



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ  
ΣΧΟΛΗ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

Διπλωματική Εργασία

---

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

---

**Νίκος Ριζόπουλος**

Επιβλέπων:  
**Δημήτριος Χουντάλας, Καθηγητής Ε.Μ.Π.**

Αθήνα, Σεπτέμβριος 2020

*Στη μνήμη του θείου μου  
Κώστα Ριζόπουλου...*

## **Ευχαριστίες**

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή κ. Δημήτριο Χουντάλα για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε αναθέτοντάς μου το θέμα της διπλωματικής μου εργασίας και για την βοήθεια που μου παρείχε. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον καθηγητή κ. Ρούσσο Παπαγιαννάκη για την αμέριστη βοήθειά του καθ' όλη τη διάρκεια της ενασχόλησής μου με την παρούσα εργασία. Ακόμη ευχαριστώ θερμά το συμφοιτητή μου Ναπολέοντα Μπούσουλα για την συνεργασία μας. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω τον υποψήφιο διδάκτορα της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών κ. Θεοφάνη Χουντάλα για την συμβολή του στη διόρθωση της διπλωματικής εργασίας. Τέλος ευχαριστώ τους γονείς μου και τους φίλους μου για την πολύτιμη στήριξη που μου παρείχαν.

## Περιεχόμενα

Κεφάλαιο 1 : Εισαγωγή.....	2
1.1 Σκοπός της Διπλωματικής.....	2
1.2 Παραγόμενοι Ρύποι από Ναυτικούς Κινητήρες – Υφιστάμενοι Περιβαλλοντικοί Κανονισμοί.....	2
1.3 Η χρήση του Φυσικού Αερίου στον Κινητήρα Ντήζελ.....	5
1.3.1 Εισαγωγή.....	5
1.3.2 Βασικές Φυσικές Ιδιότητες του Φυσικού Αερίου .....	6
1.3.3 Βασικές Χημικές Ιδιότητες του Φυσικού Αερίου .....	7
1.3.4 Η χρήση του Φυσικού Αερίου στον Τομέα της Ναυτιλίας - Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα.....	8
1.4 Κινητήρες Μεικτής Καύσης .....	10
1.4.1 Εισαγωγή.....	10
1.4.2 Υφιστάμενες Τεχνικές Μεικτής Καύσης Diesel / Φυσικού Αερίου σε Μεγάλης Κλίμακας Εμβολοφόρους Κινητήρες .....	10
1.4.3 Δίχρονοι Κινητήρες Μεικτής Καύσης Diesel / Φυσικού Αερίου .....	11
Κεφάλαιο 2 : Ανάπτυξη Φαινομενολογικού Μοντέλου Προσομοίωσης .....	16
2.1 Μοντέλα Προσομοίωσης Κινητήρων Εσωτερικής Καύσης.....	16
2.2 Γενική Περιγραφή του Φαινομενολογικού Μοντέλου Προσομοίωσης της Μεικτής Καύσης Δίχρονου Ναυτικού Κινητήρα Ντήζελ .....	18
Κεφάλαιο 3 : Θερμοδυναμική Ανάλυση Φαινομενολογικού Μοντέλου .....	26
3.1 Υπολογισμός Γεωμετρικών Μεγεθών Θαλάμου Καύσης.....	26
3.2 Υπολογισμός Βασικών Καταστατικών Μεγεθών .....	28
3.3 Υπολογισμός Ρυθμού Συναλλαγής Θερμότητας .....	33
3.4 Υπολογισμός Ρυθμού Εισαγωγής Φυσικού Αερίου.....	37
3.5 Υπολογισμός Συστάσεων.....	38
Κεφάλαιο 4 : Δημιουργία και Εξάπλωση Δέσμης Υγρού Καυσίμου .....	44
4.1 Εισαγωγή .....	44
4.2 Υπολογισμός Παροχής Υγρού Καυσίμου.....	45
4.3 Χρονική Εξέλιξη του Μετώπου της Δέσμης πριν την Πρόσκρουση στο Τοίχωμα .....	46
4.4 Χρονική Εξέλιξη του Μετώπου της Δέσμης Μετά την πρόσκρουση στο Τοίχωμα .....	49
4.5 Χρονική Εξέλιξη της Ουράς της Δέσμης .....	51

4.6 Επίδραση της Συστροφής του Αέρα στο Μήκος Διείσδυσης της Δέσμης .....	52
4.7 Υπολογισμός Ρυθμού Μεταβολής Όγκων.....	54
4.8 Υπολογισμός Ρυθμού Διείσδυσης Μάζας .....	55
Κεφάλαιο 5 : Δημιουργία και Εξάπλωση Μετώπου Φλόγας .....	57
5.1 Εισαγωγή .....	57
5.2 Ταχύτητα Εξάπλωσης του Μετώπου Φλόγας .....	57
5.3 Γεωμετρία του Μετώπου της Φλόγας .....	62
5.3.1 Εισαγωγή.....	62
5.3.2 Κωνικό Μέτωπο Φλόγας.....	62
5.3.3 Σφαιρικό Μέτωπο Φλόγας .....	69
5.4 Υπολογισμός Ρυθμού Διείσδυσης Μάζας .....	73
Κεφάλαιο 6 : Εκτίμηση Ρυθμών Καύσης Υγρού και Αερίου Καυσίμου.....	75
6.1 Εισαγωγή .....	75
6.2 Καύση Υγρού Καυσίμου Diesel .....	75
6.2.1 Εισαγωγή.....	75
6.2.2 Υπολογισμός Καθυστέρησης Ανάφλεξης Υγρού Καυσίμου Diesel .....	77
6.2.3 Ρυθμός Προετοιμασίας Υγρού Καυσίμου Diesel .....	80
6.2.4 Ρυθμός Ανάμειξης Αέρα με Ατμοποιημένο Καύσιμο Diesel.....	81
6.2.5 Ρυθμός Καύσης Καυσίμου Diesel .....	82
6.3 Προσδιορισμός Ρυθμού Καύσης Φυσικού Αερίου.....	84
6.3.1 Εισαγωγή.....	84
6.3.2 Υπολογισμός Ρυθμού Καύσης Φυσικού Αερίου που Εισήλθε στην Καιόμενη Ζώνη λόγω του Μηχανισμού Διείσδυσης της Δέσμης Υγρού Καυσίμου .....	85
6.3.3 Υπολογισμός Ρυθμού Καύσης Φυσικού Αερίου που Εισήλθε στην Καιόμενη Ζώνη λόγω Εξάπλωσης του Μετώπου Φλόγας.....	86
6.4 Προσδιορισμός Συνολικού Ρυθμού Καύσης .....	89
Κεφάλαιο 7 : Πρόγραμμα Προσομοίωσης .....	91
Κεφάλαιο 8 : Αποτελέσματα Μοντέλου Προσομοίωσης.....	99
8.1 Εισαγωγή .....	99
8.2 Μελέτη της Μεταβολής του Φορτίου .....	103
8.3 Μελέτη της Μεταβολής της Προπορείας Εγχύσεως Υγρού Καυσίμου .....	113

8.4 Μελέτη της Μεταβολής του Ποσοστού Ενεργειακής Αντικατάστασης του καυσίμου Diesel από το Φυσικό Αέριο.....	118
Κεφάλαιο 9 : Συμπεράσματα.....	123
Κεφάλαιο 10 : Μελλοντική Εργασία.....	130
Βιβλιογραφία.....	135

## Περίληψη

Τα τελευταία χρόνια η αυστηροποίηση των κανονισμών που αφορούν τους εκπεμπόμενους ρύπους από τους ναυτικούς εμβολοφόρους κινητήρες εσωτερικής καύσης έχει ωθήσει τη ναυτιλιακή κοινότητα στην υιοθέτηση μέτρων με σκοπό την ικανοποίηση των κανονισμών αυτών. Στο πλαίσιο αυτό, αποκτά όλο και περισσότερη δημοτικότητα η χρήση του φυσικού αερίου ως καυσίμου των κινητήρων αυτών. Το βασικότερο πλεονέκτημα που παρέχει η χρήση του φυσικού αερίου είναι η μείωση των ρύπων που ελέγχονται από τους κανονισμούς ενώ παράλληλα είναι ευρέως διαθέσιμο και μάλιστα σε ελκυστικές τιμές. Δεδομένης της ολοένα αυξανόμενης χρήσης του φυσικού αερίου στον τομέα της ναυτιλίας, αποκτά όλο και μεγαλύτερη σημασία η κατανόηση των φαινομένων που συνδέονται με την καύση του και η βελτιστοποίηση των κινητήρων, που το αξιοποιούν ως καύσιμο. Στην επίτευξη των παραπάνω στόχων βοηθούν σημαντικά τα υπολογιστικά μοντέλα προσομοίωσης όπως είναι τα φαινομενολογικά μοντέλα. Μέχρι στιγμής έχει αναπτυχθεί πληθώρα φαινομενολογικών μοντέλων προσομοίωσης με σκοπό τη μελέτη της λειτουργίας τετράχρονων κινητήρων μεικτής καύσης. Ωστόσο η αντίστοιχη βιβλιογραφία που αφορά τους δίχρονους κινητήρες μεικτής καύσης είναι περιορισμένη. Γι' αυτό το λόγο στην παρούσα διπλωματική εργασία γίνεται προσπάθεια ανάπτυξης ενός δίχρονου φαινομενολογικού μοντέλου, με σκοπό τη μελέτη του κλειστού κύκλου λειτουργίας δίχρονου ναυτικού κινητήρα μεικτής καύσης (Diesel – φυσικού αερίου) που αξιοποιεί το σύστημα χαμηλής πίεσης προσαγωγής του φυσικού αερίου. Στα πλαίσια της μελέτης αυτής θα ερευνηθεί η επίδραση του φορτίου, της προπορείας εγχύσεως υγρού καυσίμου και του ποσοστού ενεργειακής αντικατάστασης του καυσίμου Diesel από το φυσικό αέριο σε βασικές λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα. Η μελέτη της επίδρασης της προπορείας εγχύσεως υγρού καυσίμου και της επίδρασης του ποσοστού ενεργειακής αντικατάστασης του καυσίμου Diesel από το φυσικό αέριο έγιναν σε αμιγώς θεωρητικό επίπεδο. Η μελέτη της επίδρασης του φορτίου αν και ήταν θεωρητική κατά βάση, ορισμένα αποτελέσματα της, που αφορούν βασικές παραμέτρους λειτουργίας του κινητήρα (πχ. μέση πραγματική πίεση, πραγματική κατανάλωση καυσίμου κλπ.) συγκρίθηκαν με αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα που ήταν διαθέσιμα στο διαδίκτυο.

# Κεφάλαιο 1 : Εισαγωγή

## 1.1 Σκοπός της Διπλωματικής

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η ανάπτυξη ενός διζωνικού φαινομενολογικού μοντέλου για τη μελέτη του κλειστού κύκλου λειτουργίας δίχρονου ναυτικού κινητήρα μεικτής καύσης (Diesel – φυσικού αερίου) που αξιοποιεί το σύστημα χαμηλής πίεσης προσαγωγής του φυσικού αερίου.

Έπειτα από την ανάπτυξη του το συγκεκριμένο μοντέλο εφαρμόστηκε σε συγκεκριμένο κινητήρα του παραπάνω είδους, ώστε να μελετηθεί ποιοτικά η επίδραση της μεταβολής του φορτίου, της προπορείας εγχύσεως υγρού καυσίμου και του ποσοστού ενεργειακής αντικατάστασης του καυσίμου Diesel από το φυσικό αέριο σε βασικές λειτουργικές παραμέτρους κινητήρα. Ορισμένα αποτελέσματα της πρώτης εκ των τριών μελετών, που αφορούν βασικές παραμέτρους λειτουργίας του κινητήρα (πχ. μέση πραγματική πίεση, πραγματική κατανάλωση καυσίμου κλπ.) συγκρίθηκαν με αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα που ήταν διαθέσιμα στο διαδίκτυο [3].

## 1.2 Παραγόμενοι Ρύποι από Ναυτικούς Κινητήρες – Υφιστάμενοι Περιβαλλοντικοί Κανονισμοί

Η χρήση των εμβολοφόρων κινητήρων εσωτερικής καύσης στον τομέα της ναυτιλίας συνδέεται με την παραγωγή σημαντικού ποσοστού των αερίων ρύπων της ατμόσφαιρας. Δύο από αυτούς είναι τα οξειδία του θείου ( $SO_x$ ) και τα οξειδία του αζώτου ( $NO_x$ ) με το μονοξείδιο του αζώτου ( $NO$ ) να κατέχει το μεγαλύτερο ποσοστό των εκπομπών  $NO_x$  [2]. Κυρίαρχη πηγή  $NO$  αποτελεί ο μηχανισμός οξειδωσης του αζώτου ( $N_2$ ) που περιέχεται στον αέρα λόγω της υψηλής θερμοκρασίας που επικρατεί στην περιοχή των αντιδράσεων εντός του θαλάμου καύσης [2]. Επιπλέον για τις εκπομπές  $SO_x$  ευθύνονται κυρίως οι ενώσεις του θείου που περιέχονται εντός των καυσίμων που χρησιμοποιούνται στους εμβολοφόρους κινητήρες εσωτερικής καύσης [9]. Οι ρύποι αυτοί είναι ιδιαίτερα επιβλαβείς για το περιβάλλον, δεδομένου ότι έχουν σημαντική επίδραση στην παραγωγή φωτοχημικού νέφους καθώς και στην δημιουργία όξινης βροχής. Παράλληλα έχουν αρνητικές επιπτώσεις στον ανθρώπινο οργανισμό δεδομένου ότι δημιουργούν ασθένειες του αναπνευστικού συστήματος.

Επιπλέον σημαντικό αέριο «ρύπο» αποτελεί πλέον και το διοξείδιο του άνθρακα ( $CO_2$ ), που παράγεται κατά την καύση των περισσοτέρων καυσίμων που αξιοποιούνται κατά την λειτουργία των ναυτικών εμβολοφόρων κινητήρων, λόγω του φαινομένου του θερμοκηπίου. Η ναυτιλία το 2012 συνεισέφερε στο 2.2% των εκπομπών  $CO_2$  που

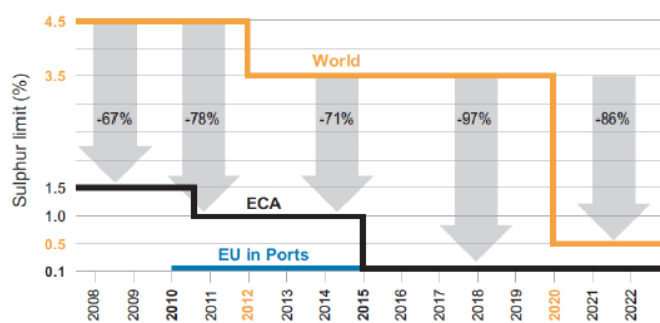


παράγονται από την ανθρώπινη δραστηριότητα [1]. Ο συγκεκριμένος αέριος ρύπος αποτελεί αέριο του θερμοκηπίου συνεισφέροντας έτσι στην υπερθέρμανση του πλανήτη.

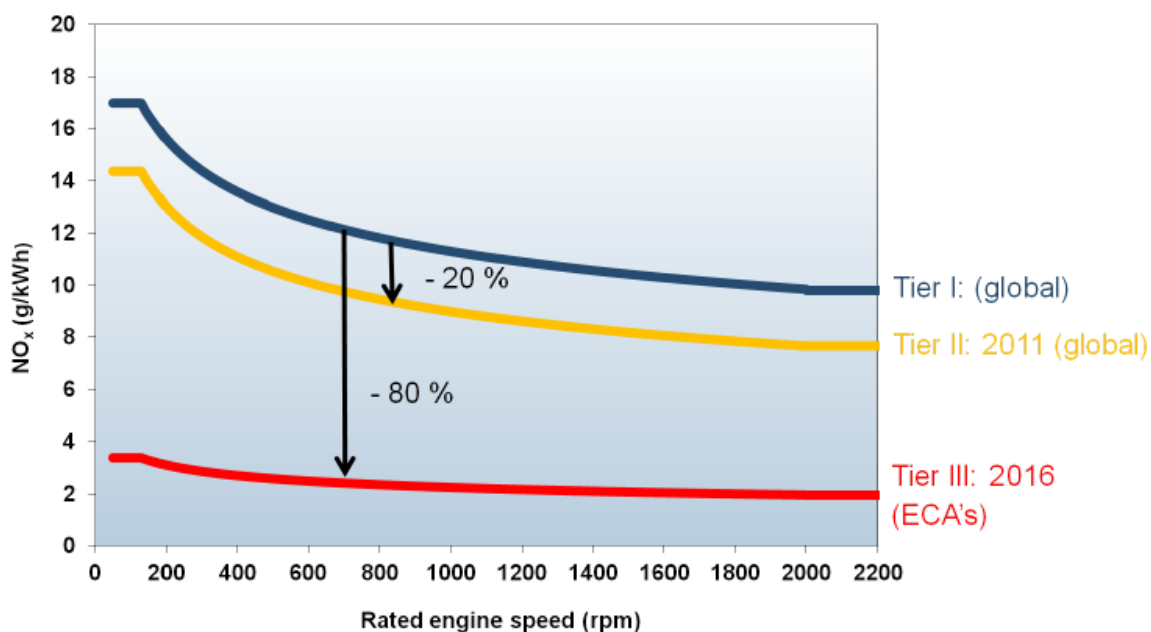
Επιπλέον αέριους ρύπους αποτελούν οι εκπομπές μονοξειδίου του άνθρακα (CO) και άκαυστων υδρογονανθράκων (HC). Από τη μία πλευρά ο σχηματισμός του CO λαμβάνει χώρα όταν το διαθέσιμο οξυγόνο δεν επαρκεί για την στοιχειομετρική καύση του μείγματος καυσίμου – αέρα και έτσι ο λόγος ισοδυναμίας αέρα αποτελεί τη βασικότερη παράμετρο επηρεασμού της εκπομπής του CO [2,9]. Από την άλλη πλευρά οι εκπομπές HC οφείλονται στην ατελή καύση του καυσίμου [2]. Για τους ρύπους (HC) και (CO) δεν έχουν ακόμη θεσπισθεί όρια.

