιου εναλλακτικού αερίου καυσίμου (όπως το μεθάνιο) σε κινητήρες μεικτής καύσης, είναι το καύσιμο αυτό να σχηματίζει κατάλληλο μίγμα αέρα-αερίου που να μην αναφλέγεται πριν ή κατά τη διάρκεια κατά την οποία το υγρό καύσιμο εκλύει απότομα θερμότητα, στο πρώτο στάδιο της καύσης [8].

Αυτός ο απότομος ρυθμός αύξησης της πίεσης, οφείλεται στη δημιουργία πολλαπλών σημείων έναυσης από τα οποία εξαπλώνεται απότομα το μέτωπο της φλόγας. Αυτά τη σημεία έναυσης μπορεί να βρίσκονται είτε στη γειτονιά της δέσμης υγρού καυσίμου, είτε μακριά από τη δέσμη [8]. Το φαινόμενο της κρουστικής καύσης εξαρτάται έντονα από τις θερμοκρασίες που αναπτύσσονται στον θάλαμο καύσης. Μπορεί να εμφανιστεί σταδιακά και να κλιμακωθεί στη συνέχεια. Η αύξηση της θερμοκρασίας εισαγωγής του προαναμεμιγμένου μίγματος αέρα-αερίου καυσίμου, καθώς και του φορτίου λειτουργίας, ευνοούν την ανάπτυξη κρουστικής καύσης. Το μεθάνιο ωστόσο, παρουσιάζει καλή αντίσταση προς κρουστική καύση παρά την αύξηση της θερμοκρασίας εισαγωγής, σε σχέση με άλλα αέρια καύσιμα [8].

Το φαινόμενο της κρουστικής καύσης μπορεί να διαγνωστεί από το χαρακτηριστικό θόρυβο που παράγει, από τις έντονες επιταχύνσεις των δομικών μερών του κινητήρα (πχ η κεφαλή του κυλίνδρου) καθώς και τις υψίσυχνες μεταβολές της πίεσης καύσεως (σχήμα 1.10β) [8].



Σχήμα 1.10: Ποιοτικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα μεικτής καύσης σε κανονική λειτουργία (α) και σε λειτουργία υπό κρουστική καύση (β) [8].

1.5 Σχηματισμός Ρύπων στους Κινητήρες Μεικτής Καύσης

Ο σχηματισμός ρύπων στους κινητήρες μεικτής καύσης ελέγχεται από μια πληθώρα παραμέτρων που αφορούν [8]:

- Το είδος και τη σύσταση του αερίου καυσίμου που χρησιμοποιείται. Επίσης η μέθοδος εισαγωγής του καυσίμου αυτού καθώς και η διαδικασία ανάμειξης του με τον αέρα παίζουν σημαντικό ρόλο.
- Τη προπορεία και τη πίεση έγχυσης του υγρού καυσίμου.
- Η γεωμετρία του εγχυτήρα υγρού καυσίμου.
- Το μέγεθος της πιλοτικής δέσμης υγρού καυσίμου.
- Το είδος και μέγεθος του κινητήρα, τη γεωμετρία του κυλίνδρου, το εύρος των στροφών λειτουργίας του κινητήρα, τη σχέση συμπίεσης και τα χαρακτηριστικά υπερπλήρωσης. Η ανακυκλοφορία καυσαερίων αποτελεί επίσης καθοριστικό παράγοντα.

Τα βασικά συστατικά των εκπομπόμενων ρύπων των κινητήρων μεικτής καύσης είναι τα ακόλουθα [8]:

- Άκαυστοι υδρογονάνθρακες. Προέρχονται από αέριο καύσιμο (πχ μεθάνιο) που δεν αντέδρασε πλήρως κατά τη καύση.
- Μονοξείδιο (CO) και Διοξείδιο του Άνθρακα (CO₂).
- Οξειδία του αζώτου (NO_x).
- Ρύποι σωματιδίων (particulates).

Σχηματισμός Άκαυστων Υδρογονανθράκων

Όταν ο κινητήρας λειτουργεί με πολύ φτωχό μείγμα καυσίμου-αέρα, ένα σημαντικό ποσοστό του αερίου καυσίμου, μαζί με προϊόντα ατελούς καύσης, είναι δυνατό να διαφύγουν στην έξοδο καυσαερίων [8]. Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [8], γενικά η αύξηση της ποσότητας αερίου καυσίμου που εισχωρεί στον θάλαμο καύσης σε κάθε κύκλο λειτουργίας, προκαλεί ανάλογη αύξηση των εν λόγω υδρογονανθράκων στο μίγμα καυσαερίων. Ωστόσο, όταν η αύξηση της ποσότητας

αερίου καυσίμου που εγκλωβίζεται στον κύλινδρο γίνει πολύ μεγάλη, οι συνθήκες ευνοούν την έντονη εξάπλωση της φλόγας με αποτέλεσμα να αυξάνεται ο ρυθμός καύσης και να μειώνονται οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες που εν τέλει διαφεύγουν στο περιβάλλον. Παράλληλα, η έναυση του πιλοτικού καυσίμου υποβοηθά την πλήρη καύση των υδρογονανθράκων καθώς παρέχει πιο ισχυρή έναυση σε σχέση με έναν σπινθηριστή [8].

Το φωτοχημικό νέφος δεν διευρύνεται τόσο με τις εκπομπές άκαυστου μεθανίου όσο με τις εκπομπές των υπόλοιπων υδρογονανθράκων. Παρ' όλα αυτά το άκαυστο μεθάνιο που διαφεύγει στα καυσαέρια δεν μπορεί να αντιμετωπιστεί με κοινούς καταλυτικούς μετατροπείς που χρησιμοποιούνται στους κινητήρες αυτανάφλεξης. Επιπλέον είναι γνωστό ότι η ύπαρξη μεθανίου στον ατμοσφαιρικό αέρα έχει πιο έντονη επίδραση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου από ότι το διοξείδιο του άνθρακα [8].

Σχηματισμός Μονοξειδίου και Διοξειδίου του Άνθρακα

Σε ιδιαίτερα φτωχά μίγματα όπου οι θερμοκρασίες κατά την καύση είναι χαμηλές και το καύσιμο αντιδρά με αργό ρυθμό, το μονοξείδιο του άνθρακα είναι δυνατόν να μην προλάβει να μετασχηματιστεί στο τελικό του προϊόν, το διοξείδιο του άνθρακα. Σε λειτουργία υπό σταθερό συνολικό λόγο ισοδυναμίας, η χρήση μεγαλύτερης ποσότητας πιλοτικού καυσίμου τείνει να αυξήσει τις εκπομπές μονοξειδίου του άνθρακα. Ωστόσο η αύξηση της θερμοκρασίας του εισαγόμενου στον θάλαμο καύσης μίγματος μπορεί να ενισχύσει την οξειδωση του μονοξειδίου του άνθρακα. Το ίδιο μπορεί να επιτευχθεί και με την επιλογή κατάλληλων χαρακτηριστικών έγχυσης του πιλοτικού καυσίμου [8].

Σχηματισμός Οξειδίων του Αζώτου

Ο σχηματισμός οξειδίων του αζώτου κατά την καύση επηρεάζεται κατά κύριο λόγο από την μέγιστη θερμοκρασία της καύσης, από την κατανομή της θερμοκρασίας μέσα στο θάλαμο καύσης καθώς και από τη διαθεσιμότητα του οξυγόνου. Οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου των κινητήρων μεικτής καύσης είναι σημαντικά χαμηλότερες από τις αντίστοιχες εκπομπές των κινητήρων αυτανάφλεξης diesel καθώς και των κινητήρων σπινθηρισμού, εφόσον αποφεύγονται φαινόμενα κρουστικής καύσης (knocking). Ο σχηματισμός οξειδίων του αζώτου σχετίζεται περισσότερο με τη καύση διάχυσης που πραγματοποιείται στη δέσμη του πιλοτικού καυσίμου diesel όπου κυριαρχούν πολύ υψηλές τοπικές θερμοκρασίες [8]. Η αύξηση της ποσότητας πιλοτικού καυσίμου προκαλεί ενίσχυση του σχηματισμού NO_x καθώς διευρύνεται η καύση διάχυσης υπό υψηλές θερμοκρασίες. Αντίστοιχα η αύξηση του λόγου ισοδυναμίας του προαναμεμιγμένου μίγματος αέρα-αερίου καυσίμου προκαλεί αύξηση της θερμοκρασίας και κατ' επέκταση αύξηση των σχηματιζόμενων NO_x [8]. Η αύξηση της προπορείας έγχυσης του υγρού καυσίμου αυξάνει επίσης τις εκπομπές NO_x λόγω της μεγαλύτερης διάρκειας καύσεως που δίνει επαρκή χρόνο στις αντίστοιχες χημικές αντιδράσεις να πραγματοποιηθούν. Η λειτουργία υπό υψηλό

φορτίο προκαλεί αύξηση των θερμοκρασιών των αερίων κυλίνδρου οπότε ενισχύει αυτό το φαινόμενο περεταίρω.

Οι εκπομπές διοξειδίων του αζώτου μπορούν να περιοριστούν με τις παρακάτω μεθόδους [8]:

- Χρήση σύστηματος ανακυκλοφορίας καυσαερίων
- Μείωσης της ποσότητας του πιλοτικού καυσίμου
- Μείωση της προπορείας έγχυσης του υγρού καυσίμου
- Επεξεργασία καυσαερίων.

Σχηματισμός Ρύπων Σωματιδίων

Είναι ευρέως γνωστό ότι η καύση στους κινητήρες diesel προκαλεί το σχηματισμό σημαντικών ποσοτήτων σωματιδίων και αιθάλης, ιδιαίτερα σε λειτουργία υπό υψηλό φορτίο [16]. Ο σχηματισμός ρύπων σωματιδίων βασίζεται κυρίως στο φαινόμενο της πυρόλυσης των βαριών υδρογονανθράκων (του καυσίμου diesel) υπό υψηλές θερμοκρασίες σε συνθήκες καύσης διάχυσης όπου υπάρχει μεγάλη διακύμανση στον τοπικό λόγο καυσίμου-αέρα. Στους κινητήρες μεικτής καύσης ωστόσο, καύση των ελαφριών υδρογονανθράκων του αερίου καυσίμου οδηγεί σε μικρότερες ποσότητες σωματιδίων στα προϊόντα της καύσης. Το φαινόμενο αυτό παρατηρείται σε μεγάλο εύρος της αποδιδόμενης ισχύος καθώς και σε λειτουργία υπό έντονη υπερπλήρωση ή με χαμηλή θερμοκρασία του αερίου μείγματος που εισάγεται στον θάλαμο καύσης.

Σχηματισμός Οξειδίων του Θείου

Η ύπαρξη μεγάλων ποσοτήτων διοξειδίων του θείου με οξειδία του αζώτου στον ατμοσφαιρικό αέρα, αποτελεί τη κύρια πηγή όξινης βροχής και πλήττει σημαντικά το περιβάλλον και την ανθρώπινη υγεία. Όλα τα ορυκτά καύσιμα, όπως το diesel και το φυσικό αέριο, περιέχουν κάποια ποσότητα θείου και για αυτό το λόγο είναι απαραίτητη η αφαίρεσή του, πριν την αξιοποίηση των καυσίμων αυτών. Η αποθείωση αυτή αποτελεί μία δύσκολη και κοστοβόρα διαδικασία, ιδιαίτερα για το υγρό καύσιμο diesel. Το φυσικό αέριο από την άλλη περιέχει μικρότερες περιεκτικότητες θείου οι οποίες αφαιρούνται πιο εύκολα και πρακτικά οι ποσότητες αυτές θεωρούνται αμελητέες. Για αυτό το λόγο οι κινητήρες διπλού καυσίμου εμφανίζουν σχεδόν μηδαμινές εκπομπές οξειδίων του θείου.

Κεφάλαιο 2: Προσομοίωση της Λειτουργίας Κινητήρων Εσωτερικής Καύσης

2.1 Διαφορετικές Προσεγγίσεις στην Προσομοίωση της Λειτουργίας Κινητήρων Εσωτερικής Καύσης

Η φαινομενολογική προσομοίωση της λειτουργίας των μηχανών εσωτερικής καύσης αποτελεί ένα σημαντικό εργαλείο για την καλύτερη κατανόηση των φαινομένων που εμφανίζονται στο θάλαμο καύσης των κινητήρων. Τα μοντέλα αυτά βασίζονται στην θεώρηση των αερίων του κυλίνδρου είτε ως ένα ενιαίο ομοιόμορφο μίγμα, είτε ως ένα σύνολο ζωνών τα οποία έχουν ομοιόμορφες ιδιότητες. Η ανάπτυξη των φαινομενολογικών μεθοδολογιών στηρίζεται στην θερμοδυναμική ανάλυση του εργαζόμενου μέσου και την περιγραφή των σημαντικότερων φυσικών φαινομένων που απαντώνται στο θάλαμο καύσης ενός κινητήρα. Τέτοιες μεθοδολογίες βοηθούν την διερεύνηση λειτουργικών παραμέτρων, για την καλύτερη κατανόηση της αλληλεπίδρασης των παραμέτρων αυτών κατά τη λειτουργία του κινητήρα. Αυτές οι προσεγγίσεις μπορούν ακόμη να προσφέρουν σημαντικές πληροφορίες για τον εντοπισμό βλαβών σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας. Τέλος, αυτού του τύπου οι μεθοδολογίες απαιτούν μικρό υπολογιστικό χρόνο και προσφέρουν μεγάλη ευελιξία όσον αφορά το εύρος των κινητήρων και εφαρμογών που μπορούν να προσομοιωθούν [22]. Ωστόσο οι φαινομενολογικές προσομοιώσεις δεν είναι άμεσα συνδεδεμένες με την γεωμετρία του κυλίνδρου και οι υπολογισμοί είναι προσεγγιστικοί.

Μια διαφορετική προσέγγιση στην προσομοίωση της λειτουργίας κινητήρων είναι τα ημιεμπειρικά μοντέλα (zero-dimensional models) τα οποία στηρίζονται στην θερμοδυναμική ανάλυση του εργαζόμενου μέσου με ελεύθερη μεταβλητή τον χρόνο και αξιοποιώντας εμπειρικές σχέσεις (πχ συναρτήσεις Wiebe) [16]. Αυτά τα μοντέλα προσδιορίζουν τον ρυθμό καύσης χωρίς να λαμβάνονται υπόψιν κάποια επιμέρους φυσικά φαινόμενα (πχ προετοιμασία του υγρού καυσίμου, γεωμετρία της φλόγας) αλλά η απλότητά τους τα καθιστά εύκολα και ευέλικτα στην ανάπτυξη. Είναι χρήσιμα για την ανάλυση λειτουργικών παραμέτρων και την καλύτερη κατανόηση του κλειστού κύκλου λειτουργίας.

Τέλος, τα μοντέλα CFD (computational fluid dynamics) βασίζονται στις αρχές της μηχανικής των ρευστών και συνδυάζουν την περιγραφή της χημικής κινητικής και της δυναμικής των ρευστών προκειμένου να περιγράψουν χωρικά τις διεργασίες που πραγματοποιούνται στον θάλαμο καύσης [68]. Πιο συγκεκριμένα, σε αυτά τα μοντέλα ο θάλαμος καύσης περιγράφεται ως ένα σύνολο 'πακέτων' ή όγκων τα οποία έχουν συγκεκριμένη γεωμετρική θέση. Αυτές οι προσεγγίσεις εμφανίζουν μεγάλη πολυπλοκότητα και για αυτό το λόγο η ανάπτυξη τους είναι χρονοβόρα και λιγότερο ευέλικτη σε σχέση με τις υπόλοιπες μεθόδους που αναφέρθηκαν. Ωστόσο, τα μοντέλα CFD χρησιμοποιούνται ευρέως για τη μελέτη της καύσης, τη περιγραφή του πεδίου ροής εντός του θαλάμου καύσεως καθώς και της ανάμειξης αέρα και καυσίμου. Ακόμη, τα μοντέλα αυτά αξιοποιούνται στη βελτιστοποίηση του

σχεδιασμού του κινητήρα, όπως για παράδειγμα τον προσδιορισμό της γεωμετρίας της βαλβίδας εξαγωγής των καυσαερίων. Τέλος, η λεπτομερής περιγραφή που ακολουθούν αυτές οι μοντελοποιήσεις, παρέχει πιο αξιόπιστη εκτίμηση του σχηματισμού ρύπων, καθώς αυτή επηρεάζεται έντονα από την χωρική κατανομή της θερμοκρασίας των αερίων του κυλίνδρου. Τα μοντέλα αυτά προσφέρουν σημαντικά ευρήματα τα οποία χρησιμοποιούνται από τις υπόλοιπες μεθόδους.

2.2 Περιγραφή του Φαινομενολογικού Μοντέλου που Αναπτύχθηκε

Σε αυτή τη παράγραφο δίνεται μια γενική περιγραφή του διζωνικού μοντέλου προσομοίωσης που αναπτύσσεται στη παρούσα διπλωματική. Όπως έχει ήδη αναφερθεί (κεφάλαιο 1.1) το μοντέλο αυτό αφορά τετράχρονο κινητήρα μεικτής καύσεως και προσομοιώνει τον κλειστό κύκλο λειτουργίας του. Δηλαδή αναφέρεται στο χρονικό διάστημα που μεσολαβεί από το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής έως το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής. Η προσαγωγή του φυσικού αερίου γίνεται μέσω του οχετού εισαγωγής, οπότε πλήρως αναμεμειγμένο μίγμα αέρα-αερίου εγκλωβίζεται στον θάλαμο καύσης. Ακολουθεί η φάση της συμπίεσης κατά την οποία το άκαυστο αυτό μίγμα λογίζεται ως μία ενιαία ζώνη με ομοιόμορφες ιδιότητες. Μεταξύ των συστατικών της ζώνης αυτής δεν πραγματοποιούνται χημικές αντιδράσεις.

Λίγο πριν το άνω νεκρό σημείο ξεκινά η έγχυση του υγρού καυσίμου και ο διασκορπισμός του σε μικρά σταγονίδια, οπότε σχηματίζεται η δέσμη υγρού καυσίμου. Η έγχυση αυτή πραγματοποιείται με σταθερό ρυθμό μέσω ενός κεντρικού εγχυτήρα ο οποίος έχει διεύθυνση κάθετη στο τοίχωμα του κυλίνδρου. Μετά το διασκορπισμό της δέσμης σε σταγονίδια, τα αέρια κυλίνδρου χωρίζονται πλέον σε δύο ζώνες, την άκαυστη και την καιόμενη [6]. Τα γεωμετρικά όρια της δέσμης υγρού καυσίμου αποτελούν τα όρια της καιόμενης ζώνης. Κάθε ζώνη χαρακτηρίζεται από χωρικά ομοιόμορφη σύσταση και θερμοκρασία. Οι ζώνες αυτές δεν συναλλάσσουν θερμότητα, ούτε αλληλεπιδρούν χημικά. Ωστόσο θεωρείται συναλλαγή μάζας, καθώς εισρέει άκαυστο μίγμα (αέρας με φυσικό αέριο) από την άκαυστη ζώνη στην καιόμενη ζώνη. Και οι δύο ζώνες μαζί συνθέτουν την γόμωση του κυλίνδρου στην οποία επικρατεί ενιαία πίεση. Η καιόμενη ζώνη, αποτελεί ένα ομοιόμορφο μίγμα ατμοποιημένου και υγρού καυσίμου Diesel, αέρα και φυσικού αερίου. Η διείδυση της καιόμενης ζώνης μέχρι την έναυση του αερίου μείγματος οφείλεται αποκλειστικά στην ορμή που προσδίδει στη δέσμη η έγχυση του υγρού καυσίμου. Το φαινόμενο αυτό θα αναφέρεται συνοπτικά ως μηχανισμός διείδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου.

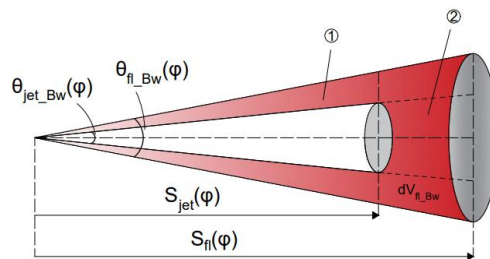
Μετά την πάροδο του χρόνου καθυστέρησης ανάφλεξης, κατά τον οποίο πραγματοποιείται η φυσική και χημική προετοιμασία του υγρού καυσίμου, το καύσιμο diesel αυταναφλέγεται λόγω των έντονων συνθηκών που επικρατούν στα αέρια του κυλίνδρου. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα τη δημιουργία και εξάπλωση μετώπου φλόγας στις παρειφές της καιόμενης ζώνης. Η γεωμετρία του μετώπου αυτού μπορεί να είναι είτε κωνική (σχήμα 2.1) είτε σφαιρική (σχήμα 2.2) και καθορίζεται από τη τεχνική μεικτής καύσης που εφαρμόζεται (κεφάλαιο 1.3) Τα δύο καύσιμα καίγονται ταυτόχρονα εντός της καιόμενης ζώνης.

Η διόγκωση της καιόμενης ζώνης και η συναλλαγή μάζας μεταξύ των δύο ζωνών ακολουθεί τον παρακάτω μηχανισμό. Αφενός μεν η έγχυση μάζας υγρού καυσίμου υπό υψηλή πίεση προσδίδει ορμή στην δέσμη με αποτέλεσμα αυτή να διειδύει εντός του κυλίνδρου. Αφετέρου, η τυρβώδης εξάπλωση του μετώπου της φλόγας προκαλεί περεταίρω διόγκωση της καιόμενης ζώνης. Η διείδυση της καιόμενης ζώνης ενισχύεται από την διόγκωση των προϊόντων της καύσης που βρίσκονται

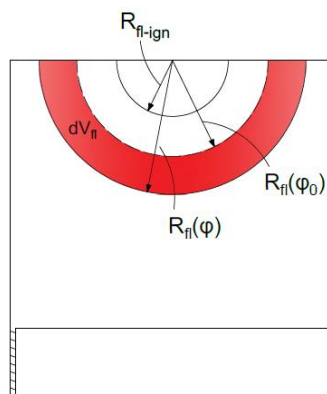
εντός της καίόμενης ζώνης και προκαλεί την εισροή επιπλέον άκαυστου μίγματος από την άκαυστη στην καίόμενη ζώνη. Το άκαυστο αυτό μίγμα συντηρεί την καύση που πραγματοποιείται εντός της καίόμενης ζώνης. Η καύση αφορά τις εξής ποσότητες:

- Καύσιμο Diesel που έχει εγχυθεί εντός του κυλίνδρου.
- Το φυσικό αέριο που εισήλθε στην καίόμενη ζώνη από την διείσδυση της δέσμης υγρού καυσίμου λόγω ορμής.
- Το φυσικό αέριο που εισήλθε στην καίόμενη ζώνη λόγω εξάπλωσης του μετώπου της φλόγας.

Κατά την εκτόνωση, η καίόμενη ζώνη καταλαμβάνει προοδευτικά όλο και μεγαλύτερο μέρος του στιγμιαίου όγκου του θαλάμου καύσεως, έως ότου εκλείψει η άκαυστη ζώνη. Από το σημείο αυτό και μετά, τα αέρια κυλίνδρου θεωρούνται ως μία ενιαία ζώνη με ομοιόμορφες ιδιότητες. Στην ζώνη αυτή υπάρχει αέρας, υδρογονάνθρακες που δεν έχουν αντιδράσει ακόμα, καθώς και προϊόντα της καύσης.



Σχήμα 2.1: Κωνικό μέτωπο φλόγας πριν τη πρόσκρουση της δέσμης στο τοίχωμα



Σχήμα 2.2: Σφαιρικό μέτωπο φλόγας

Κεφάλαιο 3: Θερμοδυναμική Περιγραφή του Μοντέλου Προσομοίωσης

3.1 Βασικές Αρχές του Μοντέλου

Το διζωνικό μοντέλο που αναπτύχθηκε στηρίχθηκε στις τέσσερις παρακάτω βασικές αρχές:

- Αρχή Διατήρησης της Ενέργειας.
- Αρχή Διατήρησης της Μάζας.
- Αρχή Διατήρησης της Ορμής.
- Θεώρηση Τελείου Αερίου.
- Διατήρηση του Όγκου του θαλάμου καύσης.

Αρχή Διατήρησης της Ενέργειας

Η παρούσα μεθοδολογία στηρίζεται στην εφαρμογή του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου για την άκαυστη, την καιόμενη ζώνη καθώς και την ολική γόμωση [17]. Με αυτό τον τρόπο εξασφαλίζεται η διατήρηση της ενέργειας σε κάθε βήμα υπολογισμού όπως φαίνεται και στις σχέσεις που ακολουθούν.

$$\text{Άκαυστη ζώνη :} \quad dU_u = dQ_u - dW_u - H_{dN_u} \quad (3.1\alpha)$$

$$\text{Καιόμενη ζώνη :} \quad dU_b = dQ_b - dW_b + H_{dm_u} + H_{dN_{br}} \quad (3.1\beta)$$

$$\text{Ολική γόμωση :} \quad dU = dQ - dW + H_{dN_{br}} \quad (3.1\gamma)$$

$$\text{Ολική γόμωση :} \quad U_{\varphi_{eoc}} - U_{\varphi_{soc}} = \sum dQ - \sum dW + \sum H_{dN_{br}} \quad (3.1\delta)$$

Όπου:

$dU_{u,b}$: Η μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας στην άκαυστη (u) και την καιόμενη ζώνη (b) [J].

$dQ_{u,b}$: Η συναλλαγή θερμότητας με τα τοιχώματα του κυλίνδρου της άκαυστης (u) και της καιόμενης ζώνης (b) [J].

$dW_{u,b}$: Το έργο ογκομεταβολής του αερίου μίγματος της άκαυστης (u) και της καιόμενης (b) ζώνης [J]. Το παραγόμενο έργο προκύπτει με βάση τη παρακάτω σχέση:

$$dW = \frac{P_1 + P_2}{2} \cdot (V_2 - V_1) \quad (3.2)$$

Όπου:

$P_{1,2}$: Η πίεση του κυλίνδρου στην αρχή (1) και στο τέλος (2) του βήματος [bar].

$V_{1,2}$: Ο όγκος της άκαυστης της καιόμενης ή του θαλάμου καύσης αναλόγως με την περίπτωση στο αρχή (1) και στο τέλος (1) του βήματος [m³].

H_{dN_u} : Η ενθαλπία της ποσότητας αερίων που μεταφέρονται από την άκαυστη (u) στην καιόμενη (b) ζώνη [J].

$H_{dN_{pr}^D}$: Η ενθαλπία που προστίθεται λόγω της προετοιμασίας (pr) της ποσότητας dN_{pr}^D του υγρού καυσίμου (D) [J].

$U_{\varphi_{soc}}, U_{\varphi_{eoc}}$: Η εσωτερική ενέργεια της γόμωσης του κυλίνδρου στην αρχή (φ_{soc}) και στο τέλος (φ_{eoc}) του κλειστού κύκλου λειτουργίας [J].

Διατήρηση της μάζας

A. Η μάζα της άκαυστης ζώνης δίνεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση σε κάθε βήμα υπολογισμού:

$$m_u = m_{u-max} - \sum dm_{u-jet} - \sum dm_{u-fl} \quad (3.3)$$

Όπου:

m_{u-max} : Η μάζα των αερίων της άκαυστης ζώνης στη φάση της συμπίεσης, πριν την δημιουργία της καιόμενης ζώνης [kg].

$\sum dm_{u-jet}$: Η συνολική μάζα του μείγματος αέρα και φυσικού αερίου που έχει εισέλθει στην καιόμενη ζώνη λόγω της διείσδυσης της δέσμης καυσίμου (jet) [kg].

$\sum dm_{u-fl}$: Η συνολική μάζα του μείγματος αέρα και φυσικού αερίου που έχει εισέλθει στην καιόμενη ζώνη λόγω εξάπλωσης του μετώπου φλόγας (fl) [kg].

B. Η μάζα της καιόμενης ζώνης δίνεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση σε κάθε βήμα υπολογισμού:

$$m_b = \sum dm_{u-jet} + \sum dm_{u-fl} + \sum dm_{pr}^D \quad (3.4)$$

Όπου:

$\sum dm_{pr}^D$: Η συνολική μάζα καυσίμου diesel που έχει ατμοποιηθεί (pr) έως εκείνη τη στιγμή [kg].

Διατήρηση του όγκου

Στη παρούσα μεθοδολογία, κατάλληλη επαναληπτική μέθοδος εξασφαλίζει σε κάθε βήμα υπολογισμού ότι οι όγκοι της άκαυστης και της καιόμενης ζώνης καταλαμβάνουν πλήρως τον στιγμιαίο όγκο του κυλίνδρου.

$$V_u + V_b = V \quad (3.5)$$

3.2 Υπολογισμός Καταστατικών Μεγεθών

Στη φάση της συμπίεσης και πριν την έναρξη της έγχυσης του πετρελαίου, στον θάλαμο καύσης υπάρχει προαναμεμιγμένο μείγμα αέρα-φυσικού αερίου που κατανέμεται ομοιόμορφα στην άκαυστη ζώνη. Μετά από την έναρξη της έγχυσης και μέχρι το τέλος του κλειστού κύκλου λειτουργίας, το εργαζόμενο μέσο θεωρείται ως ένα μείγμα το οποίο αποτελείται από αέρα, φυσικό αέριο, προϊόντα καύσης καθώς και υγρό καύσιμο που βρίσκεται σε κατάσταση ατμού [6]. Στη περίπτωση μας θεωρούμε ότι το εργαζόμενο μέσο είναι τέλειο αέριο [6,16-18,24-30] και αποτελείται από τα ακόλουθα δέκα αέρια συστατικά που συνθέτουν την γόμωση:

1. Οξυγόνο (O_2)
2. Άζωτο (N_2)
3. Διοξείδιο του άνθρακα (CO_2)
4. Νερό (H_2O)
5. Κανονικό Δωδεκάνιο ($C_{12}H_{26}$)
6. Μεθάνιο (CH_4)
7. Προπάνιο (C_3H_8)
8. Βουτάνιο (C_4H_{10})
9. Αιθάνιο (C_2H_6)
10. Πεντάνιο (C_5H_{12})

Σαν προϊόντα της καύσης έχουν θεωρηθεί μόνο το διοξείδιο του άνθρακα και το νερό (τέλεια καύση) καθώς στη παρούσα εργασία δε μελετάται η διάσταση των προϊόντων, η οποία θα δημιουργούσε ένα μίγμα καυσαερίων με περισσότερα συστατικά, όπως το υδρογόνο και το μονοξείδιο του άνθρακα.

Καταστατική εξίσωση

Στη παρούσα εργασία κάθε αέριο συστατικό της γόμωσης θεωρείται τέλειο αέριο με αποτέλεσμα να ισχύει η καταστατική εξίσωση σε κάθε ζώνη [2]:

$$pV = NR_m T \quad (3.6)$$

Όπου:

$R_m=8314.3$: Η γενική σταθερά των αερίων [J/kmol K]

V : Ο εκτατικός όγκος του εκάστοτε ομογενούς μίγματος τέλειων αερίων [m^3]

p, T : η πίεση και η απόλυτη θερμοκρασία του εκάστοτε ομογενούς μίγματος τέλειων αερίων [Pa, Kelvin]

N : Τα γραμμομόρια του εκάστοτε ομογενούς μίγματος τέλειων αερίων [kmol]

Ακολουθούν οι υπολογισμοί των καταστατικών μεγεθών όπως εκφράζονται στη βιβλιογραφία για τα τέλεια αέρια [2]. Απαραίτητοι για τους υπολογισμούς που ακολουθούν είναι οι πολυωνυμικοί συντελεστές που φαίνονται στον πίνακα 3.1. Οι συντελεστές αυτοί αφορούν τη θερμοκρασιακή περιοχή των 500-3000 Kelvin σε πίεση αναφοράς 1 ατμόσφαιρας.

Στοιχείο	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6
O ₂	3,2	$6,50 \cdot 10^{-4}$	$-1,49 \cdot 10^{-7}$	$1,53 \cdot 10^{-11}$	5,71	0
N ₂	3,34	$2,94 \cdot 10^{-4}$	$1,95 \cdot 10^{-9}$	$-6,54 \cdot 10^{-12}$	3,75	0
CO ₂	3,09	$2,73 \cdot 10^{-3}$	$-7,88 \cdot 10^{-7}$	$8,66 \cdot 10^{-11}$	6,58	$-3,93 \cdot 10^8$
H ₂ O	3,74	$5,65 \cdot 10^{-4}$	$4,95 \cdot 10^{-8}$	$-1,81 \cdot 10^{-11}$	0,961	$-2,93 \cdot 10^8$
C ₁₂ H ₂₆	6,4	$5,30 \cdot 10^{-2}$	$-1,27 \cdot 10^{-5}$	$1,06 \cdot 10^{-9}$	0	$-2,93 \cdot 10^8$
CH ₄	2,44	$4,96 \cdot 10^{-3}$	$-1,24 \cdot 10^{-6}$	$1,62 \cdot 10^{-10}$	0	$-7,48 \cdot 10^7$
C ₃ H ₈	1,14	$1,46 \cdot 10^{-2}$	$-2,96 \cdot 10^{-6}$	0	0	$-1,03 \cdot 10^8$
C ₄ H ₁₀	2,44	$4,42 \cdot 10^{-2}$	$-1,01 \cdot 10^{-6}$	$4,52 \cdot 10^{-10}$	0	$-1,24 \cdot 10^8$
C ₂ H ₆	1,25	$2,84 \cdot 10^{-2}$	$-1,31 \cdot 10^{-6}$	$4,85 \cdot 10^{-10}$	0	$-8,46 \cdot 10^7$
C ₅ H ₁₂	1,45	$2,67 \cdot 10^{-2}$	$-8,45 \cdot 10^{-6}$	$5,75 \cdot 10^{-10}$	0	$-1,46 \cdot 10^8$

Πίνακας 3.1: Πολυωνυμικοί συντελεστές των συστατικών [2,6,17].

Εσωτερική Ενέργεια

Η ειδική εσωτερική ενέργεια του κάθε συστατικού i υπολογίζεται ως εξής [2,6]

$$u_m^i = u_m^i(T) + u_{m0}^i \quad (3.7)$$

Όπου:

T : Η θερμοκρασία (K).

u_{m0}^i : Η ειδική μοριακή εσωτερική ενέργεια του στοιχείου i στο απόλυτο μηδέν που δίνεται για κάθε στοιχείο από την τελευταία στήλη του πίνακα 3.1. [J/kmol]

$u_m^i(T)$: Η ειδική αισθητή εσωτερική ενέργεια που δίνεται με βάση την παρακάτω πολυωνυμική συνάρτηση σε [J/kmol]:

$$u_m^i(T) = R_m \cdot (\alpha_1^i \cdot T + \alpha_2^i \cdot T^2 + \alpha_3^i \cdot T^3 + \alpha_4^i \cdot T^4 - T) \quad (3.8)$$

Όπου :

- $\alpha_{k=1-4}^i$: Οι πολυωνυμικοί συντελεστές που δίνονται για κάθε στοιχείο με βάση τον πίνακα 3.1.

Γνωρίζοντας την εσωτερική ενέργεια κάθε συστατικού-τέλειου αερίου, μπορούμε να υπολογίσουμε την ολική εσωτερική ενέργεια του μίγματός τους:

$$U = N \cdot \sum u_m^i \cdot x_i \quad (3.9)$$

Όπου:

U : Η ολική εσωτερική ενέργεια [J].

N : Αριθμός γραμμομορίων του μείγματος [kmol].

x_i : Η κατ' όγκον σύσταση του στοιχείου i .

Ενθαλπία

Το (λογιστικό) καταστατικό μέγεθος της ειδικής ολικής ενθαλπίας υπολογίζεται ως εξής για τέλεια αέρια:

$$H = U + R_m \cdot T = H(T) \quad (3.10)$$

Όπου: Η η ολική ενθαλπία [J].

Ειδική Θερμοχωρητικότητα υπό Σταθερό Όγκο

Με βάση το καταστατικό μέγεθος της ειδικής εσωτερικής ενέργειας u , ορίζεται η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο ως εξής: $c_v = (\theta u / \theta T)_v$.

Επειδή έχει γίνει η υπόθεση των τέλειων αερίων, η ειδική εσωτερική ενέργεια είναι συνάρτηση μόνο της θερμοκρασίας $u=u(T)$. Τότε ο ορισμός της ειδικής εσωτερικής ενέργειας δίνει $du=c_v dT$ όπου $c_v=c_v(T)$.

Για το κάθε συστατικό, η ειδική μοριακή θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο υπολογίζεται ως εξής [2,6], σε [J/kmol·K].

$$c_{vm}^i = \left[\frac{\partial u_m^i(T)}{\partial T} \right]_v \rightarrow$$
$$\rightarrow c_{vm}^i = R_m \cdot (\alpha_1^i + 2\alpha_2^i \cdot T + 3\alpha_3^i \cdot T^2 + 4 \cdot \alpha_4^i \cdot T^3 - 1) \quad (3.11)$$

Για ένα μίγμα των συστατικών αυτών (επίσης τέλειο αέριο) η μοριακή θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο προκύπτει από την παρακάτω σχέση:

$$c_v = \sum c_{vm}^i \cdot x_i \quad (3.12)$$

Ειδική Θερμοχωρητικότητα υπό Σταθερή Πίεση

Η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση c_p , ορίζεται βάσει της ενθαλπίας, ως εξής $c_p = (\theta h / \theta T)_p$. Για τα τέλεια αέρια ισχύει ότι $c_p = c_p(T)$. Η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση υπολογίζεται ως εξής για κάθε συστατικό i , σε [J/kmol·K].

$$c_{pm}^i = \frac{dh_i}{dt} = c_{vm}^i + R_m \rightarrow$$
$$\rightarrow c_{pm}^i = R_m \cdot (\alpha_1^i + 2\alpha_2^i \cdot T + 3\alpha_3^i \cdot T^2 + 4\alpha_4^i \cdot T^3 - 5\alpha_5^i \cdot T^4) \quad (3.13)$$

Η μοριακή θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση ενός μείγματος τέλειων αερίων εκφράζεται ως εξής:

$$c_p = \sum c_{pm}^i \cdot x_i \quad (3.14)$$

Εκθέτης Ισεντροπικής Μεταβολής

Ο εκθέτης ισεντροπικής μεταβολής γ ορίζεται ως εξής [2]

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_p(T)}{c_v(T)} = \gamma(T) \quad (3.15)$$

Από τα προηγούμενα προκύπτουν εκφράσεις για τις ειδικές θερμοχωρητικότητες συναρτήσει του εκθέτη ισεντροπικής μεταβολής.

$$c_p(T) = \frac{\gamma(T)}{\gamma(T)-1} R \quad \text{και} \quad c_v(T) = \frac{1}{\gamma(T)-1} R \quad (3.16)$$

Θερμική Αγωγιμότητα και Δυναμική Συνεκτικότητα

Τα μεγέθη που ακολουθούν είναι απαραίτητα για τον υπολογισμό διαφόρων αδιάστατων μεγεθών όπως οι αριθμοί Reynolds, Prandtl, κ.λ.π. Η θερμική αγωγιμότητα εκφράζει την ευκολία διάδοσης της θερμότητας στο εσωτερικό ενός στοιχείου. Η δυναμική συνεκτικότητα από την άλλη αποτελεί ένα μέτρο της αντίστασης που προβάλλει ένα ρευστό κατά την επιβολή διατμητικής τάσης.

Ο υπολογισμός τους για κάθε συστατικό της γόμωσης φαίνεται στις σχέσεις που ακολουθούν[2,6]:

$$\lambda = \sum_{j=1}^5 \lambda_j \cdot T^{j-1} \text{ [W/m}\cdot\text{k]} \quad (3.17)$$

$$\mu = \sum_{j=1}^5 \mu_j \cdot T^{j-1} \text{ [kg/m}\cdot\text{sec]} \quad (3.18)$$

Όπου:

$\lambda_{j=1-5}$: Οι πολυωνυμικοί συντελεστές που δίνονται με βάση τον πίνακα 3.2.

j	λ_j	μ_j
1	$2.41 \cdot 10^{-2}$	$1.72 \cdot 10^{-5}$
2	$7.80 \cdot 10^{-5}$	$4.71 \cdot 10^{-8}$
3	$-3.91 \cdot 10^{-8}$	$-2.33 \cdot 10^{-11}$
4	$2.41 \cdot 10^{-11}$	$8.52 \cdot 10^{-15}$
5	$-6.93 \cdot 10^{-15}$	$-1.23 \cdot 10^{-18}$

Πίνακας 3.2: Πίνακας πολυωνυμικών συντελεστών ειδικής θερμικής αγωγιμότητας και δυναμικής συνεκτικότητας [2,6,17]

Τέλος η κινηματική συνεκτικότητα ν [m^2/s] υπολογίζεται από τη σχέση που ακολουθεί:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (3.19)$$

Όπου:

ρ : Η πυκνότητα [kg/m^3]:

Καθώς η θερμοκρασία του μίγματος κάθε ζώνης αλλάζει σε κάθε βήμα υπολογισμού κατά τη διάρκεια του κύκλου, τα καταστατικά μεγέθη υπολογίζονται για την άκαυστη, την καιόμενη ζώνη και συνολικά την γόμωση του κυλίνδρου σε κάθε γωνία στροφάλου του κλειστού κύκλου λειτουργίας [6].

3.3 Υπολογισμός Γεωμετρικών Χαρακτηριστικών Θαλάμου Καύσης

Όσον αφορά την γεωμετρική περιγραφή του του θαλάμου καύσης θεωρήθηκε ότι έχει κυλινδρικό σχήμα και ότι η κεφαλή του έμβολου έχει επίπεδη επιφάνεια. Η καθ ύψος θέση του εμβόλου, η επιφάνεια και όγκος του θαλάμου καύσης σε κάθε βήμα υπολογισμού, είναι τα σημαντικότερα γεωμετρικά μεγέθη που είναι αναγκαία για την διένεξη της προσομοίωσης. Παρακάτω ακολουθεί ο τρόπος υπολογισμού τους γνωρίζοντας μερικά βασικά γεωμετρικά μεγέθη του κινητήρα όπως η διαδρομή εμβόλου, η διάμετρος εμβόλου, το μήκος διωστήρα, η ακτίνα του εμβόλου αλλά και η σχέση συμπίεσης του κινητήρα [20].

Καθ' Ύψος Θέση του Εμβόλου

Η καθ' ύψος απόσταση του εμβόλου [m] από το ΑΝΣ υπολογίζεται ως εξής:

$$x_p = r \cdot (1 - \cos \varphi) + \lambda \cdot (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)}) \quad (3.20)$$

Όπου:

x_p : καθ' ύψος θέση του εμβόλου ως προς το ΑΝΣ [m].

φ : Η γωνία στροφάλου στο τρέχων βήμα υπολογισμού [rad] βάσει της θεώρησης ότι στο ΑΝΣ $\varphi = 0^\circ$.

λ : Δίνεται από την ακόλουθη σχέση :

$$\lambda = \frac{r}{L_{cr}} \quad (3.21)$$

Όπου

r : Η ακτίνα του στροφάλου [m].

L_{cr} : Το μήκος διωστήρα [m].

Όγκος Θαλάμου Καύσης

Αρχικά υπολογίζεται ο νεκρός όγκος του θαλάμου όπως φαίνεται στη σχέση που ακολουθεί.

$$CR = \frac{V_{dis} + V_{cl}}{V_{cl}} \Rightarrow V_{cl} = \frac{V_{dis}}{(CR-1)} \quad (3.22)$$

Όπου:

V_{cl} : Ο νεκρός όγκος [m³].

CR : Η σχέση συμπίεσης του κινητήρα

V_{dis} : Ο όγκος εμβολισμού [m³] του κάθε κυλίνδρου που υπολογίζεται ως εξής:

$$V_{dis} = S \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (3.23)$$

Όπου:

S : Η διαδρομή εμβόλου του κινητήρα [m].

D : Η διάμετρος εμβόλου του κινητήρα [m].

Έχοντας εκτελέσει τους παραπάνω υπολογισμούς μπορεί να γίνει η εκτίμηση του όγκου του θαλάμου καύσης σε κάθε βήμα υπολογισμού:

$$V_{cyl} = V_{cl} + x_p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (3.24)$$

Εμβαδόν Θαλάμου Καύσης

Η επιφάνεια του θαλάμου καύσης σε κάθε βήμα υπολογισμού προκύπτει με βάση την ακόλουθη σχέση:

$$A_{cyl} = (x_p + x_{cl}) \cdot \pi \cdot D + 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right) \quad (3.25)$$

Όπου:

x_{cl} : Το ύψος του νεκρού όγκου [m] που υπολογίζεται ως εξής:

$$x_{cl} = \frac{V_{cl}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} \quad (3.26)$$

3.4 Υπολογισμός Ρυθμού Απωλειών Θερμότητας

Η μέγιστη θερμοκρασία που μπορούν να φτάσουν τα αέρια σε έναν θάλαμο καύσης εμβολοφόρου κινητήρα είναι έως 3000 K. Τα μέταλλα στο εσωτερικό του θαλάμου καύσεως, όπως το χιτώνιο και το έμβολο, δε μπορούν να εργαστούν εκτεθειμένα σε τόσο υψηλές θερμοκρασίες, για έναν αριθμό λόγων όπως η υποβάθμιση των μηχανικών τους ιδιοτήτων και η αντοχή σε κόπωση. Για αυτό το λόγο απαιτείται η ψύξη τους. Αυτές οι συνθήκες, δηλαδή η έντονη θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στη γόμωση και τα τοιχώματα του κυλίνδρου, μπορούν να οδηγήσουν σε μεγάλες ροές θερμότητας της τάξης των 10 MW/m² κατά την διάρκεια της καύσης [16].

Η συναλλαγή θερμότητας ανάμεσα στο εργαζόμενο μέσο και τα τοιχώματα του κυλίνδρου επηρεάζει την απόδοση του κινητήρα καθώς και τις εκπομπές ρύπων. Για δεδομένη μάζα καυσίμου, εντονότερη συναλλαγή θερμότητας συνεπάγεται μείωση της μέγιστης θερμοκρασίας και πίεσης του κυλίνδρου καθώς και μείωση του αποδιδόμενου έργου ανά κύκλο. Οι σημαντικότερες μορφές συναλλαγής θερμότητας στους εμβολοφόρους κινητήρες είναι η συναγωγή και η ακτινοβολία.

Συναγωγή

Πρόκειται για την εντονότερη συναλλαγή θερμότητας που εμφανίζεται στον κλειστό κύκλο ενός εμβολοφόρου κινητήρα και προκαλείται από τη σχετική κίνηση του εργαζόμενου μέσου ως προς τα ακίνητα τοιχώματα του κυλίνδρου καθώς και από τη θερμοκρασιακή τους διαφορά [6]. Όταν η σχετική αυτή κίνηση προκαλείται από δυνάμεις πέραν της βαρύτητας τότε το φαινόμενο ονομάζεται εξαναγκασμένη συναγωγή. Η συναλλαγή θερμότητας με συναγωγή δίνεται από την βιβλιογραφία ως εξής [16] :

$$\dot{q} = h \cdot (T_g - T_w) \quad (3.27)$$

Όπου:

\dot{q} : Πυκνότητα ροής θερμότητας [W/m²].

h : Συντελεστής συναγωγής θερμότητας [W/m²K].

T_g : Μέση θερμοκρασία εργαζόμενου μέσου [K].

T_w : Μέση θερμοκρασία τοιχωμάτων [K].

Ακτινοβολία

Η συναλλαγή θερμότητας με ακτινοβολία προκύπτει από την εκπομπή και απορρόφηση ηλεκτρομαγνητικών κυμάτων που προκαλούνται από τα αέρια-προϊόντα της καύσης που βρίσκονται σε υψηλή θερμοκρασία [6]. Ως εκ τούτου η ακτινοβολία γίνεται πιο έντονη κατά τη διάρκεια της καύσης όπου εμφανίζονται και οι μεγαλύτερες θερμοκρασίες του εργαζόμενου μέσου κατά την διάρκεια του κλειστού κύκλου. Αξίζει να σημειωθεί ότι η ένταση της ακτινοβολίας είναι συγκριτικά πιο μικρή σε σχέση με τις απώλειες θερμότητας από συναγωγή ιδιαίτερα στους κινητήρες Ντήζελ. Η θεωρία της ακτινοβολίας βασίζεται στην ιδέα του μέλανος σώματος, δηλαδή ένα σώμα του οποίου η επιφάνεια εκπέμπει και απορροφά το ίδιο καλά ακτινοβολία όλων των μηκών κύματος, και η επιφάνεια αυτή δεν αντανακλά καθόλου ακτινοβολία. Η συναλλαγή θερμότητας λόγω ακτινοβολίας υπολογίζεται ως εξής σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [16].

$$\dot{q} = \sigma \cdot (T_g^4 - T_w^4) \quad (3.28)$$

Όπου:

\dot{q} : Πυκνότητα ροής θερμότητας [W/m²].

σ : Σταθερά Stephan Boltzmann ίση με $5,67 \cdot 10^{-8}$ [W/m²K⁴].

T_g : Μέση θερμοκρασία εργαζόμενου μέσου [K].

T_w : Μέση θερμοκρασία τοιχωμάτων [K].

Μοντέλο Annand

Στη παρούσα εργασία η εκτίμηση των απωλειών θερμότητας υπολογίζεται με το ημι-εμπειρικό μοντέλο του Annand [38]. Το εν λόγω μοντέλο λαμβάνει υπόψιν του τόσο τις απώλειες θερμότητας λόγω συναγωγής (εστιάζοντας στη μετάδοση της θερμότητας λόγω τύρβης) όσο και τις απώλειες λόγω ακτινοβολίας. Η γενική μορφή των απωλειών θερμότητας δίνεται από τη παρακάτω σχέση.

$$\dot{q} = h \cdot (T_g - T_w) + c \cdot \sigma \cdot (T_g^4 - T_w^4) \quad (3.29)$$

Στη σχέση 3.29 πέραν από τα μεγέθη που περιγράφηκαν παραπάνω έχουμε:

c : Σταθερά του μοντέλου.

h : Συντελεστής συναγωγής θερμότητας. Δίνεται από τη παρακάτω σχέση που ισχύει για διάφορα είδη ροών όπως οι ροές μέσα σε σωλήνες ή πάνω σε επίπεδες επιφάνειες [16].

$$Nu = a \cdot (Re)^b \cdot (Pr)^d \quad (3.30)$$

Όπου:

- Όπου a , b και d σταθερές.
- Nu : Ο αριθμός Nusselt που υπολογίζεται από τη σχέση που ακολουθεί:

$$Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda} \quad (3.31)$$

Όπου:

D : Το χαρακτηριστικό μήκος (m). Αντιστοιχεί στη διάμετρο του εμβόλου.

λ : Η θερμική αγωγιμότητα του εργαζόμενου μέσου (W/mK).

- Re : Ο αριθμός Reynolds υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$Re = \frac{u_p \cdot D}{\nu} \quad (3.32)$$

Όπου:

D : Διάμετρος του εμβόλου (m).

ν : Κινηματική Συνεκτικότητα (m^2/s).

u_p : Η χαρακτηριστική ταχύτητα που αντιστοιχεί στη μέση ταχύτητα του εμβόλου.

Υπολογίζεται ως εξής:

$$u_p = \frac{S_p \cdot RPM}{30} \quad (3.33)$$

Όπου:

u_p : Μέση ταχύτητα εμβόλου (m/s).

S_p : Διαδρομή εμβόλου (m).

RPM : Ταχύτητα περιστροφής (rpm).

- Pr : Ο αριθμός Prandtl παίρνει την τιμή 0.7 σύμφωνα με το μοντέλο του Annand.

Επομένως ο συντελεστής συναγωγής θερμότητας υπολογίζεται:

$$h = a \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot Re^b \quad (3.34)$$

Και η πυκνότητα ροής θερμότητας εκφράζεται ως εξής:

$$\dot{q} = a \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot Re^b \cdot (T_g - T_w) + c \cdot \sigma \cdot (T^4 - T_w^4) \quad (3.35)$$

Τώρα μπορεί να υπολογιστεί ο ρυθμός απωλειών θερμότητας:

$$dQ = A_{cyl} \cdot \dot{q} \quad (2.36)$$

Όπου:

dQ : Ρυθμός απωλειών θερμότητας σε κάθε βήμα υπολογισμού (J/s). Τέλος ο ρυθμός αυτός μετατρέπεται σε απώλειες θερμότητας ανά βήμα υπολογισμού όπως περιγράφεται στη σχέση που ακολουθεί [2,6].

$$dQ = \frac{dQ}{6 \cdot \text{RPM}} \cdot d\varphi \quad (3.37)$$

A_{cyl} : Η συνολική στιγμιαία επιφάνεια του θαλάμου καύσης [m²] που υπολογίζεται στην ενότητα 2.3 .

Έχοντας πλέον υπολογίσει το συνολικό ρυθμό απωλειών θερμότητας μπορεί να γίνει εκτίμηση των επιμέρους ρυθμών απωλειών για κάθε ζώνη ξεχωριστά, όπως φαίνεται στη σχέση που ακολουθεί [37].

$$dQ_{u,b} = dQ \cdot \frac{N_{u,b} \cdot C_{v,u,b} \cdot T_{u,b}}{\sum N_{u,b} \cdot C_{v,u,b} \cdot T_{u,b}} \quad (3.38)$$

Όπου:

C_v : Ειδική Θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο (J/kmol · K).

$N_{u,b}$: Το σύνολο των γραμμομορίων της άκαυστης και καιόμενης ζώνης αντίστοιχα σε κάθε βήμα υπολογισμού.

3.5 Υπολογισμός Σύστασης Άκαυστης και Καιόμενης Ζώνης

Στη παρούσα εργασία θεωρείται ότι η γόμωση του κυλίνδρου αποτελείται από τα δέκα παρακάτω στοιχεία [4]:

1. Οξυγόνο (O_2)
2. Άζωτο (N_2)
3. Διοξείδιο του άνθρακα (CO_2)
4. Νερό (H_2O)
5. Ατμοποιημένο Κανονικό Δωδεκάνιο ($C_{12}H_{26}$)
6. Μεθάνιο (CH_4)
7. Προπάνιο (C_3H_8)
8. Βουτάνιο (C_4H_{10})
9. Αιθάνιο (C_2H_6)
10. Πεντάνιο (C_5H_{12})

Πιο συγκεκριμένα, η μάζα της άκαυστης ζώνης αποτελείται από αέρα, δηλαδή οξυγόνο και άζωτο, καθώς και από το αέριο καύσιμο (ένα μίγμα μεθανίου, προπάνιου, βουτανίου, αιθανίου, πεντανίου). Η καιόμενη ζώνη αποτελείται από τα συστατικά της άκαυστης ζώνης που εισχώρησαν στην καιόμενη (οξυγόνο και άζωτο), από ατμοποιημένο καύσιμο Diesel καθώς και από προϊόντα της καύσης των υδρογονανθράκων.

Στη παρούσα εργασία η διάσταση των προϊόντων της καύσης και η μελέτη των εκπεμπόμενων ρύπων δεν αποτελούν αντικείμενο μελέτης, επομένως ως προϊόντα καύσης θεωρήθηκαν μόνο το διοξείδιο του άνθρακα και το νερό.

Υπολογισμός Γραμμομορίων Άκαυστης Ζώνης

Τα στοιχεία που συνθέτουν την άκαυστη ζώνη είναι τα 1, 2 και 5 έως 10 της λίστας που αναγράφεται παραπάνω, δηλαδή τα στοιχεία του αέρα και του αερίου καυσίμου. Ο αριθμός των γραμμομορίων της άκαυστης ζώνης για κάθε συστατικό i υπολογίζεται ως εξής [6]:

$$N_{u,i}(\varphi) = N_{u,i}(\varphi_0) + dN_{u,entr} \quad (3.39)$$

▪ Ο όρος $N_{u,i}(\varphi_0)$ υπολογίζεται για πρώτη φορά κατά την έναρξη του κλειστού κύκλου λειτουργίας όπως φαίνεται στη σχέση που ακολουθεί:

$$N_{u,i}(\varphi_0) = N_{u,i}(\varphi_{soc}) = x_A^i \cdot N_{A-soc} \quad (3.40)$$

Όπου:

x_A^i : Η κατ' όγκο σύσταση κάθε συστατικού του αέρα [-].

MB_A : Το μοριακό βάρος του αέρα [-].

N_{A-soc} : Ο αριθμός των γραμμομορίων του αέρα που εγκλωβίζονται στον θάλαμο καύσης κατά το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής [kg]. Ο υπολογισμός τους φαίνεται στην ενότητα 3.2.

▪ $dN_{u,entr}$: Αποτελεί τον ρυθμό μεταβολής του αριθμού των γραμμομορίων κάθε συστατικού της άκαυστης ζώνης, λόγω μεταφοράς μάζας από την άκαυστη στην

καιόμενη ζώνη. Η μεταφορά αυτή βασίζεται στην διόγκωση της καιόμενης ζώνης που προκύπτει τόσο από την επέκταση της δέσμης λόγω ορμής όσο και από την εξάπλωση του μετώπου της φλόγας. Η προσέγγιση αυτή αναλύεται στις ενότητες 2.8 και 2.9. Ο ρυθμός απώλειας γραμμομορίων κάθε συστατικού i από την άκαυστη ζώνη υπολογίζεται από την σχέση που ακολουθεί:

$$[dN]_i = - \left[x_u^i \cdot \frac{dm_u}{MB_u} \right] \quad (3.41)$$

Όπου:

x_u^i : Η κατ' όγκο σύσταση κάθε συστατικού της άκαυστης ζώνης [-].

MB_u : Το μοριακό βάρος του ομογενούς μίγματος αερίων της άκαυστης ζώνης [-].

dm_u : Ο συνολικός ρυθμός μεταφοράς μάζας από τη άκαυστη στην καιόμενη ζώνη στο τρέχων βήμα υπολογισμού [5] [kg].

Υπολογισμός Γραμμομορίων Καιόμενης ζώνης

Ο υπολογισμός του συνόλου των γραμμομορίων της καιόμενης ζώνης εκφράζεται ως εξής για τιμές του $k=1,2$ και 3 [6]:

$$N_{b,i}(\varphi) = N_{b,i}(\varphi_o) + \sum_k [dN]_i^k \quad (3.42)$$

Όπου

$N_{b,i}(\varphi_o)$: Τα γραμμομόρια της καιόμενης ζώνης στο προηγούμενο βήμα υπολογισμού.

- $K=1$: Αφορά τον ρυθμό μεταβολής του αριθμού των γραμμομορίων κάθε συστατικού λόγω μεταφοράς μάζας από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη. Αυτός ο ρυθμός επαύξησης των γραμμομορίων του κάθε συστατικού i της καιόμενης ζώνης υπολογίζεται ως εξής:

$$[dN]_i^{K=1} = x_u^i \cdot \frac{dm_u}{MB_u} \quad (3.43)$$

- $K=2$: Αφορά τον ρυθμό μεταβολής του αριθμού των γραμμομορίων κάθε συστατικού λόγω της ατμοποίησης του υγρού καυσίμου Diesel και αφορά μόνο το συστατικό $i=5$ (κανονικό δωδεκάνιο).

$$[dN]_{i=5}^{K=2} = \frac{dm_{pr}^D}{MB_D} \quad (3.44)$$

Όπου:

dm_{pr}^D : Ο ρυθμός προετοιμασίας του υγρού καυσίμου Diesel [kg]. Υπολογίζεται στην ενότητα 2.11.

MB_D : Το μοριακό βάρος του κανονικού δωδεκανίου [-].

▪ $K=3$: Πρόκειται για τον ρυθμό μεταβολής του αριθμού των γραμμομορίων κάθε συστατικού λόγω της καύσης του ατμοποιημένου diesel (j=1: κανονικό δωδεκάνιο) και του φυσικού αερίου (j=2 : Μεθάνιο, j=3 : Προπάνιο, j=4 : Βουτάνιο, j=5 : Αιθάνιο, j=6 : Πεντάνιο). Ο ρυθμός αυτός υπολογίζεται από τη σχέση που ακολουθεί και αφορά μόνο τα συστατικά i=5,6,7,8,9,10, τους υδρογονάνθρακες δηλαδή της καιόμενης ζώνης.

$$[dN]_i^{K=3} = \frac{C_i^j dm_{bur}^j}{MB_j} \quad (3.45)$$

Όπου

dm_{bur}^j : Ο ρυθμός καύσης του κάθε υδρογονάνθρακα [kg]. Στις ενότητες 2.11 και 2.12 φαίνεται ο τρόπος υπολογισμού του ρυθμού αυτού.

C_i^j : Ο στοιχειομετρικός συντελεστής του κάθε συστατικού (i) ο οποίος αφορά την στοιχειομετρική εξίσωση καύσης του εκάστοτε υδρογονάνθρακα (j). Οι τιμές του φαίνονται στον πίνακα που ακολουθεί.

MB_j : Το μοριακό βάρος του κάθε υδρογονάνθρακα [-].

Στοιχειομετρικοί Συντελεστές C_i^j										
j / i	O ₂	N ₂	CO ₂	H ₂ O	C ₁₂ H ₂₆	CH ₄	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₂ H ₆	C ₅ H ₁₂
C ₁₂ H ₂₆	-18.5	0	12	13	-1	0	0	0	0	0
CH ₄	-2	0	1	2	0	-1	0	0	0	0
C ₃ H ₈	-5	0	3	4	0	0	-1	0	0	0
C ₄ H ₁₀	-6.5	0	4	5	0	0	0	-1	0	0
C ₂ H ₆	-3.5	0	2	3	0	0	0	0	-1	0
C ₅ H ₁₂	-8	0	5	6	0	0	0	0	0	-1

Πίνακας 3.3: Συντελεστές στοιχειομετρικής καύσης [6].

Υπολογισμός Γραμμομορίων Ολικής Γόμωσης

Σε αυτό το σημείο μπορεί να γίνει ο υπολογισμός των γραμμομορίων κάθε συστατικού της ολικής γόμωσης.

$$N_i(\varphi) = N_{u,i}(\varphi) + N_b(\varphi) \quad (3.46)$$

Υπολογισμός Συστάσεων Άκαυστης και Καιόμενης Ζώνης

Έχοντας υπολογίσει τα γραμμομόρια των δύο ζωνών και της γόμωσης συνολικά μπορεί να γίνει εκτίμηση της κατ' όγκο και κατά μάζα σύστασης της άκαυστης και καιόμενης ζώνης όπως φαίνεται στις σχέσεις που ακολουθούν:

$$X = \frac{N_i}{N} \quad (3.47)$$

$$Y = X \cdot \frac{MB_i}{MB} \quad (3.48)$$

Όπου:

N_i, N : Ο αριθμός των γραμμομορίων του εκάστοτε συστατικού κάθε ζώνης και συνολικά της κάθε ζώνης [kmol].

MB_i, MB : Το μοριακό βάρος του εκάστοτε συστατικού κάθε ζώνης και συνολικά της καθ ζώνης [kg/kmol].

Υπολογισμός Μοριακών Βαρών

Τα μοριακά βάρη της κάθε ζώνης (u,b) και της γόμωσης συνολικά (all) προκύπτουν από τα μοριακά βάρη των συστατικών i με βάση τις συστάσεις τους. Υπολογίζεται σε [kg/kmol] ως εξής [2]:

$$MB_{u-b-all} = \sum_i X_{u-b-all} \cdot MB_i \quad (3.49)$$

Υπολογισμός Σταθεράς Αερίου

Η σταθερά αερίου του αερίου μίγματος της κάθε ζώνης και της γόμωσης συνολικά εκτιμάται από την ακόλουθη σχέση σε J/kmol·K [2].

$$R = \sum_i Y_i \cdot \frac{R_m}{MB_i} \quad (3.50)$$

Κεφάλαιο 4: Περιγραφή της Δέσμης του Υγρού Καυσίμου

4.1 Εισαγωγή

Μετά την διάσπαση του υγρού καυσίμου σε σταγονίδια, αρχίζει ο σχηματισμός και η εξάπλωση της δέσμης του υγρού καυσίμου. Το φαινόμενο αυτό αναφέρεται ως μηχανισμός διείσδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου και βασίζεται στην ορμή που αποκτά η δέσμη κατά την έγχυση του υγρού καυσίμου. Η δέσμη θεωρείται για λόγους απλότητας ότι έχει τη γεωμετρία του ορθού κώνου (σχήμα 4.1). Η γεωμετρία αυτή διατηρείται έως την έναυση του υγρού καυσίμου. Τα γεωμετρικά όρια της δέσμης αποτελούν τα όρια της καιόμενης ζώνης. Την ζώνη αυτή ονομάζουμε καιόμενη διότι σε αυτή ξεκινάει και εξελίσσεται το φαινόμενο της καύσης. Αποτελείται από μίγμα ατμοποιημένου καυσίμου diesel με αέριο καύσιμο, αέρα και προϊόντα της καύσης [6]. Στην κλασική λειτουργία Ντήζελ, η εξάπλωση της καιόμενης ζώνης περιγράφεται αποκλειστικά από τον μηχανισμό διείσδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου (κεφάλαιο 4.3) ενώ στην λειτουργία Μεικτής Καύσης, ο μηχανισμός αυτός συνδυάζεται με τον μηχανισμό εξάπλωσης του μετώπου της φλόγας (κεφάλαιο 6).

4.2 Υπολογισμός του Ρυθμού Έγχυσης Υγρού Καυσίμου

Στην πραγματικότητα, κατά διάρκεια της έγχυσης, η πίεση της εγχύσεως του υγρού καυσίμου P_{inj} δεν παραμένει σταθερή και η μεταβολή της καθορίζεται από τα γεωμετρικά και λειτουργικά χαρακτηριστικά του συστήματος εγχύσεως. Στην παρούσα εργασία γίνεται η παραδοχή ότι η πίεση εγχύσεως παραμένει σταθερή και ίση με την μέση πίεση έγχυσης η οποία δίνει διάρκεια έγχυσης ίση με την πραγματική [6]. Στη περίπτωση μας δηλαδή η μέση πίεση έγχυσης ισούται με την τιμή που παραθέτουν τα πειραματικά δεδομένα. Παράλληλα, θεωρήθηκε ότι η πίεση των αερίων εντός του κυλίνδρου παραμένει σταθερή και ίση με την αρχική τους πίεση όταν ξεκίνησε η έγχυση του υγρού καυσίμου. Ως εκ τούτου προκύπτει ότι η διαφορά πίεσης $\Delta P = P_{inj} - P$ παραμένει αμετάβλητη χωρίς αξιοσημείωτο σφάλμα [6,17,18,39].

Γνωρίζοντας την διαφορά πίεσης κατά την έγχυση, μπορεί να γίνει εκτίμηση της ταχύτητας υπό την οποία εγχύεται το υγρό καύσιμο διαμέσου του εγχυτήρα.

$$u_{inj} = C_D * \sqrt{\frac{2 * \Delta P}{\rho_f}} \quad (4.1)$$

Όπου:

u_{inj} : Η ταχύτητα έγχυσης καυσίμου (m/s).

ΔP : Η διαφορά πίεσης των αερίων του κυλίνδρου από την πίεση εγχύσεως (bar).

ρ_f : Η πυκνότητα του υγρού καυσίμου (kg/m^3).

C_D : Ο συντελεστής εκροής που εξαρτάται από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του ακροφυσίου.

Με βάση τα ανωτέρω η παροχή μάζας του υγρού καυσίμου δια μέσου του κάθε εγχυτήρα υπολογίζεται από την σχέση που ακολουθεί.

$$\dot{m}_f = \rho_f \cdot u_{inj} \cdot A_{inj} \quad (4.2)$$

Όπου:

\dot{m}_f : Η παροχή μάζας του υγρού καυσίμου [kg/sec]

A_{inj} : Η διατομή της οπής του εγχυτήρα (m^2). Η επιφάνεια αυτή δίνεται με βάση την παρακάτω σχέση:

$$A_{inj} = \pi \cdot \frac{d_{inj}^2}{4} \cdot NH \quad (4.3)$$

Όπου:

d_{inj} : Η διάμετρος της κάθε οπής (m).

NH : Το πλήθος των οπών για όλους τους εγχυτήρες του κυλίνδρου αθροιστικά.

Η παροχή μάζας του υγρού καυσίμου δια μέσου των εγχυτήρων (kg/sec), μετατρέπεται σε kg/deg σύμφωνα με τη σχέση 4.4, προκειμένου να αξιοποιηθεί στους υπολογισμούς της προσομοίωσης.

$$m_f^D = \frac{m_f^D}{6 \cdot RPM} \cdot d\varphi \quad (4.4)$$

Επομένως μπορεί να υπολογιστεί σε κάθε βήμα η συνολική ποσότητα του καυσίμου diesel που βρίσκεται στο θάλαμο καύσης.

$$m_f^D(\varphi) = m_f^D(\varphi_0) + m_f^D(\varphi) \quad (4.5)$$

4.3 Υπολογισμός της Γωνίας της Δέσμης Υγρού Καυσίμου

Η γωνία της δέσμης καυσίμου πριν τη πρόσκρουση στο τοίχωμα του κυλίνδρου εκφράζεται ως συνάρτηση διάφορων λειτουργικών παραμέτρων, βάσει του ημι-εμπειρικού μοντέλου του Wakuri [2,6]:

$$\theta_{jet-Bw} = 0,05 \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_u \cdot \Delta P \cdot d_{inj}^2}{\mu_u^2}} \quad (4.6)$$

Όπου:

θ_{jet-Bw} : Η γωνία της δέσμης [deg].

ρ_u : Η πυκνότητα του μείγματος της άκαυστης ζώνης [kg/m^3].

μ_u : Η δυναμική Συνεκτικότητα της άκαυστης ζώνης [$kg/m \cdot s$].

d_{inj} : Η διάμετρος οπής του ακροφυσίου [m].

4.4 Υπολογισμός της Διείσδυσης του Μετώπου της Δέσμης

Από τη δημιουργία της δέσμης και μετά, δηλαδή μετά το μήκος διάσπασης, η δέσμη διεισδύει μέσα στο χώρο του θαλάμου καύσεως λόγω της αρχικής της ορμής. Στη διεθνή βιβλιογραφία υπάρχουν αρκετές θεωρήσεις σχετικά με τον ρυθμό διείσδυσης της δέσμης στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Στην παρούσα εργασία ο υπολογισμός του μήκους διείσδυσης της δέσμης του υγρού καυσίμου πραγματοποιείται με την ημιεμπειρική σχέση που έχει προταθεί από τον Hiroyasu [38]. Σύμφωνα με αυτή την ανάλυση η χρονική ιστορία της διείσδυσης της δέσμης ακολουθεί δύο στάδια.

Πρώτο στάδιο ανάπτυξης της δέσμης ($t < t_{br}$)

Στη διάρκεια του πρώτου σταδίου, η δέσμη του υγρού καυσίμου θεωρείται ότι εκτελεί ευθύγραμμη ομαλή κίνηση (Σχήμα 4.1). Η χρονική διάρκεια αυτού του σταδίου, ο χρόνος διάσπασης t_{br} δηλαδή, υπολογίζεται ως εξής σε "s":

$$t_{br} = 28,65 \cdot \frac{\rho_f \cdot d_{inj}}{\sqrt{\rho_u \cdot \Delta P}} \quad (4.7)$$

Η διείσδυση της κορυφής της δέσμης κατά τη διάρκεια του πρώτου σταδίου υπολογίζεται ακολούθως.

$$S_{jet} = C_D \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho_f}} \cdot t \quad (4.8)$$

Όπου:

S_{jet} : Η διείσδυση του μετώπου της δέσμης [m].

t : Ο χρόνος που έχει παρέλθει από την έναρξη της έγχυσης [s].