Πέραν από τους παραπάνω αέριους ρύπους, η χρήση των ναυτικών εμβολοφόρων κινητήρων συνδέεται και με την παραγωγή στερεών σωματιδίων (PM), με πλέον κοινά αυτά της αιθάλης [2]. Κυρίαρχη πηγή παραγωγής της αιθάλης στους κλασικούς κινητήρες Diesel αποτελεί ο μηχανισμός της πυρόλυσης των βαρύτερων υδρογονανθράκων υπό υψηλή θερμοκρασία [9]. Η αιθάλη ευθύνεται για τον σχηματισμό νέφους που ονομάζεται αιθαλομίχλη.

Δεδομένων των αρνητικών επιπτώσεων που επιφέρουν οι παραπάνω ρύποι, ο Διεθνής Ναυτιλιακός Οργανισμός (IMO), αξιοποιώντας τη διεθνή σύμβαση για την αποφυγή της ρύπανσης από τα πλοία (MARPOL), έχει λάβει συγκεκριμένα μέτρα περιορισμού ορισμένων από αυτούς. Πιο συγκεκριμένα, με στόχο την μείωση των εκπομπών SO<sub>x</sub>, έχει μειώσει την μέγιστη επιτρεπόμενη κατά μάζα περιεκτικότητα των χρησιμοποιούμενων καυσίμων σε θείο (βλ. Σχήμα 1.1). Η περιεκτικότητα αυτή από το 2012 έως και το 2019 είχε οριοθετηθεί παγκοσμίως στο 3.5% ενώ από την 1<sup>η</sup> Ιανουαρίου του 2020 και έπειτα αυτή μειώθηκε στο 0.5% [1]. Επιπλέον, με στόχο την μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου, έχουν θεσπιστεί ειδικοί περιορισμοί, οι οποίοι παρουσιάζονται στο Σχήμα 1.2 τόσο για τις περιοχές ελέγχου καυσαερίων (ECA - Tier III) όσο και έξω από αυτές (Tier II). Τέλος, στην προσπάθεια μείωσης των εκπομπών CO<sub>2</sub> ο IMO μέσω αντίστοιχου κανονισμού, υποχρεώνει όλα τα πλοία, με χωρητικότητα μεγαλύτερη των 400 τόνων, να είναι συμβατά με τον ενεργειακό δείκτη EEDI (Energy Efficiency Design Index) και με το δείκτη SEEMP (Ship Energy Efficiency Management Plan). Η απαίτηση αυτή μπήκε σε εφαρμογή από την 1<sup>η</sup> Ιανουαρίου του 2013 [1]. Τα παραπάνω μέτρα τέθηκαν με στόχο την μείωση των εκπομπών CO<sub>2</sub> σε κάθε θαλάσσια μεταφορά κατά 40% κατά μέσο όρο έως το 2030 και κατά 70% έως το 2050 σε σύγκρισή με τα αντίστοιχα επίπεδα εκπομπών του 2008 [1]. Επιπλέον, στόχο αποτελεί οι εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου να μειωθούν κατά τουλάχιστον 50% σε σύγκριση με τις αντίστοιχες του 2008, έως το 2050 [1].



**Σχήμα 1.1 :** Κανονισμοί IMO για την επιτρεπόμενη περιεκτικότητα του πετρελαίου σε θείο [3].



**Σχήμα 1.2 :** Κανονισμοί IMO για τις επιτρεπόμενες εκπομπές NO<sub>x</sub> [4].

Προκειμένου η ναυτιλιακή κοινότητα να προσαρμοστεί στους παραπάνω περιορισμούς θα πρέπει να υιοθετήσει συγκεκριμένα μέτρα που αφορούν στη μείωση των παραπάνω εκπεμπόμενων ρύπων. Τα μέτρα για την αντιμετώπιση των οξειδίων του θείου δύνανται να αφορούν στη χρήση συστημάτων καθαρισμού των καυσαερίων (Scrubbers) ή στη χρήση καυσίμου με χαμηλή περιεκτικότητα σε θείο. Από την άλλη πλευρά τα μέτρα αντιμετώπισης των εκπομπών οξειδίων του αζώτου μπορεί να αφορούν στην παρέμβαση στη διαδικασία της καύσης ή στη χρήση συστημάτων

επεξεργασίας των καυσαερίων. Τέτοιου είδους συστήματα είναι το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) και οι αναγωγικοί καταλυτικοί μετατροπείς (SCR).

Επιπλέον μία λύση στο παραπάνω πρόβλημα, που κερδίζει όλο και μεγαλύτερη δημοτικότητα τα τελευταία χρόνια, είναι η χρήση του υγροποιημένου φυσικού αερίου ως καυσίμου των ναυτικών εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης. Η χρήση του συγκεκριμένου καυσίμου βοηθά στην μείωση όλων των ρύπων που ελέγχονται από τους κανονισμούς του IMO (SO<sub>x</sub>, NO<sub>x</sub> και CO<sub>2</sub>). Οι ιδιότητες του φυσικού αερίου καθώς και τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα που συνδέονται με τη χρήση του θα αναλυθούν στις ενότητες που ακολουθούν.

### 1.3 Η χρήση του Φυσικού Αερίου στον Κινητήρα Ντήζελ

#### 1.3.1 Εισαγωγή

Το φυσικό αέριο ανήκει στην κατηγορία των ορυκτών καυσίμων και παράγεται από οργανική ύλη που βρίσκεται θαμμένη στη γη για εκατομμύρια χρόνια. Η εξαγωγή του γίνεται από τα σημεία άντλησης πετρελαίου αλλά και από στρώματα άνθρακα που βρίσκονται βαθιά θαμμένα μέσα στη γη. Η σύσταση του αποτελείται από Μεθάνιο (CH<sub>4</sub>), Αιθάνιο (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>), Προπάνιο (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>), Βουτάνιο (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>) και Πεντάνιο (C<sub>5</sub>H<sub>12</sub>), ενώ μπορεί να περιέχει και άλλους υδρογονάνθρακες σε μικρές όμως περιεκτικότητες. Επιπλέον περιέχει αδρανή στοιχεία τα οποία αφαιρούνται πριν οδηγηθεί στην κατανάλωση. Τα κυριότερα από αυτά είναι το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>), το άζωτο (N<sub>2</sub>) και το νερό (H<sub>2</sub>O). Στον Πίνακα 1.1 που ακολουθεί παρουσιάζονται ορισμένα είδη φυσικού αερίου μαζί με τις κατ' όγκο περιεκτικότητές τους:

Φυσικό Αέριο	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	H <sub>2</sub>	CO	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>
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 : Τυπική κατ' όγκο σύσταση φυσικού αερίου [6].

Όπως φαίνεται και από τον Πίνακα 1.1 κοινό χαρακτηριστικό όλων των ειδών φυσικού αερίου είναι ότι το μεθάνιο αποτελεί το κύριο συστατικό τους [5,6].

### **1.3.2 Βασικές Φυσικές Ιδιότητες του Φυσικού Αερίου**

Το φυσικό αέριο είναι κατά κανόνα άχρωμο, άγευστο και μη διαβρωτικό. Λόγω του ότι είναι άοσμο, σε πολλές περιπτώσεις προστίθενται σε αυτό ειδικές αρωματικές ουσίες προκειμένου να καταστεί εύκολα ανιχνεύσιμο σε περίπτωση διαρροής. Επιπλέον το φυσικό αέριο δεν είναι τοξικό. Όπως φαίνεται στον Πίνακα 1.2 η σχετική του πυκνότητα κυμαίνεται από 0,57 έως 0,64 περίπου. Η σχετική πυκνότητα ορίζεται ως ο λόγος της πυκνότητας του αερίου προς αυτήν του ατμοσφαιρικού αέρα στην ίδια πίεση και θερμοκρασία. Συνεπώς η πυκνότητα του φυσικού αερίου είναι μικρότερη από αυτή του αέρα. Η ιδιότητά του αυτή, του δίνει τη δυνατότητα σε περίπτωση διαρροής, να διαφύγει σε υψηλότερα στρώματα της ατμόσφαιρας γεγονός που εμποδίζει τη συσσώρευσή του σε χαμηλά επίπεδα και τη δημιουργία αναφλέξιμου μείγματος με τον αέρα [6].

Βασικό χαρακτηριστικό του φυσικού αερίου είναι ότι υγροποιείται σε θερμοκρασία χαμηλότερη των  $-161^{\circ}\text{C}$  υπό συνθήκες ατμοσφαιρικής πίεσης. Σε αυτή τη θερμοκρασία πραγματοποιείται και η μεταφορά του υγροποιημένου φυσικού αερίου (LNG) εντός ειδικά διαμορφωμένων δεξαμενών.

Ένα βασικό χαρακτηριστικό που αποτελεί μέτρο της ποιότητας κάθε καυσίμου αποτελεί η θερμογόνο δύναμή του. Η θερμογόνο δύναμη σε συνδυασμό με την παροχή μάζας του καυσίμου προς τον κινητήρα στην μονάδα του χρόνου μας δίνει την δυνατότητα να υπολογίσουμε την θερμική ισχύ που παρέχεται στον κινητήρα (Heat Rate). Η θερμογόνο δύναμη για διάφορα είδη του φυσικού αερίου παρουσιάζεται στον Πίνακα 1.2.

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

Πίνακας 1.2 : Θερμογόνος Δύναμη και πυκνότητα των Κυριότερων ειδών Φυσικού Αερίου [6].

### 1.3.3 Βασικές Χημικές Ιδιότητες του Φυσικού Αερίου

Ο αριθμός οκτανίου εκφράζει την αντοχή του καυσίμου σε κρουστική καύση. Το φυσικό αέριο έχει υψηλό αριθμό οκτανίου, που είναι περίπου ίσος με 130, ενώ της βενζίνης είναι ίσος με 90 έως 95 [6]. Ο υψηλός αριθμός οκτανίου δίνει τη δυνατότητα στο φυσικό αέριο να χρησιμοποιείται σε κινητήρες που λειτουργούν με υψηλό λόγο συμπίεσης χωρίς να ανακύπτει σημαντικός κίνδυνος εμφάνισης κρουστικής καύσης. Το γεγονός αυτό αποδεικνύεται και από το ότι η θερμοκρασία αυτανάφλεξης του μεθανίου, που αποτελεί το κύριο συστατικό του φυσικού αερίου, κυμαίνεται από 645 έως 750 °C υπό πίεση 1 bar, ενώ η αντίστοιχη τιμή για το καύσιμο Diesel κυμαίνεται από 330 έως 350 °C [2]. Μία αντίστοιχη τυπική τιμή για το φυσικό αέριο είναι 600 °C περίπου [5]. Συνεπώς κατά την ταυτόχρονη χρήση του φυσικού αερίου και του καυσίμου Diesel σε κινητήρες Diesel που λειτουργούν υπό συνθήκες μεικτής καύσης, το καύσιμο Diesel αναφλέγεται πρώτο μέσω αυτανάφλεξης και στην συνέχεια αναφλέγει το φυσικό αέριο. Τα όρια αναφλεξιμότητας του αερίου μείγματος αέρα – φυσικού αερίου εξαρτώνται από την κατ' όγκο συγκέντρωση του φυσικού αερίου στο μείγμα. Κάτω από μία ορισμένη τιμή της παραπάνω συγκέντρωσης η καύση δεν μπορεί να επεκταθεί σε όλο το μείγμα. Το ίδιο συμβαίνει και όταν η συγκέντρωση αυτή είναι μεγαλύτερη από μία μέγιστη τιμή, γεγονός που οφείλεται στην έλλειψη αέρα εντός του μείγματος. Τα όρια αναφλεξιμότητας εξαρτώνται επίσης από την πίεση και τη θερμοκρασία του αερίου μείγματος. Με την αύξηση της πίεσης ή της θερμοκρασίας τα όρια αυτά διευρύνονται. Για το μεθάνιο τυπικές τιμές του κατώτερου και ανώτερου ορίου αναφλεξιμότητας είναι αντίστοιχα 5% και 15% κατ' όγκο συγκέντρωση του μεθανίου στο αέριο μείγμα [5]. Εδώ αξίζει να

αναφερθεί ότι το φυσικό αέριο στην υγρή του μορφή δεν είναι εύφλεκτο. Αντίθετα είναι εύφλεκτο στην αέρια μορφή του, γεγονός που σημαίνει ότι κατά τη χρήση του θα πρέπει να λαμβάνονται μέτρα αποφυγής και ανίχνευσης τυχόν διαρροής του.

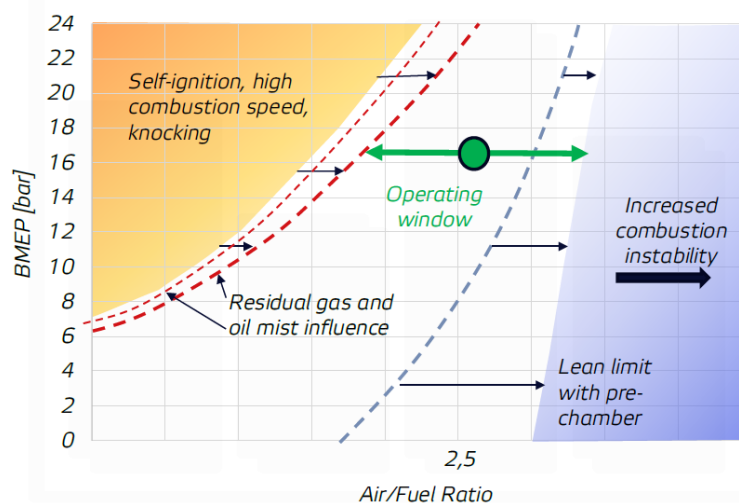
#### **1.3.4 Η χρήση του Φυσικού Αερίου στον Τομέα της Ναυτιλίας - Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα**

Όπως είναι γνωστό τα τελευταία χρόνια το φυσικό αέριο χρησιμοποιείται ολοένα και περισσότερο στον τομέα της ναυτιλίας με σκοπό κυρίως την μείωση των ελεγχόμενων ρύπων από τους κανονισμούς του IMO ( $\text{SO}_x$ ,  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}_2$ ). Ορισμένα πλεονεκτήματα που συγκεντρώνει η χρήση του φυσικού αερίου σε σχέση με τη χρήση του κλασικού καυσίμου Diesel σε μεγάλης – μέσης κλίμακας ναυτικούς κινητήρες Diesel είναι [2,6-9]:

- Ελαχιστοποίηση ή μηδενισμός εκπομπών οξειδίων του θείου. Αυτό συμβαίνει διότι το φυσικό αέριο κατά την είσοδό του στον κινητήρα δεν περιέχει κατάλοιπα θείου καθώς αυτά έχουν αφαιρεθεί κατά την διαδικασία της υγροποίησής του.
- Σημαντική μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου. Το γεγονός αυτό οφείλεται στις χαμηλότερες θερμοκρασίες καύσης, ιδιαίτερα κατά το στάδιο της προαναμεμειγμένης καύσης. Σε ορισμένες περιπτώσεις (φτωχό σε καύσιμο μείγμα), η μείωση μπορεί να φτάσει μέχρι και το 80 – 85 % ικανοποιώντας έτσι τις απαιτήσεις Tier III του IMO [7].
- Ελαχιστοποίηση ή μηδενισμός εκπομπών αιθάλης. Το γεγονός αυτό οφείλεται κατά κύριο λόγο στο ότι το μεθάνιο που αποτελεί το κυρίαρχο συστατικό του φυσικού αερίου, παρουσιάζει πολύ μικρή τάση πυρόλυσης και κατ' επέκταση δημιουργίας στερεών σωματιδίων [8]. Η συγκεκριμένη επίδραση έχει ως συνέπεια την ελαχιστοποίηση δημιουργίας στερεών επικαθίσεων στις εσωτερικές επιφάνειες του θαλάμου καύσης.
- Μειώνονται σημαντικά οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα ( $\text{CO}_2$ ). Η μείωση αυτή είναι της τάξης του 20 με 30%. Το γεγονός αυτό συνδέεται με το ότι ο λόγος μάζας άνθρακα προς υδρογόνο για το φυσικό αέριο είναι σημαντικά μικρότερος σε σχέση με τον αντίστοιχο του καυσίμου Diesel [7-9].
- Το φυσικό αέριο αποτελεί εν γένει ένα πιο οικονομικό καύσιμο.
- Μεγάλη διαθεσιμότητα. Το γεγονός αυτό οφείλεται στο ότι ολοένα και περισσότεροι σταθμοί ανεφοδιασμού φυσικού αερίου δημιουργούνται ανά την υφήλιο.

Ορισμένα μειονεκτήματα που συγκεντρώνει η χρήση του φυσικού αερίου σε σχέση με τη χρήση κλασικού καυσίμου Diesel σε μεγάλης – μέσης κλίμακας ναυτικούς κινητήρες Diesel, είναι :

- Για φτωχά μείγματα αέρα - καυσίμου παρατηρούνται αυξημένες εκπομπές άκαυστου μεθανίου ( $\text{CH}_4$ ) και μονοξειδίου του άνθρακα ( $\text{CO}$ ) [7,9].
- Η εκπομπή άκαυστου μεθανίου στην ατμόσφαιρα (methane slip) είναι ένα φαινόμενο ιδιαίτερα επιβλαβές για το περιβάλλον, καθώς το μεθάνιο έχει υψηλά ποσοστά συνεισφοράς στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Μάλιστα θεωρείται 20 με 25 φορές πιο επιβλαβές αέριο του θερμοκηπίου σε σχέση με το διοξείδιο του άνθρακα [7].
- Για τους κινητήρες μεικτής καύσης, στους οποίους το μείγμα αέρα καυσίμου είναι φτωχό και η καύση είναι τύπου προανάμειξης, η λειτουργία τους περιορίζεται σε ένα στενό εύρος τιμών του λόγου ισοδυναμίας αέρα [3,7-9]. Αυτό συμβαίνει διότι στους κινητήρες αυτούς, για πλούσια μείγματα είναι πιθανή η εμφάνιση κρουστικής καύσης, ενώ για φτωχά μείγματα η εμφάνιση αστοχίας εναύσεως (βλ. Σχήμα 1.3).



**Σχήμα 1.3 :** Περιορισμοί στο πεδίο λειτουργίας κινητήρα μεικτής καύσης φτωχού προαναμεμιγμένου μίγματος καυσίμου – αέρα [3].

- Η αποθήκευση και μεταφορά του φυσικού αερίου πάνω στο πλοίο απαιτεί ειδικά συστήματα ψύξεως που διατηρούν το φυσικό αέριο σε θερμοκρασία χαμηλότερη των  $-161^{\circ}\text{C}$ . Τα συστήματα αυτά πέραν της ενέργειας που απαιτούν καταλαμβάνουν και πολύτιμο χώρο πάνω στο πλοίο.

- Η χρήση του φυσικού αερίου στους ήδη υπάρχοντες ναυτικούς κινητήρες diesel απαιτεί τροποποιήσεις τόσο στην κατασκευαστική τους δομή όσο και στο σύστημα προσαγωγής καυσίμου. Οι τροποποιήσεις αυτές μπορεί να είναι μεγαλύτερης ή μικρότερης κλίμακας.
- Απαίτηση ύπαρξης μέτρων ανίχνευσης και αποφυγής διαρροής φυσικού αερίου.

## **1.4 Κινητήρες Μεικτής Καύσης**

### **1.4.1 Εισαγωγή**

Η βασική αρχή λειτουργίας των κινητήρων μεικτής καύσης είναι η ταυτόχρονη συνύπαρξη και καύση κατάλληλης ποσότητας υγρού ή αερίου καυσίμου με αντίστοιχα κατάλληλη ποσότητα του κλασικού καυσίμου του κινητήρα. Το υγρό ή αέριο καύσιμο που αναφέρεται παραπάνω προσάγεται στον κινητήρα από διαφορετική οδό από αυτήν που προσάγεται το κλασικό καύσιμο του κινητήρα. Η προσαγωγή του μπορεί να γίνει είτε μέσω του οχετού εισαγωγής στο στάδιο της αναρρόφησης του κινητήρα είτε απ' ευθείας στον θάλαμο καύσεως [6].

### **1.4.2 Υφιστάμενες Τεχνικές Μεικτής Καύσης Diesel / Φυσικού Αερίου σε Μεγάλης Κλίμακας Εμβολοφόρους Κινητήρες**

#### **1.4.2.1 Μεικτή καύση πετρελαίου και συμπληρωματικής ποσότητας φυσικού αερίου (Dual Fuel Diesel Engines with Natural Gas as Supplement Fuel)**

Στους κινητήρες μεικτής καύσης που αξιοποιούν αυτήν την τεχνική, η αύξηση του φορτίου υπό σταθερές στροφές λειτουργίας επιτυγχάνεται μέσω της αξιοποίησης ποσότητας φυσικού αερίου ως συμπληρωματική πηγή ενέργειας. Η ενέργεια που εκλύεται από το φυσικό αέριο αναπληρώνει ποσοστό της ενέργειας του καυσίμου που εκλύεται υπό κλασικές συνθήκες λειτουργίας Diesel, ενώ παράλληλα το καύσιμο Diesel συνεχίζει να παίζει σημαντικό ρόλο στον έλεγχο του φορτίου του κινητήρα. Η έναυση του αερίου μείγματος αέρα – φυσικού αερίου πραγματοποιείται μέσω της αυτανάφλεξης του καυσίμου Diesel [6,11].



#### **1.4.2.2 Μεικτή καύση πετρελαίου και φυσικού αερίου με χρήση πιλοτικής έγχυσης πετρελαίου (Dual Fuel Diesel Engines with Pilot Diesel Injection)**

Στους κινητήρες που αξιοποιούν αυτή την τεχνική, το φυσικό αέριο αποτελεί την κύρια ποσότητα του καυσίμου που καθορίζει το φορτίο του κινητήρα. Το καύσιμο Diesel συνεισφέρει ένα σχετικά μικρό ποσοστό στην παραγόμενη ωφέλιμη ισχύ. Αξιοποιείται κυρίως ως πηγή έναυσης του αερίου καυσίμου, προσομοιάζοντας τη λειτουργία του σπινθηριστή στους κινητήρες Otto [6].

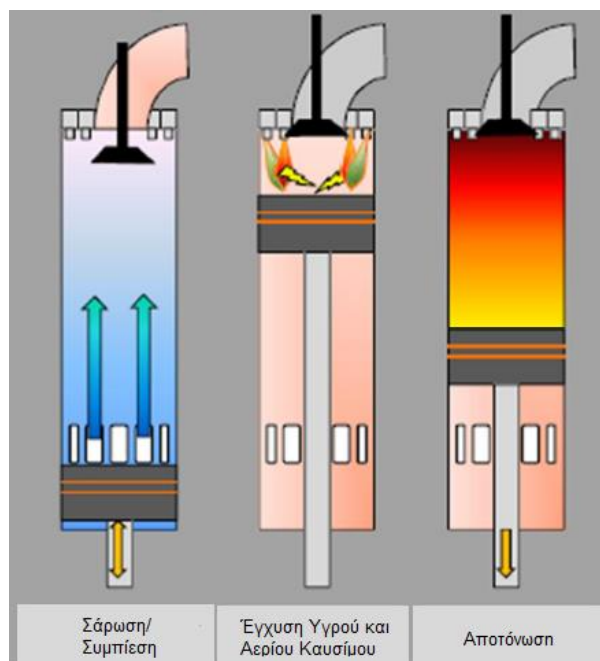
#### **1.4.3 Δίχρονι Κινητήρες Μεικτής Καύσης Diesel / Φυσικού Αερίου**

Στο εμπόριο είναι διαθέσιμοι δύο τύποι δίχρονων ναυτικών κινητήρων μεικτής καύσης που αξιοποιούν το φυσικό αέριο κατά την καύση. Οι κινητήρες αυτοί διακρίνονται σε αυτούς που αξιοποιούν το σύστημα υψηλής πίεσης προσαγωγής του φυσικού αερίου στο θάλαμο καύσης και σε αυτούς που αξιοποιούν το σύστημα χαμηλής πίεσης [3,4,7-9].

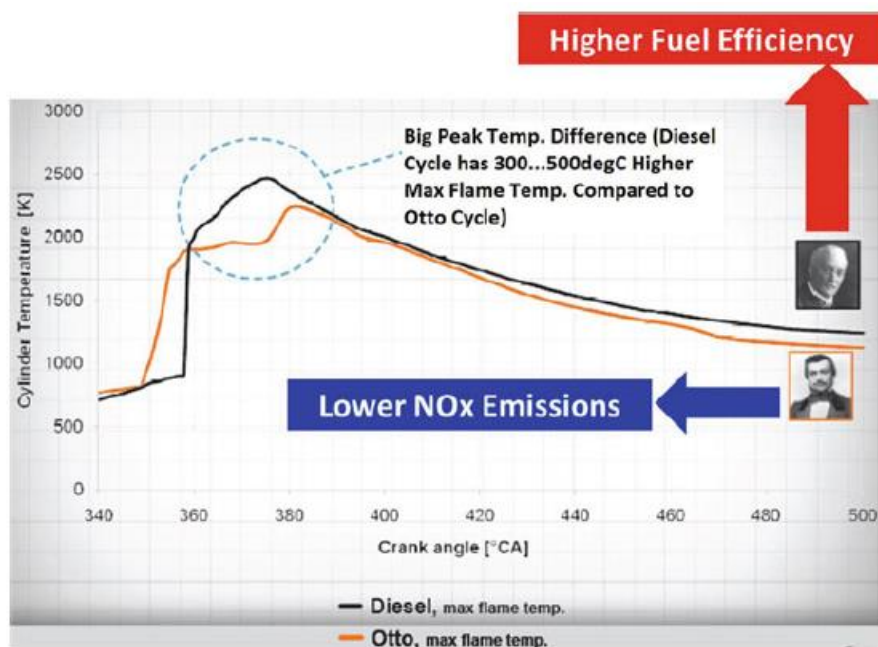
##### **1.4.3.1 Σύστημα Υψηλής Πίεσης**

Η αρχή λειτουργίας του συγκεκριμένου συστήματος απεικονίζεται στο Σχήμα 1.4. Το φυσικό αέριο ψεκάζεται κοντά στο ΑΝΣ από ειδικούς εγχυτήρες υπό πίεση περίπου 300 bar και θερμοκρασία 45°C περίπου, απ' ευθείας εντός του θαλάμου καύσης [4,7]. Έπειτα αναφλέγεται μέσω της αυτανάφλεξης μίας ποσότητας πετρελαίου που ψεκάζεται κοντά στο ΑΝΣ. Η μάζα της ποσότητας αυτής ποικίλλει ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα. Μετά την έναυση η διαδικασία της καύσης συντηρείται από τον συνεχή ψεκασμό και την καύση του φυσικού αερίου.

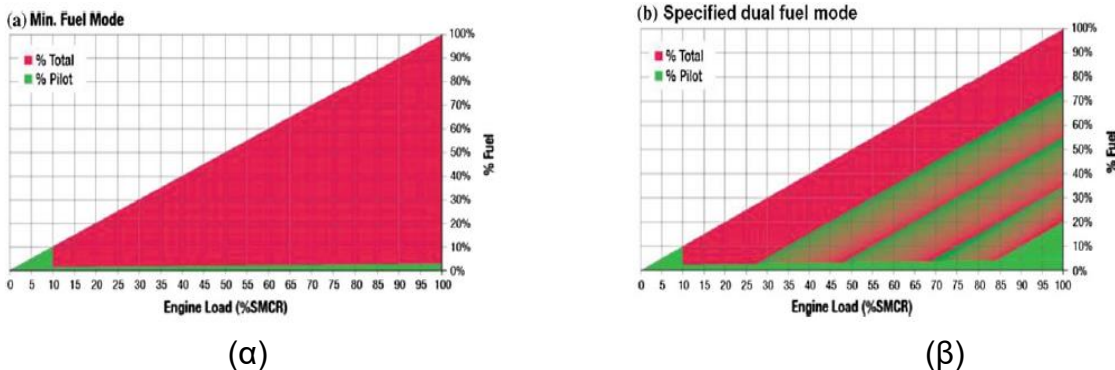
Οι κινητήρες αυτού του τύπου καλύπτουν τις απαιτήσεις του IMO σχετικά με τις εκπομπές SO<sub>x</sub> εντός των ζωνών ECA [7,8]. Επίσης σημαντικό τους πλεονέκτημα, σε σχέση με τους κινητήρες που αξιοποιούν το σύστημα χαμηλής πίεσης, είναι ο υψηλός βαθμός απόδοσής τους και οι μικρότερες εκπομπές άκαυστου μεθανίου (methane slip). Επίσης, οι κινητήρες αυτού του είδους έχουν τη δυνατότητα να λειτουργούν σε μεγάλο εύρος φορτίου υπό συνθήκες μεικτής καύσης Diesel – φυσικού αερίου, τόσο με χρήση πιλοτικής έγχυσης πετρελαίου όσο και με χρήση διαφορετικών ποσοτήτων φυσικού αερίου (βλ. Σχήμα 1.6.α,β). Από την άλλη πλευρά μειονέκτημα των συγκεκριμένων κινητήρων είναι ότι δεν μπορούν να καλύψουν τις απαιτήσεις Tier III του IMO χωρίς την χρήση συστήματος επανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR) ή καταλυτικού μετατροπέα (SCR) [4,7-9].



Σχήμα 1.4: Αρχή Λειτουργίας Δίχρονου Κινητήρα Μεικτής Καύσης Υψηλής Πίεσης [7].



Σχήμα 1.5 : Σύγκριση χρονικής εξέλιξης θερμοκρασίας κινητήρων μεικτής καύσης υψηλής και χαμηλής πίεσης [3,7].



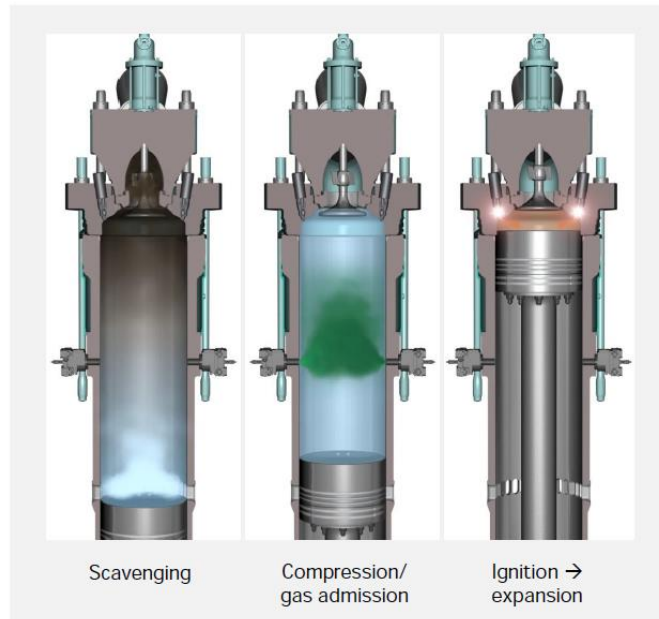
**Σχήμα 1.6 :** Μεταβολές στα ποσοστά καυσίμου Diesel και φυσικού αερίου ανάλογα με το φορτίο κινητήρα μεικτής καύσης υψηλής πίεσης, για (α) Μικρή κατανάλωση καυσίμου Diesel και (β) Επιλεγμένα ποσοστά καυσίμου Diesel [4].

#### 1.4.3.2 Σύστημα Χαμηλής Πίεσης

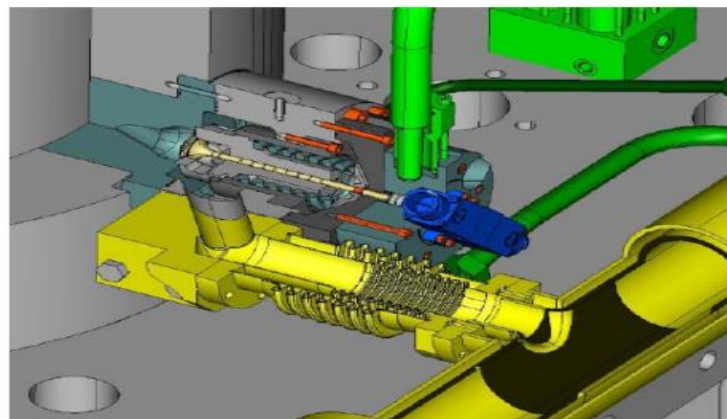
Η αρχή λειτουργίας του συγκεκριμένου συστήματος απεικονίζεται στο Σχήμα 1.7. Το φυσικό αέριο ξεκινά να εισάγεται στο θάλαμο καύσης, λίγο μετά την έναρξη της «καθαρής» συμπίεσης του κινητήρα δηλ. το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής. Η προσαγωγή του φυσικού αερίου στον κύλινδρο γίνεται υπό σχετικά χαμηλή πίεση περίπου 10 bar [3] μέσω ειδικών εγχυτήρων απ' ευθείας εντός του θαλάμου καύσης (βλ. Σχήμα 1.8). Κατά τη φάση της συμπίεσης, το αέριο καύσιμο αναμειγνύεται με τον αέρα της γόμωσης του θαλάμου καύσης και το δημιουργούμενο μείγμα αέρα – φυσικού αερίου συμπιέζεται καθώς το έμβολο ανέρχεται προς το ΑΝΣ. Όταν το έμβολο φτάσει λίγο πριν το ΑΝΣ, εγχύεται εντός ειδικά διαμορφωμένου προθαλάμου (βλ. Σχήμα 1.9) ορισμένη ποσότητα πετρελαίου Diesel. Η αυτανάφλεξη της ποσότητας αυτής προκαλεί την ανάφλεξη του ήδη προαναμεμιγμένου μείγματος αέρα - φυσικού αερίου και το σχηματισμό μετώπου φλόγας το οποίο, κατά τη διάρκεια της καύσης, τείνει να καλύψει όλο τον όγκο του θαλάμου καύσης.