Δεύτερο στάδιο ανάπτυξης της δέσμης ($t < t_{br}$)

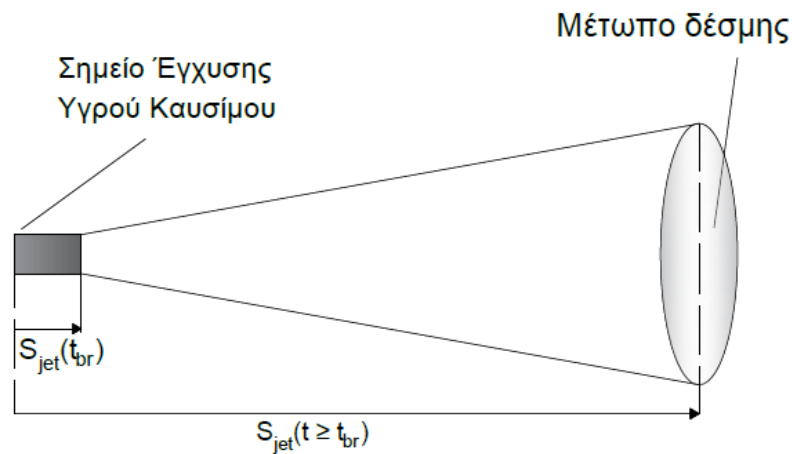
Στη διάρκεια του δεύτερου σταδίου, δηλαδή όταν ο χρόνος (από την αρχή έγχυσης του καυσίμου) γίνει μεγαλύτερος από το χρόνο διάσπασης, η διείσδυση της δέσμης περιγράφεται από την σχέση 4.9 σύμφωνα με το μοντέλο του Hiroyasu. Παράλληλα δημιουργείται και επεκτείνεται η καιόμενη ζώνη [39]. Σε αυτό το στάδιο το υγρό καύσιμο έχει διασκορπιστεί σε σταγονίδια λόγω της απότομης πτώσης πίεσης στο ακροφύσιο του εγχυτήρα [2]. Η διείσδυση της δέσμης δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$S_{jet} = 2,95 \cdot \left[\frac{\Delta P}{\rho_u} \right]^{0,25} \cdot \sqrt{d_{inj} \cdot t} \quad (4.9)$$

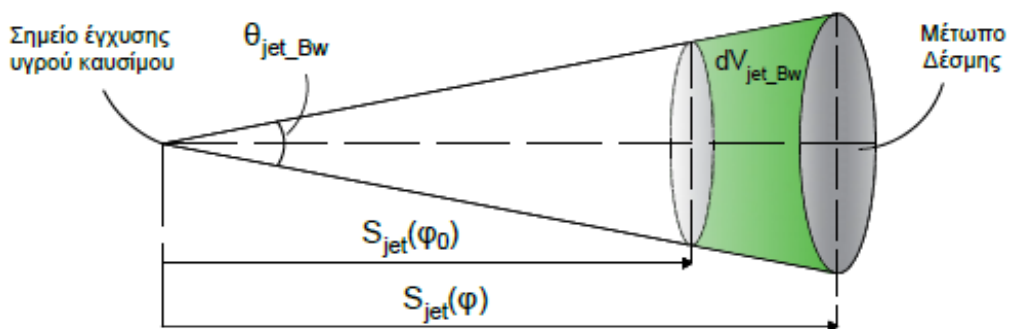
Η ταχύτητα του μετώπου της δέσμης επομένως μπορεί να εκφραστεί ως

$$u_{jet} = 1.475 \left[\frac{\Delta P}{\rho_u} \right]^{0,25} \cdot \sqrt{\frac{d_{inj}}{t}} \quad (4.10)$$

Η γεωμετρία της δέσμης κατά το πρώτο και δεύτερο στάδιο διείσδυσης φαίνεται στα σχήματα 4.1 και 4.2.



Σχήμα 4.1: Γεωμετρία της δέσμης υγρού καυσίμου.[6]



Σχήμα 4.2: Γεωμετρία της δέσμης υγρού καυσίμου και ογκομεταβολή πριν τη πρόσκρουση στο τοίχωμα [6].

Το δεύτερο στάδιο διείσδυσης ολοκληρώνεται με τη πρόσκρουση της δέσμης στο τοίχωμα του κυλίνδρου, οπότε η ανάλυση ακολουθεί τη μεθοδολογία του Glauert [40] που περιγράφεται στην επόμενη παράγραφο.

4.5 Υπολογισμός της Διείσδυσης του Μετώπου της Δέσμης Τοιχώματος

Όταν η διείσδυση του μετώπου της ζώνης ξεπεράσει την απόσταση των εγχυτήρων από τα τοιχώματα του χιτωνίου (στη περίπτωση μας το ήμισυ της διαμέτρου του κυλίνδρου καθώς ο εγχυτήρας βρίσκεται στο κέντρο), η δέσμη προσκρούει στο τοίχωμα. Ως αποτέλεσμα δημιουργείται μια νέα δέσμη, η δέσμη τοιχώματος η οποία με κέντρο το σημείο πρόσκρουσης του άξονα συμμετρίας της ζώνης, εξαπλώνεται ακτινικά και παράλληλα με το τοίχωμα στο χώρο του κυλίνδρου. Η γωνία αυτής της δέσμης επηρεάζεται από τη κλίση των ακροφυσίων [7]. Η περιγραφή της γεωμετρίας της δέσμης τοιχώματος ακολουθεί την θεωρία του Glauert [40] όπως φαίνεται στο σχήμα 4.3. Η ταχύτητα του μετώπου και το πάχος της ζώνης υπολογίζονται σύμφωνα με τις παρακάτω εξισώσεις και αναφέρονται σε μια ακτινική απόσταση r από το σημείο πρόσκρουσης O .

$$W = W_0 \cdot \left(\frac{r_{jet}}{r_0}\right)^{-1} \quad (4.11)$$

$$\delta = \delta_0 \cdot \left(\frac{r_{jet}}{r_0}\right) \quad (4.12)$$

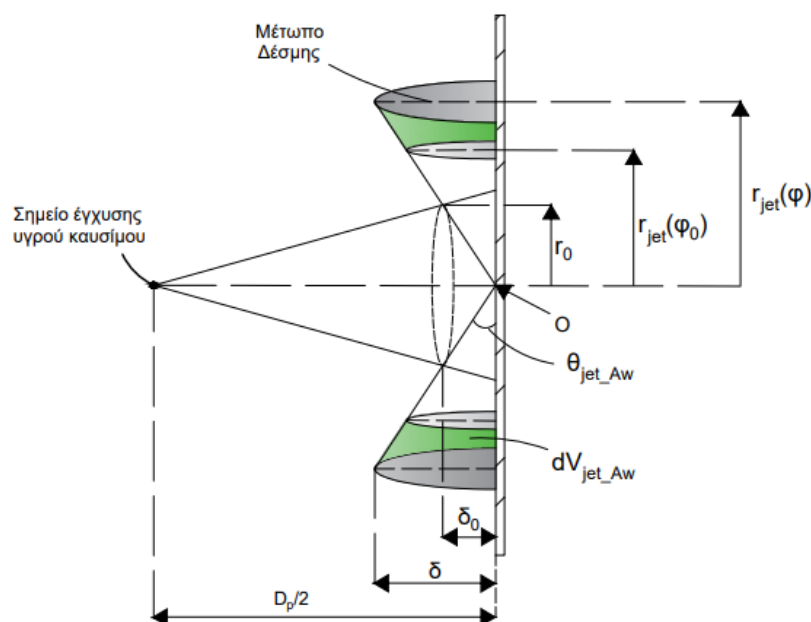
Όπου:

r_{jet} : Η ακτινική απόσταση της δέσμης τοιχώματος από το σημείο πρόσκρουσης (O) (m).

W : Η ταχύτητα της δέσμης τοιχώματος (m/s).

δ : Το πάχος της δέσμης τοιχώματος (m).

r_0, W_0, δ_0 : Η αρχική ακτινική απόσταση, η αρχική ταχύτητα και το αρχικό πάχος στο σημείο (O) του σχήματος 4.3.



Σχήμα 4.3: Δέσμη τοιχώματος

Στη παρούσα εργασία έγινε η θεώρηση ότι τα ακροφύσια έχουν οριζόντιο προσανατολισμό, δηλαδή εκτείνονται σε διεύθυνση κάθετη από αυτή του τοιχώματος του κυλίνδρου. Για αυτό το λόγο η δέσμη προσκρούει κάθετα στο τοίχωμα, οπότε η ορμή της δέσμης διατηρείται εξίσου προς τις δυο παράλληλες κατευθύνσεις με το τοίχωμα όπως φαίνεται στο σχήμα 4.3 [6,21]. Στις σχέσεις που ακολουθούν υπολογίζονται η αρχική ακτινική απόσταση, η αρχική ταχύτητα, και το αρχικό πάχος της δέσμης τοιχώματος, όπως προκύπτουν από την αρχή διατήρησης της ορμής και της ενέργειας κατά τη πρόσκρουση. Εφαρμόζοντας τις αρχές διατήρησης της ορμής και της ενέργειας κατά την πρόσκρουση της δέσμης στο τοίχωμα προκύπτει ότι η ταχύτητα της δέσμης πριν και μετά τη πρόσκρουση διατηρείται (σχέση 4.14). Πιο συγκεκριμένα [6, 21]:

$$r_o = \frac{\tan\theta_h \cdot B}{2 + \tan\theta_{half}} \quad (4.13)$$

$$W_o = u_w \quad (4.14)$$

$$\delta_o = \frac{r_o}{2} \quad (4.15)$$

Όπου:

B: Διάμετρος εμβόλου (m).

θ_h : Ημιγωνία της δέσμης (rad).

u_w : Η ταχύτητα της δέσμης τη στιγμή της πρόσκρουσης στο τοίχωμα (m/s).

Στη σχέση που ακολουθεί φαίνεται ο υπολογισμός της γωνίας της δέσμης τοιχώματος σε rad.

$$\theta_{jet-Aw} = \varepsilon\varphi^{-1}\left(\frac{\delta_o}{r_o}\right) \quad (4.16)$$

Η ακτινική απόσταση της δέσμης τοιχώματος από το σημείο αναφοράς O (σχήμα 4.3) υπολογίζεται από τη σχέση που ακολουθεί [6]:

$$r = \sqrt{r_o \cdot (2W_o t_w + r_o)} \quad (4.17)$$

Όπου:

t_w : Ο χρόνος που έχει παρέλθει από την στιγμή της πρόσκρουσης (s).

4.6 Υπολογισμός της Διείσδυσης της Ουράς της Δέσμης

Μετά το πέρας της έγχυσης του υγρού καυσίμου, θεωρούμε ότι αρχίζει να εκκενώνεται ένας χώρος στο πίσω μέρος της δέσμης, ο οποίος έχει κωνική γεωμετρία όπως φαίνεται στο σχήμα 4.4. Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [6] η ουρά της δέσμης (ή κεφαλή) ακολουθεί την ίδια κίνηση με το μέτωπο αλλά με το ήμισυ της ταχύτητας διείσδυσης. Η διείσδυση της ουράς επομένως υπολογίζεται ως εξής:

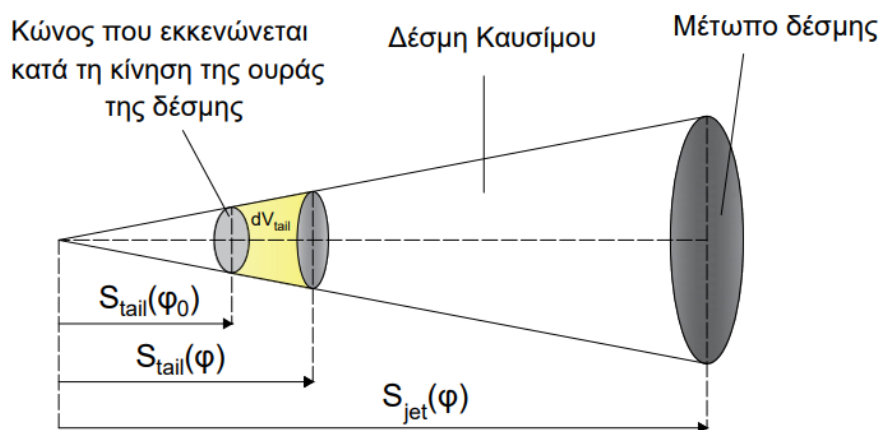
$$S_{tail} = \frac{1}{2} \cdot u_{jet} \cdot t_{tail} \quad (4.18)$$

Όπου:

u_{jet} : Η ταχύτητα του μετώπου της δέσμης [m/s].

t_{tail} : Ο χρόνος που έχει παρέλθει από το πέρας της έγχυσης καυσίμου και έπειτα [s].

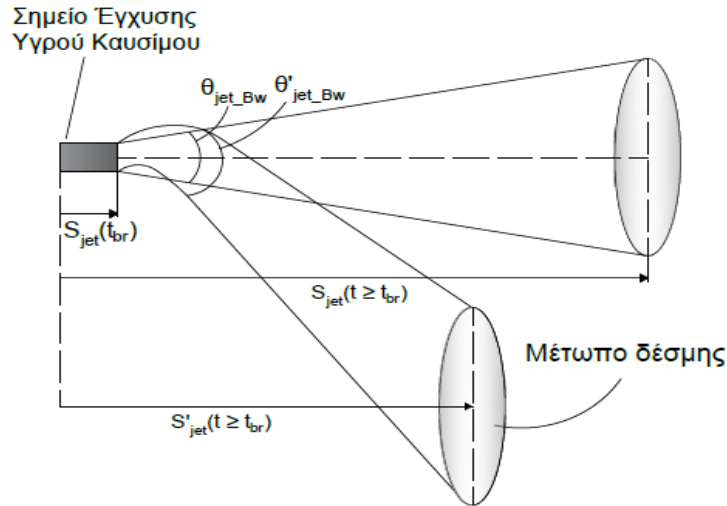
Όταν περατωθεί η έγχυση του υγρού καυσίμου, η δέσμη αποκτά το γεωμετρικό σχήμα του κώλουρου κώνου.



Σχήμα 4.4: Εκκένωση χώρου πίσω από τη δέσμη μετά το πέρας της έγχυσης υγρού καυσίμου [6].

4.7 Επίδραση της Συστροφής του Αέρα στη Διείσδυση της Δέσμης

Η ύπαρξη συστροφής στη γόμωση του κυλίνδρου επηρεάζει την γεωμετρία και την επέκταση της δέσμης καυσίμου όπως φαίνεται και στο σχήμα 4.5.



Σχήμα 4.5: Γεωμετρία δέσμης υγρού καυσίμου με επίδραση της συστροφής [6].

Στην παρούσα μελέτη λαμβάνεται υπόψιν η επίδραση της συστροφής του μείγματος στο μήκος διείσδυσης της δέσμης σύμφωνα με την ακόλουθη ημιεμπειρική σχέση [2,16] :

$$S_{jet}' = \left(1 + \frac{\pi \cdot r_s \cdot S_{jet} \cdot RPM}{30 \cdot u_{inj}}\right)^{-1} \cdot S_{jet} \quad (4.19)$$

Όπου:

S_{jet} : Το μήκος διείσδυσης της δέσμης χωρίς την επίδραση συστροφής του αέρα (m).

S'_{jet} : Το μήκος διείσδυσης της δέσμης με την επίδραση συστροφής του αέρα (m).

r_s : Ο βαθμός συστροφής του αέρα που ορίζεται ως ο λόγος της ταχύτητας περιστροφής του αέρα προς την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (-).

u_{inj} : Η ταχύτητα έγχυσης καυσίμου (m/s).

RPM : Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.

Αντίστοιχα γίνεται εκτίμηση της μεταβολής της γωνίας της δέσμης λόγω της συστροφής των αερίων όπως φαίνεται παρακάτω [2,16].

$$\frac{\theta_{jet'}}{\theta_{jet}} = \left(\frac{S_{jet}}{S_{jet}'}\right)^2 \quad (4.20)$$

Όπου:

θ_{jet} : Η γωνία της δέσμης χωρίς την επίδραση συστροφής του αέρα (°).

θ_{jet}' : Η γωνία της δέσμης μετά την επίδραση συστροφής του αέρα (°).

4.8 Υπολογισμός του Ρυθμού Μεταβολής Όγκου της Καιόμενης Ζώνης λόγω Διείσδυσης της Δέσμης

Αφού έχει γίνει ο προσδιορισμός της γεωμετρίας της καιόμενης ζώνης, είμαστε σε θέση να προσδιορίσουμε τους ρυθμούς μεταβολής του όγκου της δέσμης πριν και μετά τη πρόσκρουση στο τοίχωμα, ώστε να εκτιμήσουμε το ρυθμό διείσδυσης άκαυστης μάζας εντός της δέσμης.

Πριν τη πρόσκρουση στο τοίχωμα

Πριν τη πρόσκρουση της δέσμης στο τοίχωμα του κυλίνδρου ο ρυθμός μεταβολής του όγκου της καιόμενης ζώνης εκτιμάται βάσει της κωνικής γεωμετρίας του από τη βιβλιογραφία [6, 21, 24-30].

Εάν $t \leq t_{br}$ ή $t \geq t_{wall}$ τότε :

$$dV_{jet-Bw} = 0 \quad (4.21\alpha)$$

Εάν $t \geq t_{wall}$ τότε :

$$dV_{jet-Bw} = \frac{\pi}{3} \cdot \varepsilon \varphi^2 \theta_{half} \cdot (S^3(\varphi_o + d\varphi) - S^3(\varphi_o)) \quad (4.21\beta)$$

Όπου:

dV_{Bw} : Ο ρυθμός μεταβολής του όγκου πριν το χτύπημα στο τοίχωμα (m^3).

t_{wall} : Η χρονική στιγμή της πρόσκρουσης της δέσμης με το τοίχωμα του κυλίνδρου (s).

Μετά τη πρόσκρουση στο τοίχωμα

Μετά τη πρόσκρουση της δέσμης στο τοίχωμα (σχήμα 4.3) το μέτρο της ογκομεταβολής υπολογίζεται βάσει των παρακάτω σχέσεων [6, 21, 24-30].

Εάν $t \leq t_w$ ή τότε :

$$dV_{jet-Aw} = 0 \quad (4.22\alpha)$$

Εάν $t \geq t_w$ τότε :

$$dV_{jet-Aw} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot \varepsilon \varphi(\theta_{jet-Aw}) \cdot (r^3(\varphi_o + d\varphi) - r^3(\varphi_o))$$

(4.22β)

Όπου:

dV_{Aw} : Ο ρυθμός μεταβολής του όγκου της δέσμης μετά το χτύπημα στο τοίχωμα (m^3).

Ουρά της δέσμης

Ο ρυθμός μεταβολής του όγκου που εκκενώνεται στο πίσω μέρος της δέσμης (σχήμα 4.4) υπολογίζεται ως εξής [6,24-30]:

Εάν $(t \leq t_{inj-end})$ τότε :

$$dV_{tail} = 0 \quad (4.23\alpha)$$

Εάν $t \geq t_{inj-end}$ τότε :

$$dV_{tail} = \frac{\pi}{3} \cdot \varepsilon \varphi^2 \theta_{jet-Bw} \cdot (S_{tail}^3(\varphi_0 + d\varphi) - S_{tail}^3(\varphi_0)) \quad (4.23\beta)$$

Όπου:

dV_{tail} : Ο ρυθμός μεταβολής του όγκου της ουράς δέσμης [m^3].

$t_{inj-end}$: Η χρονική στιγμή που σταματάει η έγχυση καυσίμου (s).

Συνολική Μεταβολή Όγκου της Δέσμης

Ο συνολικός ρυθμός μεταβολής του όγκου της δέσμης δίνεται για κάθε χρονική στιγμή από τις σχέσεις που ακολουθούν:

Εάν $(t_{br} \leq t \leq t_w)$ τότε :

$$dV_{jet} = dV_{jet-Bw} - dV_{tail} \quad (4.24\alpha)$$

Εάν $(t > t_w)$ τότε :

$$dV_{jet} = dV_{jet-Aw} - dV_{tail} \quad (4.24\beta)$$

Όπου:

dV_{jet} : Ο ρυθμός μεταβολής του όγκου της δέσμης λόγω της διεύδυσής της [m^3]. Οφείλεται αποκλειστικά στην ορμή της υγρής δέσμης λόγω της έγχυσης μάζας υγρού καυσίμου με ταχύτητα V_{inj} .

t_w : Η χρονική στιγμή της πρόσκρουσης της δέσμης στο τοίχωμα του κυλίνδρου [s].

4.9 Υπολογισμός Ρυθμού Διείσδυσης Μάζας στη Δέσμη Υγρού Καυσίμου

Με βάση τον μηχανισμό επέκτασης της δέσμης υγρού καυσίμου που περιγράφηκε παραπάνω προκύπτει μεταφορά μάζας από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη. Αυτός ο ρυθμός απώλειας μάζας από την άκαυστη ζώνη υπολογίζεται ως εξής [6,21,24-30]:

$$dm_{u-jet} = \rho_u \cdot dV_{jet} \quad (4.25)$$

Όπου:

dm_{u-jet} : Η μάζα που μεταφέρεται από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη λόγω της μεταβολής όγκου dV_{jet} [kg].

ρ_u : Η πυκνότητα του αέριου μίγματος στην άκαυστη ζώνη [kg/m³].

Κατά την λειτουργία μεικτής καύσης, η μεταφερόμενη αυτή μάζα περιέχει πέρα από αέρα, και τους υδρογονάνθρακες του φυσικού αερίου. Ακολουθεί ο υπολογισμός του ρυθμού διείσδυσης μάζας για κάθε υδρογονάνθρακα.

$$dm_{e-jet}^{NG-i} = \gamma_u^i \cdot dm_{u-jet} \quad (4.26)$$

dm_{e-jet}^{NG-i} : Η μάζα κάθε συστατικού του φυσικού αερίου που μεταφέρεται από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη λόγω της διείσδυσης της δέσμης. Αυτή οφείλεται αποκλειστικά στην ορμή της δέσμης που προέρχεται από την έγχυση υγρού καυσίμου [kg].

γ_u^i : Η κατά μάζα περιεκτικότητα της άκαυστης ζώνης στον υδρογονάνθρακα i [-]. Σύμφωνα με την ενότητα 2.6

$i=6$: Μεθάνιο, $i=7$: Προπάνιο, $i=8$: Βουτάνιο, $i=9$: Αιθάνιο, $i=10$: Πεντάνιο.

Τώρα μπορεί να γίνει ο υπολογισμός της συνολικής μάζας κάθε συστατικού του φυσικού αερίου που έχει εισέλθει στην καιόμενη ζώνη έως το τρέχων βήμα υπολογισμού. Η μάζα αυτή εισέρχεται στην καιόμενη ζώνη λόγω της ορμής της δέσμης του υγρού καυσίμου και υπολογίζεται σε kg ως εξής:

$$m_{e-jet}^{NG-i}(\varphi) = m_{e-jet}^{NG-i}(\varphi_0) + dm_{e-jet}^{NG-i} \quad (4.27)$$

Κεφάλαιο 5: Προσδιορισμός της Ταχύτητας Εξάπλωσης του Μετώπου της Φλόγας

5.1 Εισαγωγή

Σε αυτή την εργασία ως μέτωπο φλόγας θεωρείται μία πολύ λεπτή περιοχή η οποία καλύπτει εξωτερικά την καιόμενη ζώνη και μέσω της οποίας εισέρχεται ομογενές μείγμα αέρα-αερίου καυσίμου το οποίο συμμετέχει στις αντιδράσεις της καύσης. Η ταχύτητα με την οποία το μέτωπο της φλόγας ταξιδεύει εντός του θαλάμου καύσεως ενός κινητήρα μεικτής καύσης, έχει καθοριστική σημασία για την εξέλιξη της καύσης καθώς και για την απόδοση του κινητήρα και τις εκπομπές ρύπων [6].

Η ταχύτητα με την οποία το μέτωπο της φλόγας (κωνικό ή σφαιρικό) σαρώνει τον θάλαμο καύσης συνίσταται από δύο μέρη, την τυρβώδη και μεταφορική ταχύτητα [6,16,18]. Η τυρβώδης ταχύτητα φλόγας αφορά την εξάπλωση της φλόγας μέσα σε ένα αέριο μίγμα που βρίσκεται σε κίνηση και περιγράφεται από δύο συνιστώσες την στρωτή ταχύτητα φλόγας και την τυρβώδη [16,18]. Η μεταφορική ταχύτητα της φλόγας προκύπτει από την εκτόνωση των θερμών προϊόντων της καύσης που προκαλούν περεταίρω διόγκωση του μετώπου της φλόγας. Η μεταφορική ταχύτητα επηρεάζει και την επιφάνεια του μετώπου της φλόγας, λόγω της πρόσθετης μετατόπισης [6]. Σε αυτή την εργασία θεωρείται ότι η ταχύτητα με την οποία εξαπλώνεται το μέτωπο της φλόγας ισούται με την τυρβώδη ταχύτητα φλόγας. Ακολουθεί η ανάλυση της τυρβώδους ταχύτητας σε δυο συνιστώσες την στρωτή ταχύτητα φλόγας και την έντασης της τύρβης.

5.2 Υπολογισμός της Στρωτής Ταχύτητας Φλόγας

Στρωτή ταχύτητα φλόγας U_i είναι η ταχύτητα με την οποία το προαναμεμειγμένο μίγμα αέρα-αερίου εισέρχεται στο μέτωπο της φλόγας και συμμετέχει στις αντιδράσεις καύσης, σε συνθήκες στρωτής ροής. Πρόκειται για φυσική και χημική ιδιότητα του μίγματος αέρα και αερίου καυσίμου.

Στο μέτωπο της φλόγας μπορούμε να διακρίνουμε δύο περιοχές, την ζώνη προθέρμανσης και τη ζώνη αντίδρασης [41-43]. Η πρώτη, αφορά μία περιοχή όπου δε λαμβάνει χώρα αντίδραση καύσεως αλλά η θερμοκρασία του άκαυστου μίγματος ανυψώνεται έντονα λόγω θερμικής αγωγιμότητας από τη ζώνη αντίδρασης. Στη ζώνη αντίδρασης από την άλλη πραγματοποιείται καύση και έκλυση θερμότητας από το μίγμα αέρα-αερίου καυσίμου. Οι δύο αυτές περιοχές είναι πολύ λεπτές, σύμφωνα με τη βιβλιογραφία το πάχος τους είναι της τάξης των 0,2 mm [16,18] και για αυτό το λόγο σε αυτή την εργασία αμελούνται θεωρώντας ότι η εξωτερική επιφάνεια της καιόμενης ζώνης αποτελεί το μέτωπο της φλόγας [6,24-30].

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [16,18] οι σημαντικότερες παράμετροι που καθορίζουν την στρωτή ταχύτητα φλόγας είναι η πίεση του θαλάμου καύσης, ο λόγος ισοδυναμίας του μίγματος, η θερμοκρασία του άκαυστου και καμένου μίγματος

καθώς και η συγκέντρωση του παραμένουτος καυσαερίου το οποίο προκαλεί αραίωση του καύσιμου μείγματος.

Η συσχέτιση των G Karim και Al-Himyar [43] είναι αυτή που χρησιμοποιείται σε αυτή την εργασία για να εκτιμηθεί η τιμή της στρωτής φλόγας προανάμειξης. Η στρωτή ταχύτητα φλόγας υπολογίζεται επομένως ως εξής:

$$u_{lam} = A + (F_1 \cdot F_2) \cdot (F_3 + F_4 \cdot f + F_5 \cdot f^2) \quad (5.1)$$

Όπου

- u_{lam} : Στρωτή ταχύτητα καύσεως [cm/s].
- A : Συντελεστής που λαμβάνει υπόψη την πίεση κυλίνδρου και τη θερμοκρασία του αέριο μείγματος της άκαυστης ζώνης. Υπολογίζεται ως εξής:

$$A = P^{-0.557} \cdot e^{-\frac{346}{T_u} + 5.193} \quad (5.2)$$

- f : Συνάρτηση του λόγου ισοδυναμίας:

$$f = \Phi - 1.336 \quad (5.3)$$

- F_3, F_4, F_5 : Συντελεστές που λαμβάνουν υπόψη τη θερμοκρασία του αέριου μείγματος τη άκαυστης ζώνης. Υπολογίζονται όπως φαίνεται στις σχέσεις που ακολουθούν:

$$F_3 = -98.556 + 0.52T_u - 5.3 \cdot 10^{-4}T_u^2 \quad (5.4)$$

$$F_4 = 3.87 - 0.04T_u + 1.25 \cdot 10^{-4}T_u^2 \quad (5.5)$$

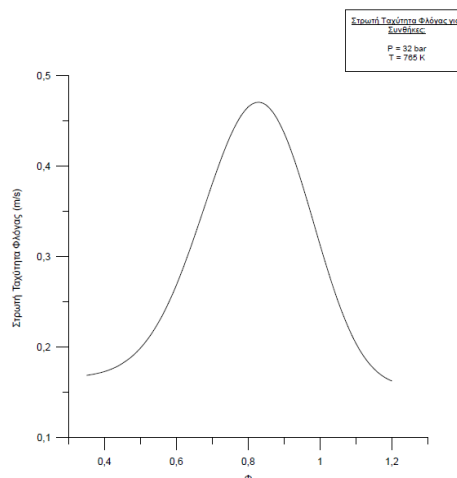
$$F_5 = 261 - 1.12T_u + 2.5 \cdot 10^{-3}T_u^2 \quad (5.6)$$

- F_1, F_2 : Συντελεστές που εκφράζονται ως εξής:

$$F_1 = 0.28 + 1.76 \cdot f + 10.8 \cdot f^2 + 5.9 \cdot f^3 \quad (5.7)$$

$$F_2 = P^{(-0.29 - 0.69 \cdot f - 2.13 \cdot f^2 + f^3)} \quad (5.8)$$

Για την καλύτερη κατανόηση της συσχέτισης των Karim-Himyar ακολουθεί το σχήμα 5.1 όπου φαίνεται η συμπεριφορά της στρωτής ταχύτητας φλόγας σε σχέση με τον λόγο ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα, την πίεση και θερμοκρασία του άκαυστου μείγματος.



Σχήμα 5.1: Στρωτή ταχύτητα φλόγας ως συνάρτηση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου αέρα (Φ) για $P = 32$ bar και $T = 765$ K.

5.3 Υπολογισμός της Τυρβώδους Ταχύτητας Φλόγας

Ένταση της τύρβης ορίζεται ο λόγος της μέσης τετραγωνικής απόκλισης της ταχύτητας μιας ροής προς τη μέση ταχύτητα της ροής [41] και εξαρτάται από την εγκάρσια (swirl) και την ακτινική (squish) κίνηση του αέριου μείγματος [16,18]. Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και η ταχύτητα μετατόπισης του εμβόλου επηρεάζουν σημαντικά την ένταση αυτών των δινών.

Στη παρούσα εργασία η εκτίμηση της έντασης της τύρβης βασίζεται στη θεωρία “Rapid Distortion Theory” [18,22,33,34] σύμφωνα με την οποία κατά την καύση η στροφορμή των μεγάλων δινών διατηρείται. Μεγάλες δίνες θεωρούνται οι στροβιλισμοί ίδιας κλίμακας με το χαρακτηριστικό μήκος της ροής.

Βάσει αυτής της θεώρησης προκύπτει ο υπολογισμός του χαρακτηριστικού μήκους ροής και της έντασης της τύρβης στις σχέσεις που ακολουθούν. Στη πρώτη σχέση φαίνεται το πώς επηρεάζεται το χαρακτηριστικό μήκος της ροής του άκαυστου αέριου μείγματος από τη συμπίεση του λόγω εξάπλωσης του μετώπου της φλόγας. Στη δεύτερη σχέση φανερώνεται η επίδραση της διατήρησης της στροφορμής των μεγάλων δινών, στην ένταση της τύρβης.

$$L = L_{ign} \cdot \left(\frac{\rho_{u-ign}}{\rho_u}\right)^{1/3} \quad (5.9)$$

$$u' = u'_{ign} \cdot \left(\frac{\rho_u}{\rho_{u-ign}}\right)^{1/3} \quad (5.10)$$

Όπου:

L : Το χαρακτηριστικό μήκος ροής στο τρέχων βήμα [m].

L_{ign} : Το χαρακτηριστικό μήκος ροής τη στιγμή της έναυσης [m]. Σύμφωνα με την θεωρία rapid distortion το μήκος αυτό είναι ανάλογο με το ύψος του θαλάμου καύσης όταν ξεκινάει η καύση και υπολογίζεται ως εξής:

$$L_{ign} = C_L \cdot x_{p-ign} \quad (5.11)$$

Όπου:

x_{p-ign} : Το ύψος του θαλάμου καύσης κατά την έναυση [m].

C_L : Σταθερά.

u' : Η ένταση της τύρβης στο τρέχων βήμα [m/s].

u'_{ign} : Η ένταση της τύρβης κατά την έναυση [m/s]. Η ένταση της τύρβης τη στιγμή της έναυσης θεωρείται ανάλογη με την μέση ταχύτητα μετατόπισης του εμβόλου και υπολογίζεται ως εξής:

$$u'_{ign} = C_u \cdot v_{mp} \quad (5.12)$$

Όπου:

v_{mp} : Η μέση ταχύτητα εμβόλου [m/s].

C_u : Σταθερά.

ρ_u : Η πυκνότητα του μίγματος της άκαυστη ζώνης [kg/m³].

ρ_{u-ign} : Η πυκνότητα του μίγματος της άκαυστη ζώνης τη στιγμή της έναυσης [kg/m³].

Τελικά η τυρβώδης ταχύτητα φλόγας υπολογίζεται σε m/s βάσει της ακόλουθης σχέσης:

$$u_{\text{turb}} = \frac{u_{\text{lam}}}{100} + u' \quad (5.13)$$

Κεφάλαιο 6: Περιγραφή της Εξάπλωσης του Μετώπου της Φλόγας

6.1 Εισαγωγή

Ο ψεκασμός του υγρού καυσίμου υπό διαφορά πίεσης ΔP και ταχύτητα έγχυσης V_{inj} προσδίδει ορμή στη δέσμη του καυσίμου (μηχανισμός διείσδυσης του υγρού καυσίμου). Από την αρχή έγχυσης του υγρού καυσίμου, και έως την αυτανάφλεξή του, η δέσμη διεισδύει στον θάλαμο καύσεως αποκλειστικά λόγω της ορμής της, όπως περιγράφεται στο κεφάλαιο 4. Με την αυτανάφλεξη του υγρού καυσίμου προκαλείται στη συνέχεια έναυση του αέριου καυσίμου και δημιουργία μετώπου φλόγας το οποίο εκτείνεται στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης.

Ως μέτωπο φλόγας θεωρείται μια λεπτή επιφάνεια που καλύπτει την καιόμενη ζώνη. Στη παρούσα εργασία αναπτύσσονται δύο μοντέλα ανάπτυξης του μετώπου της φλόγας του αέριου καυσίμου: η κωνική [54-56] και η σφαιρική περιγραφή [16,17,22,32,33]. Η επιλογή του κατάλληλου μοντέλου ανάπτυξης της φλόγας βασίζεται στη τεχνική μεικτής καύσης που θέλουμε να προσομοιώσουμε (ενότητα 1.3). Δηλαδή, όταν το ποσοστό ενεργειακής αντικατάστασης του diesel από φυσικό αέριο (ενότητα 9.1) είναι πολύ μεγάλο (πιλοτική έγχυση πετρελαίου, βλ. ενότητα 1.3), η γεωμετρία της φλόγας θεωρείται σφαιρική (ενότητα 6.2). Όταν το ποσοστό ενεργειακής αντικατάστασης του υγρού καυσίμου από φυσικό αέριο δεν είναι πολύ μεγάλο (συμπληρωματική ποσότητα φυσικού αερίου, βλ. ενότητα 1.3), τότε ακολουθείται η κωνική περιγραφή (ενότητα 6.3).

6.2 Εξάπλωση Σφαιρικού Μετώπου Φλόγας

Στη συνέχεια παρουσιάζεται η επέκταση του μετώπου της φλόγας κατά τη σφαιρική περιγραφή υπολογίζοντας την ακτίνα της σφαίρας που περικλείει την καιόμενη ζώνη καθώς και τη μεταβολή του όγκου της καιόμενης ζώνης λόγω του μετώπου της φλόγας.