Οι κινητήρες αυτοί καλύπτουν τις απαιτήσεις του IMO σχετικά με τις εκπομπές SO<sub>x</sub> εντός των ζωνών ECA (βλ. Σχήμα 1.10). Επιπλέον, ένα σημαντικό τους πλεονέκτημα σε σχέση με τους κινητήρες μεικτής καύσης που αξιοποιούν το σύστημα έγχυσης, φυσικού αερίου, υψηλής πίεσης είναι ότι καλύπτουν τις απαιτήσεις Tier III του IMO, χωρίς την απαίτηση χρήσης διάταξης επεξεργασίας καυσαερίου. Από την άλλη πλευρά μειονεκτήματα των κινητήρων αυτού του τύπου σε σχέση με τους αντίστοιχους κινητήρες υψηλής πίεσης, είναι αφενός μεν η εκπομπή μεγαλύτερων ποσοτήτων μονοξειδίου του άνθρακα (CO) και άκαυστου μεθανίου και αφετέρου ο χαμηλότερος θερμικός βαθμός

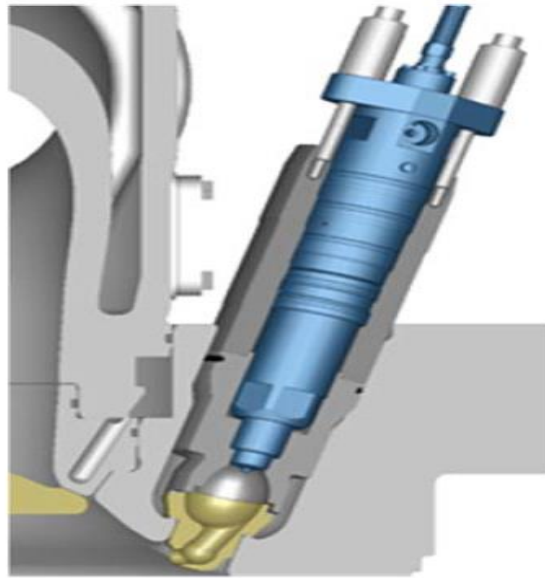
απόδοσης. Επίσης, στους κινητήρες χαμηλής πίεσης μπορεί να εμφανιστούν φαινόμενα κρουστικής καύσης και αστοχίας εναύσεως, ανάλογα με τον λόγο αέρα – καυσίμου υπό τον οποίο κάθε φορά λειτουργούν (βλ. Σχήμα 1.3). Τέλος, οι κινητήρες αυτού του είδους χαρακτηρίζονται ως περισσότερο ασφαλείς και πιο οικονομικοί σε σύγκριση με αυτούς της υψηλής πίεσης [3,7-9].



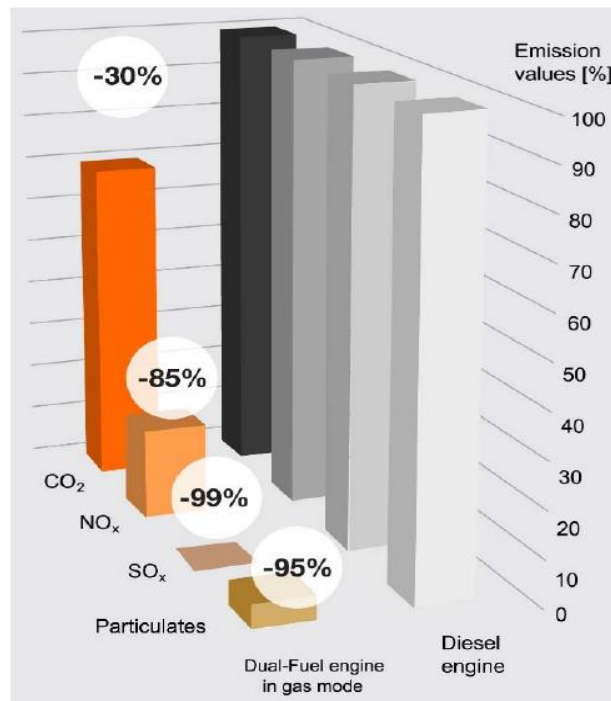
Σχήμα 1.7 : Αρχή λειτουργίας δίχρονου κινητήρα μεικτής καύσης χαμηλής πίεσης [3].



Σχήμα 1.8 : Εγχυτήρας αερίου δίχρονου κινητήρα μεικτής καύσης χαμηλής πίεσης [3].



Σχήμα 1.9 : Εγχυτήρας καυσίμου Diesel με προθάλαμο καύσης [3].



Σχήμα 1.10 : Εκπεμπόμενοι ρύποι κινητήρα μεικτής καύσης χαμηλής πίεσης [3].

## Κεφάλαιο 2 : Ανάπτυξη Φαινομενολογικού Μοντέλου Προσομοίωσης

### 2.1 Μοντέλα Προσομοίωσης Κινητήρων Εσωτερικής Καύσης

Τα μαθηματικά μοντέλα προσομοίωσης κινητήρων αξιοποιούνται προκειμένου [17,23]:

- Να αποκτηθεί καλύτερη κατανόηση των φυσικών φαινομένων που συνδέονται με τη λειτουργία του κινητήρα.
- Να προβλεφθεί η συμπεριφορά του κινητήρα που λειτουργεί υπό ένα εύρος λειτουργικών παραμέτρων ή η επίδραση της μεταβολής συγκεκριμένων παραμέτρων στη λειτουργία του.
- Να βελτιστοποιηθεί η σχεδίαση του κινητήρα.

Τα μαθηματικά μοντέλα προσομοίωσης χωρίζονται σε τρεις κατηγορίες [17,23]:

- Εμπειρικά - Ημιεμπειρικά μοντέλα.
- Φαινομενολογικά μοντέλα (Phenomenological – Quasi-dimensional models).
- Μοντέλα ρευστομηχανικά «CFD».

Τα μοντέλα αυτά θα παρουσιαστούν σε αύξουσα σειρά όσον αφορά την ακρίβεια της αναπαράστασης των φυσικών φαινομένων εντός του κινητήρα, καθώς και του υπολογιστικού κόστους που απαιτούν για να εφαρμοστούν.

#### **Εμπειρικά - Ημιεμπειρικά μοντέλα (Zero-dimensional models)**

Τα μοντέλα αυτά στηρίζονται στη θερμοδυναμική ανάλυση του εργαζόμενου μέσου και δεν περιέχουν προγνωστικές σχέσεις για την κίνηση της γόμωσης εντός του θαλάμου καύσης. Η ανεξάρτητη μεταβλητή είναι ο χρόνος ενώ ο ρυθμός καύσης υπολογίζεται αξιοποιώντας εμπειρικές σχέσεις (πχ συναρτήσεις Wiebe). Μέσω των σχέσεων αυτών ο ρυθμός καύσης καθορίζεται απριόρι συνεπώς δεν έχουν την ικανότητα πρόβλεψης του ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Τα συγκεκριμένα μοντέλα είναι απλά στην δομή τους και η εφαρμογή τους έχει ως γνώμονα το μικρό υπολογιστικό κόστος. Εφαρμόζονται συνήθως προκειμένου να γίνει ανάλυση της επίδρασης ορισμένων παραμέτρων στην λειτουργία του κινητήρα και στους εκπεμπόμενους ρύπους. Η πρόβλεψη των εκπεμπόμενων ρύπων μέσω των μοντέλων αυτών είναι επομένως επισφαλής.

## **Φαινομενολογικά μοντέλα (Phenomenological – Quasi-dimensional models)**

Στα μοντέλα αυτά η γόμωση του θαλάμου καύσης χωρίζεται σε ζώνες, ή πακέτα ο αριθμός των οποίων μπορεί να είναι από ένα έως πολλές εκατοντάδες [51,53]. Όπως και τα εμπειρικά – ημιεμπειρικά μοντέλα βασίζονται στη θερμοδυναμική ανάλυση του εργαζόμενου μέσου. Η διαφορά όμως έγκειται στο ότι, στα φαινομενολογικά μοντέλα, ο προσδιορισμός του ρυθμού καύσης γίνεται λαμβάνοντας υπ' όψιν βασικά φυσικά μεγέθη όπως η ένταση της τύρβης, τα χαρακτηριστικά της δέσμης καυσίμου κ.α. Η εφαρμογή των μοντέλων αυτών απαιτεί μικρό υπολογιστικό χρόνο και μέσω της χρήσης τους μπορεί να περιγραφεί ολόκληρος ο κύκλος λειτουργίας του υπό μελέτη κινητήρα [51]. Επιπλέον, μπορούν να προβλέψουν τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας καθώς και τους εκπεμπόμενους ρύπους με καλύτερη ακρίβεια σε σχέση με τα μοντέλα zero dimensional. Παρ' όλα αυτά, επειδή η διαδικασία της καύσης δεν είναι άμεσα συνδεδεμένη με τη γεωμετρία του θαλάμου καύσης, οι υπολογισμοί είναι προσεγγιστικοί και η ακρίβεια τους είναι μικρότερη σε σχέση με την αντίστοιχη των μοντέλων CFD που θα παρουσιαστούν παρακάτω. Τέλος αξίζει να αναφερθεί ότι τα φαινομενολογικά μοντέλα είναι εύχρηστα στο πεδίο μετρήσεων και παρέχουν σχετικά ασφαλή και γρήγορα ποιοτικά συμπεράσματα όσον αφορά την τάση των ρύπων και τη λειτουργία του κινητήρα.

## **Μοντέλα CFD**

Τα μοντέλα CFD περιγράφουν τα φυσικά και χημικά φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα εντός του θαλάμου καύσης με τη μέγιστη δυνατή ακρίβεια. Παρ' όλα αυτά και στα μοντέλα αυτά όπως και στα φαινομενολογικά μοντέλα δεν γίνεται να αποφευχθεί η χρήση εμπειρικών σταθερών [51]. Στα μοντέλα CFD ο θάλαμος καύσης χωρίζεται σε πολλά μικρά «πακέτα» (όγκους), που έχουν συγκεκριμένες χωρικές συντεταγμένες. Σε καθένα από αυτά τα πακέτα εφαρμόζονται οι αρχές της διατήρησης της μάζας της ενέργειας και της ορμής. Η προβλεπτική ικανότητα των συγκεκριμένων μοντέλων όσον αφορά τη λειτουργία του κινητήρα, το ρυθμό έκλυσης θερμότητας και τους εκπεμπόμενους ρύπους είναι η καλύτερη δυνατή. Όμως τα συγκεκριμένα μοντέλα απαιτούν για την εφαρμογή τους μεγάλο υπολογιστικό χρόνο και είναι δύσκολα διαχειρίσιμα στο πεδίο των μετρήσεων. Επιπλέον δεν είναι πρακτικά για την μελέτη ολόκληρου του κύκλου λειτουργίας [51]. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιούνται σε ειδικές εφαρμογές όταν επιδιώκεται η μελέτη των μηχανισμών ανάμειξης αέρα καυσίμου, καύσης και σχηματισμού ρύπων σε θεμελιώδες επίπεδο.

Στην παρούσα εργασία όπως προαναφέρθηκε επιλέχθηκε να αναπτυχθεί ένα διζωνικό φαινομενολογικό μοντέλο προσομοίωσης με σκοπό την προσομοίωση δίχρονου ναυτικού κινητήρα μεικτής καύσης που αξιοποιεί το σύστημα χαμηλής πίεσης προσαγωγής του φυσικού αερίου. Το μοντέλο αυτό συνδυάζει τα πλεονεκτήματα των δύο πρώτων κατηγοριών.

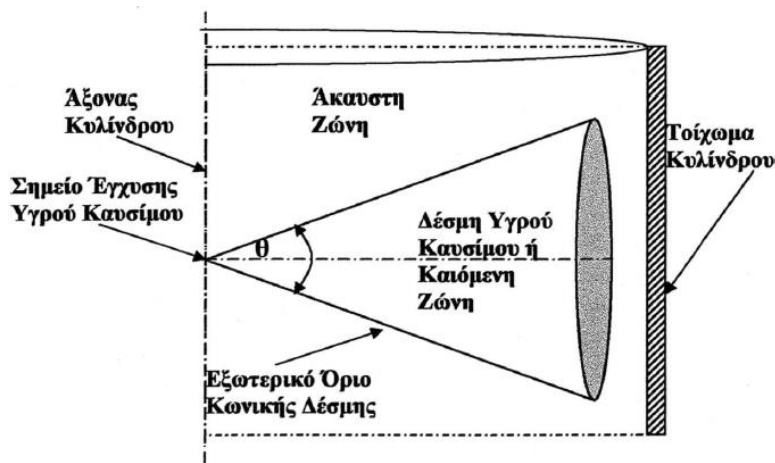
## **2.2 Γενική Περιγραφή του Φαινομενολογικού Μοντέλου Προσομοίωσης της Μεικτής Καύσης Δίχρονου Ναυτικού Κινητήρα Ντήζελ**

Η δημιουργία και ανάπτυξη του φαινομενολογικού μοντέλου ακολουθεί την παρακάτω γενική μεθοδολογία:

- Ο κλειστός κύκλος λειτουργίας του δίχρονου κινητήρα ξεκινά με το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής και σταματά με το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής.
- Η προσαγωγή του φυσικού αερίου ακολουθεί την παρακάτω μεθοδολογία: Το φυσικό αέριο θεωρείται ότι ψεκάζεται σε ισόποσες ποσότητες κατά τη διάρκεια της φάσης συμπίεσης του κινητήρα [3]. Πιο συγκεκριμένα ο ψεκασμός θεωρείται ότι ξεκινά λίγες μοίρες μετά τη γωνία στροφάλου που κλείνει η βαλβίδα εξαγωγής και σταματάει όταν το έμβολο βρίσκεται στον μέσον περίπου της διαδρομής του. Το εισερχόμενο φυσικό αέριο θεωρείται ότι αναμιγνύεται πλήρως με την γόμωση του θαλάμου καύσης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα, όταν τελειώσει ο ψεκασμός του, εντός του θαλάμου καύσης να έχει διαμορφωθεί ένα ομογενοποιημένο μείγμα αέρα - φυσικού αερίου.
- Κατά τη συμπίεση η θερμοκρασία και η πίεση του εργαζόμενου μέσου αυξάνεται συνεχώς. Επίσης ο όγκος του θαλάμου καύσης θεωρείται ως μία ενιαία ζώνη, στην οποία υπάρχει χωρική ομοιομορφία σύστασης, πίεσης και θερμοκρασίας. Ακόμη κατά τη διάρκεια της συμπίεσης θεωρείται ότι δεν υπάρχει κάποιου είδους χημική αντίδραση μεταξύ του αέρα και του φυσικού αερίου [6].
- Όταν γίνει η έγχυση του υγρού καυσίμου Diesel ο θάλαμος καύσης θεωρείται ότι διαιρείται σε δύο ζώνες (βλ. Σχήμα 2.1). Η μία ζώνη ορίζεται ως ο χώρος μέσα στον οποίο πραγματοποιείται η προετοιμασία και η καύση του υγρού καυσίμου καθώς και η καύση του φυσικού αερίου που εισχώρησε στον χώρο αυτό μαζί με τον αέρα. Ο συγκεκριμένος χώρος ονομάζεται καιόμενη ζώνη [6]. Ο υπόλοιπος χώρος του θαλάμου καύσης αποτελείται από αέρα και άκαυστο φυσικό αέριο. Ο χώρος αυτός ονομάζεται άκαυστη ζώνη. Σε κάθε ζώνη θεωρείται ότι υπάρχει χωρική ομοιομορφία



σύστασης και θερμοκρασίας. Επίσης θεωρείται ότι και στις δύο ζώνες η πίεση είναι ενιαία. Τέλος θεωρείται ότι δεν υπάρχει συναλλαγή θερμότητας και χημική αλληλεπίδραση μεταξύ των ζωνών [6].



Σχήμα 2.1 : Γεωμετρία Καϊόμενης Ζώνης [6].

- Εντός της καϊόμενης ζώνης λαμβάνει χώρα η έγχυση και ο διασκορπισμός της δέσμης υγρού καυσίμου σε λεπτά σταγονίδια καθώς και η ατμοποίησή του. Η έγχυση του υγρού καυσίμου θεωρείται ότι γίνεται με σταθερό ρυθμό από ένα κεντρικό εγχυτήρα, η διεύθυνση του οποίου είναι κάθετη στο τοίχωμα του κυλίνδρου (βλ. Σχήμα 2.1). Επιπλέον, καθώς η καϊόμενη ζώνη διεισδύει εντός του θαλάμου, εισέρχεται σταδιακά μέσα σε αυτή ποσότητα του μείγματος αέρα και αερίου καυσίμου που υπάρχει στην άκαυστη ζώνη. Έτσι λοιπόν, εντός της ζώνης αυτής διαμορφώνεται ένα ομογενές μείγμα, που στη γενική περίπτωση αποτελείται από ατμοποιημένο και υγρό καύσιμο Diesel, αέρα και φυσικό αέριο. Το μείγμα αυτό στη συνέχεια αναφλέγεται μέσω της αυτανάφλεξης του καυσίμου Diesel που είναι έτοιμο προς καύση. Η αυτανάφλεξη αυτή δεν συμβαίνει ακαριαία αλλά αφού μεσολαβήσει το διάστημα της καθυστέρησης ανάφλεξης, κατά τη διάρκεια του οποίου συντελείται η φυσική και χημική προετοιμασία του υγρού καυσίμου προς σχηματισμό αναφλέξιμου μείγματος. Κατά τη διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης, η καϊόμενη ζώνη διαχωρίζεται από την άκαυστη μέσω της κωνικής γεωμετρίας της δέσμης καυσίμου, η οποία συνεχώς εισχωρεί εντός του όγκου του θαλάμου καύσης λόγω της ορμής της.

➤ Από τη στιγμή της έναυσης και έπειτα εμφανίζεται το φαινόμενο της καύσης, η οποία όπως προαναφέρθηκε πραγματοποιείται μόνο εντός της καιόμενης ζώνης και θεωρείται τέλεια. Κατά συνέπεια στη γενική περίπτωση η καιόμενη ζώνη αποτελείται από ένα ομογενές μείγμα υγρού καυσίμου Diesel, ατμοποιημένου καυσίμου Diesel, αέρα, άκαυστου φυσικού αερίου και προϊόντων της καύσης. Παράλληλα η καιόμενη ζώνη διογκώνεται συνεχώς, τείνοντας να καλύψει όλο τον όγκο του θαλάμου καύσης. Ο μηχανισμός εξάπλωσης της καιόμενης ζώνης καθώς και τα φυσικά φαινόμενα που εμφανίζονται κατά την διάρκεια της καύσης διαφέρουν ανάλογα με την λειτουργία του κινητήρα:

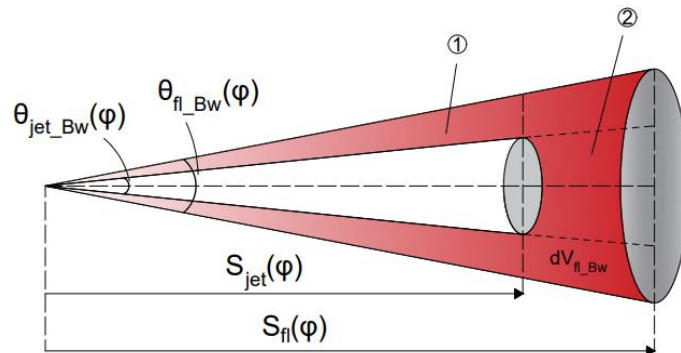
- Κλασική λειτουργία Diesel :

Η καιόμενη ζώνη εξαπλώνεται εντός του θαλάμου καύσης λόγω των φαινομένων που συνδέονται με την διείδυση της δέσμης υγρού καυσίμου και εξ αιτίας της διόγκωσης των προϊόντων της καύσης του καυσίμου Diesel. Τα φαινόμενα που συνδέονται με τη διείδυση της δέσμης υγρού καυσίμου (βλ. Κεφάλαιο 4) για το υπόλοιπο της εργασίας θα αναφέρονται συνοπτικά ως μηχανισμός διείδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου. Ο παραπάνω μηχανισμός έχει σαν αποτέλεσμα την διείδυση αέρα εντός της καιόμενης ζώνης, ο οποίος συντηρεί την καύση του καυσίμου Diesel. Κατά τη λειτουργία αυτή η ενέργεια που προσδίδεται στον κινητήρα προέρχεται αποκλειστικά από την καύση του καυσίμου Diesel (βλ. ενότητα 6.2).

- Λειτουργία μεικτής καύσης με χρήση συμπληρωματικής ποσότητας φυσικού αερίου (βλ. Σχήμα 2.2 και Ενότητα 5.3.2):

Μετά την έναυση του καυσίμου Diesel θεωρείται ότι περιφερειακά της καιόμενης ζώνης αναπτύσσεται μέτωπο φλόγας το οποίο έχει κωνική γεωμετρία και αμελητέο πάχος. Η καιόμενη ζώνη, εξαπλώνεται εντός του θαλάμου καύσης εξ αιτίας της διείδυσης της δέσμης του καυσίμου Diesel, της εξάπλωσης του μετώπου φλόγας και της διόγκωσης των προϊόντων της καύσης. Κατά τη διάρκεια της εξάπλωσης της καιόμενης ζώνης, εισέρχεται εντός αυτής ποσότητα αέρα και φυσικού αερίου συντηρώντας την καύση. Κατά τη λειτουργία αυτή η ενέργεια που προσδίδεται στον κινητήρα προέρχεται από:

- Την καύση του καυσίμου Diesel (βλ. ενότητα 6.2).
- Την καύση του φυσικού αερίου που έχει διεισδύσει εντός της καιόμενης ζώνης λόγω του μηχανισμού διείσδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου (βλ. ενότητα 6.3.2).
- Την καύση του φυσικού αερίου που έχει διεισδύσει εντός της καιόμενης ζώνης λόγω εξάπλωσης του μετώπου φλόγας (βλ. ενότητα 6.3.3).

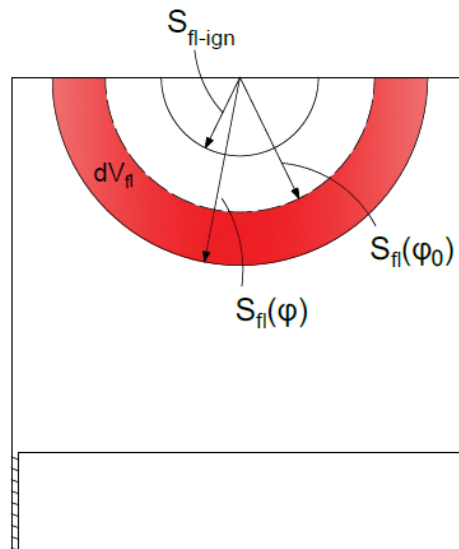


Σχήμα 2.2 : Κωνικό μέτωπο φλόγας πριν την πρόσκρουση της δέσμης με το τοίχωμα.

- Λειτουργία μεικτής καύσης με χρήση πιλοτικής ποσότητας καυσίμου Diesel (βλ. Σχήμα 2.3 και Ενότητα 5.3.3):

Μετά την έναυση του καυσίμου Diesel θεωρείται ότι περιφερειακά της καιόμενης ζώνης αναπτύσσεται μέτωπο φλόγας το οποίο έχει σφαιρική γεωμετρία και αμελητέο πάχος. Η καιόμενη ζώνη εξαπλώνεται εντός του θαλάμου καύσης λόγω της εξάπλωσης του μετώπου φλόγας και της διόγκωσης των προϊόντων της καύσης. Η διείσδυση της δέσμης υγρού καυσίμου θεωρείται ότι δε επηρεάζει την εξάπλωση της καιόμενης ζώνης μετά την στιγμή της έναυσης, καθώς η μάζα του καυσίμου Diesel που καταναλώνεται είναι μικρή. Κατά τη διάρκεια της εξάπλωσης της καιόμενης ζώνης, εισέρχεται εντός αυτής ποσότητα αέρα και φυσικού αερίου συντηρώντας την καύση. Κατά τη λειτουργία αυτή η ενέργεια που προσδίδεται στον κινητήρα προέρχεται από:

- Την καύση του καυσίμου Diesel (βλ. ενότητα 6.2).
- Την καύση του φυσικού αερίου που έχει διεισδύσει εντός της καιόμενης ζώνης λόγω του μηχανισμού διείσδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου κατά το στάδιο της καθυστέρησης ανάφλεξης (βλ. ενότητα 6.3.2).
- Την καύση του φυσικού αερίου που έχει διεισδύσει εντός της καιόμενης ζώνης λόγω εξάπλωσης του μετώπου φλόγας (βλ. ενότητα 6.3.3).



Σχήμα 2.3 : Σφαιρικό μέτωπο φλόγας.

- Καθώς η καιόμενη ζώνη επεκτείνεται, κάποια χρονική στιγμή όλη η μάζα της άκαυστης ζώνης περνά στην καιόμενη ζώνη. Από εκείνη τη στιγμή και για το υπόλοιπο της φάσης εκτόνωσης του κινητήρα, η καιόμενη ζώνη καταλαμβάνει όλο τον όγκο του θαλάμου καύσης, ενώ παράλληλα ο συνολικός ρυθμός καύσης βαίνει μειούμενος.
- Η φάση της εκτόνωσης και γενικότερα ο κλειστός κύκλος λειτουργίας του κινητήρα τελειώνει με το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής.

## Βασικές Αρχές

Το μοντέλο που αναπτύχθηκε στηρίχθηκε στις παρακάτω βασικές αρχές:

### ✚ Αρχή Διατήρησης της Ορμής

### ✚ Αρχή Διατήρησης της Ενέργειας

Η αρχή διατήρησης της ενέργειας εφαρμόζεται σε κάθε βήμα υπολογισμού για την άκαυστη, την καιόμενη ζώνη αλλά και το σύνολο της γόμωσης του θαλάμου καύσης. Οι εκφράσεις του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου για τις τρεις παραπάνω περιπτώσεις δίνονται από τις παρακάτω σχέσεις:

$$\text{Άκαυστη ζώνη : } dU_u = dQ_u - dW_u - H_{dm_u} + H_{dm_f}^{NG} \quad (2.1.α)$$

$$\text{Καιόμενη ζώνη : } dU_b = dQ_b - dW_b + H_{dm_u} + H_{dm_{pr}}^D \quad (2.1.β)$$

$$\text{Ολική γόμωση : } dU_{cyl} = dQ_{cyl} - dW_{cyl} + H_{dm_{pr}}^D + H_{dm_f}^{NG} \quad (2.1.γ)$$

$$\text{Ολική γόμωση : } U_{\varphi_{eoc}} - U_{\varphi_{soc}} = \sum dQ_{cyl} - \sum dW_{cyl} + \sum H_{dm_{pr}}^D + \sum H_{dm_f}^{NG} \quad (2.1.δ)$$

Όπου:

- $dU$  : Η μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας στην εκάστοτε περίπτωση [J].
- $dQ$  : Η συναλλαγή θερμότητας με τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης στην εκάστοτε περίπτωση [J].
- $dW$  : Το έργο ογκομεταβολής στην εκάστοτε περίπτωση [J]. Το έργο αυτό προκύπτει με βάση τη παρακάτω σχέση:

$$dW = \frac{P_{cyl-1} + P_{cyl-2}}{2} \cdot (V_2 - V_1) \quad (2.2)$$

Όπου:

$P_{cyl-1,2}$  : Η πίεση του θαλάμου καύσης στην αρχή («1») και στο τέλος («2») του βήματος [bar].

$V_{1,2}$  : Ο όγκος της άκαυστης ή της καιόμενης ή του θαλάμου καύσης αναλόγως με την περίπτωση, στην αρχή και στο τέλος του βήματος [m<sup>3</sup>].

- $H_{dm_u}$  : Η ολική ενθαλπία που προστίθεται στην καιόμενη ζώνη λόγω της διείδυσης της μάζας  $dm_u$  από την άκαυστη ζώνη [J].

- $H_{dm_f^{NG}}$  : Η ολική ενθαλπία που προστίθεται στην άκαυστη ζώνη λόγω της σταδιακής εισαγωγής του φυσικού αερίου [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].
- $U_{\varphi_{soc}}, U_{\varphi_{eoc}}$  : Η εσωτερική ενέργεια της γόμωσης του θαλάμου καύσης στην αρχή και στο τέλος του κλειστού κύκλου λειτουργίας [J].

Όπου «1» και «2» αντιπροσωπεύουν την αρχή και το τέλος αντίστοιχα κάθε βήματος υπολογισμού. Οι δείκτες  $dm_u$ ,  $dm_{pr}^D$ , και  $dm_f^{NG}$  αντιστοιχούν στην μάζα άκαυστης ζώνης που εισέρχεται στην καιόμενη ζώνη, στην μάζα καυσίμου Diesel που προετοιμάζεται και στη μάζα φυσικού αερίου που εισέρχεται στο θάλαμο καύσης σε κάθε βήμα υπολογισμού. Τέλος οι δείκτες  $\varphi_{soc}$  και  $\varphi_{eoc}$  αντιστοιχούν στη γωνία στροφάλου που ξεκινά και που τελειώνει ο κλειστός κύκλος λειτουργίας του κινητήρα.

#### ✚ Αρχή Διατήρησης της Μάζας

A. Η μάζα της άκαυστης ζώνης κάθε χρονική στιγμή δίνεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$m_u = m_u^A + m_u^{NG} - \sum dm_{u-jet} - \sum dm_{u-fl} \quad (2.3.a)$$

Όπου:

$m_u^A$  : Η μάζα του αέρα που έχει εγκλωβιστεί εντός του θαλάμου καύσης κατά την έναρξη του κλειστού κύκλου λειτουργίας [kg].

$m_u^{NG}$  : Η μάζα του φυσικού αερίου που έχει εγχυθεί εντός του θαλάμου καύσης [kg].

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

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

B. Η μάζα της καιόμενης ζώνης κάθε χρονική στιγμή υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$m_b = \sum dm_{u-jet} + \sum dm_{u-fl} + \sum dm_{pr}^D \quad (2.3.b)$$

Όπου:

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

#### ✚ Θεώρηση Τελείου Αερίου

Κάθε αέριο που αποτελεί τόσο την άκαυστη όσο και την καιόμενη ζώνη θεωρείται τέλειο αέριο. Συνεπώς σε κάθε ζώνη ισχύει η καταστατική εξίσωση:

$$P_{cyl} \cdot V_{u,b} = N_{u,b} \cdot R_m \cdot T_{u,b} \quad (2.4)$$

Όπου:

$T_{u,b}$  : Η θερμοκρασία της άκαυστης και της καιόμενης ζώνης αντίστοιχα [K].

$N_{u,b}$  : Τα γραμμομόρια της άκαυστης και της καιόμενης ζώνης αντίστοιχα [kmol].

$R_m$  : Η γενική σταθερά των αερίων που ισούται με 8314,4 J/kmol·K.

#### ✚ Διατήρηση του Όγκου του θαλάμου καύσης

Κατά την ανάπτυξη της μεθοδολογίας επίλυσης οι όγκοι της άκαυστης και της καιόμενης ζώνης υπολογίστηκαν έτσι ώστε στο τέλος κάθε βήματος υπολογισμού το άθροισμά τους να ισούται με τον γεωμετρικό όγκο του θαλάμου καύσης του τρέχοντος βήματος:

$$V_u + V_b = V_{cyl} \quad (2.5)$$

## Κεφάλαιο 3 : Θερμοδυναμική Ανάλυση Φαινομενολογικού Μοντέλου

### 3.1 Υπολογισμός Γεωμετρικών Μεγεθών Θαλάμου Καύσης

Τα βασικά γεωμετρικά μεγέθη του θαλάμου καύσης που αξιοποιήθηκαν κατά τη διάρκεια των υπολογισμών είναι η στιγμιαία καθ' ύψος θέση του εμβόλου, ο στιγμιαίος όγκος και η στιγμιαία επιφάνεια του θαλάμου καύσης. Τα παραπάνω μεγέθη υπολογίστηκαν με βάση τη θεώρηση ότι ο θάλαμος καύσης έχει σχήμα κυλινδρικό και η κεφαλή του εμβόλου έχει επίπεδη επιφάνεια (βλ. Σχήμα 3.1). Ο τρόπος υπολογισμού των παραπάνω μεγεθών παρουσιάζεται στις παρακάτω εξισώσεις [21].

#### Καθ' Ύψος Θέση του Εμβόλου

Η καθ' ύψος θέση του εμβόλου [m] ως προς το ΑΝΣ δίνεται με βάση την παρακάτω σχέση [2,17, 21]:

$$x_p = r_{cr} \cdot (1 - \cos \varphi) + L_{rod} \cdot (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)}) \quad (3.1)$$

Όπου:

$\varphi$  : Η γωνία στροφάλου στο τρέχον βήμα υπολογισμού [rad]. Ισχύει ότι στο ΑΝΣ  $\varphi = 0$  rad.

$r_{cr}$  : Η ακτίνα του στροφάλου [m].

$L_{rod}$  : Το μήκος διωστήρα [m].

$\lambda$  : Δίνεται με βάση τη παρακάτω σχέση :

$$\lambda = \frac{r_{cr}}{L_{rod}} \quad (3.2)$$

#### Όγκος Θαλάμου Καύσης

Για να υπολογίσουμε το στιγμιαίο όγκο του θαλάμου καύσης θα πρέπει αρχικά να προσδιορίσουμε το νεκρό όγκο του θαλάμου. Ο όγκος αυτός [m<sup>3</sup>] υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση [2,17]:



$$CR = \frac{V_{dis} + V_{cl}}{V_{cl}} \Rightarrow V_{cl} = \frac{V_{dis}}{(CR-1)} \quad (3.3)$$

Όπου:

- CR : Η σχέση συμπίεσης του κινητήρα [-].
- $V_{dis}$  : Ο όγκος εμβολισμού [m<sup>3</sup>] ο οποίος προκύπτει με βάση την παρακάτω σχέση:

$$V_{dis} = S_p \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \quad (3.4)$$

Όπου:

$S_p$  : Η διαδρομή εμβόλου του κινητήρα [m].

$D_p$  : Η διάμετρος εμβόλου του κινητήρα [m].