Αρχική Ακτίνα Σφαιρικού Μετώπου

Κατά την στιγμή της έναυσης του υγρού καυσίμου ξεκινάει η επέκταση του μετώπου της φλόγας, οπότε ο κωνικός όγκος της δέσμης αντιστοιχίζεται με έναν όγκο ημισφαιρίου του οποίου η ακτίνα προκύπτει από αυτή την αντιστοίχιση των όγκων. Το ημισφαίριο αυτό αποτελεί τον όγκο της καιόμενης ζώνης κατά την έναυση και υπολογίζεται ως ακολούθως:

$$V_{fl-ign} = V_{jet-ign} \quad (6.1)$$

$$R_{fl-ign} = \left(\frac{3}{2} \cdot V_{fl-ign} \cdot \frac{1}{\pi} \right)^{1/3} \quad (6.2)$$

Όπου:

V_{fl-ign} : Ο όγκος του μετώπου φλόγας την στιγμή που αυταναφλέγεται το υγρό καύσιμο [m^3].

R_{fl-ign} : Η ακτίνα του μετώπου της φλόγας τη στιγμή που αυταναφλέγεται το υγρό καύσιμο [m].

Ακτίνα Σφαιρικού Μετώπου σε κάθε Βήμα Υπολογισμού

Μετά την αυτανάφλεξη του υγρού καυσίμου, το σφαιρικό μέτωπο της φλόγας σαρώνει το θάλαμο καύσης με την τυρβώδη ταχύτητα φλόγας. Έτσι προκύπτει ένα νέο ημισφαίριο που περικλύει την καιόμενη ζώνη και η ακτίνα του υπολογίζεται ως εξής.

$$R_{fl}(\varphi) = R_{fl}(\varphi_0) + u_{turb} \cdot \Delta t_{step} \quad (6.3)$$

Όπου:

$R_{fl}(\varphi)$: Η ακτίνα του μετώπου φλόγας στο τρέχων βήμα υπολογισμού [m].

$R_{fl}(\varphi_0)$: Η ακτίνα του μετώπου φλόγας στο προηγούμενο βήμα υπολογισμού [m].

Δt_{step} : Το χρονικό βήμα των υπολογισμών [sec]. Προκύπτει από την σχέση:

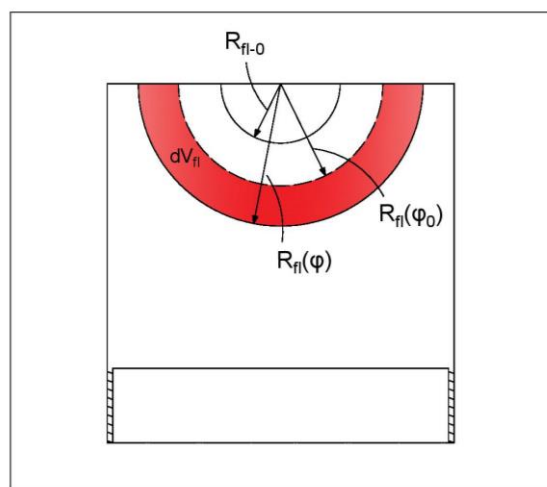
$$\Delta t_{step} = \frac{\Delta \alpha}{6 \cdot RPM} \quad (6.4)$$

Σημειώνεται ότι σε κάθε βήμα υπολογισμού, ως όγκος του μετώπου του προηγούμενου βήματος (και αντίστοιχα η ακτίνα του) θεωρείται ο θερμοδυναμικός όγκος της καιόμενης ζώνης που προέκυψε ως λύση του συστήματος στη διαδικασία που περιγράφεται στην ενότητα 3.3. Επομένως η ακτίνα του σφαιρικού μετώπου στο προηγούμενο βήμα υπολογισμού υπολογίζεται σύμφωνα με σχέση 6.5:

$$R_{fl}(\varphi_0) = \left(\frac{3}{2} \cdot V_b(\varphi_0) \cdot \frac{1}{\pi} \right)^{1/3} \quad (6.5)$$

u_{turb} : Η τυρβώδης ταχύτητα φλόγας [m/s].

$V_b(\varphi_0)$: Ο όγκος της καιόμενης ζώνης στο τέλος του προηγούμενου βήματος υπολογισμού [m^3].



Σχήμα 6.1: Εξάπλωση σφαιρικού μετώπου φλόγας.

Μεταβολή Όγκου της Καιόμενης Ζώνης λόγω επέκτασης σφαιρικού μετώπου

Η ογκομεταβολή του σφαιρικού μετώπου στο τρέχων βήμα προκύπτει γεωμετρικά και υπολογίζεται σε m^3 ως εξής.

$$dV_{fl}(\varphi) = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot (R_{fl}^3(\varphi) - R_{fl}^3(\varphi_0)) \quad (6.6)$$

Η σφαιρική περιγραφή του μετώπου της φλόγας εφαρμόζεται από την έναυση του υγρού καυσίμου έως ότου εισέλθει ένα χαρακτηριστικό ποσοστό της μάζας της άκαυστης ζώνης στην καιόμενη ζώνη. Μετά την εισροή μιας χαρακτηριστικής ποσότητας άκαυστου μίγματος από την άκαυστη στην καιόμενη, εφαρμόζεται το μοντέλο των Johnson και Clark [33] σύμφωνα με το οποίο η ογκομεταβολή του μετώπου μπορεί να δοθεί από την σχέση 6.7. Πιο συγκεκριμένα, η ογκομεταβολή του μετώπου, μέσω της οποίας διεισδύει το αέριο μίγμα αερίου-αέρα στην καιόμενη ζώνη, περιγράφεται ως ο ζυγισμένος μέσος όρος της ογκομεταβολής του μετώπου κατά την στιγμή της μετάβασης, και μιας ογκομεταβολής που ακολουθεί εκθετική μείωση όπως φαίνεται στην σχέση 6.7.

$$dV_{fl}(\varphi) = (1 - w) \cdot dV_{fl,tr} + w \cdot dV_{fl}(\varphi_0) \cdot \left([1 - \exp\left(\frac{-m_u(\varphi)}{C_e \cdot m_{cyl}}\right)] \right) \quad (6.7)$$

Όπου:

$dV_{fl}(\varphi), dV_{fl}(\varphi_0)$: Ογκομεταβολή του μετώπου της φλόγας στο τρέχων και το προηγούμενο βήμα αντίστοιχα [m^2].

$dV_{fl,tr}$: Ογκομεταβολή του μετώπου της φλόγας την στιγμή που εισήλθε χαρακτηριστική μάζα άκαυστου μίγματος στην καιόμενη ζώνη [m^2].

$m_u(\varphi)$: Μάζα μείγματος της άκαυστης ζώνης στο τρέχων βήμα [kg].

m_{cyl} : Συνολική γόμωση του κυλίνδρου [kg].

C_e : Σταθερά.

w : Συνάρτηση που υπολογίζεται ως εξής:

$$w = \frac{m_{u-tr} - m_u(\varphi)}{m_{u-tr}} \quad (6.8)$$

Όπου:

m_{u-tr} : Η μάζα της άκαυστης ζώνης τη στιγμή εφαρμογής του μοντέλου [kg].

Η διόρθωση αυτή για το μέτωπο φλόγας στο τελευταίο τμήμα της καύσης, δίνει καλύτερο έλεγχο στην προσομοίωση όσον αφορά την έκλυση θερμότητας από μία χαρακτηριστική γωνία στροφάλου και μετά με αποτέλεσμα η αποτόνωση να περιγράφεται με μεγαλύτερη ακρίβεια, όπως έδειξε και η σύγκριση των αποτελεσμάτων με τις πραγματικές μετρήσεις του κινητήρα διπλού καυσίμου. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η ελεύθερη διεύρυνση του μετώπου, είτε κωνικής είτε σφαιρικής γεωμετρίας, μέχρι το τέλος της καύσεως, θα οδηγούσε σε συνεχώς αυξανόμενους ρυθμούς καύσης μέχρι το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής, κάτι που δεν συμβαίνει στη πραγματικότητα.

6.3 Εξάπλωση Κωνικού Μετώπου Φλόγας

Κατά τη λειτουργία της μεικτής καύσης, θεωρείται ότι αναπτύσσεται μέτωπο φλόγας κωνικής γεωμετρίας στις παρειές της καιόμενης ζώνης. Η ανάπτυξη αυτού του μετώπου ακολουθεί τον παρακάτω μηχανισμό.

6.3.1 Ανάπτυξη του Μετώπου Φλόγας Πριν τη Πρόσκρουσή στο Τοίχωμα του Κυλίνδρου

Η ανάπτυξη του κωνικού μετώπου φλόγας πριν τη πρόσκρουση στο τοίχωμα του κυλίνδρου εξαρτάται αφενός μεν από το μηχανισμό εξάπλωσης του μετώπου φλόγας (κεφάλαιο 5), αφετέρου δε από την διείδυση της δέσμης υγρού καυσίμου λόγω ορμής (κεφάλαιο 4.3).

Μηχανισμός Διείδυσης της Δέσμης Υγρού Καυσίμου

Από την στιγμή έναυσης του υγρού καυσίμου έως και την πρόσκρουση της δέσμης στο τοίχωμα, η αρχική γεωμετρία του μετώπου που υπολογίζεται στην αρχή κάθε βήματος υπολογισμού, προσδιορίζεται από το μηχανισμό διείδυσης της δέσμης. Πιο συγκεκριμένα, υπολογίζεται η διείδυση της δέσμης [m] στην αρχή του τρέχοντος βήματος:

$$S_{jet}(\varphi) = S_{jet}(\varphi_0) + u_{jet} \cdot \Delta t_{step} \quad (6.9)$$

Όπου :

$S_{jet}(\varphi)$: Η διείδυση τη δέσμης στην αρχή του βήματος [m].

$S_{jet}(\varphi_0)$: Η διείδυση της δέσμης στο προηγούμενο βήμα υπολογισμού [m]. Η απόσταση αυτή υπολογίζεται βάσει του μοντέλου Hiroyasu έως ότου αυταναφλεγεί το υγρό καύσιμο και δημιουργηθεί το μέτωπο φλόγας. Από κει και πέρα η διείδυση αυτή αποτελεί την διείδυση του μετώπου φλόγας στο προηγούμενο βήμα υπολογισμού.

u_{jet} : Η ταχύτητα της δέσμης όπως προκύπτει από το μοντέλο του Hiroyasu (ενότητα 2.8.2) [m/s].

Δt_{step} : Το χρονικό διάστημα που διαρκεί ένα βήμα υπολογισμού [s].

Πριν την έναυση του υγρού καυσίμου, η γωνία της δέσμης θεωρείται ότι ακολουθεί το μοντέλο του Wakuri (ενότητα 4.2). Μετά την έναυση, η γωνία αυτή στην αρχή κάθε βήματος, αντιστοιχίζεται με την γωνία του μετώπου φλόγας στο τέλος του προηγούμενου βήματος. Το σκεπτικό αυτό φαίνεται στις σχέσεις που ακολουθούν.

$$\text{Εάν } t \leq t_{ign} : \quad \theta_{jet-Bw}(\varphi) = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_u \cdot \Delta P \cdot d_{inj}^2}{\mu_u^2}} \quad (6.10\alpha)$$

$$\text{Εάν } t > t_{ign} : \quad \theta_{jet-Bw}(\varphi) = \theta_{fl-Bw}(\varphi_0) \quad (6.10\beta)$$

Όπου:

θ_{jet-Bw} : Η γωνία της δέσμης [deg.].

ΔP : Η διαφορά πίεσης των αερίων του κυλίνδρου από την πίεση εγχύσεως [bar].

d_{inj} : Η διάμετρος των οπών του εγχυτήρα [m].

ρ_u : Η πυκνότητα του μείγματος της άκαυστης ζώνης [kg/m^3].

μ_u : Η δυναμική συνεκτικότητα της άκαυστης ζώνης [$kg/m \cdot s$].

C : Σταθερά.

t_{ign} : Η χρονική στιγμή της έναυσης [s].

Μηχανισμός Εξάπλωσης του Μετώπου Φλόγας

Το κωνικό μέτωπο φλόγας διογκώνεται προς δυο κατευθύνσεις (σχήμα 6.2) με αφητηρία υπολογισμών την διείδυση και τη γωνία της δέσμης που υπολογίστηκε προηγουμένως.

- Διόγκωση της γωνίας του κώνου (Σχήμα 6.2 - Τμήμα 1):

Στη παρούσα μοντελοποίηση θεωρήθηκε ότι η γωνία του κωνικού μετώπου φλόγας μεγαλώνει καθώς η φλόγα σαρώνει το θάλαμο καύσης ως ακολούθως:

$$\theta_{fl-Bw}(\varphi) = C_1 \cdot u_{turb} \cdot t_{ign}^{c_2} + \theta_{jet_0-Bw} \quad (6.11)$$

Όπου:

$\theta_{fl-Bw}(\varphi)$: Η γωνία της φλόγας στο τρέχων βήμα [deg.].

θ_{jet_0-Bw} : Η γωνία της δέσμης τη χρονική στιγμή της έναυσης [deg.].

u_{turb} : Η τυρβώδης ταχύτητα φλόγας (ενότητα 2.10.3) [m/s].

t_{ign} : Ο χρόνος που έχει επέλθει από την έναρξη της καύσης [s].

C_1, C_2 : Σταθερές.

- Εξάπλωση του μετώπου φλόγας κάθετα στη βάση του κώνου (Σχήμα 6.2 - Τμήμα 2):

Το κωνικό μέτωπο φλόγας πέρα από τη διόγκωση της γωνίας, επεκτείνεται και κάθετα στη βάση του κώνου με ταχύτητα ίση με τη τυρβώδη ταχύτητα φλόγας.

$$S_{fl}(\varphi) = S_{jet}(\varphi) + u_{turb} \cdot \Delta t_{step} \quad (6.12)$$

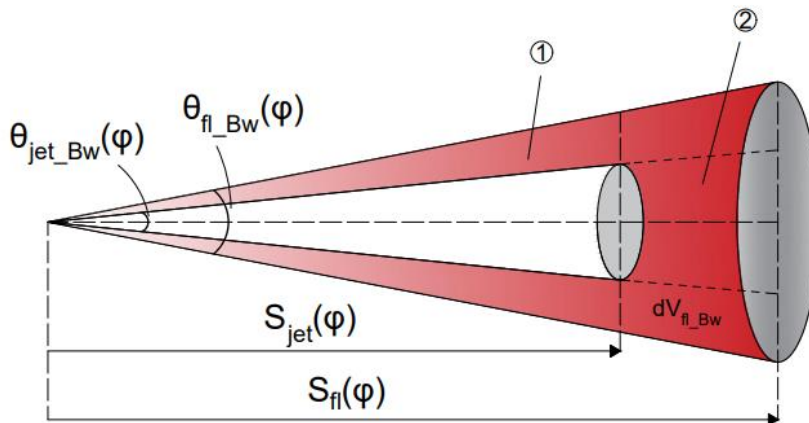
Όπου:

$S_{fl}(\varphi)$: Η διείδυση της φλόγας στο τρέχων βήμα [m].

$S_{jet}(\varphi)$: Η διείδυση τη δέσμης με βάση το μοντέλο του Hiroyasu στο τρέχων βήμα [m].

u_{turb} : Η τυρβώδης ταχύτητα φλόγας [m/s].

Δt_{step} : Το χρονικό διάστημα που διαρκεί ένα βήμα υπολογισμού [s].



Σχήμα 6.2: Μέτωπο φλόγας πριν τη πρόσκρουση της δέσμης με το τοίχωμα

Έχοντας ορίσει τη γεωμετρία του διογκώμενου μετώπου είμαστε σε θέση να υπολογίσουμε σε κάθε βήμα υπολογισμού την ογκομεταβολή της κωνικής δέσμης λόγω της επέκτασης του μετώπου της φλόγας.

$$dV_{\text{fl-Bw}}(\varphi) = V_{\text{fl-Bw}}(\varphi) - V_{\text{jet-Bw}}(\varphi) \quad (6.13)$$

Όπου:

- $V_{\text{fl-Bw}}(\varphi)$: Ο όγκος που έχει σαρώσει το μέτωπο της φλόγας έως το τρέχων βήμα. Υπολογίζεται ως εξής:

$$V_{\text{fl-Bw}}(\varphi) = \frac{\pi}{3} \cdot \varepsilon \varphi^2 \theta_{\text{fl-Bw}}(\varphi) \cdot S_{\text{fl}}^3(\varphi) \quad (6.14)$$

Όπου:

$\theta_{\text{fl-Bw}}(\varphi)$: Η ημιγωνία του μετώπου της φλόγας στο τρέχων βήμα [rad].

- $V_{\text{jet-Bw}}(\varphi)$: Ο όγκος της δέσμης στην αρχή του τρέχοντος βήματος. Υπολογίζεται από τη σχέση που ακολουθεί:

$$V_{\text{jet-Bw}}(\varphi) = \frac{\pi}{3} \cdot \varepsilon \varphi^2 \theta_{\text{jet-Bw}}(\varphi_0) \cdot S_{\text{jet}}^3(\varphi) \quad (6.15)$$

Όπου:

$\theta_{\text{jet-Bw}}(\varphi_0)$: Η ημιγωνία του μετώπου της φλόγας στο προηγούμενο βήμα [rad].

6.3.2 Ανάπτυξη του Μετώπου Φλόγας στην Ουρά της Δέσμης

Όταν περατωθεί η έγχυση του υγρού καυσίμου, εκκενώνεται χώρος στο πίσω μέρος της δέσμης (ουρά), όπου αναπτύσσεται μέτωπο φλόγας όπως φαίνεται στο σχήμα 6.3 [6]. Ο όγκος του κώλου κώνου που φαίνεται στο σχήμα 6.3, και αναγράφεται ως τμήμα 3, οριοθετεί την ογκομεταβολή στην ουρά της δέσμης λόγω εξάπλωσης του μετώπου της φλόγας και υπολογίζεται ακολούθως:

$$dV_{fl-tail-3}(\varphi) = \frac{\pi}{3} \cdot \Upsilon \cdot (R_1^2 + R_0 + R_0^2) \quad (6.18)$$

Όπου:

- $dV_{fl-tail-3}(\varphi)$: Η ογκομεταβολή του τμήματος 3 του σχήματος 6.3 [m³].
- Υ : Το ύψος του κώλου κώνου [m]. Υπολογίζεται με βάση το σκεπτικό που ακολουθεί:

- Εάν $S_{tail}(\varphi) - S_{tail}(\varphi_0) \leq u_{turb} \cdot \Delta t_{step}$ τότε :

$$\Upsilon = S_{tail}(\varphi) - S_{tail}(\varphi_0) \quad (6.19\alpha)$$

- Εάν $S_{tail}(\varphi) - S_{tail}(\varphi_0) \geq u_{turb} \cdot \Delta t_{step}$ τότε :

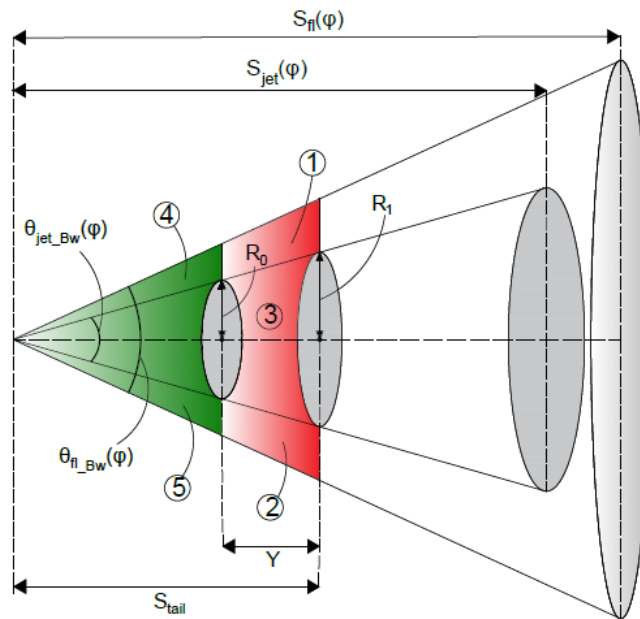
$$\Upsilon = u_{turb} \cdot \Delta t_{step} \quad (6.19\beta)$$

- R_1 : Η μεγάλη βάση του κώλου κώνου [m]. Δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$R_1 = \varepsilon \varphi \theta_{fl-Bw}(\varphi_0) \cdot S_{tail}(\varphi) \quad (6.20)$$

- R_0 : Η μικρή βάση του κώλου κώνου [m]. Δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$R_0 = \varepsilon \varphi \theta_{fl-Bw}(\varphi_0) \cdot (S_{tail}(\varphi) - \Upsilon) \quad (6.21)$$



Σχήμα 6.3: Εξάπλωση του μετώπου της φλόγας στην ουρά της δέσμης [6].

Τα τμήματα 1 και 2 που αναγράφονται στο σχήμα 6.3 αφορούν όγκομεταβολές που συμπεριλαμβάνονται στον υπολογισμό του $dV_{fl-Bw}(\varphi)$ πριν τη πρόσκρουση της δέσμης με το τοίχωμα του κυλίνδρου. Τα τμήματα 4 και 5 που φαίνονται στο σχήμα 6.3 αποτελούν όγκους εκκένωσης της ουράς της δέσμης και οφείλουν να αφαιρεθούν από το συνολικό ρυθμό που υπολογίστηκε. Ο όγκος αυτών των τμημάτων υπολογίζεται ως εξής:

$$dV_{fl-tail-4,5}(\varphi) = \frac{\pi}{3} \cdot (\varepsilon\varphi^2\theta_{fl-Bw}(\varphi) - \varepsilon\varphi^2\theta_{fl-Bw}(\varphi_0)) \cdot (S_{tail}(\varphi) - Y)^3 \quad (6.22)$$

Όπου:

- $dV_{fl-tail-4,5}(\varphi)$: Ο ρυθμός μεταβολής του τμήματος 4 και 5 του σχήματος 6.3 [m³].

Τώρα μπορεί να γίνει η εκτίμηση της συνολικής ογκομεταβολής λόγω εξάπλωσης της φλόγας και στην ουρά της δέσμης με βάση το παρακάτω σκεπτικό:

Εάν $t \leq t_{inj}$ τότε :

$$dV_{fl-tail}(\varphi) = 0 \quad (6.23\alpha)$$

Εάν $t > t_{inj}$ τότε :

$$dV_{fl-tail}(\varphi) = dV_{fl-tail-3}(\varphi) - dV_{fl-tail-4,5}(\varphi) \quad (6.23\beta)$$

6.3.3 Ανάπτυξη του Μετώπου Φλόγας Μετά τη Πρόσκρουσή στο Τοίχωμα του Κυλίνδρου

Κατά τη διάρκεια της καύσης το μέτωπο φλόγας εξαπλώνεται έως ότου συναντήσει τα τοιχώματα του κυλίνδρου. Η πρόσκρουση της δέσμης στα τοιχώματα του κυλίνδρου έχει σαν αποτέλεσμα να περιοριστεί ο ρυθμός διόγκωσης του μετώπου (σχήμα 6.3). Για αυτό το σκοπό στη παρούσα εργασία υιοθετείται η προσέγγιση των Johnson et al [33] μέσω της οποίας η επιφάνεια του μετώπου και κατ επέκταση ο όγκος της καιόμενης ζώνης, ελέγχεται από μία εκθετική μείωση και σταματάει ο γεωμετρικός υπολογισμός που περιγράφηκε προηγουμένως. Πιο συγκεκριμένα, ο ρυθμός ογκομεταβολής του μετώπου προκύπτει ως ένας σταθμισμένος μέσος όρος της ογκομεταβολής τη στιγμή που η δέσμη προσκρούει στο τοίχωμα και μίας εκθετικής μείωσης της ογκομεταβολής του τρέχοντα βήματος. Κατά την επέκταση του μετώπου της φλόγας η άκαυστη ζώνη χάνει μάζα με αποτέλεσμα ο σταθμισμένος μέσος όρος να ενισχύει όλο και περισσότερο την ογκομεταβολή του προηγούμενου βήματος ενώ παράλληλα αυτή η ογκομεταβολή φθίνει βάσει εκθετικής μείωσης όπως φαίνεται και στη σχέση που ακολουθεί.

$$dV_{fl-Aw}(\varphi) = (1 - w) \cdot dV_{fl-Bw_0} + w \cdot dV_{fl-Aw}(\varphi_0) \cdot [1 - \exp(\frac{-m_u(\varphi)}{C_e \cdot m_{cyl}})] \quad (6.16)$$

Όπου:

- $dV_{fl-Aw}(\varphi)$: Ογκομεταβολή του μετώπου της φλόγας στο τρέχων βήμα [m^3].
 $dV_{fl-Aw}(\varphi_0)$: Ογκομεταβολή του μετώπου της φλόγας στο προηγούμενο βήμα [m^3].
 dV_{fl-Bw0} : Ογκομεταβολή του μετώπου της φλόγας την στιγμή που η δέσμη χτυπά με το τοίχωμα του κυλίνδρου [m^3].
 $m_u(\varphi)$: Μάζα μείγματος της άκαυστης ζώνης στο τρέχων βήμα [kg].
 m_{cyl} : Συνολική γόμωση του κυλίνδρου [kg].
 C_e : Σταθερά.
 w : Παράγοντας στάθμισης του μέσου όρου. Υπολογίζεται ως εξής:

$$w = \frac{m_{u-w} - m_u(\varphi)}{m_{u-tr}} \quad (6.17)$$

Όπου:

m_{u-w} : Η μάζα της άκαυστης ζώνης τη στιγμή που η δέσμη χτύπησε στο τοίχωμα[kg].

6.3.4 Γενική Περιγραφή της Ογκομεταβολής Λόγω Εξάπλωσης του Μετώπου Φλόγας

Ακολουθεί ο τελικός υπολογισμός της ογκομεταβολής της δέσμης λόγω επέκτασης του μετώπου της φλόγας πριν και μετά τη πρόσκρουση της δέσμης στο τοίχωμα του κυλίνδρου.

Εάν $t \leq t_w$ τότε :

$$dV_{fl}(\varphi) = dV_{fl-Bw}(\varphi) + dV_{fl-tail}(\varphi) \quad (6.24\alpha)$$

Εάν $t > t_w$ τότε :

$$dV_{fl}(\varphi) = dV_{fl-Aw}(\varphi) \quad (6.24\beta)$$

Όπου:

t_w : Η χρονική στιγμή κατά την οποία η δέσμη προσκρούει στο τοίχωμα του κυλίνδρου [s].

6.4 Υπολογισμός Ρυθμού Διείσδυσης Μάζας Λόγω Εξάπλωσης του Μετώπου της Φλόγας

Γνωρίζοντας την ογκομεταβολή του μετώπου της φλόγας dV_{fl} μπορεί να εκτιμηθεί ο ρυθμός διείσδυσης μάζας από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη λόγω της επέκτασης του μετώπου της φλόγας [6, 22, 24-30, 42].

$$dm_{u-fl} = \rho_u \cdot dV_{fl} \quad (6.25)$$

Όπου:

dV_{fl} : Η μεταβολή του όγκου της καιόμενης ζώνης λόγω εξάπλωσης του μετώπου της φλόγας [m^3].

dm_{u-fl} : Η μάζα της άκαυστης ζώνης που περνάει στην καιόμενη ζώνη λόγω εξάπλωσης του μετώπου της φλόγας [kg].

ρ_u : Η πυκνότητα της μάζας της άκαυστης ζώνης [kg/m^3].

Η μάζα του αέριου μείγματος που εισήλθε στην καιόμενη ζώνη από την άκαυστη στο τρέχων βήμα, περιέχει αέρα και υδρογονάνθρακες του φυσικού αερίου. Η ποσότητες για κάθε υδρογονάνθρακα υπολογίζονται ως εξής:

$$dm_{e-fl}^{NG-i} = Y_u^i \cdot dm_{u-fl} \quad (6.26)$$

Όπου:

dm_{e-fl}^{NG-i} : Η μάζα κάθε υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου που μεταφέρεται από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη λόγω της εξάπλωσης του μετώπου φλόγας [kg].

Y_u^i : Η κατά μάζα περιεκτικότητα της άκαυστης ζώνης στον υδρογονάνθρακα i [-].

Επομένως μπορεί να υπολογιστεί η συνολική μάζα φυσικού αερίου που έχει περάσει στην καιόμενη ζώνη έως το τρέχων βήμα υπολογισμού λόγω εξάπλωσης του μετώπου φλόγας:

$$m_{e-fl}^{NG}(\varphi) = m_{e-fl}^{NG}(\varphi_0) + \sum_{i=6}^{10} dm_{e-fl}^{NG-i} \quad (6.27)$$

Ο συνολικός ρυθμός διείσδυσης μάζας (kg) από την άκαυστη στη καιόμενη ζώνη δίνεται από την ακόλουθη σχέση.

$$dm_u = dm_{u-jet} + dm_{u-fl} \quad (6.28)$$

Όπου:

dm_{u-jet} : Ο ρυθμός διείσδυσης μάζας [kg] από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη, λόγω της διείσδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου (ενότητα 2.8).

dm_{u-fl} : Ο ρυθμός διείσδυσης μάζας [kg] από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη, λόγω εξάπλωσης του μετώπου φλόγας (ενότητα 2.9).

Ο συνολικός ρυθμός διείσδυσης μάζας στην άκαυστη ζώνη αντιστοιχίζεται σε γραμμομόρια ως εξής:

$$dN_u = \frac{dm_u}{MB_u} \quad (6.29)$$

Όπου:

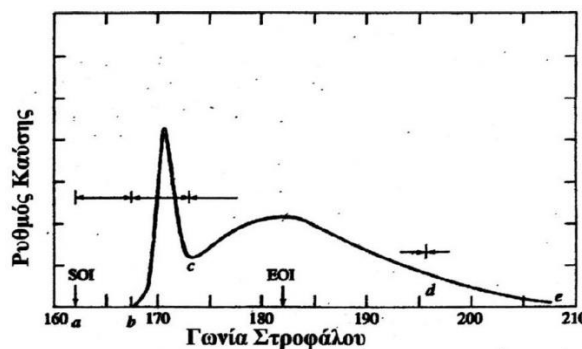
MB_u : Το μοριακό βάρος της άκαυστης ζώνης.

Κεφάλαιο 7: Προσδιορισμός του Ρυθμού Καύσης Υγρού και Αερίου Καυσίμου

7.1 Καύση Υγρού Καυσίμου

7.1.1 Εισαγωγή

Από την αρχή της έγχυσης και μετά (λίγο πριν το άνω νεκρό σημείο), το υγρό καύσιμο σχηματίζει μια δέσμη η οποία σαρώνει τον θάλαμο καύσης με σημείο εκκίνησης τον εγχυτήρα. Μέσα στην δέσμη αυτή υγρό καύσιμο ατμοποιείται και αναμυγνείται με αέρα (και αέριο καύσιμο) έως ότου αυταναφλεγεί λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας και της πίεσης στον θάλαμο καύσης. Στη συνέχεια ακολουθεί η καύση διάχυσης όπου συμβαίνουν χημικές αντιδράσεις και εκλύεται θερμότητα. Οι διαδικασίες αυτές συμβαίνουν σε μεγάλο βαθμό ταυτόχρονα, αλλά σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [2,6,16,18] μπορούν να διακριθούν τα εξής σαφή στάδια που φαίνονται και στο σχήμα 7.1.



Σχήμα 7.1: Ρυθμός καύσης υγρού καυσίμου [17].

- Καθυστέρηση ανάφλεξης (ab): Το πρώτο στάδιο έχει αποφασιστική σημασία για ολόκληρη την καύση στον κινητήρα οφείλεται στο γεγονός ότι κάθε καύσιμο για να αυταναφλεγεί έχει ανάγκη φυσικής και χημικής προετοιμασίας η οποία απαιτεί ένα μικρό χρόνο καθυστέρησης. Η προετοιμασία αυτή αφορά τον διασκορπισμό του υγρού καυσίμου, την ατμοποίηση των σταγονιδίων του καυσίμου και την ανάμιξη αέρα και καυσίμου. Επομένως προκύπτει ο χρόνος καθυστέρησης αναφλέξεως, που είναι το χρονικό διάστημα από όταν εισέλθουν οι πρώτες σταγόνες του καυσίμου στο θάλαμο καύσης, έως ότου εμφανιστούν τα πρώτα χαρακτηριστικά των φαινομένων καύσης. Συνήθως η τιμή του κυμαίνεται από 1 έως 5 ms και επηρεάζεται από τη θερμοκρασία της άκαυστης ζώνης, τη πίεση του θαλάμου καύσης, το είδος του καυσίμου και από το ιστορικό του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα του μίγματος της καιόμενης ζώνης [2,6,16,18].
- Ανεξέλεγκτη καύση (bc): Το δεύτερο στάδιο της καύσης αντιστοιχεί σε αιφνίδια ανάφλεξη και γρήγορη καύση του μεγαλύτερου μέρους του καυσίμου που έχει ήδη προετοιμαστεί με φυσικό και χημικό τρόπο. Η ανάφλεξη συμβαίνει στη περιφέρεια

της δέσμης του καυσίμου. Πρόκειται για καύση προανάμειξης που επιφέρει απότομη αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας.

- Ελεγχόμενη καύση (cd): Με την κατανάλωση του ήδη προετοιμασθέντος καυσίμου κατά τη φάση της προανάμειξης, η καύση περιγράφεται πλέον σαν φλόγα διάχυσης και ο ρυθμός καύσης εξαρτάται πια από τον ρυθμό ανάμειξης του ατμοποιημένου καυσίμου με τον αέρα.
- Τελευταίο στάδιο καύσης (de): Κατά την αποτόνωση και μετά τη καύση του μεγαλύτερου μέρους του εγχυόμενου ανά κύκλο καύσιμο, ακολουθεί καύση με συνεχώς μειούμενο ρυθμό έως ότου καταναλωθεί όλο το καύσιμο.

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [6,21,24-30] το καύσιμο diesel έχει παραπλήσιες ιδιότητες με το κανονικό δωδεκάνιο. Για αυτό το λόγο στη παρούσα μελέτη το κανονικό δωδεκάνιο είναι ο μόνος υδρογονάνθρακας που συνθέτει το υγρό καύσιμο. Η χημική αντίδραση του κανονικού δωδεκανίου κατά τη στοιχειομετρική του καύση δίνεται στη σχέση που ακολουθεί:



Όπου:

$$3.76 = \frac{\text{mol N}_2 \text{ στον αέρα}}{\text{mol O}_2 \text{ στον αέρα}}$$

7.1.2 Υπολογισμός της Καθυστέρησης Ανάφλεξης του Υγρού Καυσίμου Diesel

Λειτουργία Diesel

Ο χρόνος καθυστέρησης ανάφλεξης εξαρτάται κυρίως από τρεις παράγοντες: τη θερμοκρασία της άκαυστης και στη συνέχεια της καιόμενης ζώνης, τη πίεση του θαλάμου καύσης και τον λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου από την έναρξη έγχυσης του υγρού καυσίμου και μετά [6]. Η βιβλιογραφία [2,6,16,21,38] παρέχει την παρακάτω φαινομενολογική σχέση του Hiroyasu για την εκτίμηση του χρόνου καθυστέρησης ανάφλεξης.

$$r(\varphi) = k \cdot P(\varphi)^{-2.5} \cdot \Phi_{\text{tot}}^{-1.04} \cdot e^{\frac{E_D}{T_b(\varphi)}} \quad (7.2)$$

Όπου:

$r(\varphi)$: Συνάρτηση που καθορίζει την καθυστέρηση ανάφλεξης.

Φ_{tot} : Ο συνολικός λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα.

k : Σταθερά.

$P(\varphi)$: Πίεση της γόμωσης του κυλίνδρου στο τρέχων βήμα υπολογισμού [bar].

$T_b(\varphi)$: Θερμοκρασία εντός της καιόμενης ζώνης στο τρέχων βήμα υπολογισμού [K].

E_D : Η ενέργεια ενεργοποίησης του υγρού καυσίμου που υπολογίζεται σύμφωνα με τη βιβλιογραφία ως εξής [16]:

$$E_D = \frac{618840}{CN_D + 25} \quad (7.3)$$

Όπου:

CN_D : Ο αριθμός κετανίου του υγρού καυσίμου.