Ο στιγμιαίος όγκος του θαλάμου καύσης έπεται από τους παραπάνω υπολογισμούς δίνεται με βάση την παρακάτω σχέση:

$$V_{cyl} = V_{cl} + x_p \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \quad (3.5)$$

### **Εμβαδόν Θαλάμου Καύσης**

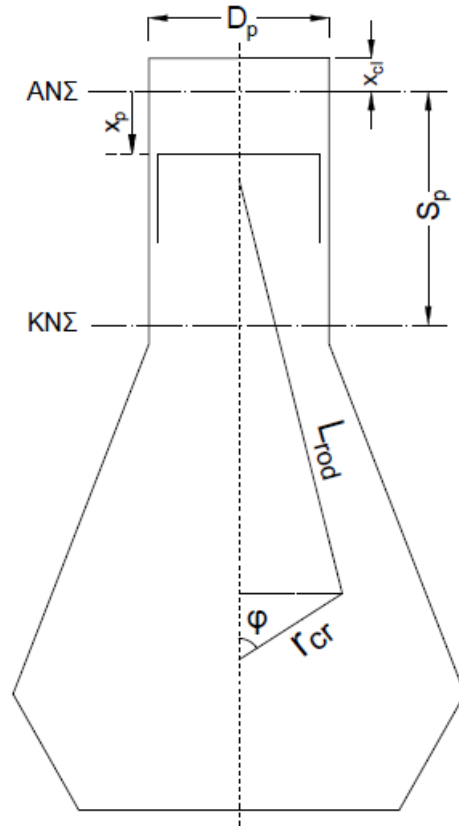
Η επιφάνεια του θαλάμου καύσης [m<sup>2</sup>] προκύπτει για κάθε βήμα υπολογισμού με βάση την παρακάτω σχέση:

$$A_{cyl} = (x_p + x_{cl}) \cdot \pi \cdot D_p + 2 \cdot \left( \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \right) \quad (3.6)$$

Όπου:

$x_{cl}$  : Το ύψος του νεκρού όγκου [m] το οποίο δίνεται με βάση την παρακάτω σχέση:

$$x_{cl} = \frac{V_{cl}}{\frac{\pi \cdot D_p^2}{4}} \quad (3.7)$$



Σχήμα 3.1 : Γεωμετρικά Χαρακτηριστικά Θαλάμου Καύσης.

### 3.2 Υπολογισμός Βασικών Καταστατικών Μεγεθών

Στο κεφάλαιο αυτό θα παρουσιαστεί ο τρόπος υπολογισμού βασικών καταστατικών μεγεθών που αξιοποιήθηκαν κατά την ανάπτυξη του μοντέλου προσομοίωσης. Όπως προαναφέρθηκε, στο παρόν μοντέλο θεωρείται ότι το εργαζόμενο μέσο είναι τέλειο αέριο [6,17-18,24-30]. Το εργαζόμενο μέσο αυτό στη φάση της συμπίεσης αποτελείται από ένα μείγμα αέρα και φυσικού αερίου. Από την στιγμή της έναρξης της έγχυσης του καυσίμου Diesel και μέχρι το τέλος του κλειστού κύκλου λειτουργίας το μείγμα αυτό, στη γενική περίπτωση, αποτελείται από αέρα, φυσικό αέριο, καύσιμο Diesel σε ατμώδη φάση και προϊόντα της καύσης [6]. Έτσι λοιπόν θεωρείται ότι το εργαζόμενο μέσο στη γενική περίπτωση αποτελείται από τα παρακάτω 10 στοιχεία:

1. Οξυγόνο (O<sub>2</sub>).
2. Άζωτο (N<sub>2</sub>).
3. Διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>).
4. Νερό (H<sub>2</sub>O).
5. Ατμοποιημένο Κανονικό Δωδεκάνιο (C<sub>12</sub>H<sub>26</sub>).
6. Μεθάνιο (CH<sub>4</sub>).
7. Προπάνιο (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>).
8. Βουτάνιο (C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>).
9. Αιθάνιο (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>).
10. Πεντάνιο (C<sub>5</sub>H<sub>12</sub>).

### Εσωτερική Ενέργεια

Η ειδική μοριακή εσωτερική ενέργεια για ένα τέλειο αέριο μπορεί να υπολογιστεί με βάση την παρακάτω σχέση [2, 17-19]:

$$u_m^i = u_m^i(T) + u_{m0}^i \quad (3.8)$$

Όπου:

- T : Η θερμοκρασία [K].
- $u_{m0}^i$  : Η ειδική μοριακή εσωτερική ενέργεια του στοιχείου i στο απόλυτο μηδέν [J/kmol]. Η τιμή της δίνεται για κάθε στοιχείο από την τελευταία στήλη του Πίνακα 3.1.
- $u_m^i(T)$  : Η ειδική μοριακή αισθητή εσωτερική ενέργεια του στοιχείου i [J/kmol] που υπολογίζεται με βάση την παρακάτω πολυωνυμική συνάρτηση [2, 17-19]:

$$u_m^i(T) = R_m \cdot (\alpha_1^i \cdot T + \alpha_2^i \cdot T^2 + \alpha_3^i \cdot T^3 + \alpha_4^i \cdot T^4 - T) \quad (3.9)$$

Όπου :

$R_m$  : Η γενική σταθερά των αερίων που ισούται με 8314,4 J/kmol·K.

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

Με βάση τους παραπάνω υπολογισμούς η ολική εσωτερική ενέργεια για ένα μείγμα τελείων αερίων υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση [2, 17-19]:

$$U = N \cdot \sum u_m^i \cdot X_i \quad (3.10)$$

Όπου:

$U$  : Η ολική εσωτερική ενέργεια [J].

$N$  : Αριθμός γραμμομορίων του μείγματος [kmol].

$X_i$  : Η κατ' όγκο σύσταση του στοιχείου  $i$ .

### **Ενθαλπία**

Η ολική ενθαλπία [J] προκύπτει από την ολική εσωτερική ενέργεια με βάση την παρακάτω σχέση [2, 17-19]:

$$H = U + N \cdot R_m \cdot T \quad (3.11)$$

### **Ειδική Θερμοχωρητικότητα υπό Σταθερό Όγκο και Πίεση – Ισεντροπικός Εκθέτης**

Η ειδική μοριακή θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο [J/kmol·K] για ένα τέλειο αέριο μπορεί να υπολογιστεί με βάση την παρακάτω σχέση [2, 17-19]:

$$c_{vm}^i = \left[ \frac{\partial u_m^i(T)}{\partial T} \right]_v \rightarrow \\ \rightarrow c_{vm}^i = R_m \cdot (\alpha_1^i + 2\alpha_2^i \cdot T + 3\alpha_3^i \cdot T^2 + 4\alpha_4^i \cdot T^3 - 1) \quad (3.12)$$

Για ένα μείγμα τελείων αερίων η ειδική μοριακή θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο [J/kmol·K] προκύπτει από την παρακάτω σχέση [2, 17-19]:

$$c_v = \sum c_{vm}^i \cdot X_i \quad (3.13)$$

Η ειδική μοριακή θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση [J/kmol·K] για ένα τέλειο αέριο μπορεί να υπολογιστεί από την παρακάτω σχέση [2, 17-19]:

$$c_{pm}^i = c_{vm}^i + R_m \rightarrow \\ \rightarrow c_{pm}^i = R_m \cdot (\alpha_1^i + 2\alpha_2^i \cdot T + 3\alpha_3^i \cdot T^2 + 4\alpha_4^i \cdot T^3 - 5\alpha_5^i \cdot T^4) \quad (3.14)$$

Για ένα μείγμα τελείων αερίων η ειδική μοριακή θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση [J/kmol·K] προκύπτει από την παρακάτω σχέση [2, 17-19]:

$$c_p = \sum c_{pm}^i \cdot X_i \quad (3.15)$$

Με βάση τις ειδικές μοριακές θερμοχωρητικότητες υπό σταθερό όγκο και υπό σταθερή πίεση, υπολογίζεται ο ισεντροπικός εκθέτης βάσει της παρακάτω σχέσης [2, 17-19]:

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.16)$$

Στοιχείο	$\alpha_1$	$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$	$\alpha_5$	$\alpha_6$
O <sub>2</sub>	3,2	$6,50 \cdot 10^{-4}$	$-1,49 \cdot 10^{-7}$	$1,53 \cdot 10^{-11}$	5,71	0
N <sub>2</sub>	3,34	$2,94 \cdot 10^{-4}$	$1,95 \cdot 10^{-9}$	$-6,54 \cdot 10^{-12}$	3,75	0
H <sub>2</sub> O	3,74	$5,65 \cdot 10^{-4}$	$4,95 \cdot 10^{-8}$	$-1,81 \cdot 10^{-11}$	0,961	$-2,93 \cdot 10^8$
CO <sub>2</sub>	3,09	$2,73 \cdot 10^{-3}$	$-7,88 \cdot 10^{-7}$	$8,66 \cdot 10^{-11}$	6,58	$-3,93 \cdot 10^8$
C <sub>12</sub> H <sub>26</sub>	6,4	$5,30 \cdot 10^{-2}$	$-1,27 \cdot 10^{-5}$	$1,06 \cdot 10^{-9}$	0	$-2,93 \cdot 10^8$
CH <sub>4</sub>	2,44	$4,96 \cdot 10^{-3}$	$-1,24 \cdot 10^{-6}$	$1,62 \cdot 10^{-10}$	0	$-7,48 \cdot 10^7$
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1,14	$1,46 \cdot 10^{-2}$	$-2,96 \cdot 10^{-6}$	0	0	$-1,03 \cdot 10^8$
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	2,44	$4,42 \cdot 10^{-2}$	$-1,01 \cdot 10^{-6}$	$4,52 \cdot 10^{-10}$	0	$-1,24 \cdot 10^8$
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	1,25	$2,84 \cdot 10^{-2}$	$-1,31 \cdot 10^{-6}$	$4,85 \cdot 10^{-10}$	0	$-8,46 \cdot 10^7$
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	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 [2, 17-19].

### Θερμική Αγωγιμότητα Δυναμική και Κινηματική Συνεκτικότητα

Η θερμική αγωγιμότητα [W/m·K] και η δυναμική συνεκτικότητα [kg/m·s] μπορούν να υπολογιστούν με βάση τις παρακάτω σχέσεις [2]:

$$\lambda = \sum_{j=1}^5 \lambda_j \cdot T^{j-1} \quad (3.17)$$

$$\mu = \sum_{j=1}^5 \mu_j \cdot T^{j-1} \quad (3.18)$$

Όπου:

$\lambda_j, \mu_j$  : Οι πολυωνυμικοί συντελεστές που δίνονται με βάση τον Πίνακα 3.2.

i	$\lambda_i$	$\mu_i$
1	$0.2409 \cdot 10^{-1}$	$0.172 \cdot 10^{-4}$
2	$0.7797 \cdot 10^{-4}$	$0.471 \cdot 10^{-7}$
3	$-0.3914 \cdot 10^{-7}$	$-0.2332 \cdot 10^{-10}$
4	$0.2414 \cdot 10^{-10}$	$0.8516 \cdot 10^{-14}$
5	$-0.693 \cdot 10^{-14}$	$-0.123 \cdot 10^{-17}$

Πίνακας 3.2 : Πολυωνυμικοί συντελεστές ειδικής θερμικής αγωγιμότητας και δυναμικής συνεκτικότητας [2,6].

Η κινηματική συνεκτικότητα [ $m^2/s$ ] υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση [2]:

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

Όπου:

$\rho$  : Η πυκνότητα του μείγματος [ $kg/m^3$ ] που προκύπτει με βάση την παρακάτω σχέση:

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (3.20)$$

Όπου:

$m$  : Η μάζα του μείγματος [ $kg$ ].

$V$  : Ο όγκος του μείγματος [ $m^3$ ].

Τα παραπάνω καταστατικά μεγέθη υπολογίζονται για την άκαυστη, την καιόμενη ζώνη και συνολικά για την γόμωση του θαλάμου καύσης κάθε χρονική στιγμή του κλειστού κύκλου λειτουργίας δεδομένου ότι οι αντίστοιχες θερμοκρασίες αλλάζουν συνεχώς κατά τη διάρκεια του.

### 3.3 Υπολογισμός Ρυθμού Συναλλαγής Θερμότητας

Στους εμβολοφόρους κινητήρες, λόγω της θερμοκρασιακής διαφοράς που αναπτύσσεται μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης, παρατηρείται συναλλαγή θερμότητας μεταξύ τους. Η συναλλαγή αυτή γίνεται κατά κύριο λόγο από το εργαζόμενο μέσο προς τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης. Το φαινόμενο αυτό έχει σαν αποτέλεσμα ένα ποσοστό της ενέργειας που παρέχεται από το καύσιμο να μεταφέρεται προς τα τοιχώματα, με αποτέλεσμα την μείωση της μέσης πίεσης και μέσης θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου. Λόγω του γεγονότος αυτού, η μεταφορά θερμότητας αυτή έχει άμεση επιρροή στην απόδοση του κινητήρα καθώς και στους εκπεμπόμενους ρύπους. Κατά συνέπεια αποτελεί μια πολύ σημαντική διαδικασία, κατά τη μελέτη της λειτουργίας των εμβολοφόρων κινητήρων [6,17-19].

Οι κυριότεροι μηχανισμοί που διέπουν το φαινόμενο της μεταφοράς θερμότητας στους εμβολοφόρους κινητήρες είναι η συναγωγή και η ακτινοβολία.

#### Συναγωγή

Η συναγωγή αποτελεί τον κυριότερο μηχανισμό μεταφοράς θερμότητας σε έναν εμβολοφόρο κινητήρα. Κατά το μηχανισμό της συναγωγής, θερμότητα μεταφέρεται λόγω της κίνησης του εργαζόμενου μέσου σε σχέση με τα σταθερά τοιχώματα του θαλάμου καύσης [6]. Έτσι λοιπόν η μεταφορά θερμότητας λόγω συναγωγής, πέρα από τη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ εργαζόμενου μέσου και των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης, εξαρτάται και από την ένταση της κίνησης του εργαζόμενου μέσου εντός του θαλάμου καύσης. Η συναγωγή θερμότητας σύμφωνα με την βιβλιογραφία [17] δίνεται από μία σχέση της παρακάτω μορφής :

$$\dot{q} = h \cdot (T_{cyl} - T_w) \quad (3.21)$$

Όπου:

$\dot{q}$  : Πυκνότητα ροής θερμότητας [W/m<sup>2</sup>].

$h$  : Συντελεστής συναγωγής θερμότητας [W/m<sup>2</sup>K].

$T_{cyl}$  : Μέση θερμοκρασία εργαζόμενου μέσου [K].

$T_w$  : Μέση θερμοκρασία τοιχωμάτων [K].

## Ακτινοβολία

Η ακτινοβολία οφείλεται στην εκπομπή ηλεκτρομαγνητικών κυμάτων από αέρια υψηλής θερμοκρασίας [6] και αποτελεί σημαντικό μηχανισμό μεταφοράς θερμότητας κυρίως στους κινητήρες Diesel (αποτελεί έως και το 30% των συνολικών απωλειών θερμότητας [2]). Αυτό συμβαίνει διότι στους κινητήρες Diesel κατά την καύση παρατηρούνται πολλά πυρακτωμένα σωματίδια άνθρακα. Η εκπομπή ακτινοβολίας είναι έντονη κατά τη διάρκεια της καύσης και ιδιαίτερα κοντά στο ΑΝΣ, όπου οι τιμές της μέσης θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου παρουσιάζουν την μέγιστη τιμή τους. Ο υπολογισμός των απωλειών θερμότητας λόγω ακτινοβολίας βασίζεται στην θεωρία του μέλανος σώματος και δίνεται με βάση μία σχέση της παρακάτω μορφής [17]:

$$\dot{q} = \sigma \cdot (T_{cyl}^4 - T_w^4) \quad (3.22)$$

Όπου:

$\dot{q}$  : Πυκνότητα ροής θερμότητας [W/m<sup>2</sup>].

$\sigma$  : Σταθερά Stephan Boltzmann ίση με  $5,67 \cdot 10^{-8}$  [W/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>].

$T_{cyl}$ : Μέση θερμοκρασία εργαζόμενου μέσου [K].

$T_w$  : Μέση θερμοκρασία τοιχωμάτων [K].

## Μοντέλο Προσομοίωσης Απωλειών Θερμότητας του Annand

Για τον υπολογισμό των απωλειών θερμότητας στο παρόν μοντέλο χρησιμοποιήθηκε το ημιεμπειρικό μοντέλο απωλειών θερμότητας του Annand [38]. Το συγκεκριμένο μοντέλο, όσον αφορά τις απώλειες θερμότητας λόγω συναγωγής, στηρίζεται στην τυρβώδη θεώρηση της συναλλαγής θερμότητας, ενώ συμπεριλαμβάνει με απλοϊκό τρόπο και τις απώλειες θερμότητας λόγω ακτινοβολίας. Σύμφωνα με το μοντέλο αυτό, η σχέση που περιγράφει την πυκνότητα ροής θερμότητας που συναλλάσσεται μεταξύ των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης και του εργαζόμενου μέσου, παρουσιάζεται στην γενική της μορφή παρακάτω [38]:

$$\dot{q} = h \cdot (T_{cyl} - T_w) + c \cdot \sigma \cdot (T_{cyl}^4 - T_w^4) \quad (3.23)$$

Όπου:

$c$  : Σταθερά του μοντέλου.



Όσον αφορά τον συντελεστή συναγωγής θερμότητας  $h$  [ $W/m^2 \cdot K$ ] ισχύει ότι για αρκετά είδη ροών (πχ. ροές μέσα σε σωλήνες ή πάνω σε επίπεδες επιφάνειες) προκύπτει από τη σχέση [6, 17-19]:

$$Nu = \frac{h \cdot D_p}{\lambda} \quad (3.24)$$

Όπου:

$Nu$  : Ο αριθμός Nusselt [-].

$D_p$  : Το χαρακτηριστικό μήκος [m]. Στην περίπτωση που μελετάμε, το μήκος αυτό ισούται με τη διάμετρο του εμβόλου.