Επειδή οι συνθήκες στο θάλαμο καύσεως είναι μεταβαλλόμενες, η προηγούμενη έκφραση-ρυθμός ολοκληρώνεται ως προς τον χρόνο: $Ign = \int_0^t \frac{1}{r} dt$. Η ολοκλήρωση αυτή επιλύεται αριθμητικά όπως φαίνεται στη ακόλουθη σχέση:

$$Ign(\varphi) = Ign(\varphi_0) + 0,5 \cdot \left[\frac{1}{r(\varphi)} + \frac{1}{r(\varphi_0)} \right] \cdot \Delta t_{\text{step}} \quad (7.4)$$

Όπου:

Δt_{step} : Το χρονικό διάστημα που διαρκεί ένα βήμα υπολογισμού [s].

Όταν ικανοποιηθεί η συνθήκη που ακολουθεί, πραγματοποιείται αυτανάφλεξη του υγρού καυσίμου [2,6,16,21,38].

$$Ign(\varphi) \geq 1 \quad (7.5)$$

Το χρονικό διάστημα που μεσολάβησε έως ότου ικανοποιηθεί η συνθήκη 7.5, αντιστοιχίζεται σε μίρες γωνίας στροφάλου μέσω της σχέσης που ακολουθεί:

$$Dt = Da / (6 \cdot rpm) \quad (7.6)$$

Λειτουργία Μεικτής Καύσης

Όταν το ποσοστό ενεργειακής αντικατάστασης του υγρού καυσίμου από το φυσικό αέριο είναι διάφορο του μηδενός (ενότητα 4.1), δηλαδή κατά τη λειτουργία διπλού καυσίμου, υιοθετείται το μοντέλο των Prakash και Ramesh [67] προκειμένου να εκτιμηθεί η καθυστέρηση ανάφλεξης. Όπως και στη σχέση του Hiroyasu, έτσι και εδώ ο χρόνος καθυστέρησης εξαρτάται από την θερμοκρασία και την πίεση των αερίων στο τέλος της φάσης της συμπίεσης. Ωστόσο το μοντέλο αυτό, που αποτελεί μια τροποποίηση του μοντέλου των Hardenberg και Hase [16], συνυπολογίζει την συγκέντρωση οξυγόνου στην αέρια γόμωση. Η τροποποίηση αυτή ουσιαστικά λαμβάνει υπόψιν την μείωση του οξυγόνου, λόγω ύπαρξης υδρογονανθράκων στο άκαυστο μίγμα. Στη σχέση που ακολουθεί φαίνεται ο αναλυτικός υπολογισμός της καθυστέρησης ανάφλεξης.

$$\tau = k \cdot A \cdot O_c^m \cdot e^{(E_D \cdot P + Q^{0.63})} \quad (7.7)$$

Όπου:

- τ : Η καθυστέρηση ανάφλεξης [deg.].
- A : Υπολογίζεται ως εξής:

$$A = (0.36 + 0.22 \cdot v_{mp}) \quad (7.8)$$

Όπου:

v_{mp} : Η μέση ταχύτητα μετατόπισης του εμβόλου [m/s].

• E_D : Η ενέργεια ενεργοποίησης του καυσίμου diesel. Ο υπολογισμός της φαίνεται στη Σχέση 2.123.

- P : Υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$P = \frac{1}{R_{u-soi} \cdot T_{u-soi}} - \frac{1}{17190} \quad (7.9)$$

R_{u-soi} : Η σταθερά του αερίου μείγματος της άκαυστης ζώνης κατά την έναρξη της έγχυσης του υγρού καυσίμου [J/kmol · K].

T_{u-soi} : Η θερμοκρασία του αερίου μείγματος της άκαυστης ζώνης κατά την έναρξη έγχυσης του υγρού καυσίμου [K].

- Q : Υπολογίζεται ως εξής:

$$Q = \frac{21.2}{P_{soi} - 12.4} \quad (7.10)$$

P_{soi} : Η πίεση του κυλίνδρου κατά την έναρξη της έγχυσης του υγρού καυσίμου [bar].

• O_c : Ο λόγος της κατ' όγκο συγκέντρωσης του οξυγόνου στη γόμωση του κυλίνδρου προς τη κατ' όγκο συγκέντρωση του οξυγόνου στον ατμοσφαιρικό αέρα. Ο λόγος αυτός υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$O_c = \frac{X_{O_2-cyl}}{0.21} \quad (7.11)$$

- k, m : Σταθερές.

7.1.3 Υπολογισμός του Ρυθμού Καύσης και Προετοιμασίας του Υγρού Καυσίμου Diesel

Το ημι-εμπειρικό μοντέλο των Whitehouse-Way είναι η προσέγγιση που υιοθετήθηκε στη παρούσα εργασία για την εκτίμηση του ρυθμού καύσης του υγρού καυσίμου. Το μοντέλο αυτό υπολογίζει τους ρυθμούς ατμοποίησης και καύσης θεωρώντας ότι η στιγμιαία επιφάνεια κάθε σταγόνας υγρού καυσίμου είναι ο κύριος παράγοντας που καθορίζει τον ρυθμό ατμοποίησης. Εστιάζει περισσότερο στο φαινόμενο της ατμοποίησης του υγρού καυσίμου παρά στην ανάμειξη του με τον αέρα [2,6,16,17].

Η καύση όμως πέρα από προετοιμασμένο καύσιμο, απαιτεί και αέρα διαθέσιμο προς κατανάλωση. Αυτός είναι ο λόγος που αξιοποιήθηκε η τροποποίηση του Καθ. κ. Χουντάλα [6, 21, 24-30] σύμφωνα με την οποία λαμβάνεται υπόψιν η ανάμειξη του ατμοποιηθέντος καυσίμου με τον αέρα που έχει εισχωρήσει στην καιόμενη ζώνη (πίσω από το μέτωπο της φλόγας). Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να ελέγχεται η διαθεσιμότητα του οξυγόνου προς καύση.

Παρακάτω παρουσιάζεται η ανάλυση από την οποία προκύπτουν οι ρυθμοί προετοιμασίας, και καύσης του υγρού καυσίμου καθώς και οι ρυθμοί ανάμειξης για τον μίγμα αέρα-καυσίμου.

Ρυθμός Προετοιμασίας Υγρού Καυσίμου Diesel

Ο ρυθμός προετοιμασίας του υγρού καυσίμου υπολογίζεται βάσει της μεθοδολογίας των Whitehouse-Way ως εξής [6,17,21,24-30]:

$$dm_{pr}^D(\varphi) = K_1 \cdot m_f^{1-X} \cdot (m_f^D(\varphi) - m_{pr}^D(\varphi_o))^X \cdot P_{O_2}^Y \quad (7.12)$$

Όπου:

$dm_{pr}^D(\varphi)$: Ο ρυθμός προετοιμασίας του υγρού καυσίμου στο τρέχων βήμα υπολογισμού [kg/deg].

$m_f^D(\varphi)$: Το καύσιμο που εγχύθηκε έως και το τρέχων βήμα υπολογισμού[kg].

$m_{pr}^D(\varphi_o)$: Το συνολικά προετοιμασμένο καύσιμο μέχρι και το προηγούμενο βήμα υπολογισμού [kg].

X, Y : Σταθερές.

K_1 : Σταθερά που υπολογίζεται από τη σχέση 7.13:

$$K_1 = K \cdot \text{RPM}^{X_1} \cdot m_{D-\text{cycle}}^{X_2} \cdot \text{DUOI}^{-X_2} \cdot \text{NH}^{-X_2} \cdot d_{\text{inj}}^{-X_3} \quad (7.13)$$

Όπου:

$m_{D-\text{cycle}}$: Η συνολική ποσότητα υγρού καυσίμου η οποία πρόκειται να προσαχθεί στον θάλαμο καύσης κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας [g/cycle].

RPM : Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα

DUOI : Διάρκεια εγχύσεως [deg.].

NH : Πλήθος οπών εγχυτήρα.

d_{inj} : Διάμετρος ακροφυσίου εγχυτήρα [mm].

K, X_1, X_2, X_3 : Σταθερές.

Ο ρυθμός προετοιμασίας του υγρού καυσίμου μπορεί να μετατραπεί σε μεταβολή γραμμομορίων ως εξής:

$$dN_{\text{pr}}^D = \frac{dm_{\text{pr}}^D}{MB_D} \quad (7.14)$$

Γνωρίζοντας τον ρυθμό προετοιμασίας, μπορεί να γίνει ο υπολογισμός του συνολικά προετοιμασμένου καυσίμου έως και το βήμα υπολογισμού φ , σε kg.

$$m_{\text{pr}}^D(\varphi) = m_{\text{pr}}^D(\varphi_0) + dm_{\text{pr}}^D(\varphi) \quad (7.15)$$

Ρυθμός Καύσης Προετοιμασμένου Καυσίμου Diesel

Ο ρυθμός καύσης του κανονικού δωδεκάνιου όσον αφορά το στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης προανάμειξης υπολογίζεται σύμφωνα με το μοντέλο του Whitehouse-Way ως εξής [6,17,21,24-30,46]:

$$dm_{\text{R}}^D(\varphi) = \frac{K_2 \cdot P_{O_2}}{\text{RPM} \cdot \sqrt{T_b}} e^{-\left(\frac{E_D}{T_b}\right)} \cdot (m_{\text{pr}}^D(\varphi) - m_{\text{R}}^D(\varphi_0)) \quad (7.16)$$

Όπου:

$dm_{\text{R}}^D(\varphi)$: Ρυθμός καύσης στο τρέχων βήμα υπολογισμού[kg/deg].

E_{act}^D : Ενέργεια ενεργοποίησης του Diesel [J].

T_b : Θερμοκρασία καιόμενης ζώνης [K].

P_{O_2} : Μερική πίεση οξυγόνου στην καιόμενη ζώνη [bar].

$m_{\text{R}}^D(\varphi_0)$: Ποσότητα καυσίμου που έχει καεί μέχρι και το προηγούμενο βήμα υπολογισμού [kg].

K_2 : Σταθερά.

Ρυθμός Ανάμειξης Αέρα με το Ατμοποιημένο Καύσιμο Diesel

Το μοντέλο των Whitehouse-Way στηρίζεται κυρίως στην ατμοποίηση και λιγότερο στην ανάμειξη του ατμοποιηθέντος καυσίμου με τον περιβάλλοντα αέρα. Για αυτό το λόγο διακρίνουμε τις ποσότητες αέρα (που έχει εισέλθει στη καιόμενη ζώνη) και καυσίμου σε δύο μέρη. [6,21]

- Τις μακροσκοπικά αναμεμιγμένες ποσότητες αέρα και καυσίμου που συνυπάρχουν στην καιόμενη ζώνη χωρίς να έχουν αναμειχθεί μεταξύ τους όμως.
- Τις μικροσκοπικά αναμεμιγμένες ποσότητες αέρα και καυσίμου που μπορούν να σχηματίσουν αναφλέξιμο μείγμα.

Ο ρυθμός της μικροσκοπικής ανάμειξης καυσίμου και αέρα δίνεται από τις ακόλουθες σχέσεις αντίστοιχα:

$$dm_{mic}^D(\varphi) = D \cdot u_{jet}^c \cdot (m_{pr}^D(\varphi) - m_{mic}^D(\varphi_0)) \quad (7.17\alpha)$$

$$dm_{mic}^A(\varphi) = D \cdot u_{jet}^c \cdot (m_b^A(\varphi) - m_{mic}^A(\varphi_0)) \quad (7.17\beta)$$

Όπου :

- $dm_{mic}^D(\varphi)$: Ρυθμός μικροσκοπικής ανάμειξης καυσίμου με τον αέρα στο τρέχων βήμα υπολογισμού [kg/sec].
- $dm_{mic}^A(\varphi)$: Ρυθμός μικροσκοπικής ανάμειξης του αέρα με το καύσιμο τρέχων βήμα υπολογισμού [kg/sec].
- $m_{mic}^D(\varphi_0)$: Συνολική μάζα καυσίμου που έχει αναμιχθεί μικροσκοπικά μέχρι το προηγούμενο βήμα υπολογισμού [kg].
- $m_{mic}^A(\varphi_0)$: Συνολική μάζα αέρα που έχει αναμιχθεί μικροσκοπικά μέχρι το προηγούμενο βήμα υπολογισμού [kg].
- $m_{pr}^D(\varphi)$: Μάζα καυσίμου που έχει προετοιμασθεί μέχρι το τρέχων βήμα υπολογισμού [kg].
- $m_b^A(\varphi)$: Μάζα αέρα που έχει εισέλθει στη καιόμενη ζώνη μέχρι το τρέχων βήμα υπολογισμού [kg].
- u_{jet} : Η ταχύτητα του μετώπου της καιόμενης ζώνης στο τρέχων βήμα [m/sec].
- D, c : Συντελεστές τυρβώδους διάχυσης.

Γνωρίζοντας τους ρυθμούς ανάμειξης μπορεί να γίνει ο υπολογισμός των συνολικών μικροσκοπικά αναμεμιγμένων ποσοτήτων έως και το τρέχων βήμα σε kg.

$$m_{mic}^D(\varphi) = m_{mic}^D(\varphi_0) + dm_{mic}^D(\varphi) \quad (7.18\alpha)$$

$$m_{mic}^A(\varphi) = m_{mic}^A(\varphi_0) + dm_{mic}^A(\varphi) \quad (7.18\beta)$$

Με βάση το παραπάνω σκεπτικό της ανάμειξης αέρα και καυσίμου, τροποποιείται ο ρυθμός καύσης προετοιμασμένου καυσίμου diesel όπως αυτός υπολογίστηκε σύμφωνα με τον μοντέλο Whitehouse-Way. Στις παρακάτω σχέσεις λαμβάνεται υπόψιν και ο διαθέσιμος αέρας προς καύση σε σχέση με τον στοιχειομετρικό αέρα καύσης του diesel.

Εάν $AFR^D \geq AFR_{st}^D$ τότε :

$$dm_R^D(\varphi) = \frac{K_2 \cdot P_{O_2}}{RPM \cdot \sqrt{T_b}} e^{-\left(\frac{E_D}{T_b}\right)} \cdot (m_{mic}^D(\varphi) - m_R^D(\varphi_0)) \quad (7.19\alpha)$$

Εάν $AFR^D \leq AFR_{st}^D$ τότε :

$$dm_R^D(\varphi) = \frac{K_2 \cdot P_{O_2}}{RPM \cdot \sqrt{T_b} \cdot AFR_{st}^D} e^{-\left(\frac{E_D}{T_b}\right)} \cdot (m_{mic}^A(\varphi) - m_{bur}^A(\varphi_0)) \quad (7.19\beta)$$

$m_{bur}^A(\varphi_0)$: Η ποσότητα αέρα που έχει αναμειχθεί καταναλωθεί λόγω καύσης έως το προηγούμενο βήμα υπολογισμού [kg].

dm_R^D : Ο ρυθμός προαναμειγμένης καύσης του μικροσκοπικά αναμειγμένου καυσίμου στο τρέχων βήμα. υπολογισμού [kg/deg].

AFR_{st}^D : Ο στοιχειομετρικός λόγος ισοδυναμίας αέρα – καυσίμου του diesel [-].

AFR_b^D : Ο λόγος ισοδυναμίας αέρα–καυσίμου του diesel εντός της καιόμενης ζώνης[-].

Εφόσον έχουν προσδιοριστεί οι ρυθμοί προετοιμασίας, αντίδρασης και ανάμειξης για τον ατμοποιηθέν καύσιμο μπορεί να γίνει ο τελικός προσδιορισμός του ρυθμού καύσης όπως φαίνεται στις σχέσεις που ακολουθούν. Οι εξισώσεις αυτές σηματοδοτούν την μετάβαση από τη καύση προανάμειξης στη καύση διάχυσης του υγρού καυσίμου.

$$\text{Εάν } m_{pr}^D \geq m_R^D \text{ τότε:} \quad dm_{bur}^D = dm_R^D \quad (7.20\alpha)$$

$$\text{Εάν } m_{pr}^D \leq m_R^D \text{ τότε:} \quad dm_{bur}^D = dm_{pr}^D \quad (7.20\beta)$$

Όπου:

$dm_{bur}^D(\varphi)$: Ο ρυθμός καύσης του καυσίμου diesel στο τρέχων βήμα υπολογισμού [kg/deg].

Γνωρίζοντας το ρυθμό αντίδρασης, η ποσότητα καυσίμου Diesel [kg] που έχει καεί έως και το τρέχων βήμα υπολογισμού αθροίζεται ως εξής σε κάθε γωνία υπολογισμού φ :

$$m_{bur}^D(\varphi) = m_{bur}^D(\varphi_0) + dm_{bur}^D(\varphi) \quad (7.21)$$

7.2 Καύση Φυσικού Αερίου

7.2.1 Εισαγωγή

Όπως έχει αναφερθεί ήδη, στους κινητήρες μεικτής καύσης η χρήση μικρής ποσότητας υγρού καυσίμου diesel αποτελεί την πηγή έναυσης για το φυσικό αέριο. Το φυσικό αέριο, με βασικό συστατικό το μεθάνιο, έχει μεγάλη θερμοκρασία αυτανάφλεξης με αποτέλεσμα το υγρό καύσιμο να αυταναφλέγεται πρώτο παρέχοντας αποδοτικότερη έναυση του φυσικού αερίου σε σχέση με έναν απλό σπινθηριστή κινητήρα Otto.

Με την έναυση του υγρού καυσίμου, αναπτύσσεται ένα μέτωπο φλόγας περιφερειακά της δέσμης που προκαλεί την διόγκωσή της και την εισροή άκαυστου μίγματος στην καιόμενη ζώνη [24]. Αυτό το μίγμα αέρα και αερίου καυσίμου δεν καίγεται ακαριαία (ενότητα 7.2.2) [45]. Ο ρυθμός καύσης αυτού του μίγματος υπολογίζεται βάσει του μοντέλου του Tabaczynski [44]. Παράλληλα η έγχυση του υγρού καυσίμου προσδίδει ορμή στη δέσμη, με αποτέλεσμα αυτή να διεισδύει εντός του θαλάμου καύσης και να μεταφέρεται επιπλέον άκαυστο μίγμα από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη (ενότητα 7.2.3). Το μίγμα αυτό καίγεται βάσει μιας εξίσωσης Arrhenius [6,24-30]. Επομένως ο συνολικός ρυθμός καύσης των υδρογονανθράκων του φυσικού αερίου προκύπτει ως υπέρθεση του ρυθμού καύσης λόγω εξάπλωσης του μετώπου φλόγας (κεφάλαιο 6.3) και του ρυθμού καύσης λόγω του μηχανισμού διείσδυσης της δέσμης καυσίμου (κεφάλαιο 4).

Στη παρούσα εργασία θεωρούμε ότι τα συστατικά του φυσικού αερίου απαρτίζονται από τους πέντε υδρογονάνθρακες που ακολουθούν. Η στοιχειομετρική τους καύση δίνεται ως εξής:

- Μεθάνιο (CH₄) : $\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 + 3.76 \cdot 2\text{N}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 3.76 \cdot 2\text{N}_2$ (7.22α)
- Προπάνιο(C₃H₈): $\text{C}_3\text{H}_8 + 5\text{O}_2 + 3.76 \cdot 5\text{N}_2 \rightarrow 3\text{CO}_2 + 4\text{H}_2\text{O} + 3.76 \cdot 5\text{N}_2$ (7.22β)
- Βουτάνιο(C₄H₁₀): $\text{C}_4\text{H}_{10} + 6.5\text{O}_2 + 3.76 \cdot 6.5\text{N}_2 \rightarrow 4\text{CO}_2 + 5\text{H}_2\text{O} + 3.76 \cdot 6.5\text{N}_2$ (7.22γ)
- Αιθάνιο(C₂H₆): $\text{C}_2\text{H}_6 + 3.5\text{O}_2 + 3.76 \cdot 3.5\text{N}_2 \rightarrow 2\text{CO}_2 + 3\text{H}_2\text{O} + 3.76 \cdot 3.5\text{N}_2$ (7.22δ)
- Πεντάνιο(C₅H₁₂): $\text{C}_5\text{H}_{12} + 8\text{O}_2 + 3.76 \cdot 8\text{N}_2 \rightarrow 5\text{CO}_2 + 6\text{H}_2\text{O} + 3.76 \cdot 8\text{N}_2$ (7.22ε)

Όπου:

$$3.76 = \frac{\text{mol N}_2 \text{ στον αέρα}}{\text{mol O}_2 \text{ στον αέρα}}$$

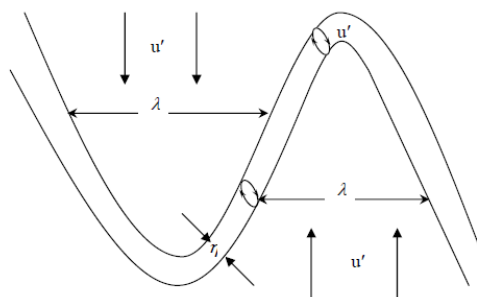
7.2.2 Υπολογισμός του Ρυθμού Καύσης του Φυσικού Αερίου Λόγω του Μηχανισμού Εξάπλωσης του Μετώπου Φλόγας

Όπως έχει ήδη αναφερθεί το μέτωπο της φλόγας δημιουργείται από την αυτανάφλεξη του υγρού καυσίμου diesel που προκαλεί την έναυση του μείγματος αέρα-αερίου καυσίμου. Η εξάπλωση του μετώπου της φλόγας προκαλεί την διόγκωση της καιόμενης ζώνης και την εισροή ποσότητας φυσικού αερίου (dm_{e-fl}). Στη παρούσα εργασία θα αξιοποιηθεί το μοντέλο των Tabaczynski, Ferguson και Radhakrishnan [45] έτσι ώστε να υπολογισθεί ο ρυθμός καύσης της ποσότητας αερίου καυσίμου που έχει εισέλθει στη καιόμενη ζώνη εξαιτίας της εξάπλωσης του μετώπου της φλόγας. Με βάση αυτό το μοντέλο η ποσότητα αερίου καυσίμου που εισχωρεί στην καιόμενη ζώνη λόγω του μηχανισμού εξάπλωσης μετώπου της φλόγας, δεν καίγεται ακαριαία. Προκειμένου να ολοκληρωθεί η καύση μιας τέτοιας ποσότητας αερίου καυσίμου πρέπει να παρέλθει ένας χαρακτηριστικός χρόνος τ [45].



Σχήμα 7.2: Εξέλιξη της καύσης λόγω φλόγας με βάση το μοντέλο του Tennekes [22,45].

Στο ανωτέρω μοντέλο, για την περιγραφή της σύνθετης ροής των αερίων της γόμωσης χρησιμοποιείται η περιγραφή του Tennekes [47] σύμφωνα με την οποία η ροή χαρακτηρίζεται από τυρβώδεις δίνες με διάμετρο της κλίμακας Kolmogorov (n), και από δίνες με διάμετρο της κλίμακας Taylor (λ) στις οποίες η διάδοση της φλόγας πραγματοποιείται υπό στρωτή ταχύτητα (S_L) (σχήμα 7.2). Οι τυρβώδεις δίνες απέχουν μεταξύ τους απόσταση αντίστοιχη με το μήκος των δινών της κλίμακας Taylor (λ) και χαρακτηρίζονται από έντονη διάχυση (σχήμα 7.3).



Σχήμα 7.3: Η τύρβις σύμφωνα με το μοντέλο του Tennekes [22,47].

Με βάση το παραπάνω μοντέλο, υπολογίζεται ο ρυθμός καύσης της ποσότητας αερίου καυσίμου που έχει εισχωρήσει στη καιόμενη ζώνη λόγω εξαπλώσεως του μετώπου της φλόγας (σχέση 7.23). Ο ρυθμός αυτός αποτελείται από μια συνιστώσα που αφορά την τυρβώδη ταχύτητα εξάπλωσης (πρώτος όρος) και μια συνιστώσα που αφορά την στρωτή ταχύτητα εξάπλωσης (δεύτερος όρος) [22,48].

$$dm_{bur.fl.}^{NG} = \frac{m_{entr.fl.}^{NG}(\varphi) - m_{bur.fl.}^{NG}(\varphi_0)}{\tau} + dm_{entr.fl.lam.}^{NG} \quad (7.23)$$

Όπου:

$dm_{bur.fl.}^{NG}$: Ο ρυθμός καύσης του αερίου καυσίμου στο τρέχων βήμα υπολογισμού [kg/s].

$m_{entr.fl.}^{NG}(\varphi)$: Η μάζα του φυσικού αερίου που έχει διεισδύσει στην καιόμενη ζώνη λόγω επέκτασης του μετώπου φλόγας με τη τυρβώδη ταχύτητα φλόγας [kg].

$dm_{entr.fl.lam.}^{NG}(\varphi)$: Η μάζα του φυσικού αερίου που έχει διεισδύσει στην καιόμενη ζώνη στο παρών βήμα υπολογισμού λόγω επέκτασης του μετώπου φλόγας με τη στρωτή ταχύτητα φλόγας [kg]. Ο όρος αυτός αποτελεί τροποποίηση του αρχικού μοντέλου καύσης από τους Dai, Davis, Hall και Matthews [22,48] και υπολογίζεται ως εξής:

$$dm_{entr.fl.lam.}^{NG} = dm_{entr.fl.}^{NG} \cdot \left(\frac{u_{lam}}{u_{turb}}\right) \quad (7.24)$$

Όπου:

$m_{bur.fl.}^{NG}(\varphi_0)$: Η μάζα φυσικού αερίου που έχει καεί έως το προηγούμενο βήμα λόγω της επέκτασης του μετώπου φλόγας [kg].

τ : Ο χρόνος που απαιτείται για να ολοκληρωθεί η καύση στις δίνες της κλίμακας Taylor [s]. Ο χαρακτηριστικός αυτός χρόνος δίνεται από τη σχέση που ακολουθεί [45]:

$$\tau = \frac{C_\tau \lambda}{u_{lam}} \quad (7.25)$$

Όπου :

u_{lam} : Η στρωτή ταχύτητα φλόγας [m/s].

C_τ : Σταθερά.

λ : Το χαρακτηριστικό μήκος των δινών της κλίμακας Taylor [m]. Υπολογίζεται στη σχέση που ακολουθεί βάσει της θεώρησης ισότροπης τύρβης [22,18,45,46]:

$$\frac{\lambda}{L} = 15^{0.5} \left(\frac{U' L}{\nu_u}\right)^{-0.5} \quad (7.26)$$

Όπου :

U' : Η ένταση τύρβης [m/s], που προκύπτει με βάση τη σχέση .

L : Το χαρακτηριστικό μήκος ροής [m], που προκύπτει από την σχέση.

ν_u : Η κινηματική συνεκτικότητα του μείγματος της άκαυστης ζώνης [m²/s].

Ο ρυθμός καύσης που προκύπτει τροποποιείται σύμφωνα με τη σχέση που ακολουθεί ώστε να υπολογίσουμε το ρυθμό καύσης φυσικού αερίου λόγω της διάδοσης του μετώπου φλόγας ανά βήμα υπολογισμού.

$$dm_{bur-fl}^{NG} = \frac{dm_{bur-fl}^{NG}}{6 \cdot RPM} \cdot d\varphi \quad (7.27)$$

Γνωρίζοντας τον ρυθμό καύσης του φυσικού αερίου συνολικά λόγω εξάπλωσης του μετώπου φλόγας, μπορούμε να εκτιμήσουμε τους επιμέρους ρυθμούς καύσης για κάθε υδρογονάνθρακα του αερίου καυσίμου:

$$dm_{bur-fl}^{NG-i} = Y_{NG}^j \cdot dm_{bur-fl}^{NG} \quad (7.28)$$

Όπου:

Y_{NG}^j : Η κατά μάζα περιεκτικότητα κάθε υδρογονάνθρακα στο φυσικό αέριο [-].

dm_{bur-fl}^{NG-i} : Η μάζα κάθε υδρογονάνθρακα i που αντέδρασε λόγω εξάπλωσης του μετώπου της φλόγας [kg/deg].

7.2.3 Υπολογισμός του Ρυθμού Καύσης Φυσικού Αερίου Λόγω του Μηχανισμού Διείδυσης της Δέσμης Υγρού Καυσίμου

Όπως έχει αναφερθεί ήδη, ο ψεκασμός του υγρού καυσίμου υπό διαφορά πίεσης ΔP και ταχύτητα έγχυσης V_{inj} προσδίδει ορμή στη δέσμη του υγρού καυσίμου. Λόγω αυτής της ορμής, επιπλέον μίγμα αέρα-αερίου καυσίμου μεταφέρεται από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη καθώς η δέσμη διειδύει στον θάλαμο καύσης. Στη παρούσα εργασία, το μίγμα των υδρογονανθράκων που εισέρχεται στη καιόμενη ζώνη με αυτό τον τρόπο, θεωρείται ότι καίγεται σύμφωνα με εξίσωση τύπου Arrhenius [6]. Επομένως ο ρυθμός καύσης κάθε υδρογονάνθρακα j του φυσικού αερίου, εντός της καιόμενης ζώνης, υπολογίζεται ως εξής [24-30]:

$$dm_{bur-Ar}^{NG-j} = K_j \cdot (Y_b^j)^{a_j} \cdot (Y_b^{O_2})^{b_j} \cdot e^{-\frac{E_{act}^j}{T_b}} \quad (7.29)$$

Όπου:

dm_{bur-Ar}^{NG-j} : Η μάζα του υδρογονάνθρακα (j) που καίγεται σύμφωνα με την εξίσωση Arrhenius στο τρέχων βήμα υπολογισμού [kg/deg].

Y_b^j : Η κατά μάζα σύσταση του υδρογονάνθρακα i του φυσικού αερίου εντός της καιόμενης ζώνης [-].

$Y_b^{O_2}$: Είναι η κατά μάζα σύσταση του οξυγόνου εντός της καιόμενης ζώνης [-].

E_{act}^j : Είναι η ενέργεια ενεργοποίησης του υδρογονάνθρακα i [J].

T_b : Η θερμοκρασία της καιόμενης ζώνης στο τρέχων βήμα υπολογισμού [K].

K_j, a_j, b_j : Σταθερές που αντιστοιχούν σε κάθε υδρογονάνθρακα.

7.2.4 Υπολογισμός του Συνολικού Ρυθμού Καύσης του Φυσικού Αερίου

Ο συνολικός ρυθμός καύσης του φυσικού αερίου προκύπτει ως υπέρθεση του ρυθμού καύσης λόγω εξάπλωσης του μετώπου φλόγας και του ρυθμού καύσης λόγω του μηχανισμού διεύθυνσης της δέσμης καυσίμου.

$$dm_{bur}^{NG-j} = dm_{bur-fl}^{NG-j} + dm_{bur-Ar}^{NG-j} \quad (7.30)$$

Ο συνολικός ρυθμός καύσης κάθε υδρογονάνθρακα της γόμωσης ακολουθεί το παρακάτω σκεπτικό συνυπολογίζοντας την καύση και των δύο καυσίμων.

$$\text{Για } j = 5: \quad dm_{bur}^j = dm_{bur}^D \quad (7.31\alpha)$$

$$\text{Για } j \geq 6 \text{ και } j \leq 10: \quad dm_{bur}^j = dm_{bur}^{NG-j} \quad (7.31\beta)$$

Τα αντίστοιχα γραμμομόρια των υδρογονανθράκων που αντέδρασαν στο τρέχων βήμα υπολογίζονται ως εξής:

$$dN_{bur}^j = \frac{dm_{bur}^j}{MB_j} \quad (7.32)$$

Όπου:

MB_j : Το μοριακό βάρος του κάθε υδρογονάνθρακα.

Κεφάλαιο 8: Περιγραφή του Προγράμματος Προσομοίωσης

8.1 Εισαγωγή και Αρχικά Δεδομένα του Μοντέλου

Στη παρούσα εργασία κατασκευάστηκε υπολογιστικός κώδικας σε γλώσσα Fortran 90 προκειμένου να πραγματοποιηθεί φαινομενολογική προσομοίωση του κλειστού κύκλου λειτουργίας κινητήρα μεικτής καύσης. Ο κώδικας εκτείνεται σε 20000 γραμμές, αποτελείται από 46 υπορουτίνες και 3 modules. Η εκτέλεση των υπολογισμών μπορεί να γίνει για βήμα υπολογισμών από 0.2 μοίρες γωνίας στροφάλου και άνω. Η εκτέλεση του κώδικα διαρκεί κάτω από 2 δευτερόλεπτα σε έναν σύγχρονο προσωπικό υπολογιστή. Σημειώνεται ότι σε μία εκτέλεση του κώδικα προσομοίωσης παράγονται όλα τα αποτελέσματα για λειτουργία μερικού και πλήρους φορτίου καθώς και για διαφορετικά ποσοστά ενεργειακής αντικατάστασης (παράγραφος 4.1). Παράλληλα, υπάρχει η δυνατότητα εκτέλεσης κάθε περίπτωσης χωριστά. Ακολουθεί η σύνοψη των αρχικών δεδομένων που χρειάζεται ο κώδικας για την εκτέλεσή του.

Αρχικά Δεδομένα

- Η γωνία στροφάλου στην οποία ξεκινάει ο κλειστός κύκλος λειτουργίας του κινητήρα (φ_{soc}). Η γωνία αυτή όπως αντιστοιχεί στην γωνία στροφάλου κατά την οποία κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής σε τετράχρονο κινητήρα.
- Η γωνία στροφάλου στην οποία τελειώνει ο κλειστός κύκλος λειτουργίας του κινητήρα (φ_{eoc}). Η γωνία αυτή αντιστοιχεί στην γωνία στροφάλου κατά την οποία ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής.
- Η γωνία στροφάλου κατά την οποία ξεκινά η έγχυση υγρού καυσίμου diesel (φ_{soi}^D).
- Το επιθυμητό βήμα εκτέλεσης των υπολογισμών ($\Delta\varphi$).
- Η επιθυμητή ακρίβεια εφαρμογής του 1^{ου} Θερμοδυναμικού Νόμου ($f_{E_{req}}$), της διατήρησης όγκου ($f_{V_{req}}$) και της σύγκλισης των θερμοκρασιών ($f_{T_{req}}$).
- Τα βασικά γεωμετρικά μεγέθη του κινητήρα: Διαδρομή εμβόλου (S_p), διάμετρος εμβόλου (D_p), ακτίνα στροφάλου (r_{cr}), μήκος διωστήρα (L_{rod}), σχέση συμπίεσης κινητήρα (CR).
- Ο όγκος του θαλάμου καύσης την στιγμή που ξεκινά ο κλειστός κύκλος λειτουργίας (φ_{soc}). Ο όγκος αυτός υπολογίζεται σύμφωνα με την ενότητα 2.3.
- Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (RPM).
- Η πίεση έγχυσης υγρού καυσίμου (P_{inj}).
- Τα χαρακτηριστικά του εγχυτήρα : Αριθμός οπών (Nh) , διάμετρος των οπών (d_{inj}), συντελεστής εκροής (C_D).
- Οι παροχές αέρα (\dot{m}_A), υγρού καυσίμου diesel (\dot{m}_D) και φυσικού αερίου (\dot{m}_{NG}).
- Η πίεση (P_{soc}) και η θερμοκρασία (T_{soc}) της εκγλωβιζόμενης γόμωσης κατά την αρχή του κλειστού κύκλου λειτουργίας.

- Η πυκνότητα (ρ_D) και ο αριθμός κετανίου (CN_D) του υγρού καυσίμου diesel.
- Η σύσταση του φυσικού αερίου.
- Η ενέργεια ενεργοποίησης κάθε υδρογονάνθρακα (E_j) του φυσικού αερίου.
- Η μέση θερμοκρασία των τοιχωμάτων του κυλίνδρου (T_w).
- Η θερμοκρασία του υγρού καυσίμου κατά την έγχυση του (T_D).