$\lambda$  : Η θερμική αγωγιμότητα του εργαζόμενου μέσου [ $W/m \cdot K$ ].

Παράλληλα ο αριθμός Nusselt υπολογίζεται από μία σχέση της παρακάτω μορφής [17-19]:

$$Nu = a \cdot (Re)^b \cdot (Pr)^d \quad (3.25)$$

Όπου:

- $a$ ,  $b$  και  $d$  σταθερές.
- $Re$  : Ο αριθμός Reynolds που υπολογίζεται από τη σχέση:

$$Re = \frac{v_{mp} \cdot D_p}{\nu} \quad (3.26)$$

Όπου:

$D_p$  : Διάμετρος του εμβόλου [m].

$\nu$  : Κινηματική Συνεκτικότητα [ $m^2/s$ ].

$v_{mp}$  : Η χαρακτηριστική ταχύτητα που στην περίπτωσή που μελετάται, ισούται με τη μέση ταχύτητα του εμβόλου [m/s] η οποία υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση [21]:

$$v_{mp} = \frac{S_p \cdot RPM}{30} \quad (3.27)$$

Στη σχέση αυτή:

$S_p$  : Διαδρομή εμβόλου [m].

RPM : Ταχύτητα περιστροφής στροφαλοφόρου άξονα [rpm].

- Pr : Ο αριθμός Prandtl που σύμφωνα με το μοντέλο του Annand είναι ίσος με 0.7 [6,38].

Με βάση τα παραπάνω ο συντελεστής συναγωγής θερμότητας [W/m<sup>2</sup> · K] υπολογίζεται από την σχέση [38]:

$$h = a \cdot \frac{\lambda}{D_p} \cdot Re^b \quad (3.28)$$

Η πυκνότητα ροής θερμότητας [W/m<sup>2</sup>] θα υπολογίζεται με βάση την σχέση [2,38]:

$$\dot{q} = a \cdot \frac{\lambda}{D_p} \cdot Re^b \cdot (T_{cyl} - T_w) + c \cdot \sigma \cdot (T_{cyl}^4 - T_w^4) \quad (3.29)$$

Όπου η μέση θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου υπολογίζεται με βάση την ακόλουθη σχέση [6] :

$$T_{cyl} = \frac{\sum N_{u,b} \cdot c_{v-u,b} \cdot T_{u,b}}{\sum N_{u,b} \cdot c_{v-u,b}} \quad (3.30)$$

Από την σχέση (3.29) προκύπτει ο ρυθμός απωλειών θερμότητας [J/s]:

$$dQ_{cyl} = A_{cyl} \cdot \dot{q} \quad (3.31)$$

Όπου:

$A_{cyl}$  : Η συνολική στιγμιαία επιφάνεια του θαλάμου καύσης που υπολογίζεται με βάση την ενότητα 3.1 [m<sup>2</sup>].

Ο ρυθμός αυτός προκειμένου να αξιοποιηθεί στους υπολογισμούς του μοντέλου που αναπτύχθηκε μετατρέπεται σε απώλειες θερμότητας ανά βήμα υπολογισμού  $\Delta\varphi$  [J/deg.] με βάση την διαδικασία που περιγράφεται παρακάτω [2,6]:

$$dQ_{cyl} = \frac{dQ_{cyl}}{6 \cdot RPM} \cdot \Delta\varphi \quad (3.32)$$

Όπου:

$\Delta\varphi$  : Το βήμα εκτέλεσης υπολογισμών [deg.].

Με βάση τον παραπάνω συνολικό ρυθμό απωλειών θερμότητας ο ρυθμός απωλειών θερμότητας για κάθε ζώνη προκύπτει προσεγγιστικά από τις παρακάτω σχέσεις [6]:

$$dQ_u = dQ_{cyl} \cdot \frac{N_u \cdot c_{v-u} \cdot T_u}{\sum N_{u,b} \cdot c_{v-u,b} \cdot T_{u,b}} \quad (3.33)$$

$$dQ_b = dQ_{cyl} \cdot \frac{N_b \cdot c_{v-b} \cdot T_b}{\sum N_{u,b} \cdot c_{v-u,b} \cdot T_{u,b}} \quad (3.34)$$

### 3.4 Υπολογισμός Ρυθμού Εισαγωγής Φυσικού Αερίου

Κατά τη λειτουργία δίχρονου κινητήρα μεικτής καύσης ο οποίος αξιοποιεί το σύστημα χαμηλής πίεσης προσαγωγής του φυσικού αερίου, όταν ο κινητήρας λειτουργεί υπό συνθήκες μεικτής καύσης η εισαγωγή του φυσικού αερίου εντός του θαλάμου καύσης γίνεται σταδιακά μέσω ειδικών εγχυτήρων, κατά τη φάση συμπίεσης του κινητήρα. Η έγχυση ξεκινά λίγο μετά το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής και σταματά όταν το έμβολο φτάσει στο μέσον περίπου της διαδρομής του προς το ΑΝΣ [3]. Για τον υπολογισμό της μάζας του φυσικού αερίου που βρίσκεται κάθε στιγμή εντός του θαλάμου καύσης θεωρήθηκε ότι ο ρυθμός έγχυσης είναι σταθερός και υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$dm_f^{NG} = \frac{m_{cyc}^{NG}}{\varphi_{eoi}^{NG} - \varphi_{soi}^{NG}} \cdot \Delta\varphi \quad (3.35)$$

Όπου :

$dm_f^{NG}$  : Ο ρυθμός έγχυσης φυσικού αερίου εντός του θαλάμου καύσης [kg/deg.].

$m_{cyc}^{NG}$  : Η ποσότητα του φυσικού αερίου που πρόκειται να εγχυθεί στο θάλαμο καύσης κατά τη διάρκεια του κλειστού κύκλου λειτουργίας [kg].

$\varphi_{eoi}^{NG}$ ,  $\varphi_{soi}^{NG}$  : Οι γωνίες στροφάλου που ξεκινά και σταματά η έγχυση φυσικού αερίου [deg.].

$\Delta\varphi$  : Το επιθυμητό βήμα εκτέλεσης των υπολογισμών [deg.].

Άρα κατά τη διάρκεια του σταδίου της έγχυσης, η μάζα φυσικού αερίου που έχει εγχυθεί εντός του θαλάμου καύσης σε κάθε βήμα υπολογισμού, μπορεί να υπολογιστεί με βάση την παρακάτω σχέση:

$$m_f^{NG}(\varphi) = m_f^{NG}(\varphi_0) + dm_f^{NG} \quad (3.36)$$

Όπου :

$m_f^{NG}(\varphi), m_f^{NG}(\varphi_0)$  : Το φυσικό αέριο που έχει εγχυθεί εντός του θαλάμου καύσης έως το τρέχον και το προηγούμενο βήμα υπολογισμού αντίστοιχα [kg].

### 3.5 Υπολογισμός Συστάσεων

Στην παρούσα ενότητα θα περιγραφεί ο υπολογισμός μεγεθών που αφορούν τη σύσταση της άκαυστης, της καιόμενης ζώνης αλλά και της γόμωσης του θαλάμου καύσης συνολικά. Η μάζα της άκαυστης ζώνης αποτελείται στην γενική περίπτωση από αέρα (οξυγόνο και άζωτο) και φυσικό αέριο, το οποίο όπως προαναφέρθηκε αποτελεί ένα μείγμα υδρογονανθράκων (μεθάνιο, προπάνιο, βουτάνιο, αιθάνιο, πεντάνιο). Από την άλλη πλευρά η καιόμενη ζώνη πέρα από αέρα και φυσικό αέριο αποτελείται και από ατμοποιημένο καύσιμο Diesel και προϊόντα της καύσης, η οποία θεωρείται τέλεια. Έτσι λοιπόν, όπως προαναφέρθηκε, μπορεί να θεωρηθεί ότι στην γενική περίπτωση για τον υπολογισμό των εκάστοτε συστάσεων θα ληφθούν υπ' όψιν τα παρακάτω δέκα στοιχεία:

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 ( $C_5H_{12}$ ).

## Υπολογισμός Γραμμομορίων Άκαυστης Ζώνης

Η άκαυστη ζώνη στη γενική περίπτωση αποτελείται από τα στοιχεία 1, 2 και 6 έως 10 της παραπάνω λίστας. Ο αριθμός των γραμμομορίων της ζώνης αυτής υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση [6] :

$$N_{u,j}(\varphi) = N_{u,j}(\varphi_0) + \sum_K [dN]_{u,j}^K \quad (3.37)$$

Όπου:

- $N_{u,j}(\varphi_0)$ : Ο αριθμός των γραμμομορίων της άκαυστης ζώνης στο προηγούμενο βήμα υπολογισμού [kmol]. Ο όρος αυτός αρχικοποιείται κατά την έναρξη του κλειστού κύκλου λειτουργίας σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$N_{u,j}(\varphi_0) = N_{u,j}(\varphi_{soc}) = X_A^j \cdot N_{A-soc} \quad (3.38)$$

Όπου:

$N_{A-soc}$  : Ο αριθμός των γραμμομορίων του αέρα που έχουν εγκλωβιστεί εντός του θαλάμου καύσης κατά την έναρξη του κλειστού κύκλου λειτουργίας [kmol].

$X_A^j$  : Η κατ' όγκο σύσταση κάθε συστατικού του αέρα [-].

- $\sum_K [dN]_{u,j}^K$  : Ο ρυθμός μεταβολής του αριθμού των γραμμομορίων κάθε συστατικού της άκαυστης ζώνης στο τρέχον βήμα υπολογισμού [kmol/deg.]:
  - Για  $K=1$  : Αντιστοιχεί στο ρυθμό μεταβολής των γραμμομορίων των υδρογονανθράκων που αποτελούν το φυσικό αέριο ( $j = 6$  έως 10). Ο ρυθμός αυτός μεταβολής οφείλεται στην εισαγωγή φυσικού αερίου στο θάλαμο καύσης κατά τη φάση της συμπίεσης. Ο συγκεκριμένος ρυθμός υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$[dN]_{u,j}^{K=1} = X_{NG}^j \cdot \frac{m_{NG}}{MB_{NG}} \quad (3.39)$$

Όπου:

$m_{NG}$  : Η μάζα του φυσικού αερίου [kg].

$X_{NG}^j$  : Η κατ' όγκο σύσταση κάθε υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου [-].

$MB_{NG}$  : Το μοριακό βάρος του φυσικού αερίου [kg/kmol].

- Για  $K=2$  : Αντιστοιχεί στο ρυθμό μεταβολής των γραμμομορίων κάθε συστατικού λόγω της διείσδυσης μάζας από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη. Η μεταφορά αυτή κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης οφείλεται αφ' ενός στο μηχανισμό διείσδυσης της δέσμης καυσίμου (βλ. Κεφάλαιο 4) και αφ' ετέρου στην εξάπλωση του μετώπου της φλόγας (βλ. Κεφάλαιο 5). Στην γενική λοιπόν περίπτωση ο ρυθμός μεταβολής του αριθμού των γραμμομορίων κάθε συστατικού της άκαυστης ζώνης λόγω των δύο παραπάνω μηχανισμών περιγράφεται από την παρακάτω σχέση:

$$[dN]_{u,j}^{K=2} = - \left[ X_u^j \cdot \frac{dm_{u-jet} + dm_{u-fl}}{MB_u} \right] \quad (3.40)$$

Όπου:

$dm_{u-jet}$  : Η μάζα που διεισδύει από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη λόγω του μηχανισμού διείσδυσης τη δέσμης υγρού καυσίμου στο τρέχον βήμα υπολογισμού [kg].

$dm_{u-fl}$  : Η μάζα που διεισδύει από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη λόγω της εξάπλωσης του μετώπου φλόγας στο τρέχον βήμα υπολογισμού [kg]. Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel ο όρος αυτός είναι μηδενικός.

$X_u^j$  : Η κατ' όγκο σύσταση κάθε συστατικού της άκαυστης ζώνης [-].

$MB_u$  : Το μοριακό βάρος της άκαυστης ζώνης [kg/kmol].

### Υπολογισμός Γραμμομορίων Καιόμενης Ζώνης

Η καιόμενη ζώνη στη γενικότερη περίπτωση αποτελείται από όλα τα στοιχεία της παραπάνω λίστας. Ο αριθμός των γραμμομορίων της υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση [6]:

$$N_{b,j}(\varphi) = N_{b,j}(\varphi_0) + \sum_K [dN]_{b,j}^K \quad (3.41)$$

Όπου:

- $N_{b,j}(\varphi_0)$ : Ο αριθμός των γραμμομορίων της καιόμενης ζώνης στο προηγούμενο βήμα υπολογισμού [kmol].

➤  $\sum_K [dN]_{b,j}^K$  : Ο ρυθμός μεταβολής του αριθμού των γραμμομορίων κάθε συστατικού της καιόμενης ζώνης στο τρέχον βήμα υπολογισμού [kmol/deg.]:

- Για  $K=1$  : Αντιστοιχεί στο ρυθμό μεταβολής των γραμμομορίων κάθε συστατικού λόγω της διείδυσης μάζας από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη. Ο ρυθμός αυτός υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$[dN]_{b,j}^{K=1} = X_u^j \cdot \frac{dm_{u-jet} + dm_{u-fl}}{MB_u} \quad (3.42)$$

- Για  $K=2$  : Αντιστοιχεί στο ρυθμό μεταβολής των γραμμομορίων κάθε συστατικού λόγω της ατμοποίησης του υγρού καυσίμου Diesel. Ο ρυθμός αυτός υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση και είναι μη μηδενικός μόνο για το κανονικό δωδεκάνιο:

$$[dN]_{b,j}^{K=2} = \frac{dm_{pr}^D}{MB_D} \quad (3.43)$$

Όπου:

$dm_{pr}^D$  : Ο ρυθμός προετοιμασίας του υγρού καυσίμου Diesel στο τρέχον βήμα υπολογισμού [kg]. Ο ρυθμός αυτός υπολογίζεται σύμφωνα με την ενότητα 6.2.3.

$MB_D$  : Το μοριακό βάρος του κανονικού δωδεκανίου [kg/kmol].

- Για  $K=3$  : Αντιστοιχεί στο ρυθμό μεταβολής των γραμμομορίων κάθε συστατικού (j) λόγω της καύσης του ατμοποιημένου κανονικού δωδεκανίου (i = 1) και κάθε υδρογονάνθρακα που αποτελεί το φυσικό αέριο (i=2: Μεθάνιο, i=3: Προπάνιο, i=4: Βουτάνιο, i=5: Αιθάνιο, i=6: Πεντάνιο). Ο ρυθμός αυτός υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση:

$$[dN]_{b,j}^{K=3} = \frac{C_j^i \cdot dm_{bur}^i}{MB_i} \quad (3.44)$$

Όπου:

$dm_{bur}^i$  : Ο ρυθμός καύσης του εκάστοτε υδρογονάνθρακα i [kg/deg.]. Ο ρυθμός αυτός υπολογίζεται σύμφωνα με το κεφάλαιο 6.

$C_j^i$  : Είναι ο εκάστοτε στοιχειομετρικός συντελεστής του στοιχείου (j) ο οποίος αντιστοιχεί στην στοιχειομετρική εξίσωση καύσης του υδρογονάνθρακα (i). Οι τιμές του συγκεκριμένου συντελεστή δίνονται στον Πίνακα 3.3 που παρουσιάζεται παρακάτω.

$MB_i$  : Το μοριακό βάρος του εκάστοτε υδρογονάνθρακα [kg/kmol].

Στοιχειομετρικοί Συντελεστές $C_j^i$										
i / j	1.O <sub>2</sub>	2.N <sub>2</sub>	3.CO <sub>2</sub>	4.H <sub>2</sub> O	5.C <sub>12</sub> H <sub>26</sub>	6.CH <sub>4</sub>	7.C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	8.C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	9.C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	10.C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>
1.C <sub>12</sub> H <sub>26</sub>	-18.5	0	12	13	-1	0	0	0	0	0
2.CH <sub>4</sub>	-2	0	1	2	0	-1	0	0	0	0
3.C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-5	0	3	4	0	0	-1	0	0	0
4.C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	-6.5	0	4	5	0	0	0	-1	0	0
5.C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	-3.5	0	2	3	0	0	0	0	-1	0
6.C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	-8	0	5	6	0	0	0	0	0	-1

Πίνακας 3.3 : Τιμές του στοιχειομετρικού συντελεστή  $C_j^i$ .

### Υπολογισμός Γραμμομορίων Όλης της Γόμωσης

Έχοντας δεδομένα τα γραμμομόρια κάθε συστατικού της άκαυστης και της καιόμενης ζώνης, τα γραμμομόρια [kmol] κάθε συστατικού σε όλη τη γόμωση του θαλάμου καύσης υπολογίζονται για κάθε βήμα υπολογισμού βάσει της παρακάτω σχέσης:

$$N_{cyl,j}(\varphi) = N_{u,j}(\varphi) + N_{b,j}(\varphi) \quad (3.45)$$

### Υπολογισμός Συστάσεων

Έπειτα από τον υπολογισμό των γραμμομορίων της άκαυστης, της καιόμενης ζώνης και του συνόλου της γόμωσης οι αντίστοιχες κατ' όγκο και κατά μάζα συστάσεις υπολογίζονται βάσει των παρακάτω σχέσεων:

$$X_j = \frac{N_j}{N_{u,b,cyl}} \quad (3.46)$$

$$Y_j = X_j \cdot \frac{MB_j}{MB_{u,b,cyl}} \quad (3.47)$$



Όπου:

$N_j$ : Ο αριθμός των γραμμομορίων του εκάστοτε συστατικού (j) εντός της άκαυστης ή της καιόμενης ζώνης ή της γόμωσης του θαλάμου καύσης συνολικά [kmol].