8.2 Αριθμητική Μέθοδος Υπολογισμών

Το φαινομενολογικό μοντέλο που αναπτύχθηκε βασίζεται στον πρώτο νόμο της θερμοδυναμικής (κεφάλαιο 3.1). Η αριθμητική μέθοδος που επιλέχθηκε για την επίλυση του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου, είναι η Newton-Raphson [17]. Η χρήση αυτής της αριθμητικής μεθόδου προϋποθέτει τον υπολογισμό αρχικών τιμών για την πίεση του θαλάμου καύσης και τις θερμοκρασίες της άκαυστης και της καιόμενης ζώνης [17]. Οι αρχικές αυτές τιμές υπολογίζονται στις σχέσεις 8.1(α-γ) και προκύπτουν από την θεώρηση ότι η θερμοδυναμική μεταβολή των αερίων της γόμωσης, από το προηγούμενο έως το τρέχων βήμα υπολογισμού είναι ισεντροπική [16]. Η θεώρηση αυτή δίνει αρκετά καλές αρχικές τιμές, ώστε το πλήθος των επαναλήψεων για την επίλυση της αριθμητικής μεθόδου, να παραμένει μικρό σε κάθε σημείο λειτουργίας.

$$P_{cyl-2-o} = P_{cyl-1} \cdot \left(\frac{V_{cyl-1}}{V_{cyl-2}} \right)^{\gamma} \quad (8.1.α)$$

$$T_{u2-o} = T_{u1} \cdot \left(\frac{P_{cyl-2}}{P_{cyl-1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (8.1.β)$$

$$T_{b2-o} = T_{b1} \cdot \left(\frac{P_{cyl-2}}{P_{cyl-1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + \frac{|HRR|}{N_{b1} \cdot C_{vb}} \quad (8.1.γ)$$

Πιο συγκεκριμένα, σε κάθε γωνία στροφάλου, η θερμοκρασία της κάθε ζώνης του εργαζόμενου μέσου εκτιμάται από την σχέση 8.2 και ο όγκος της κάθε ζώνης από τη σχέση 8.6 έως ότου το σφάλμα $f(E)_{u,b}$ του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου γίνει αρκετά μικρό. Όταν συμβεί αυτό, πραγματοποιείται έλεγχος διατήρησης του όγκου του θαλάμου καύσεως για τις τιμές του όγκου της κάθε ζώνης που ελαχιστοποίησαν το σφάλμα $f(E)_{u,b}$. Δηλαδή εάν το άθροισμα των όγκων των δύο ζωνών δε προσεγγίζει ικανοποιητικά τον τρέχων όγκο του θαλάμου καύσεως, η ενιαία πίεση των αερίων υπολογίζεται εκ νέου σύμφωνα με τη σχέση 8.7 [17]. Μετά τη διόρθωση της πίεσης της αέριας γόμωσης, οι υπολογισμοί επαναλαμβάνονται από την αρχή. Η τελική λύση προκύπτει με την εύρεση της κατάλληλης θερμοκρασίας, όγκου και πίεσης τα οποία επαληθεύουν τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο και την διατήρηση του όγκου του θαλάμου καύσεως. Οι τιμές των αποδεκτών σφαλμάτων των λύσεων, προσδιορίζονται στην αρχή του προγράμματος.

$$T_{u,b}^n = T_{u,b}^{n-1} - \frac{f(E)_{u,b}}{f(E)'_{u,b}} \quad (8.2)$$

$$f(E)_u = dU_u - dQ_u + dW_u + H_{dm_u} \quad (8.3)$$

$$f(E)_b = dU_b - dQ_b + dW_b - H_{dm_u} - H_{dm_{pr}^D} \quad (8.4)$$

$$f(E)'_{u,b} = N_{u,b} \cdot C_{v-u,b} \quad (8.5)$$

$$V_{u,b} = \frac{N_{u,b} \cdot R_m \cdot T_{u,b}}{p} \quad (8.6)$$

$$p^n = p^{n-1} \cdot \frac{V_{cy1}}{V_u + V_b} \quad (8.7)$$

Όπου:

n : Το τρέχων βήμα υπολογισμού.

$n - 1$: Το προηγούμενο βήμα υπολογισμού στη τρέχουσα γωνία στροφάλου.

$f(E)_{u,b}$: Το σφάλμα του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου για την άκαυστη (u) και την καιόμενη (b) ζώνη αντίστοιχα [J].

$f(E)'_{u,b}$: Η παράγωγος του σφάλματος του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου (ως προς τη θερμοκρασία) για την άκαυστη και την καιόμενη ζώνη αντίστοιχα [J].

$dU_{u,b}$: Η μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας της άκαυστης (u) και της καιόμενης (b) ζώνης [J].

$dQ_{u,b}$: Η συναλλαγή θερμότητας με τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης της άκαυστης (u) και της καιόμενης (b) ζώνης [J].

$dW_{u,b}$: Το έργο ογκομεταβολής της άκαυστης (u) και της καιόμενης (b) ζώνης [J].

H_{dm_u} : Η ολική ενθαλπία της μάζας dm_u που μεταφέρεται από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη [J].

$H_{dm_{pr}^D}$: Η ολική ενθαλπία που προστίθεται στην καιόμενη ζώνη λόγω της προετοιμασίας της ποσότητας dm_{pr}^D του υγρού καυσίμου [J].

8.3 Λογικό Διάγραμμα του Μοντέλου Προσομοίωσης

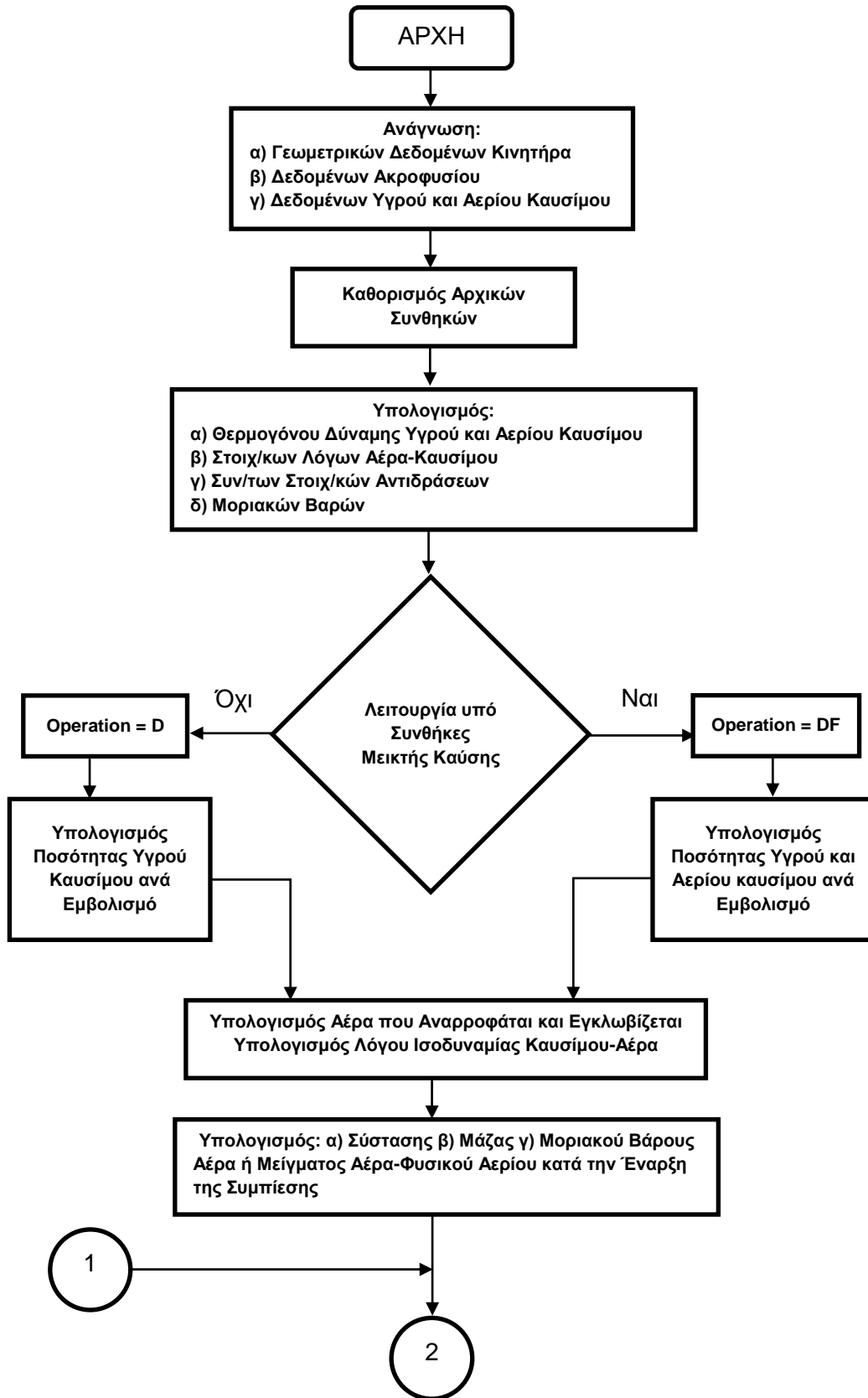
Σε αυτό το σημείο παρουσιάζεται το λογικό διάγραμμα του κώδικα προσομοίωσης, για την καλύτερη κατανόηση της μεθοδολογίας. Στο σχήμα 8.1 περιέχονται οι παρακάτω δείκτες:

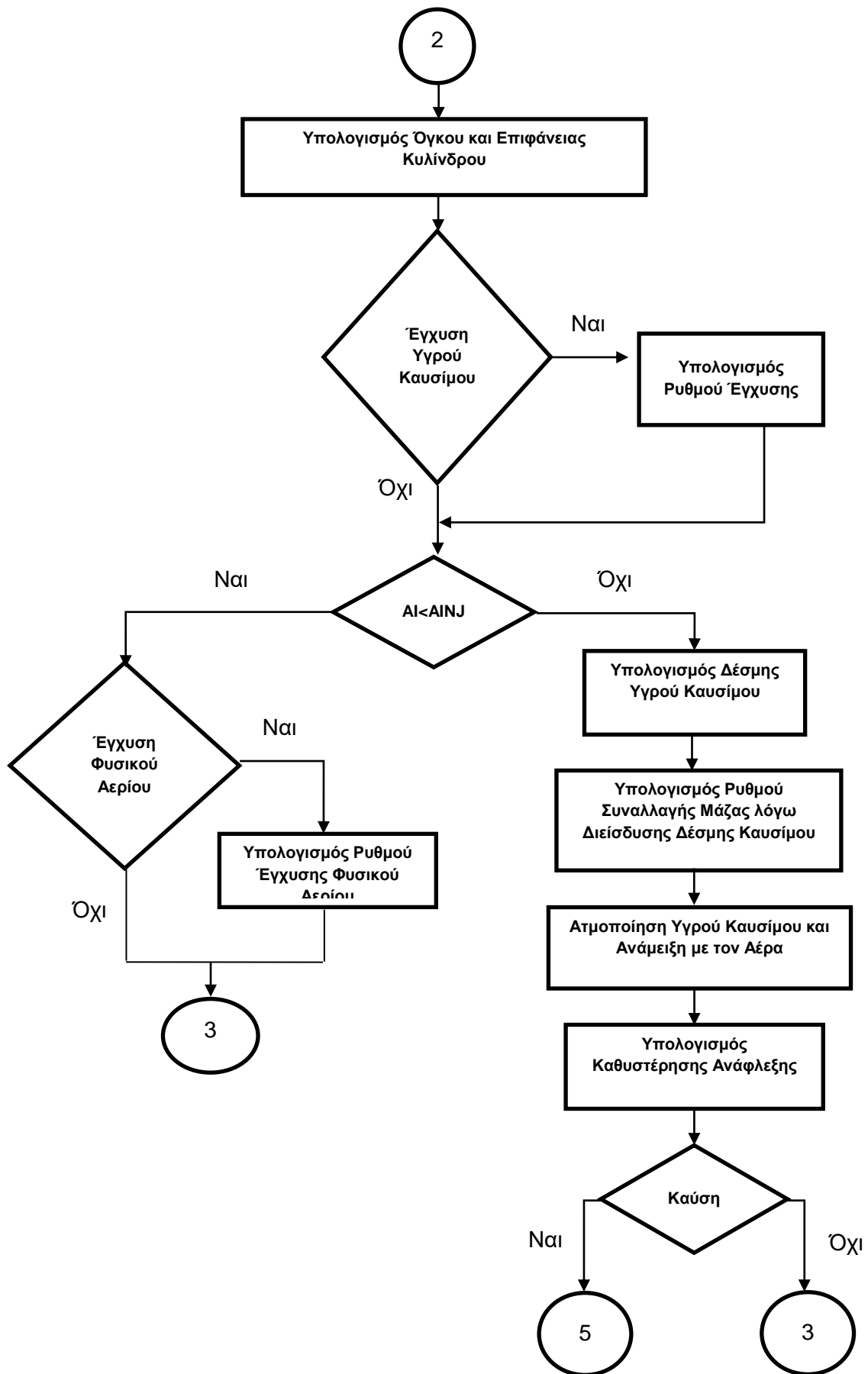
Operation : Διακόπτης που προσδιορίζει το είδος λειτουργίας (diesel ή dual fuel).

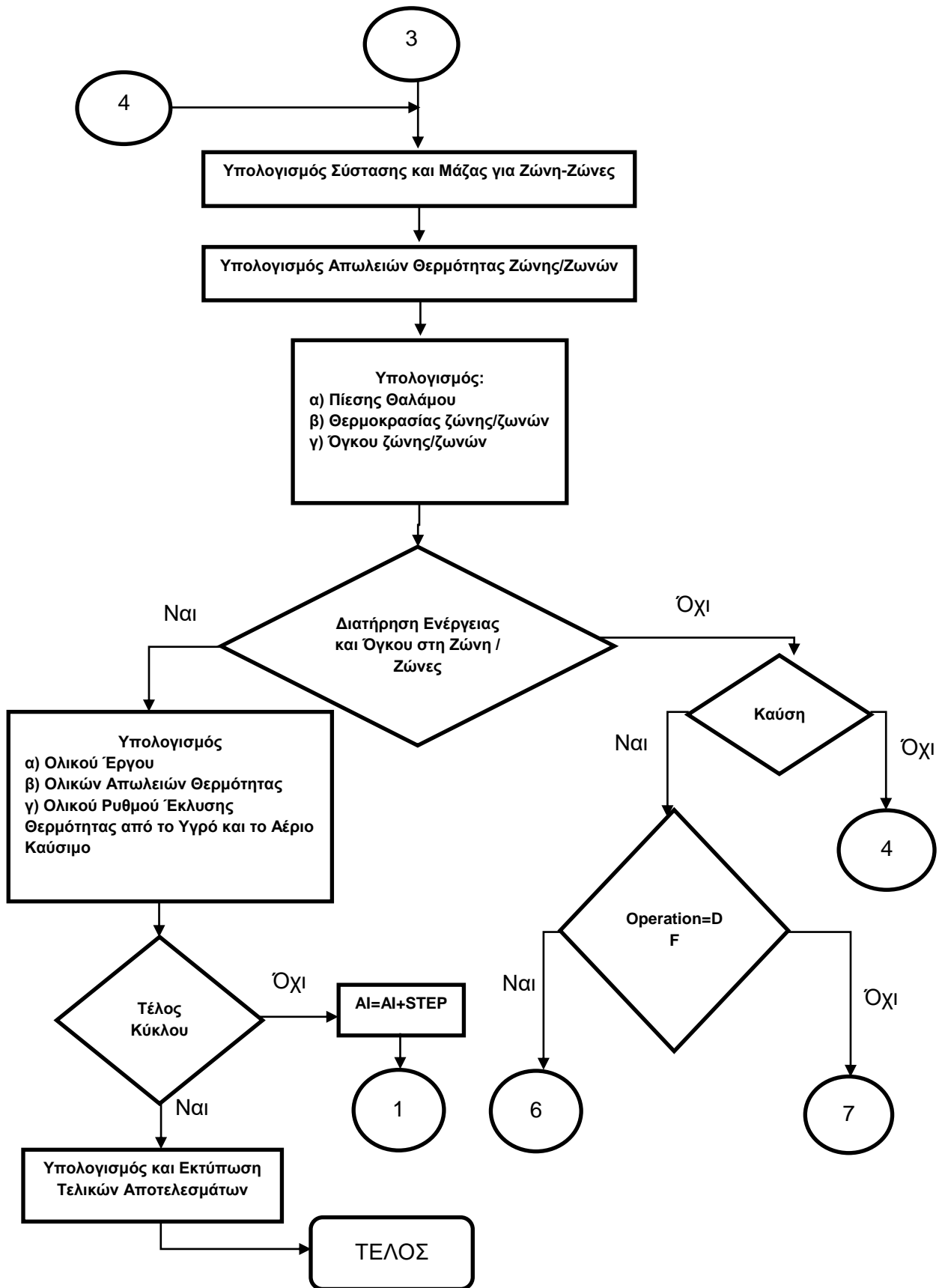
AI : Γωνία Στροφάλου.

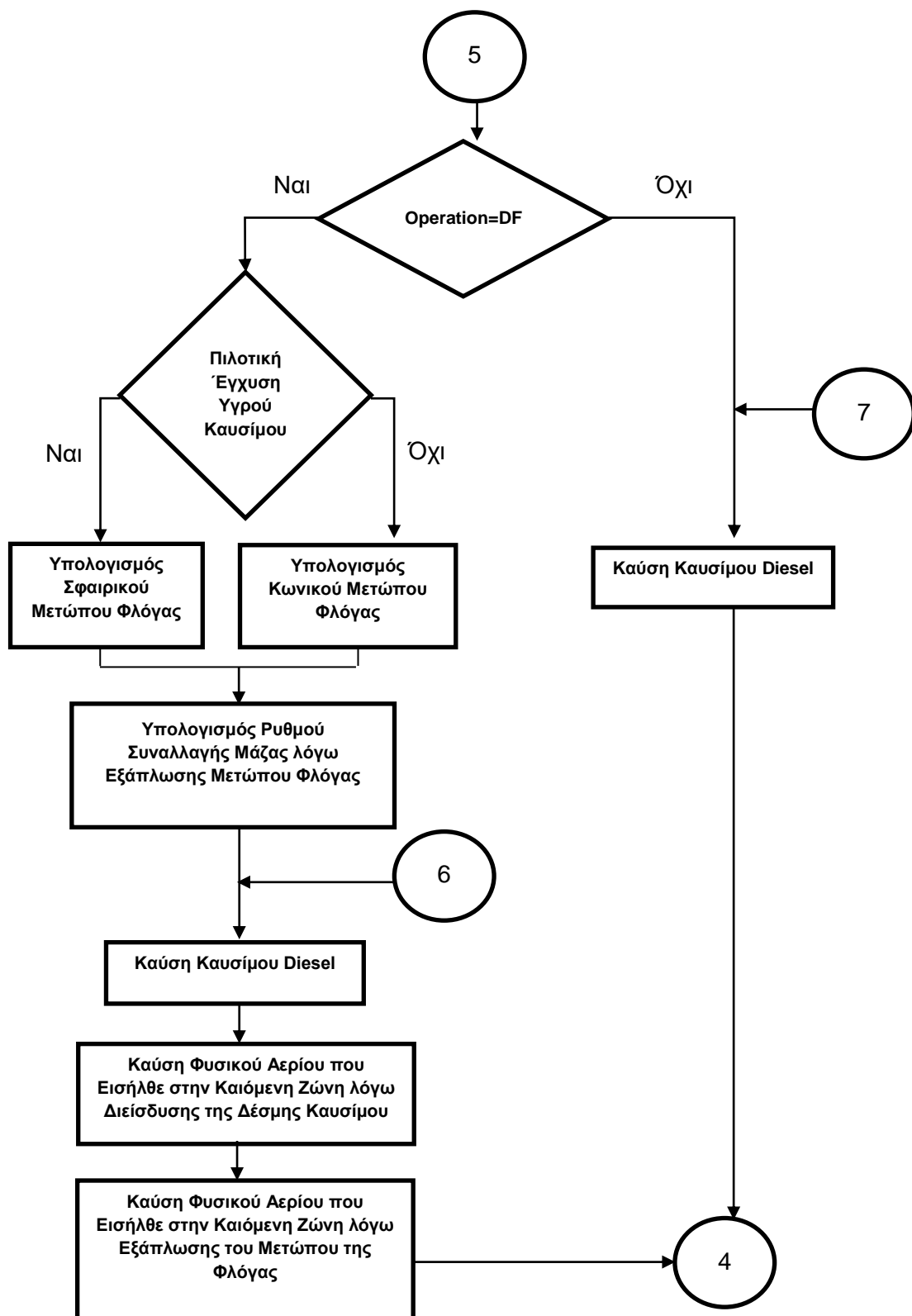
AINJ : Γωνία Στροφάλου κατά την οποία ξεκινά η έγχυση του υγρού καυσίμου.

STEP : Βήμα Υπολογισμού.









Σχήμα 8.1: Λογικό Διάγραμμα Μοντέλου Προσομοίωσης.

Κεφάλαιο 9: Αξιολόγηση Προβλεπτικής Ικανότητας Μοντέλου

9.1 Παρουσίαση των Πειραματικών Δεδομένων

Τα πειραματικά δεδομένα που χρησιμοποιηθήκαν για την αξιολόγηση των προβλέψεων του μοντέλου, προέρχονται από μετρήσεις που έγιναν σε εργαστηριακό κινητήρα του πανεπιστημίου του Mississippi (MSU) από τους καθηγητές Sundar Rajan Krishnan και Kalyan Kumar Srinivasan. Τα βασικά χαρακτηριστικά του εν λόγω μονοκύλινδρου τετράχρονου υπερπληρωμένου fumigated κινητήρα φαίνονται στο πίνακα που ακολουθεί και αφορούν μερικό φορτίο του κινητήρα (80%) [22].

Διάμετρος Εμβόλου	128	mm
Διαδρομή εμβόλου	142	mm
Μήκος διωστήρα	228	mm
Σχέση συμπίεσης	17.1:1	
Πλήθος οπών εγχυτήρα	8	mm
Διάμετρος οπών εγχυτήρα	0.197	mm
Άνοιγμα βαλβίδας εισαγωγής	29	μοίρες γωνίας στροφάλου προ ANΣ
Κλείσιμο βαλβίδας εισαγωγής	192	μοίρες γωνίας στροφάλου μετά το ANΣ
Άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής	546	μοίρες γωνίας στροφάλου μετά το ANΣ
Κλείσιμο βαλβίδας εξαγωγής	7	μοίρες γωνίας στροφάλου μετά το ANΣ
Ταχύτητα περιστροφής	1500	RPM
Μέγιστες στροφές κινητήρα	1900	RPM
Πίεση έγχυσης υγρού καυσίμου	500	bar
Σύστημα έγχυσης υγρού καυσίμου	Bosch CP3 common-rail	
Προπορεία	5	μοίρες γωνίας στροφάλου
Μέση ενδουκνείμενη πίεση (bmep)	5.1	bar
Όγκος εμβολισμού	1.827	cc
Πίεση εισαγωγής ομογενούς μίγματος	1.55	bar
Θερμοκρασία γόμωσης στο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής	310	Kelvin

Πίνακας 9.1: Βασικά χαρακτηριστικά εργαστηριακού κινητήρα.

Πέρα από τα βασικά χαρακτηριστικά του πίνακα 9.1, στους υπολογισμούς χρησιμοποιήθηκαν επίσης και οι μετρημένες καταναλώσεις του υγρού και αέριου καυσίμου για κάθε ποσοστό αντικατάστασης (0%, 30%, 50%, 60%, 70%, 80% και 90%), η παροχή αέρα που αναρροφά ο κινητήρας και ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα (πίνακας 9.2).

Το ποσοστό ενεργειακής αντικατάστασης του υγρού καυσίμου από φυσικό αέριο ορίζεται ως εξής:

$$PES = \frac{\dot{m}_M \cdot LHV_M}{\dot{m}_D \cdot LHV_D + \dot{m}_M \cdot LHV_M} \quad (9.1)$$

Όπου:

- \dot{m}_D, \dot{m}_M : Οι παροχές μάζας καυσίμου diesel και μεθανίου αντίστοιχα [kg/h].
- \dot{m}_A : Η παροχή μάζας αέρα που αναρροφά ο κινητήρας (kg/hr).
- LHV_D, LHV_M : Η κατώτερη θερμογόνος δύναμη του καυσίμου diesel (42.500 kJ/kg) και μεθανίου (50.000 kJ/kg) αντίστοιχα [kJ/kg].

Ο λόγος ισοδυναμίας (Φ) είναι μια αδιάστατη ποσότητα και ορίζεται ως ο λόγος καυσίμου προς οξειδωτικό μέσο (αέρας), προς τον αντίστοιχο λόγο στη στοιχειομετρία. Ο λόγος καυσίμου-αέρα εκφράζεται είτε ως λόγος μαζών είτε ως λόγος γραμμομορίων. Με βάση αυτό τον ορισμό προκύπτει ότι μίγματα με $\Phi < 1$ θεωρούνται φτωχά σε καύσιμο και μίγματα με $\Phi > 1$ θεωρούνται πλούσια σε καύσιμο. Στη περίπτωση του κινητήρα μεικτής καύσης που χρησιμοποιεί μεθάνιο, στον θάλαμο καύσης συνυπάρχει αέριο και υγρό καύσιμο. Επομένως ο υπολογισμός του λόγου ισοδυναμίας παίρνει την ακόλουθη μορφή [6]:

$$\Phi = \frac{AFR_{st-D} \cdot \dot{m}_D + AFR_{st-M} \cdot \dot{m}_M}{\dot{m}_A} \quad (9.2)$$

Όπου:

- AFR_{st-D}, AFR_{st-M} : Ο στοιχειομετρικός λόγος αέρα-καυσίμου για το υγρό και το αέριο καύσιμο αντίστοιχα. Αντιστοιχεί στο λόγο της μάζας του αέρα ανά μονάδα μάζας καυσίμου σε συνθήκες στοιχειομετρικής καύσης:

$$AFR_{st} = \left(\frac{\dot{m}_A}{m_{fuel}} \right)_{st} \quad (9.3)$$

Αξίζει να τονισθεί ότι στον εν λόγω κινητήρα το αέριο καύσιμο εισάγεται στον οχετό εισαγωγής οπότε πλήρως αναμεμειγμένο μίγμα αερίου-αέρα εγκλωβίζεται στο θάλαμο καύσης μετά το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής.

PES	Κατανάλωση υγρού καυσίμου (kg/hr)	Κατανάλωση αερίου καυσίμου (kg/hr)	Παροχή αέρα (kg/hr)	Λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα
0	2.1514	0	123.3493	0.298599
30	1.7206	0.5938	122.084	0.313754
50	1.36	1.1533	121.027	0.3343665
60	1.1049	1.4937	120.8447	0.3407019
70	0.916	1.8463	119.8735	0.3603114
80	0.6953	2.3377	118.8173	0.3933372
90	0.4069	2.9093	117.9202	0.4266843

Πίνακας 9.2: Παροχές καυσίμων και αέρα του εργαστηριακού κινητήρα υπό μερικό φορτίο.

Η μέτρηση της χρονικής μεταβολής της πίεσης καύσης στην εν λόγω πειραματική διάταξη του πανεπιστημίου MSU, έγινε για 100 διαδοχικούς κύκλους ώστε να προκύψει μία μέση τιμή, δηλαδή ένας μέσος αντιπροσωπευτικός κλειστός κύκλος λειτουργίας. Η μέτρηση της πίεσης υπολογίστηκε με αυτό τον τρόπο καθώς είναι γνωστό από τη βιβλιογραφία ότι υπάρχουν έντονες διακυμάνσεις από κύκλο σε κύκλο για κινητήρες μεικτής καύσης, όπου το diesel χρησιμοποιείται ως πηγή έναυσης ενώ το κύριο καύσιμο είναι το αέριο καύσιμο χαμηλού κετανίου [22]. Οι διακυμάνσεις αυτές εξαρτώνται από την συγκέντρωση του κύριου καυσίμου στη γόμωση καθώς και από διάφορες λειτουργικές παραμέτρους. [Rakopoulos et al. 2013; Selim 2005].

Αξίζει να σημειωθεί ότι ο καθαρός ρυθμός έκλυσης θερμότητας (net heat release) του εργαστηριακού κινητήρα προέκυψε από τη μετρηθείσα πίεση εντός του κυλίνδρου σύμφωνα με την εξίσωση που ακολουθεί [22]. Αυτή η θεώρηση είναι απόληξη του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου και της καταστατικής εξίσωσης τέλειων αερίων.

$$AHRR(\theta) = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (9.4)$$

Όπου:

γ : Ο λόγος ειδικών θερμοχωρητικότητας που εκτιμήθηκε σαν συνάρτηση ενός σταθμισμένου μέσου όρου των θερμοκρασιών όπως φαίνεται στην εξίσωση που ακολουθεί [Brunt et al. 1998].

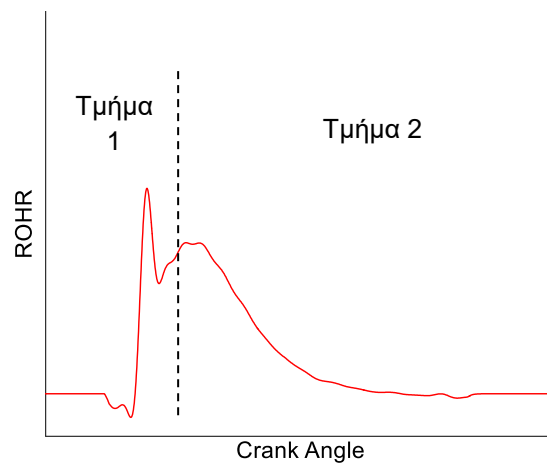
$$\gamma = 1.338 - 6 \cdot 10^{-5}T + 1 \cdot 10^{-8}T^2 \quad (9.5)$$

Η καθυστέρηση ανάφλεξης για τον εργαστηριακό κινητήρα προέκυψε υπολογίζοντας την γωνία στροφάλου για την οποία έχει εκκληθεί το 5 % της συνολικής εκλυόμενης θερμότητας ανά κύκλο [22]. Στην ενότητα που ακολουθεί, ο μέσος αντιπροσωπευτικός κύκλος που μετρήθηκε στο εργαστήριο του πανεπιστημίου του Mississippi παρουσιάζεται μαζί με τις εκτιμήσεις του κώδικα προσομοίωσης για διαφορετικά ποσοστά αντικατάστασης.

9.2 Σύγκριση Θεωρητικών Αποτελεσμάτων και Πειραματικών Δεδομένων

9.2.1 Εισαγωγή

Τα διαγράμματα έκλυσης θερμότητας του κινητήρα μεικτής καύσης μπορούν να χωριστούν σε δύο επιμέρους στάδια. Στο πρώτο στάδιο κυριαρχεί η έκλυση θερμότητας λόγω καύσης προαναμεμειγμένης ποσότητας του υγρού καυσίμου. Για αυτό το λόγο το στάδιο αυτό μπορεί να χαρακτηριστεί ως «Καύση Προάναμειξης». Στο δεύτερο στάδιο κύριος ρόλος στην ρυθμό έκλυσης θερμότητας παίζει η καύση του φυσικού αερίου, η οποία ελέγχεται κυρίως από τον μηχανισμό τυρβώδους εξάπλωσης του μετώπου της φλόγας. Για αυτό το λόγο αυτό το στάδιο μπορεί να χαρακτηριστεί ως στάδιο «Τυρβώδους Καύσης».

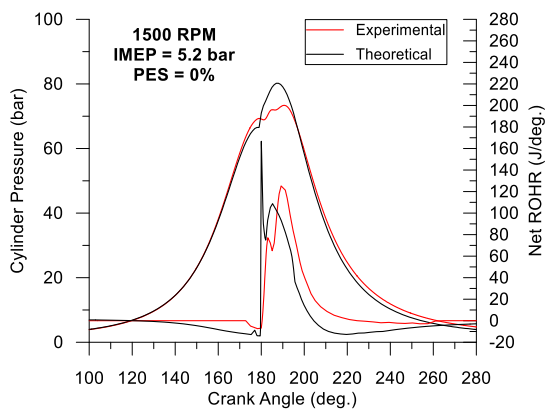


Σχήμα 9.1: Ποιοτικό διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας υπό λειτουργία μεικτής καύσης.

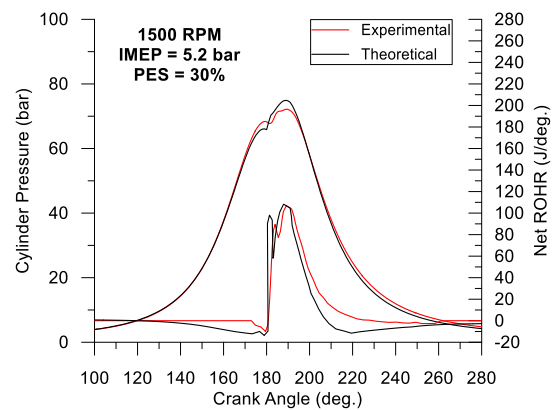
Σε αυτό το σημείο ακολουθεί η αντιπαράθεση των εκτιμήσεων του κώδικα προσομοίωσης με τις πειραματικές μετρήσεις, ώστε να γίνει αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας του μοντέλου. Τα αποτελέσματα που ακολουθούν αφορούν τον κλειστό κύκλο λειτουργίας του υπό μελέτη κινητήρα υπό μερικό φορτίο και για διάφορα ποσοστά ενεργειακής αντικατάστασης του diesel από το φυσικό αέριο. Το βήμα υπολογισμών είναι 1 μοίρα γωνίας στροφάλου. Για ποσοστά ενεργειακής αντικατάστασης 0% έως 80%, έγινε η θεώρηση κωνικής γεωμετρίας του μετώπου, ενώ για PES=90% θεωρήθηκε σφαιρική περιγραφή.

9.2.2 Πίεση Καύσης και Ρυθμός Έκλυσης Θερμότητας

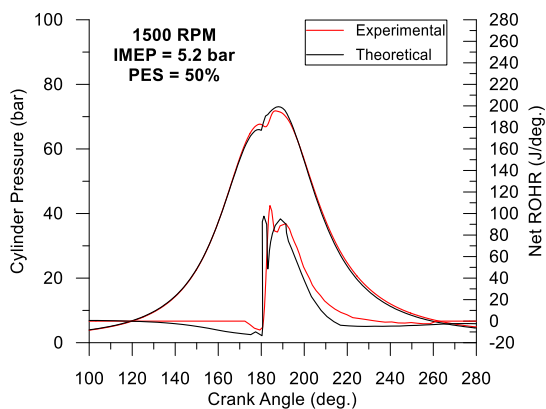
Στα σχήματα 9.2(α-η) παρατίθεται η σύγκριση του θεωρητικού και πειραματικού δυναμοδεικτικού διαγράμματος καθώς και του συνολικού ρυθμού έκλυσης θερμότητας στις 1500 rpm και το μερικό φορτίο (IMEP=5.2 bar) για PES=0, 30%, 50%, 60%, 70%, 80% και 90%. Με βάση τα παραπάνω προκύπτει το συμπέρασμα ότι για λειτουργία του κινητήρα στο μερικό φορτίο και τις 1500 RPM το προτεινόμενο μοντέλο προβλέπει με αρκετά αποδεκτή ακρίβεια τόσο την μεταβολή της πίεσης αερίων κυλίνδρου όσο και τον συνολικό ρυθμό καύσης για διάφορα ποσοστά PES.



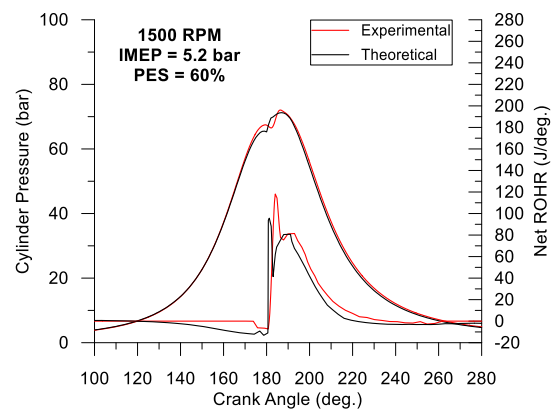
(α)



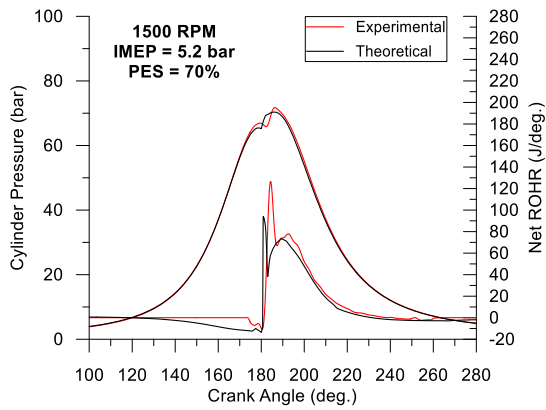
(β)



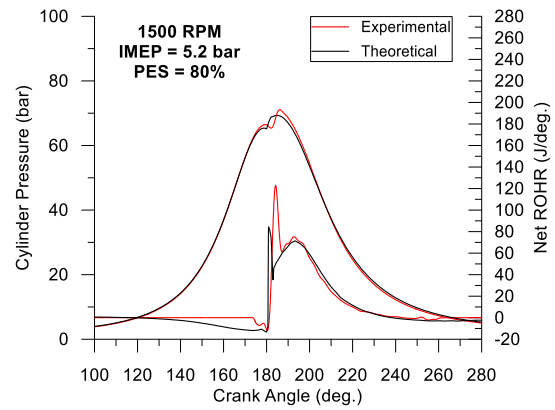
(γ)



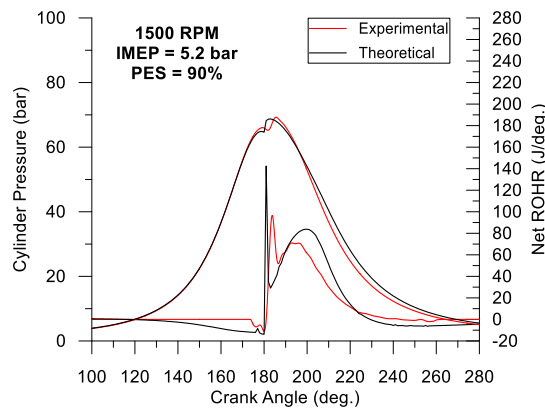
(δ)



(ε)



(ζ)

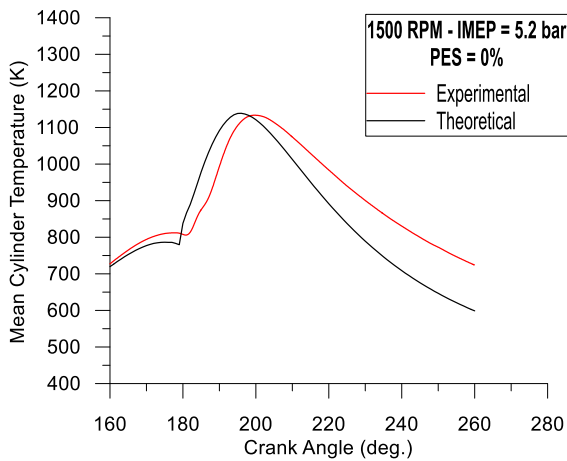


(η)

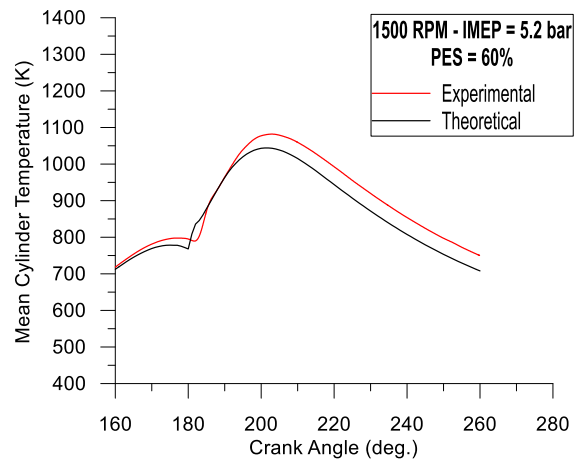
Σχήμα 9.2: Σύγκριση μεταξύ θεωρητικού και πειραματικού δυναμοδεικτικού διαγράμματος και καθαρού συνολικού ρυθμού έκλυσης θερμότητας, στις 1500 στροφές και στο μερικό φορτίο (IMEP = 5.2 bar) για: (α) PES = 0%, (β) PES = 30%, (γ) PES = 50%, (δ) PES = 60%, (ε) PES = 70%, (ζ) PES = 80%, (η) PES = 90% αντίστοιχα.

9.2.3 Μέση Θερμοκρασία Θαλάμου Καύσης

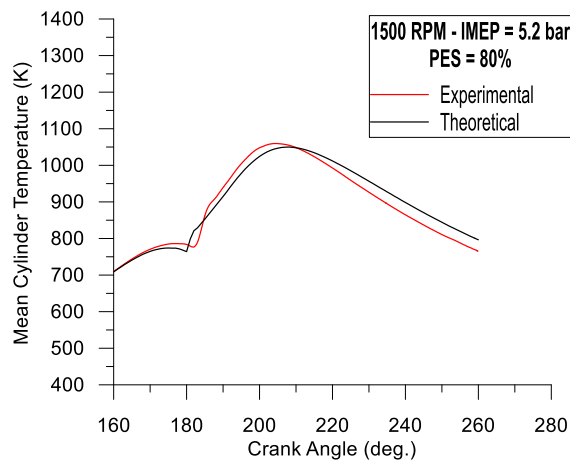
Στα σχήματα 9.3 (α-γ) παρουσιάζεται η σύγκριση του θεωρητικού και πειραματικού διαγράμματος της μέσης θερμοκρασίας των αερίων κυλίνδρου στις 1500 rpm και υπό μερικό φορτίο (IMEP=5.2 bar) για PES=0%, 30%, 50%, 60%, 70%, 80% και 90%. Με βάση τα παραπάνω προκύπτει το συμπέρασμα ότι για λειτουργία του κινητήρα στο μερικό φορτίο και τις 1500 RPM το προτεινόμενο μοντέλο προβλέπει με αρκετά ικανοποιητική ακρίβεια την μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας αερίων κυλίνδρου για διάφορα ποσοστά PES. Αξίζει να σημειωθεί ότι τα διαγράμματα αυτά έχουν περιορισμένο εύρος γωνίας στροφάλου λόγω έλλειψης πειραματικών σημείων κατά το τελευταίο μέρος του κλειστού κύκλου λειτουργίας.



(α)



(β)



(γ)

Σχήμα 9.3: Σύγκριση μεταξύ θεωρητικής και πειραματικής μέσης θερμοκρασίας κυλίνδρου στις 1500 στροφές και στο μερικό φορτίο (IMEP = 5.2 bar) για: (α) PES = 0%, (β) PES = 60%, (γ) PES = 80%, αντίστοιχα.

9.2.4 Μέση Ενδυκνείμενη Πίεση

Σε αυτό το σημείο είναι χρήσιμο να δοθεί ο ορισμός της μέσης ενδυκνείμενης πίεσης του κλειστού κύκλου λειτουργίας, που παρουσιάζεται στο σχήμα 9.4:

$$\text{IMEP} = \frac{\int_{\varphi_{\text{soc}}}^{\varphi_{\text{eoc}}} P \cdot dV}{V_{\text{dis}}} \quad (9.6)$$

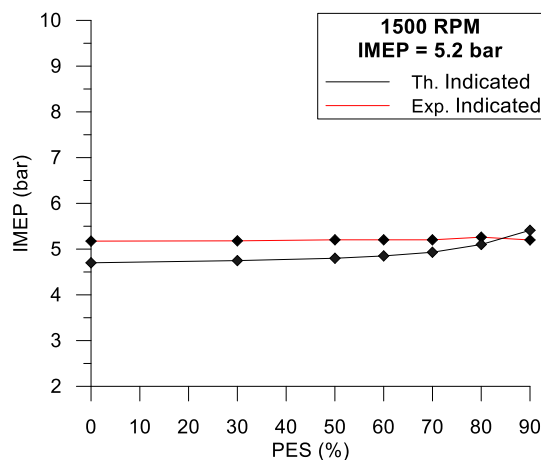
Όπου:

V_{dis} : Ο όγκος εμβολισμού [m^3].

P : Η πίεση του θαλάμου καύσης [bar].

$\varphi_{\text{soc}}, \varphi_{\text{eoc}}$: Η γωνία στροφάλου κατά την οποία κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής (soc) και ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής (eoc) αντίστοιχα [deg].

Στο σχήμα 9.4 προκύπτει το συμπέρασμα ότι το μοντέλο προβλέπει με αρκετά ικανοποιητική ακρίβεια την μεταβολή της μέσης ενδυκνείμενης πίεσης συναρτήσει του ποσοστού αντικατάστασης PES. Παρατηρούμε ότι για κάθε τιμή του PES, η θεωρητική μέση ενδυκνείμενη πίεση υποεκτιμάται ελαφρώς σε σχέση με την αντίστοιχη πειραματική τιμή. Το γεγονός αυτό οφείλεται κατά κύριο λόγο στην μικρή υποεκτίμηση της πίεσης αερίων κυλίνδρου η οποία φαίνεται να επηρεάζει τη μέση ενδεικνύμενη πίεση δεδομένου ότι αυτή εμφανίζεται κατά την διάρκεια του τελευταίου σταδίου του κλειστού κύκλου όπου οι μεταβολές του όγκου κυλίνδρου είναι αξιοσημείωτες.



Σχήμα 9.4: Σύγκριση μεταξύ της πειραματικής και θεωρητικής μέσης ενδεικνύμενης πίεσης στις 1500 στροφές στο μερικό φορτίο (IMEP = 5.2 bar) και για όλα τα PES.

Με βάση την σύγκριση των θεωρητικών εκτιμήσεων με τα πειραματικά δεδομένα προκύπτει το συμπέρασμα ότι το μοντέλο που αναπτύχθηκε προβλέπει με αποδεκτή ακρίβεια τον κλειστό κύκλο λειτουργίας τετράχρονου κινητήρα μεικτής καύσεως. Επομένως τώρα μπορεί να γίνει μελέτη ορισμένων κρίσιμων χαρακτηριστικών λειτουργίας.

Κεφάλαιο 10: Παράθεση και Σχολιασμός Αποτελεσμάτων του Μοντέλου Προσομοίωσης

10.1 Εισαγωγή

Στην προηγούμενη ενότητα αντιπαρατέθηκαν οι εκτιμήσεις του κώδικα προσομοίωσης με τις πειραματικές μετρήσεις τετράχρονου κινητήρα διπλού καυσίμου υπό μερικό φορτίο για διαφορετικά ποσοστά ενεργειακής αντικατάστασης. Με αυτό τον τρόπο αξιολογήθηκε ο βαθμός στον οποίο τα αποτελέσματα αυτά είναι ορθά και διασφαλίστηκε κάποια αξιοπιστία για την εξαγωγή περεταίρω αποτελεσμάτων.

Στο κεφάλαιο αυτό πρόκειται να παρουσιαστούν διάφορα αποτελέσματα της προσομοίωσης. Ειδικότερα, για την περίπτωση του μερικού φορτίου διερευνάται η επίδραση του PES στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα, τον ρυθμό καύσης, την καθυστέρηση ανάφλεξης, τη διάρκεια καύσεως και την ειδική κατανάλωση ενέργειας.

Επίσης για κάθε PES διερευνάται η επίδραση της αύξησης του φορτίου στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα, τον ρυθμό καύσης, την μέγιστη πίεση των αερίων κυλίνδρου, την διάρκεια καύσεως, την ειδική κατανάλωση καυσίμου, την θερμοκρασία καυσαερίων και την καθυστέρηση ανάφλεξης.

Τέλος για PES=90% και IMEP=5.2 bar (μερικό φορτίο λειτουργίας) αναλύεται η επίδραση της αύξησης της προπορείας έγχυσης του υγρού καυσίμου στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα, τον ρυθμό καύσης, την μέγιστη πίεση των αερίων κυλίνδρου, την διάρκεια καύσεως, την ειδική κατανάλωση ενέργειας, την θερμοκρασία καυσαερίων και την καθυστέρηση ανάφλεξης.

10.2 Μελέτη της Επίδρασης του Φορτίου και του Ποσοστού Ενεργειακής Αντικατάστασης του Καυσίμου Ντήζελ από το Φυσικό Αέριο

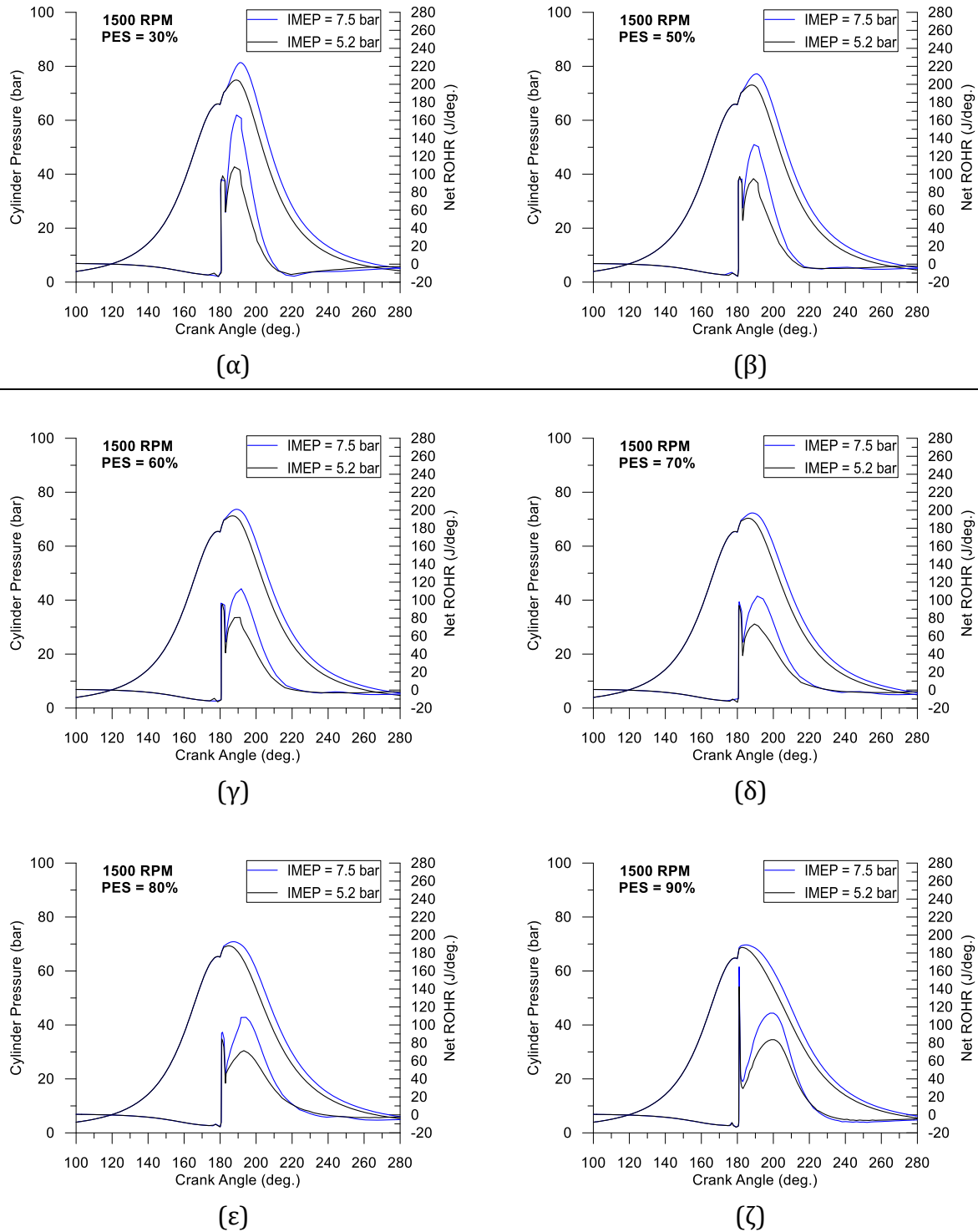
Σε αυτή την ενότητα παρουσιάζονται τα θεωρητικά αποτελέσματα που προέκυψαν από την εκτέλεση του κώδικα προσομοίωσης. Στα σχήματα 10.1 (α-ζ) απεικονίζονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα λειτουργίας του κινητήρα τόσο στο μερικό (IMEP=5.2 bar) όσο και στο πλήρες φορτίο (IMEP=7.5 bar) όταν ο κινητήρας λειτουργεί στις 1500 RPM για PES από 30% έως και 90% αντίστοιχα. Παρατηρώντας τα σχήματα αυτά είναι δυνατόν να εξαχθούν τα ακόλουθα συμπεράσματα.

- Σε κάθε ποσοστό PES η αύξηση του φορτίου δε φαίνεται να επηρεάζει σημαντικά το κομμάτι της συμπίεσης του δυναμοδεικτικού διαγράμματος (όπως δηλαδή θα αναμενόταν), παρά το γεγονός ότι η αύξηση του φορτίου οδηγεί σε ελαφρώς μεγαλύτερες τιμές ειδικής θερμοχωρητικότητας του μίγματος αέρα-φυσικού αερίου λόγω της ελαφράς αύξησης που υφίσταται η ποσότητα του φυσικού αερίου.
- Σε κάθε ποσοστό PES η αύξηση του φορτίου οδηγεί σε αύξηση της μέσης πίεσης αερίων κυλίνδρου η οποία γίνεται εμφανής στα δυναμοδεικτικά διαγράμματα κατά τη φάση της εκτόνωσης.
- Σε δεδομένο φορτίο, η αύξηση του ποσοστού PES οδηγεί σε ελαφρά μείωση της πίεσης αερίων κυλίνδρου κατά τη φάση της συμπίεσης. Το φαινόμενο αυτό οφείλεται στην αύξηση της ειδικής θερμοχωρητικότητας του άκαυστου μίγματος λόγω της αύξησης της ποσότητας φυσικού αερίου.

Στα σχήματα 10.1 (α-ζ) απεικονίζεται επίσης και ο συνολικός καθαρός ρυθμός έκλυσης θερμότητας στο μερικό (IMEP=5.2 bar) αλλά και στο πλήρες (IMEP=7.5 bar) φορτίο και στις 1500 RPM για ποσοστά PES από 30% έως και 90% αντίστοιχα. Παρατηρώντας τα ανωτέρω σχήματα είναι δυνατόν να εξαχθούν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Σε κάθε ποσοστό PES, η αύξηση του φορτίου οδηγεί σε αύξηση του συνολικού ρυθμού έκλυσης θερμότητας, φαινόμενο που γίνεται πιο έντονο κατά τη διάρκεια του σταδίου της τυρβώδους καύσης. Το γεγονός αυτό οφείλεται κατά κύριο λόγο στο ότι η αύξηση του φορτίου ευνοεί τις συνθήκες ανάπτυξης και ταχείας εξάπλωσης του μετώπου της φλόγας.
- Καθώς το PES αυξάνεται από 0% σε 80% η αύξηση του φορτίου δεν φαίνεται να επηρεάζει σημαντικά τόσο το ρυθμό μεταβολής όσο και τις μέγιστες τιμές του καθαρού ρυθμού έκλυσης θερμότητας κατά το στάδιο της "καύσης προανάμειξης". Αντίθετα για PES>80% η αύξηση του φορτίου οδηγεί αφενός μεν σε μικρότερες μέγιστες τιμές και αφετέρου δε σε ελαφρά εντονότερους ρυθμούς μεταβολής του συνολικού καθαρού ρυθμού έκλυσης θερμότητας κατά το στάδιο της «Καύσης Προανάμειξης».

Στο σχήμα 10.1 φαίνεται ότι η γωνία στροφάλου στην οποία εμφανίζεται η μέγιστη πίεσης καύσης μετατοπίζεται ελαφρώς δεξιότερα σε σχέση με το άνω νεκρό σημείο. Το γεγονός αυτό οφείλεται κατά κύριο λόγο στην αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης.



Σχήμα 10.1: Σύγκριση δυναμοδεικτικού διαγράμματος και καθαρού συνολικού ρυθμού έκλυσης θερμότητας μεταξύ χαμηλού (IMEP = 5.2 bar) και υψηλού φορτίου (IMEP = 7.5 bar) στις 1500 στροφές για: (α) PES = 0%, (β) PES = 30%, (γ) PES = 50%, (δ) PES = 60%, (ε) PES = 70%, (ζ) PES = 80% αντίστοιχα.

Σε αυτό το σημείο είναι χρήσιμο να δοθεί ο ορισμός της διάρκειας καύσης και της ενδουκνείμενης ειδικής κατανάλωσης ενέργειας που παρουσιάζονται στο σχήμα 10.2 Η διάρκεια καύσης εκφράζεται σε μοίρες γωνίας στροφάλου και ορίζεται ως η διάρκεια από την έναυση του υγρού καυσίμου έως και την έκλυση του 98% της συνολικής ενέργειας που εκλύεται και από τα δύο καύσιμα. Η ενδεικνύμενη ειδική κατανάλωση ενέργειας ορίζεται ως εξής:

$$ISEC = \frac{\dot{m}_D \cdot LHV_D + \dot{m}_M \cdot LHV_M}{Power_{ind}} \quad (10.1)$$

- ISEC: Indicated Specific Energy Consumption [MJ/kWh]
- Power: Η ισχύς του κινητήρα [kW] που υπολογίζεται ως εξής:

Η ισχύς του κινητήρα [kW] υπολογίζεται ως εξής:

$$Power_{ind} = \left(\int_{\varphi_{soc}}^{\varphi_{eoc}} P \cdot dV \right) \cdot f \cdot 10^{-3} \quad (10.2)$$

Όπου: f Η συχνότητα περιστροφής του κινητήρα [rad/s] που προκύπτει από τις στροφές του κινητήρα ανά λεπτό:

$$f = \frac{RPM}{30 \cdot K} \quad (10.3)$$

Όπου: K = 4 για τετράχρονο κινητήρα.

Στο σχήμα 10.2 (α) απεικονίζεται το διάγραμμα της μέγιστης πίεσης καύσεως του κινητήρα τόσο στο μερικό (IMEP=5.2 bar) όσο και στο πλήρες φορτίο (IMEP=7.5 bar) όταν ο κινητήρες λειτουργεί στις 1500 RPM για PES από 30% έως και 90%. Καθώς το PES αυξάνεται, η μέγιστη πίεση των αερίων κυλίνδρου εμφανίζει πτωτική τάση γεγονός που οφείλεται αφενός μεν στην αυξημένη θερμοχωρητικότητα του μείγματος αέρα-φυσικού αερίου, αφετέρου δε στη μείωση της ποσότητας υγρού καυσίμου που εγχύεται γεγονός το οποίο οδηγεί και στην μείωση του συνολικού ρυθμού καύσης κατά το στάδιο της «καύσης προανάμειξης». Στο ίδιο σχήμα προκύπτει το συμπέρασμα ότι για κάθε ποσοστό PES, η μέγιστη πίεση καύσης στο πλήρες φορτίο είναι μεγαλύτερη σε σχέση με την αντίστοιχη τιμή του μερικού φορτίου. Η διαφορά που παρατηρείται μεταξύ των δύο τιμών βαίνει μειούμενη καθώς αυξάνεται το ποσοστό αντικατάστασης.

Στο σχήμα 10.2 (β) απεικονίζεται η μεταβολή της διάρκειας καύσεως του κινητήρα τόσο στο μερικό (IMEP=5.2 bar) όσο και στο πλήρες φορτίο (IMEP=7.5 bar) όταν ο κινητήρες λειτουργεί στις 1500 RPM για PES από 30% έως και 90%. Καθώς το ποσοστό PES αυξάνεται η διάρκεια καύσης εμφανίζει ανοδική τάση. Το γεγονός αυτό οφείλεται κατά κύριο λόγο στο ότι, για το συγκεκριμένο εύρος τιμών PES, τόσο οι συνθήκες πίεσης και θερμοκρασία που επικρατούν εντός του θαλάμου καύσης όσο και η αναλογία μείγματος αέρα-φυσικού αερίου, δεν ευνοούν την εξάπλωση του μετώπου φλόγας. Για PES>80% εμφανίζεται πτωτική τάση της διάρκειας καύσης

γεγονός το οποίο οφείλεται κατά κύριο λόγο στην αύξηση της τυρβώδους ταχύτητας εξάπλωσης του μετώπου φλόγας. Στο ίδιο σχήμα προκύπτει το συμπέρασμα ότι σε κάθε ποσοστό PES, αυξανόμενου του φορτίου η διάρκεια καύσης μειώνεται καθώς ενισχύεται ο ρυθμός εξάπλωσης του μετώπου φλόγας και ο ρυθμός καύσης του φυσικού αερίου.

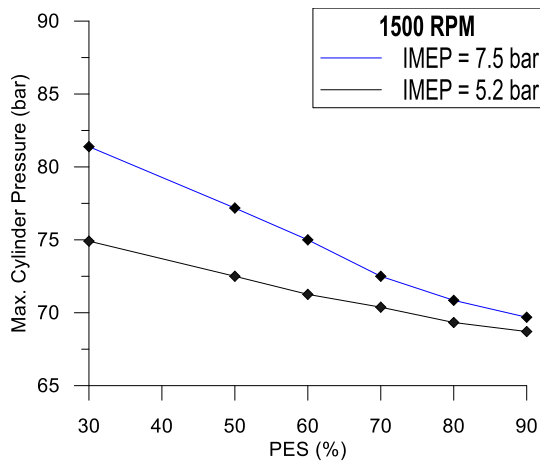
Στο σχήμα 10.2 (γ) απεικονίζεται η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης ενέργειας του κινητήρα (ISEC) συναρτήσει του ποσοστού PES. Από το σχήμα αυτό προκύπτουν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Καθώς το PES αυξάνεται από 0% σε 80% το ISEC εμφανίζει ανοδική τάση. Το φαινόμενο αυτό οφείλεται κατά κύριο λόγο στο ότι η αύξηση της μάζας φυσικού αερίου σε συνδυασμό με τις συνθήκες εντός του θαλάμου καύσεως, έχουν αρνητική επίδραση στον ρυθμό καύσης του φυσικού αερίου, γεγονός που επηρεάζει αρνητικά το βαθμό απόδοσης του κινητήρα.
- Για ποσοστά PES μεγαλύτερα του 80% η απόδοση του κινητήρα εμφανίζει σαφή τάση βελτίωσης (μείωση του ISEC) γεγονός το οποίο οφείλεται στην βελτίωση της ποιότητας καύσης του φυσικού αερίου.

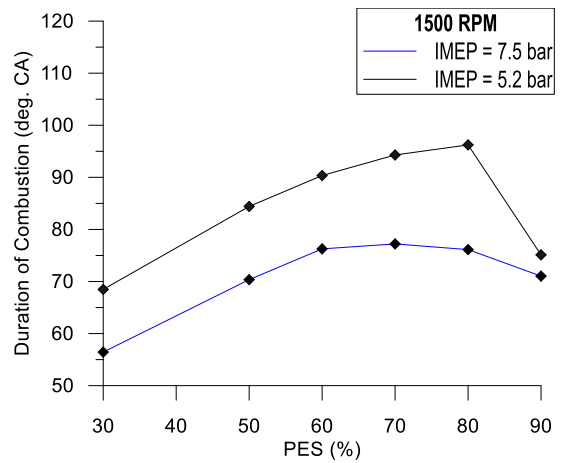
Στο σχήμα 10.2 (γ) απεικονίζεται επίσης η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης ενέργειας του κινητήρα (ISEC) συναρτήσει του φορτίου. Παρατηρώντας το σχήμα αυτό προκύπτει το συμπέρασμα ότι αυξανόμενου του φορτίου, η ειδική κατανάλωση ενέργειας μειώνεται. Το φαινόμενο αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η αύξηση του φορτίου συντελεί στην βελτίωση της ποιότητας καύσης του φυσικού αερίου, γεγονός το οποίο επηρεάζει θετικά τον θερμικό βαθμό απόδοσης της μηχανής.

Στο σχήμα 10.2 (δ) απεικονίζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας καυσαερίων τόσο στο μερικό (IMEP=5.2 bar) όσο και στο πλήρες φορτίο (IMEP=7.5 bar) όταν ο κινητήρες λειτουργεί στις 1500 RPM για PES από 30% έως και 90%. Παρατηρώντας το σχήμα αυτό προκύπτει το συμπέρασμα ότι, τόσο στο μερικό όσο και στο πλήρες φορτίο, η αύξηση του PES οδηγεί σε αύξηση της μέσης θερμοκρασίας των καυσαερίων.

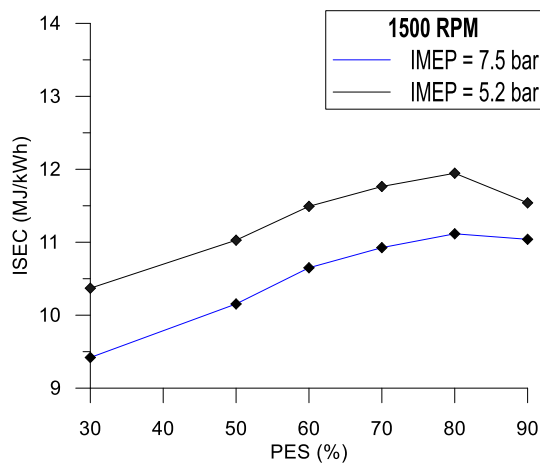
Στο σχήμα 10.2 (ε) απεικονίζεται η μεταβολή της καθυστέρησης ανάφλεξης του υγρού καυσίμου τόσο στο μερικό (IMEP=5.2 bar) όσο και στο πλήρες φορτίο (IMEP=7.5 bar) όταν ο κινητήρες λειτουργεί στις 1500 RPM για PES από 30% έως και 90%. Προκύπτει το συμπέρασμα ότι τόσο στο μερικό όσο και για υψηλό φορτίο, η αύξηση του PES οδηγεί σε αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης του υγρού καυσίμου. Για κάθε ποσοστό PES η καθυστέρηση ανάφλεξης που προσδιορίζεται στο υψηλό φορτίο είναι ελαφρώς μεγαλύτερη σε σχέση με την αντίστοιχη τιμή στο μερικό φορτίο.



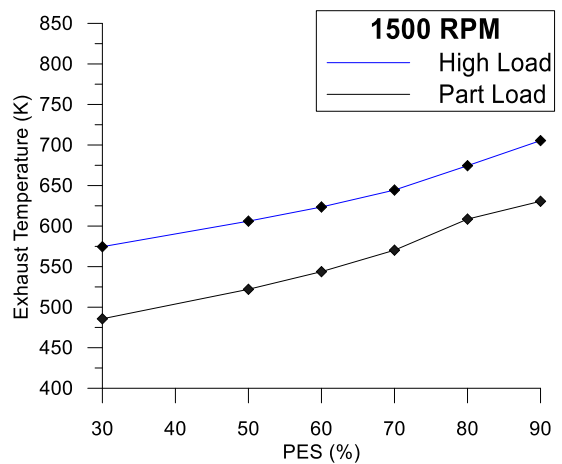
(α)



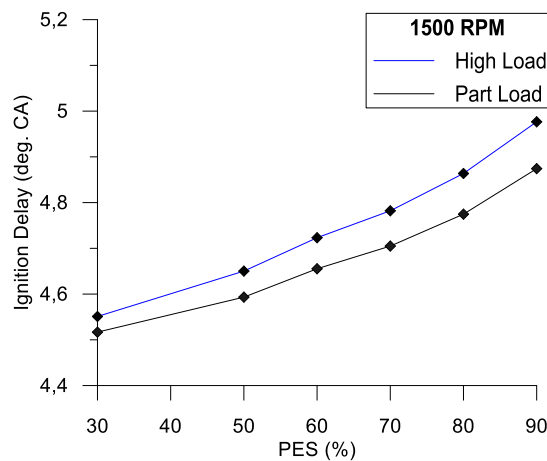
(β)



(γ)



(δ)



(ε)

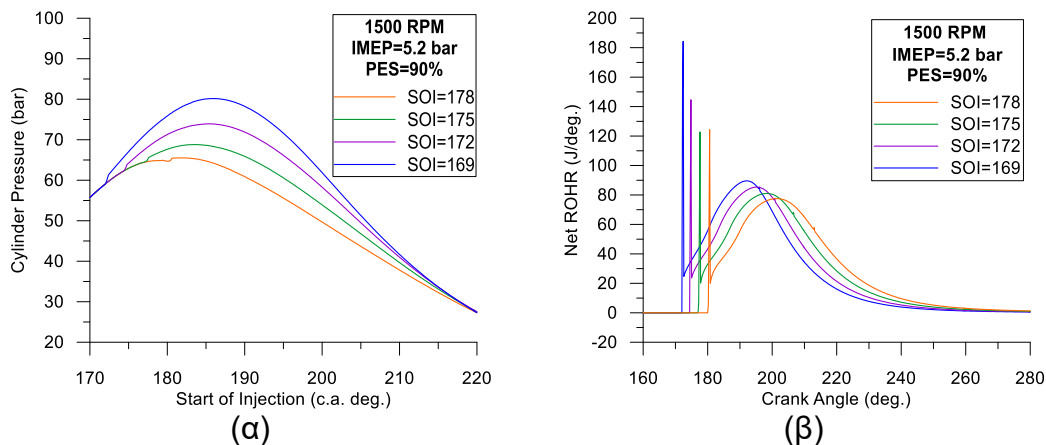
Σχήμα 10.2: Σύγκριση στις 1500 στροφές μεταξύ χαμηλού (IMEP = 5.2 bar) και υψηλού φορτίου (IMEP = 7.5 bar) και για PES από 30% έως 90% των μεγεθών : (α) Μέγιστη Πίεση, (β) Διάρκεια Καύσης, (γ) Ενδεικνύμενη Ειδική Κατανάλωση Ενέργειας, (δ) Θερμοκρασία Καυσαερίων (ε) Καθυστερήση Ανάφλεξης.

10.3 Μελέτη της Επίδρασης της Προπορείας Έγχυσης του Υγρού Καυσίμου

Στο κεφάλαιο 9 έγινε η αξιολόγηση του κώδικα προσομοίωσης αντιπαραβάλλοντας τα αποτελέσματά του με τις πειραματικές μετρήσεις που έγιναν στο Πανεπιστήμιο MSU σε τετράχρονο κινητήρα, υπό μερικό φορτίο λειτουργίας. Σε αυτό το σημείο έχει αναπτυχθεί κάποιος βαθμός αξιοπιστίας στο φαινομενολογικό μοντέλο προσομοίωσης και μπορεί να γίνει ανάλυση της επίδρασης του χρονισμού έγχυσης υγρού καυσίμου στα χαρακτηριστικά λειτουργίας του κινητήρα. Ακολουθεί μια σύντομη μελέτη ορισμένων κρίσιμων χαρακτηριστικών λειτουργίας του κλειστού κύκλου για αύξηση της προπορείας από 5 σε 8 και 11 μοίρες γωνίας στροφάλου πριν το ΑΝΣ και μείωση της προπορείας από 5 σε 2 μοίρες πριν το ΑΝΣ.

Στο σχήμα 10.3α απεικονίζεται το δυναμοδεικτικό διάγραμμα λειτουργίας του κινητήρα στο μερικό φορτίο (IMEP=5.2 bar) και τις 1500 RPM με ποσοστό PES 90%, για διάφορες προπορείες έγχυσης του υγρού καυσίμου. Παρατηρώντας το σχήμα αυτό προκύπτει το συμπέρασμα ότι αυξάνοντας την προπορεία, ο ρυθμός αύξησης της πίεσης κατά το αρχικό στάδιο της καύσης γίνεται εντονότερος. Το φαινόμενο αυτό προκύπτει από τους υψηλότερους ρυθμούς καύσης προανάμειξης που οφείλονται στην αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης, γεγονός που υποβοηθά την προετοιμασία του υγρού καυσίμου. Αυτή η επίδραση θα μπορούσε να γίνει ακόμη πιο εμφανής για χαμηλότερα ποσοστά ενεργειακής αντικατάστασης του πετρελαίου από φυσικό αέριο [7], όπου η μάζα του εγχυόμενου υγρού καυσίμου ανά κύκλο αυξάνεται.

Στο σχήμα 10.3β απεικονίζεται ο συνολικός καθαρός ρυθμός έκλυσης θερμότητας του κλειστού κύκλου λειτουργίας, στο μερικό φορτίο (IMEP=5.2 bar) και τις 1500 RPM με ποσοστό PES 90%, για διάφορες προπορείες έγχυσης του υγρού καυσίμου. Από το σχήμα αυτό γίνεται φανερό ότι η μορφή του ρυθμού έκλυσης θερμότητας κατά τη διάρκεια του κλειστού κύκλου λειτουργίας παραμένει σχετικά αμετάβλητος σε σχέση με την λειτουργία υπό κανονική προπορεία (5 μοίρες γωνίας στροφάλου). Παρ' όλα αυτά λόγω της αύξησης της καθυστέρησης ανάφλεξης, μεγαλύτερη ποσότητα υγρού καυσίμου προλαβαίνει να προετοιμασθεί μέχρι την αυτανάφλεξή του, με αποτέλεσμα να προκύπτουν πιο έντονοι ρυθμοί καύσης κατά το πρώτο στάδιο της καύσης και να αυξάνεται ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας της καύσης προανάμειξης.



Σχήμα 10.3: Θεωρητικό : (α) Δυναμοδεικτικό Διάγραμμα, (β) Διάγραμμα Ολικού Ρυθμού Έκλυσης Θερμότητας, για λειτουργία υπό μερικό φορτίο στις 1500 στροφές και PES=90%.

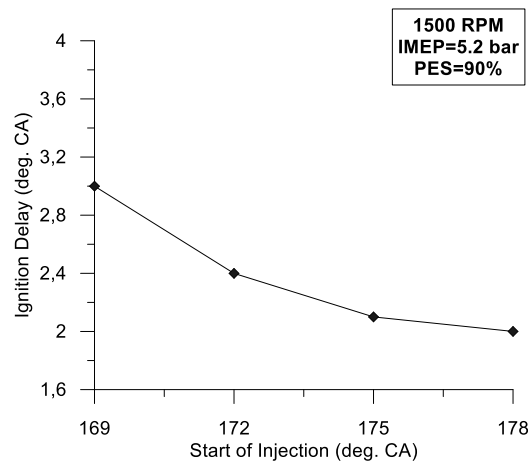
Στο σχήμα 10.4α απεικονίζεται η μεταβολή της καθυστέρησης ανάφλεξης του υγρού καυσίμου σε λειτουργία του κινητήρα στο μερικό φορτίο (IMEP=5.2 bar) και τις 1500 RPM με ποσοστό PES 90%, για διαφορετικές προπορείες έγχυσης του υγρού καυσίμου. Παρατηρώντας το σχήμα προκύπτει το συμπέρασμα ότι αυξάνοντας την προπορεία έγχυσης του υγρού καυσίμου αυξάνεται η καθυστέρηση ανάφλεξης του υγρού καυσίμου. Το φαινόμενο αυτό οφείλεται κατά κύριο λόγο στο ότι στη φάση της συμπίεσης, όσο νωρίτερα ψεκαστεί το υγρό καύσιμο, τόσο χαμηλότερες πιέσεις και θερμοκρασίες επικρατούν στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης. Η καθυστέρηση ανάφλεξης είναι αντιστρόφως ανάλογη της πίεσης και της θερμοκρασίας όπως αναφέρθηκε και στην ενότητα 7.1.2.

Η μέγιστη πίεση που αναπτύσσεται στον θάλαμο καύσης κατά τη διάρκεια της καύσης αποτελεί ένα κρίσιμο μέγεθος που καθορίζει την επάρκεια αντοχής των δομικών στοιχείων του κινητήρα. Στο σχήμα 10.4β απεικονίζεται η μεταβολή της μέγιστης πίεσης αερίων του κυλίνδρου στο μερικό φορτίο (IMEP=5.2 bar) και τις 1500 RPM με ποσοστό PES 90%, για διαφορετικές προπορείες έγχυσης του υγρού καυσίμου. Στο σχήμα αυτό φαίνεται ότι αύξηση της προπορείας οδηγεί σε αύξηση της μέγιστης πίεσεως καύσης, φαινόμενο που οφείλεται στην μετατόπιση της αρχής της έναυσης αριστερά από το ANΣ με αποτέλεσμα να αρχίζει η καύση πιο νωρίς. Αυτό προκαλεί αύξηση της πίεσης καύσης λόγω της επακόλουθης συμπίεσης.

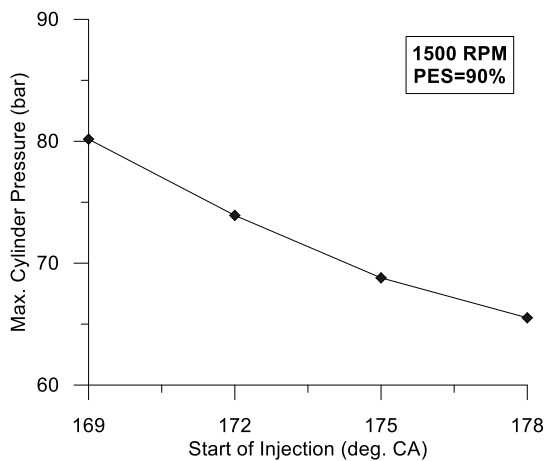
Στο σχήμα 10.4γ απεικονίζεται η μεταβολή της διάρκειας καύσης στο μερικό φορτίο (IMEP=5.2 bar) και τις 1500 RPM με ποσοστό PES 90%, για διαφορετικές προπορείες έγχυσης του υγρού καυσίμου. Προκύπτει το συμπέρασμα ότι η αύξηση της προπορείας έγχυσης οδηγεί σε μείωση της διάρκειας καύσης. Το φαινόμενο αυτό σχετίζεται με τους μεγάλους ρυθμούς καύσης κατά την καύση προανάμειξης όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως.

Στο σχήμα 10.4ε απεικονίζεται η μεταβολή της συνολικής ειδικής κατανάλωσης ενέργειας στο μερικό φορτίο (IMEP=5.2 bar) και τις 1500 RPM με ποσοστό PES 90%, για διαφορετικές προπορείες έγχυσης του υγρού καυσίμου. Στο σχήμα αυτό φαίνεται ότι η αύξηση της προπορείας έγχυσης υγρού καυσίμου οδηγεί σε μείωση

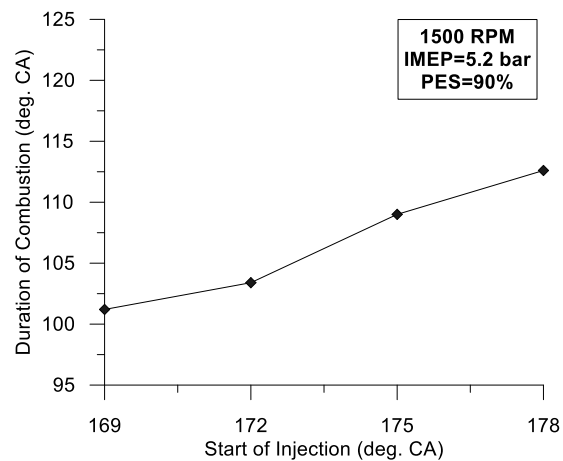
της συνολικής ειδικής κατανάλωσης ενέργειας. Το φαινόμενο αυτό γίνεται πιο έντονο σε μεγάλα ποσοστά ενεργειακής αντικατάστασης και οφείλεται στο γεγονός ότι η αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης οδηγεί στην απότομη έκλυση θερμότητας κατά τη καύση προανάμειξης, αφού το υγρό καύσιμο έχει περισσότερο χρόνο για να προετοιμασθεί έως ότου αυταναφλεγεί, οπότε οι ρυθμοί καύσης είναι έντονοι [7] και η διάρκεια της καύσης μικρότερη. Το γεγονός αυτό βελτιώνει το βαθμό απόδοσης του κινητήρα καθώς μεγαλύτερο μέρος του καυσίμου καταναλώνεται κοντά στο άνω νεκρό σημείο, ενώ παράλληλα η διάρκεια της καύσης μειώνεται. Αυτή η βελτίωση της απόδοσης φαίνεται και στο σχήμα 10.4δ όπου φανερώνεται μείωση της θερμοκρασίας καυσαερίων με αύξηση της προπορείας.



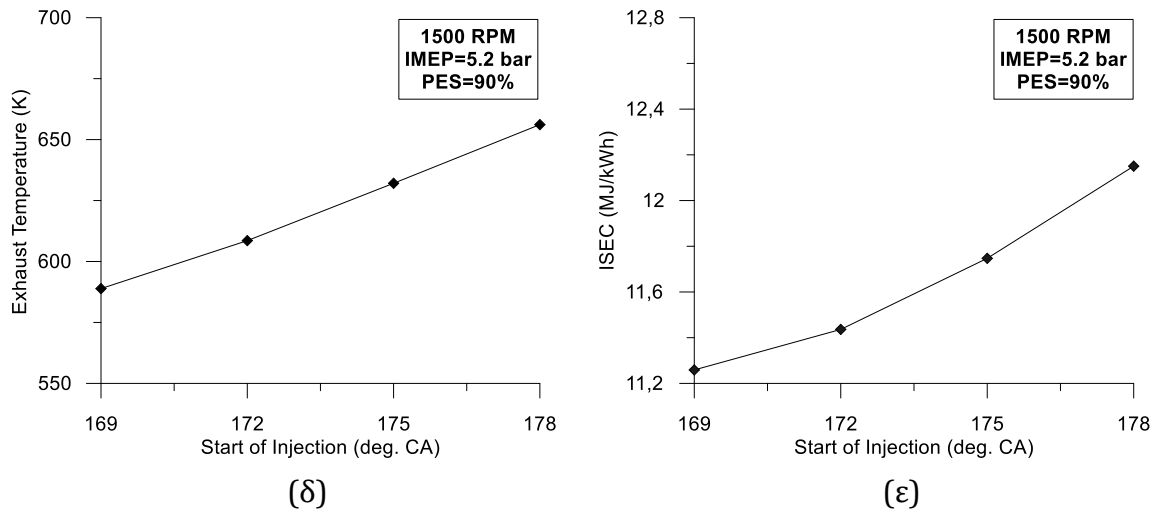
(α)



(β)



(γ)



Σχήμα 10.4: (α) Καυστήρηση Ανάφλεξης (β) Μέγιστη Πίεση κυλίνδρου, (γ) Διάρκεια Καύσεως (δ) Θερμοκρασία Καυσαερίων (ε) Ενδεικνύμενη Ειδική κατανάλωση ενέργειας, για λειτουργία στις 1500 στροφές υπό μερικό φορτίο (IMEP = 5.2 bar), PES=90% και για όλες τις υπό μελέτη προπορείες εγχύσεως υγρού καυσίμου.

Κεφάλαιο 11: Συμπεράσματα

11.1 Ανακεφαλαίωση

Ο σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας ήταν η ανάπτυξη ενός φαινομενολογικού διζωνικού μοντέλου προσομοίωσης του κλειστού κύκλου λειτουργίας τετράχρονου κινητήρα Ντήζελ διπλού καυσίμου. Για αυτό το σκοπό αναπτύχθηκε κώδικας στο περιβάλλον Fortran 90 που βασίζεται σε διζωνικό μοντέλο καύσης, δηλαδή στη θερμοδυναμική περιγραφή της καιόμενης και της άκαυστης ζώνης. Η αξιολόγηση της ορθότητας των αποτελεσμάτων πραγματοποιήθηκε με την σύγκριση των εκτιμήσεων του κώδικα με πειραματικά δεδομένα (κεφάλαιο 9). Τα πειραματικά δεδομένα αφορούν το μερικό φορτίο λειτουργίας και τις 1500 rpm. Από την σύγκριση αυτή προέκυψε το συμπέρασμα ότι το μοντέλο που αναπτύχθηκε προσομοιώνει με αποδεκτή ακρίβεια τον κλειστό κύκλο λειτουργίας ενός τετράχρονου κινητήρα μεικτής καύσεως.

Μετά την επικύρωση των αποτελεσμάτων ακολούθησε μελέτη της επίδρασης του φορτίου στα βασικά χαρακτηριστικά λειτουργίας. Προέκυψε το συμπέρασμα ότι η αύξηση του φορτίου δε φαίνεται να επηρεάζει σημαντικά το κομμάτι της συμπίεσης του δυναμοδεικτικού διαγράμματος (όπως δηλαδή θα αναμενόταν), παρά το γεγονός ότι η αύξηση του φορτίου οδηγεί σε ελαφρώς μεγαλύτερες τιμές ειδικής θερμοχωρητικότητας του μείγματος αέρα-φυσικού αερίου. Επίσης η αύξηση του φορτίου προκάλεσε αύξηση του συνολικού ρυθμού έκλυσης θερμότητας κατά τη διάρκεια του σταδίου της τυρβώδους καύσης (το οποίο ελέγχεται κυρίως από τον μηχανισμό εξάπλωσης του μετώπου της φλόγας). Αντίθετα, η καύση προανάμειξης του υγρού καυσίμου δε φαίνεται να επηρεάζεται έντονα από τη μεταβολή του φορτίου λειτουργίας. Επίσης με την αύξηση του φορτίου ενισχύεται ο ρυθμός εξάπλωσης του μετώπου φλόγας και συνεπακόλουθα ο ρυθμός καύσης του φυσικού αερίου με αποτέλεσμα να μειώνεται η διάρκεια της καύσης. Με αυτό τον τρόπο μειώνεται η ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα και βελτιώνεται ο βαθμός απόδοσής του.

Επίσης μελετήθηκε η επίδραση του ποσοστού αντικατάστασης υγρού καυσίμου από αέριο καύσιμο, στα χαρακτηριστικά λειτουργίας του κινητήρα. Προέκυψε το συμπέρασμα ότι η αύξηση του ποσοστού αντικατάστασης οδηγεί σε ελαφρά μείωση της πίεσης του κυλίνδρου κατά τη φάση της συμπίεσης. Το φαινόμενο αυτό οφείλεται στην αύξηση της ειδικής θερμοχωρητικότητας του άκαυστου μίγματος λόγω της αύξησης της ποσότητας φυσικού αερίου. Επίσης αυξανόμενου του PES, η μέγιστη πίεση των αερίων κυλίνδρου εμφανίζει πτωτική τάση γεγονός που οφείλεται στη μείωση της ποσότητας υγρού καυσίμου που εγχύεται και την επακόλουθη μείωση του συνολικού ρυθμού καύσης κατά το στάδιο της «καύσης προανάμειξης». Τέλος, η αύξηση του ποσοστού αντικατάστασης οδηγεί σε αύξηση της διάρκειας καύσης εκτός εάν το ποσοστό αντικατάστασης είναι πολύ μεγάλο. Το φαινόμενο αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι σε μικρά PES, η αύξηση του PES περιορίζει τη καύση προανάμειξης, (λόγω της μείωσης της ποσότητας υγρού καυσίμου) ενώ παράλληλα τόσο οι συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας που επικρατούν εντός του θαλάμου καύσης, όσο

και η αναλογία μείγματος αέρα-φυσικού αερίου, δεν ευνοούν την εξάπλωση του μετώπου φλόγας.

Τέλος, έγινε μελέτη της επίδρασης της προπορείας έγχυσης του υγρού καυσίμου στα χαρακτηριστικά λειτουργίας του κινητήρα. Συγκεκριμένα, προέκυψε ότι η αύξηση της προπορείας οδηγεί σε αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης του υγρού καυσίμου. Το φαινόμενο αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι όσο νωρίτερα ψεκαστεί το υγρό καύσιμο, τόσο χαμηλότερες πιέσεις και θερμοκρασίες επικρατούν στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης. Αυτή η αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης υποβοηθά την προετοιμασία του υγρού καυσίμου και οδηγεί σε ενίσχυση της καύσης προανάμειξης. Με αυτό τον τρόπο προκύπτει μείωση της διάρκειας καύσης και της ειδικής κατανάλωσης ενέργειας. Τέλος, η αύξηση της προπορείας έγχυσης οδηγεί σε αύξηση της μέγιστης πίεσεως καύσης, φαινόμενο που οφείλεται στην μετατόπιση της αρχής της έναυσης αριστερά από το ΑΝΣ με αποτέλεσμα να αρχίζει η καύση πιο νωρίς και να αυξάνεται η πίεση καύσης λόγω της επακόλουθης συμπίεσης.

11.2 Μελλοντική Εργασία

Σε αυτό το σημείο παρουσιάζονται κάποιες προοπτικές επέκτασης του κώδικα που αναπτύχθηκε για την παρούσα διπλωματική. Σύμφωνα με όσα έχουν προηγηθεί, προκύπτουν τα εξής σημεία δυνατής εξέλιξης του μοντέλου:

- Χρήση κωνικής γεωμετρίας για την καιόμενη ζώνη σε όλο το εύρος των ποσοστών ενεργειακής αντικατάστασης.
- Χρήση πειραματικών μεγεθών για λειτουργία υπό υψηλό φορτίο. Τα πειραματικά μεγέθη που χρησιμοποιήθηκαν για την ρύθμιση των σταθερών και την αξιολόγηση των αποτελεσμάτων, αφορούν το μερικό φορτίο λειτουργίας.
- Προσθήκη κατάλληλου μοντέλου για τον υπολογισμό των εκπεμπόμενων ρύπων, περιγράφοντας την διάσταση των προϊόντων της καύσης καθώς και την διαφυγή ακαύστων υδρογονανθράκων.
- Προσομοίωση του κλειστού κύκλου λειτουργίας κινητήρα διπλού καυσίμου με σύστημα υψηλής πίεσης εισαγωγής του αέριου καυσίμου.
- Προσομοίωση του ανοικτού κύκλου λειτουργίας του κινητήρα.

Συντομογραφίες

ΑΝΣ : Άνω Νεκρό Σημείο.
CI : Compression Ignition.
ECA : Emission Control Areas.
EEDI : Energy Efficiency Design Index.
EEOI : Energy Efficiency Operational Index
EGR : Exhaust Gas Recirculation.
IMO : International Marine Organization.
SCR : Selective Catalytic Reduction.
OCMP : Open Chamber Micro Pilot.
OCSI : Open Chamber Spark Ignition.
PCMP : Pre-Chamber Micro Pilot.
PCSI : Pre-Chamber Spark Ignition.
PES: Percentage Energy Substituted.
SI : Spark Ignition.

Σύμβολα

A : Επιφάνεια [m^2].
 A_{cyl} : Εμβαδόν επιφάνειας θαλάμου καύσης [m^2].
AFR : Λόγος αέρα καυσίμου [-].
AHRR : Καθαρός ρυθμός έκλυσης θερμότητας [$J/deg.$].
B: Διάμετρος εμβόλου [m].
 C_D : Συντελεστής εκροής [-].
 c_p : Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση [$J / kmol \cdot K$].
 c_v : Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο [$J / kmol \cdot K$].
CR : Σχέση Συμπίεσης.
CN : Αριθμός κετανίου [%].
 D_p : Διάμετρος κυλίνδρου [m].
d : Διάμετρος [m].
d(...) : Ρυθμός μεταβολής [-].
DUOI : Διάρκεια εγχύσεως [$^\circ$].
E : Ενέργεια ενεργοποίησης [J].
H : Ολική ενθαλπία [J].
h : Συντελεστής συναγωγής θερμότητας [$W/m^2 \cdot K$].
HRR : Ρυθμός έκλυσης θερμότητας [$J/deg.$].
 L_{rod} : Μήκος διωστήρα [m].
m : Μάζα [kg].
 \dot{m} : Παροχή μάζας [kg/s].
MB : Μοριακό βάρος [kg/kmol].
N : Αριθμός γραμμομορίων [kmol].
Nh : Ο αριθμός των οπών του εγχυτήρα.

Nu : Αριθμός Nusselt.
 P : Πίεση [bar].
 Pr : Αριθμός Prandtl.
 Q : Θερμότητα [J].
 LHV : Κατώτερη θερμογόνος δύναμη [J/kg].
 \dot{q} : Πυκνότητα ροής θερμότητας [W/m²].
 r : Ακτινική απόσταση από το σημείο πρόσκρουσης με το τοίχωμα [m], Καθυστέρηση ανάφλεξης [s]
 r_{cr} : Ακτίνα στροφάλου [m].
 R : Σταθερά αερίου [J / kmol · K], Ακτίνα μετώπου φλόγας [m].
 R_m : Παγκόσμια σταθερά των αερίων [J / kmol · K].
 r_s : Βαθμός συστροφής αέρα [-].
 RPM : Ταχύτητα περιστροφής [rpm].
 S : Διείσδυση δέσμης υγρού καυσίμου ή μετώπου φλόγας πριν τη πρόσκρουση στο τοίχωμα [m].
 S' : Διείσδυση δέσμης υγρού καυσίμου μετά την επίδραση συστροφής του αερίου μείγματος [m].
 S_p : Διαδρομή εμβόλου [m].
 t : Χρόνος [s].
 T : Θερμοκρασία [K].
 U : Ολική εσωτερική ενέργεια [J].
 u : Ειδική εσωτερική ενέργεια [J / kmol], Ταχύτητα [m/s].
 u' : Ένταση τύρβης [m/s].
 V : Όγκος [m³].
 v_{mp} : Μέση ταχύτητα εμβόλου [m/s].
 X : Κατ' όγκον σύσταση [%],
 x : Ύψος [m].
 Y : Κατά μάζα σύσταση [%],

Ελληνικά Σύμβολα

α : Συντελεστές βασικών καταστατικών μεγεθών [-].
 β : Συντελεστές θερμικής αγωγιμότητας και δυναμικής συνεκτικότητας [-].
 γ : Λόγος ειδικών θερμοχωρητικότητων [-].
 $\Delta[...]$: Διαφορά.
 δ : Πάχος της δέσμης τοιχώματος [m].
 θ : Γωνία δέσμης υγρού καυσίμου ή μετώπου φλόγας [deg.].
 θ' : Γωνία της δέσμης υγρού καυσίμου μετά την επίδραση συστροφής του αερίου μείγματος [deg.].
 λ : Θερμική αγωγιμότητα [W/m · K], Χαρακτηριστικό μήκος δινών της κλίμακας Taylor [m].
 μ : Δυναμική συνεκτικότητα [kg / m · s].
 ν : Κινηματική συνεκτικότητα [m²/s].

ρ : Πυκνότητα [kg/m^3].
 σ : Σταθερά Stephan Boltzmann.
 Y : Ύψος κώλουρου κώνου [m].
 φ : Γωνία στροφάλου [deg.].
 Φ : Λόγος ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα.
 τ : Καθυστέρηση ανάφλεξης, Χαρακτηριστικός χρόνος καύσης στην κλίμακα Taylor [s].

ΔΕΙΚΤΕΣ

A : Αέρας.
 A_w : Μετά το τοίχωμα.
 A_r : Καύση Arrhenius.
 B_w : Πριν το τοίχωμα.
 b : Καιόμενη ζώνη.
 br : Διάσπαση της δέσμης.
 bur : Καμένο καύσιμο.
 cl : Νεκρός Όγκος.
 cyc : Κύκλος λειτουργίας
 cyl : Θάλαμος Καύσης.
 cor : Διόρθωση.
 dis : Εμβολισμός.
D : Diesel.
 eos : Τέλος κλειστού κύκλου λειτουργίας.
 eo_i : Τέλος έγχυσης.
 f : Εγχυθέν καύσιμο.
 fl : Φλόγα.
 g : Αέριο.
 h : Ημιγωνία.
 i : Στοιχείο προς μελέτη.
 ign : Έναυση.
 inj : Εγχυτήρας.
 jet : Δέσμη καυσίμου.
 lam : Στρωτή ταχύτητα φλόγας.
 m : Μοριακό.
 mac : Μακροσκοπικά αναμεμειγμένη ποσότητα.
 mic : Μικροσκοπικά αναμεμειγμένη ποσότητα.
NG : Natural gas.
 o : Απόλυτο μηδέν, Στοιχείο αναφοράς.
 o_2 : Οξυγόνο.
 p : Έμβολο.
 pr : Ατμοποιημένο καύσιμο Diesel.
 req : Απαιτούμενο

st : Στοιχειομετρικό.
soc : Έναρξη κλειστού κύκλου λειτουργίας.
soi : Έναρξη έγχυσης.
step : Βήμα υπολογισμού.
tail : Ουρά της δέσμης καυσίμου.
tot : Ολική.
tr : Στιγμή μετάβασης.
turb : Τυρβώδης ταχύτητα φλόγας.
u : Άκαυστη ζώνη.
w : Τοίχωμα.

Βιβλιογραφία

- [1] IMO. (<http://www.imo.org/>).
- [2] Ρακόπουλος Κωνστ.Δ., Χουντάλας Δημ.Θ. (1998). Καύση – Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα, Φεβρουάριος 1998.
- [3] WINGD. (<https://www.wingd.com/>).
- [4] MAN. (<https://www.man-es.com/>).
- [5] International Group of Liquefied Natural Gas Importers. "Basic Properties of LNG". (<https://giignl.org/>).
- [6] Παπαγιαννάκης Γ. Ρουσσος, Μελέτη της Συμπεριφοράς Κινητήρων Ντίζελ με Χρήση Υγρών και Αερίων Καυσίμων, Διδακτορική Διατριβή, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο (ΕΜΠ). Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών. Τομέας Θερμότητας, Αθήνα 2002.
- [7] Katsanis, John S., Efthimios G. Pariotis, and Roussos G. Papagiannakis. "Natural Gas Combustion in Marine Compression Ignition and Spark Ignition Engines: A Technological, Environmental and Economic Evaluation."
- [8] Karim, Ghazi A. Dual-fuel diesel engines. CRC Press, 2015.
- [9] Srinivasan, Kalyan Kumar, et al., eds. Natural Gas Engines: For Transportation and Power Generation. Springer, 2018.
- [10] McGill, Ralph, William Remley, and Kim Winther. "Alternative fuels for marine applications." A Report from the IEA Advanced Motor Fuels Implementing Agreement 54 (2013).
- [11] Karim, Ghazi A. "A review of combustion processes in the dual fuel engine—the gas diesel engine." Progress in Energy and Combustion Science 6.3 (1980): 277-285.
- [12] AirClim (<https://www.airclim.org/>).
- [13] The Engineering ToolBox (<https://www.engineeringtoolbox.com/>).
- [14] DieselNet (<https://dieselnet.com/>).
- [15] Cleantech Group (<https://www.cleantech.com/>).
- [16] Heywood, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, MCGraw-Hill, New York, 1988.
- [17] R.S. Benson, N.D. Whitehouse, Internal Combustion Engines, Pergamon Press, Oxford, 1973.
- [18] Ramos, J.I., Internal Combustion Engine Modeling, Hemisphere, New York, 1989.

- [19] Stone, Richard. Introduction to internal combustion engines. Vol. 3. London: Macmillan, 1999.
- [20] Ρακόπουλος Κ.Δ., Μηχανές Εσωτερικής Καύσης I Εμβολοφόρες και Αεριοστρόβιλοι Θεωρία και Εφαρμογές, Εκδόσεις Φούντας.
- [21] Χουντάλας, Δ.Θ., Θερμοδυναμική Ανάλυση του Κινητήρα Diesel με Έμμεση Έγχυση, Διδακτορική Διατριβή, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ, Αθήνα 1989.
- [22] Krishnan, Sundar Rajan. Experimental investigations and phenomenological simulation of combustion in a low pilot-ignited natural gas engine with a focus on advanced injection timings. PhD Thesis. University of Alabama, 2005.
- [23] Cengel, Yunus A., and Michael A. Boles. Thermodynamics: An Engineering Approach 6th Edition (SI Units). The McGraw-Hill Companies, Inc., New York, 2007.
- [24] Hountalas, Dimitrios T., and Roussos G. Papagiannakis. "Development of a simulation model for direct injection dual fuel diesel-natural gas engines." SAE transactions (2000): 373-383..
- [25] Hountalas, Dimitrios T., and R. G. Papagiannakis. "A simulation model for the combustion process of natural gas engines with pilot diesel fuel as an ignition source." SAE Transactions (2001): 1496-1509..
- [26] Hountalas, D. T., and R. G. Papagiannakis. Theoretical and experimental investigation of a direct injection dual fuel diesel-natural gas engine. No. 2002-01-0868. SAE Technical Paper, 2002..
- [27] Papagiannakis, R. G., D. T. Hountalas, and C. D. Rakopoulos. "Theoretical study of the effects of pilot fuel quantity and its injection timing on the performance and emissions of a dual fuel diesel engine." Energy Conversion and Management 48.11 (2007): 2951-2961.
- [28] Papagiannakis, Roussos G., et al. "Comparative evaluation of the effect of intake charge temperature, pilot fuel quantity and injection advance on dual fuel compression ignition engine performance characteristics and emitted pollutants." ASME 2009 International Mechanical Engineering Congress and Exposition. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2009.
- [29] Papagiannakis, R. G., and D. T. Hountalas. "Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas." Energy conversion and management 45.18-19 (2004): 2971-2987.
- [30] Papagiannakis, R. G., D. T. Hountalas, and P. N. Kotsiopoulos. Experimental and theoretical analysis of the combustion and pollutants formation

mechanisms in dual fuel DI diesel engines. No. 2005-01-1726. SAE Technical Paper, 2005.

- [31] Papagiannakis, Roussos G., et al. "Numerical evaluation of the effects of compression ratio and diesel fuel Injection timing on the performance and emissions of a fumigated natural gas–diesel dual-fuel engine." *Journal of Energy Engineering* 142.2 (2016): E4015015.
- [32] Papagiannakis, R. G., et al. "A combined experimental and theoretical study of diesel fuel injection timing and gaseous fuel/diesel mass ratio effects on the performance and emissions of natural gas-diesel HDDI engine operating at various loads." *Fuel* 202 (2017): 675-687.
- [33] Johnson, S. L., et al. "A Phenomenological Approach to Dual Fuel Combustion Modelling." ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2012.
- [34] Liu, Z., and G. A. Karim. "Simulation of combustion processes in gas-fuelled diesel engines." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 211.2 (1997): 159-169.
- [35] Cernik, Filip, et al. Dual Fuel Combustion Model for a Large Low-Speed 2-Stroke Engine. No. 2016-01-0770. SAE Technical Paper, 2016.
- [36] Mavrelou, Christoforos, and Gerasimos Theotokatos. "Numerical investigation of a premixed combustion large marine two-stroke dual fuel engine for optimising engine settings via parametric runs." *Energy Conversion and Management* 160 (2018): 48-59.
- [37] Rakopoulos, C. D., D. C. Rakopoulos, and D. C. Kyritsis. "Development and validation of a comprehensive two-zone model for combustion and emissions formation in a DI diesel engine." *International journal of energy research* 27.14 (2003): 1221-1249.
- [38] W.J.D. Annand, "Heat Transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines", *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, 177 (1963) 973-990.
- [39] Hiroyasu, H., Kadota, T. and Arai, M., "Development and use of a spray combustion modeling to predict diesel engine efficiency and pollutant emissions", *Bulletin, J.S.M.E.*, 26, 569-576, 1983.
- [40] Glauert, M.B., "The wall jet", *J. Fluid Mech.*, 1, 625-643, 1956.
- [41] Φούντη, Μ. (2005). *Θεωρία καύσης και συστήματα καύσης*. Εκδόσεις ΕΜΠ, Αθήνα, 16-17.

- [42] Blizard, Norman C., and James C. Keck. "Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for internal combustion engines." SAE Transactions (1974): 846-864.
- [43] Al-Himyary, T.J., Karim, G.A., "A Correlation for the Burning Velocity of Methane-Air Mixtures at High Pressures and Temperatures", Trans. A.S.M.E., Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 109, pp. 439-442, 1987.
- [44] Tabaczynski, Rodney J., Colin R. Ferguson, and Krisna Radhakrishnan. "A turbulent entrainment model for spark-ignition engine combustion." SAE transactions (1977): 2414-2433.
- [45] Tabaczynski, R. J., Trinker, F. H., & Shannon, B. A. (1980). Further refinement and validation of a turbulent flame propagation model for spark-ignition engines. Combustion and Flame, 39(2), 111-121.
- [46] N. D. Whitehouse and R. Way, "Rate of heat release in diesel engines and its correlation with fuel injection data," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings, vol. 184, pp. 17–27, Sept. 1969.
- [47] Tennekes, Hendrik, John Leask Lumley, and Jonh L. Lumley. A first course in turbulence. MIT press, 1972.
- [48] Wen Dai, Georgw C. Davis, Matthew J. Hall & Ronald D. Matthews. "Diluents and Lean Mixture Combustion Modeling for SI Engines with a Quasi - Dimensional Model". SAE Technical paper 952382.
- [49] Kouremenos, D. A., C. D. Rakopoulos, and D. T. Hountalas. "Multi-zone combustion modelling for the prediction of pollutants emissions and performance of DI diesel engines." SAE transactions (1997): 940-957.
- [50] Rakopoulos, Constantine D., and D. T. Hountalas. "Development and validation of a 3-D multi-zone combustion model for the prediction of DI diesel engines performance and pollutants emissions." SAE transactions (1998): 1413-1429.
- [51] Rakopoulos, Constantine D., and Dimitrios T. Hountalas. "Development of new 3-D multi-zone combustion model for indirect injection diesel engines with a swirl type prechamber." SAE transactions (2000): 718-733.
- [52] Seykens, Xander Lambertus Jacobus. "Development and validation of a phenomenological diesel engine combustion model." (2010).
- [53] Agarwal, Apoorva, and Dennis N. Assanis. Multi-dimensional modeling of natural gas ignition under compression ignition conditions using detailed chemistry. No. 980136. SAE Technical Paper, 1998.

- [54] Yousefi, Amin, Hongsheng Guo, and Madjid Birouk. "Effect of diesel injection timing on the combustion of natural gas/diesel dual-fuel engine at low-high load and low-high speed conditions." *Fuel* 235 (2019): 838-846.
- [55] Kusaka, Jin, et al. A numerical study on combustion and exhaust gas emissions characteristics of a dual fuel natural gas engine using a multi-dimensional model combined with detailed kinetics. No. 2002-01-1750. SAE Technical Paper, 2002.
- [56] Schiffner, Michael, Marcus Grochowina, and Thomas Sattelmayer. "Development of a Numerical Model for Ignition Phenomena in a Micro Pilot Ignited Dual Fuel Engine With External Mixture Formation." ASME 2017 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2017.
- [57] MAN Diesel & Turbo, "Exhaust Gas Emission Control Today and Tomorrow," 2008.
- [58] Research Gate (https://www.researchgate.net/figure/Existing-and-potential-Emission-Control-Areas-ECAs-20_fig31_279447378)
- [59] MAN Diesel & Turbo, "Exhaust Gas Emission Control Today and Tomorrow," 2008.
- [60] dieselnet (<https://www.dieselnet.com/standards/inter/imo.php>)
- [61] I. Nova and E. Tronconi, Urea-SCR Technology for deNO_x After Treatment of Diesel Exhausts, New York Springer, 2014.
- [62] Murakami S, Baufeld T (2013) Current status and future strategies of gas engine development. CIMAC paper no. 413, CIMAC congress 2013, Shanghai, China.
- [63] Mohr H, Baufeld T (2013) Improvement of dual—fuel engine technology for current and future applications. CIMAC paper no. 412, CIMAC congress, Shanghai, China.
- [64] Krishnan, S. R., Srinivasan, K. K., and Midkiff, K. C., 2007, "Phenomenological Modeling of Low-Temperature Advanced Low Pilot-Ignited Natural Gas Combustion," SAE paper 2007-01-0942.
- [65] Karim, G. A., and Zhigang Liu. A predictive model for knock in dual fuel engines. No. 921550. SAE Technical Paper, 1992.
- [66] Karim, G. A., and Yan Zhaoda. "Modeling of Auto-Ignition and Knock in a Compression Ignition Engine of the Dual-Fuel Type." *Computers in Engine Technology*, Proc. of IMechE, London, UK (1991): 141-147.

- [67] Prakash, G., A. Ramesh, and Anwar Basha Shaik. "An approach for estimation of ignition delay in a dual fuel engine." SAE transactions (1999): 399-405.
- [68] Tillman, David, Dao Duong, and N. Stanley Harding. Solid fuel blending: principles, practices, and problems. Elsevier, 2012.
- [69] Ship Insight. (<https://shipinsight.com/articles/scrubbers-ships-work>)
- [70] ArgusMedia. (<https://www.argusmedia.com>)