$N_{u,b,cyl}$ : Ο συνολικός αριθμός αριθμός των γραμμομορίων της άκαυστης ή της καιόμενης ζώνης ή της γόμωσης του θαλάμου καύσης συνολικά [kmol].

$MB_j$ : Το μοριακό βάρος του εκάστοτε συστατικού [kg/kmol].

$MB_{u,b,cyl}$ : Το μοριακό βάρος της άκαυστης ή της καιόμενης ζώνης ή της γόμωσης του θαλάμου καύσης συνολικά [kg/kmol].

### Υπολογισμός Μοριακού Βάρους

Το μοριακό βάρος [kg/kmol] κάθε ζώνης και της γόμωσης του θαλάμου καύσης συνολικά υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση [2]:

$$MB_{u,b,cyl} = \sum_{j=1}^{10} X_{u,b,cyl-j} \cdot MB_j \quad (3.48)$$

### Υπολογισμός Σταθεράς Αερίου

Η σταθερά αερίου [J/kmol·K] κάθε ζώνης και της γόμωσης του θαλάμου καύσης συνολικά υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση [2]:

$$R_{u,b,cyl} = \sum_{j=1}^{10} Y_{u,b,cyl-j} \cdot \frac{R_m}{MB_j} \quad (3.49)$$

## Κεφάλαιο 4 : Δημιουργία και Εξάπλωση Δέσμης Υγρού Καυσίμου

### 4.1 Εισαγωγή

Στην ενότητα αυτή θα αναπτυχθούν τα φαινόμενα που συνδέονται με τη δημιουργία και εξάπλωση της δέσμης υγρού καυσίμου. Στα πλαίσια της ενότητας αυτής θα περιγραφούν τα εξής φαινόμενα:

- Η παροχή μάζας υγρού καυσίμου.
- Η χρονική εξέλιξη της γεωμετρίας του μετώπου της δέσμης του υγρού καυσίμου:
  - Πριν την διάσπαση της δέσμης.
  - Μετά τη διάσπαση της δέσμης και μέχρι την πρόσκρουση του μετώπου της δέσμης στο τοίχωμα του κυλίνδρου.
- Η χρονική εξέλιξη της γεωμετρίας του μετώπου της δέσμης μετά την πρόσκρουση στο τοίχωμα του κυλίνδρου.
- Η χρονική εξέλιξη της γεωμετρίας της ουράς της δέσμης.
- Η επίδραση της συστροφής του αέρα στο μήκος διείδυσης της δέσμης και στη γωνία της δέσμης πριν την πρόσκρουσή της στο τοίχωμα του κυλίνδρου.
- Ο υπολογισμός του ρυθμού μεταβολής του όγκου της καιόμενης ζώνης λόγω του μηχανισμού διείδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου.
- Ο υπολογισμός του ρυθμού διείδυσης μάζας από τη άκαυστη στην καιόμενη ζώνη λόγω του μηχανισμού διείδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου.

Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel η εξάπλωση της καιόμενης ζώνης περιγράφεται αποκλειστικά και μόνο από το μηχανισμό διείδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου.

Ο μηχανισμός αυτός επηρεάζει την εξάπλωση της καιόμενης ζώνης και κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης. Ωστόσο την μεγαλύτερη επιρροή στην εξάπλωση της καιόμενης ζώνης στην περίπτωση αυτή την έχει ο μηχανισμός εξάπλωσης του μετώπου της φλόγας ο οποίος θα περιγραφεί στο κεφάλαιο 5. Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης ο μηχανισμός διείδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου θεωρείται ότι καθορίζει τη γεωμετρία της καιόμενης ζώνης πριν από την έναυση του υγρού καυσίμου. Στην περίπτωση μάλιστα που το μέτωπο φλόγας που αναπτύσσεται έχει κωνική γεωμετρία (βλ. ενότητα 5.3.2) το καύσιμο Diesel

θεωρείται ότι είναι σε επαρκή ποσότητα ώστε ο ανωτέρω μηχανισμός να επηρεάζει την γεωμετρία της καιόμενης ζώνης και μετά την έναυση του υγρού καυσίμου και πριν την πρόσκρουση του μετώπου της φλόγας στο τοίχωμα του κυλίνδρου. Το αντίστοιχο δεν συμβαίνει όταν το μέτωπο φλόγας που αναπτύσσεται έχει σφαιρική γεωμετρία καθώς η ποσότητα του καυσίμου Diesel είναι μικρή.

## 4.2 Υπολογισμός Παροχής Υγρού Καυσίμου

Κατά τη διάρκεια της έγχυσης του υγρού καυσίμου θεωρήθηκε ότι η πίεση έγχυσης ( $P_{inj}$ ) παραμένει σταθερή. Αυτό αποτελεί μία απλουστευτική θεώρηση του πραγματικού φαινομένου κατά το οποίο η πίεση έγχυσης μεταβάλλεται κατά τη διάρκεια της έγχυσης ανάλογα με τα γεωμετρικά και λειτουργικά χαρακτηριστικά του συστήματος έγχυσης [6]. Επιπλέον θεωρήθηκε ότι η πίεση των αερίων παραμένει σταθερή κατά τη διάρκεια της έγχυσης και ίση με την πίεσή τους κατά την έναρξη της έγχυσης. Κάνοντας λοιπόν τις παραπάνω παραδοχές προκύπτει ότι η διαφορά πίεσης των αερίων του θαλάμου καύσης από την πίεση εγχύσεως παραμένει σταθερή κατά τη διάρκεια της έγχυσης υγρού καυσίμου και ίση με:

$$\Delta P = P_{inj} - P \quad (4.1)$$

Αξίζει να σημειωθεί ότι η παραπάνω θεώρηση της σταθερής διαφοράς πίεσης δεν εμπεριέχει σημαντικό σφάλμα [6,18,19,39].

Με βάση τη διαφορά πίεσης υπολογίζεται η ταχύτητα έγχυσης υγρού καυσίμου σύμφωνα με την παρακάτω σχέση [17-19]:

$$u_{inj} = C_D \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho_D}} \quad (4.2)$$

Όπου:

$u_{inj}$  : Η ταχύτητα έγχυσης υγρού καυσίμου [m/s].

$\Delta P$  : Η διαφορά πίεσης των αερίων του θαλάμου καύσης από την πίεση εγχύσεως [bar].

$\rho_D$  : Η πυκνότητα του υγρού καυσίμου [kg/m<sup>3</sup>].

$C_D$  : Ο συντελεστής εκροής του εγχυτήρα [-]. Ο συγκεκριμένος συντελεστής εξαρτάται από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του ακροφυσίου.

Με βάση τα παραπάνω υπολογίζεται η παροχή μάζας υγρού καυσίμου [kg/s] σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$dm_f^D = \rho_D \cdot u_{inj} \cdot A_{inj} \quad (4.3)$$

Όπου:

$A_{inj}$  : Η διατομή της οπής του εγχυτήρα [m<sup>2</sup>]. Η επιφάνεια αυτή υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση:

$$A_{inj} = \pi \cdot \frac{d_{inj}^2}{4} \cdot Nh \quad (4.4)$$

Όπου:

$d_{inj}$  : Η διάμετρος της κάθε οπής του εγχυτήρα [m].

$Nh$  : Ο αριθμός των οπών του εγχυτήρα [-].

Ο ρυθμός έγχυσης ανά βήμα υπολογισμού [kg/deg.] υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση :

$$dm_f^D = \frac{dm_f^D}{6 \cdot RPM} \cdot \Delta\varphi \quad (4.5)$$

Κατά συνέπεια η μάζα υγρού καυσίμου που βρίσκεται εντός του θαλάμου καύσης προκύπτει κάθε στιγμή με βάση την παρακάτω σχέση:

$$m_f^D(\varphi) = m_f^D(\varphi_0) + dm_f^D \quad (4.6)$$

### 4.3 Χρονική Εξέλιξη του Μετώπου της Δέσμης πριν την Πρόσκρουση στο Τοίχωμα

#### Μέτωπο Δέσμης Υγρού Καυσίμου

Προκειμένου να περιγραφεί η χρονική εξέλιξη της διείσδυσης του μετώπου της δέσμης πριν την πρόσκρουση στο τοίχωμα του κυλίνδρου θα αξιοποιηθεί το ημιεμπειρικό μοντέλο του Hiroyasu [39]. Σύμφωνα με αυτό η παραπάνω χρονική εξέλιξη χωρίζεται σε δύο στάδια.

### Πρώτο Στάδιο Ανάπτυξης της Δέσμης ( $t < t_{br}$ )

Το πρώτο στάδιο ξεκινάει με την έξοδο του υγρού καυσίμου από το ακροφύσιο και τελειώνει όταν συμβεί ο διασκορπισμός του καυσίμου σε λεπτά σταγονίδια. Η χρονική αυτή στιγμή [s] υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση [17,19,39]:

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

Σύμφωνα με το μοντέλο του Hiroyasu κατά τη διάρκεια του διαστήματος αυτού η δέσμη εκτελεί ευθύγραμμη ομαλή κίνηση (βλ. Σχήμα 4.1). Η διείδυση της δέσμης περιγράφεται από την παρακάτω σχέση [17, 39]:

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

Όπου:

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

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

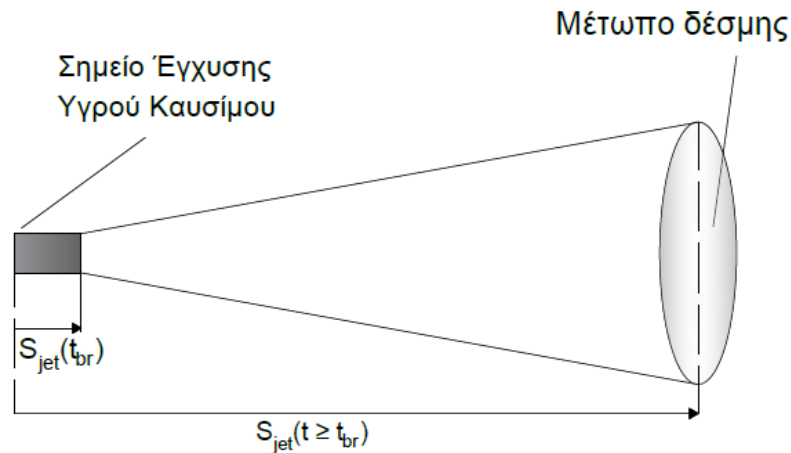
### Δεύτερο Στάδιο Ανάπτυξης της Δέσμης ( $t > t_{br}$ )

Όταν παρέλθει το χρονικό διάστημα " $t_{br}$ " η δέσμη διασπάται σε λεπτά σταγονίδια. Η διάσπαση αυτή συμβαίνει εξ αιτίας της μεγάλης επιτάχυνσης του καυσίμου, που προκαλείται από την απότομη πτώση πίεσης στο ακροφύσιο του εγχυτήρα [2]. Το δεύτερο στάδιο λοιπόν οριοθετείται από τη στιγμή της διάσπασης της δέσμης έως και την πρόσκρουση της δέσμης στο τοίχωμα του κυλίνδρου. Κατά τη διάρκεια του σταδίου αυτού και μέχρι να τελειώσει η έγχυση υγρού καυσίμου, θεωρείται για λόγους απλότητας ότι η δέσμη έχει το σχήμα ορθού κώνου (βλ. Σχήμα 4.1) [17-19]. Η διείδυση και η ταχύτητα του μετώπου της δέσμης υπολογίζεται βάσει του μοντέλου του Hiroyasu από τις ακόλουθες σχέσεις [17,39]:

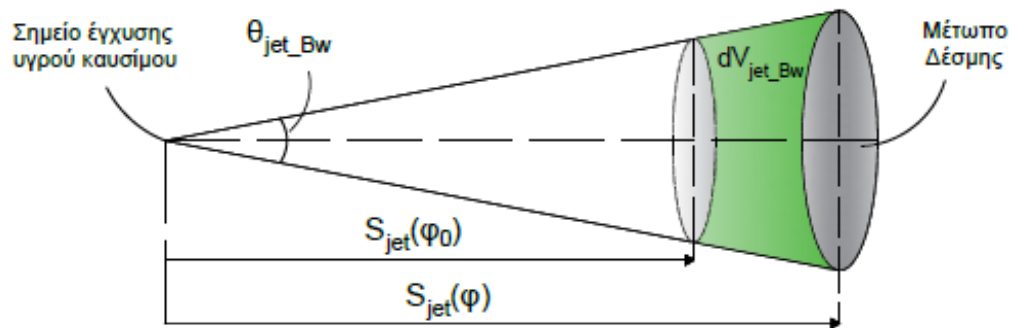
$$S_{jet} = 2,95 \cdot \left[ \frac{\Delta P}{\rho_u} \right]^{0,25} \cdot \sqrt{d_{inj} \cdot t} \quad (4.9)$$

$$u_{jet} = 1,475 \cdot \left[ \frac{\Delta P}{\rho_u} \right]^{0,25} \cdot \sqrt{\frac{d_{inj}}{t}} \quad (4.10)$$

Η διεύθυνση της δέσμης κατά τη διάρκεια του πρώτου και του δεύτερου σταδίου παρουσιάζεται στα Σχήματα 4.1 και 4.2.



Σχήμα 4.1 : Γεωμετρία της δέσμης υγρού καυσίμου χωρίς την επίδραση της συστροφής αέρα, πριν και μετά τη διάσπαση της δέσμης υγρού καυσίμου [6].



Σχήμα 4.2 : Γεωμετρία της δέσμης υγρού καυσίμου χωρίς την επίδραση της συστροφής αέρα, μετά τη διάσπαση της δέσμης υγρού καυσίμου και πριν την πρόσκρουση στο τοίχωμα του θαλάμου καύσης [6].

#### **✚ Γωνία της Δέσμης Υγρού Καυσίμου**

Η γωνία της κωνικής δέσμης υγρού καυσίμου που διαμορφώνεται μετά τη διάσπασή της σε λεπτά σταγονίδια υπολογίζεται με βάση το ημιεμπειρικό μοντέλο του Wakuri από την παρακάτω σχέση [2,6]:

$$\theta_{\text{jet-Bw}} = c \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_u \cdot \Delta P \cdot d_{\text{inj}}^2}{\mu_u^2}} \quad (4.11)$$

Όπου:

$\theta_{\text{jet-Bw}}$  : Η γωνία της δέσμης [deg.].

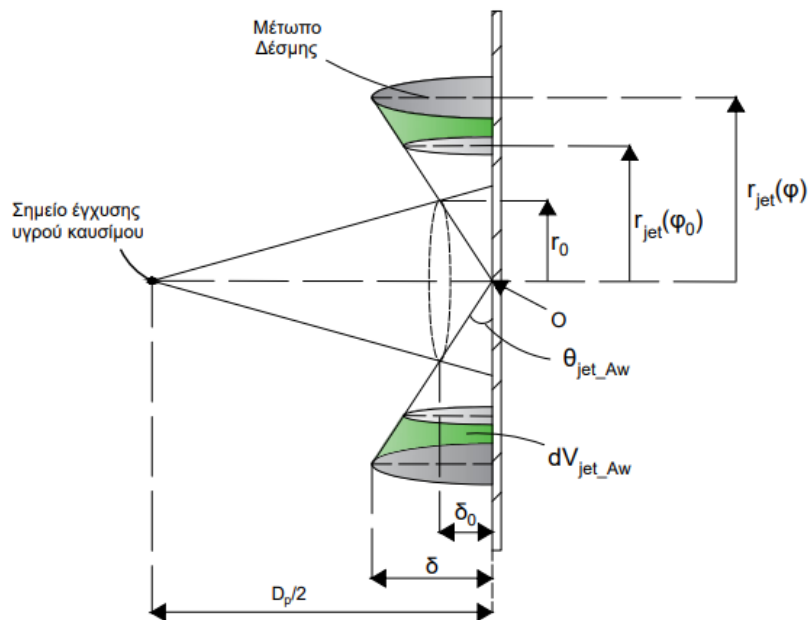
$\rho_u$  : Η πυκνότητα του μείγματος της άκαυστης ζώνης [kg/m<sup>3</sup>].

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

$c$  : Σταθερά.

#### 4.4 Χρονική Εξέλιξη του Μετώπου της Δέσμης Μετά την πρόσκρουση στο Τοίχωμα

Μετά την πρόσκρουση της δέσμης στο τοίχωμα του κυλίνδρου διαμορφώνεται μία νέα δέσμη (δέσμη τοιχώματος) παράλληλη στο τοίχωμα [6]. Η γεωμετρία της δέσμης αυτής απεικονίζεται στο Σχήμα 4.3.



Σχήμα 4.3 : Γεωμετρία της δέσμης τοιχώματος [6].

Η δέσμη εξαπλώνεται εκατέρωθεν του σημείου (Ο) και σε διεύθυνση παράλληλη με το τοίχωμα του κυλίνδρου. Η γεωμετρία της δέσμης περιγράφεται σύμφωνα με τη θεωρία

περί δέσμης τοιχώματος του Glauert [41]. Σύμφωνα με αυτήν, η ταχύτητα του μετώπου και το πάχος της δέσμης υπολογίζονται σε μία τυχαία ακτινική απόσταση ( $r_{jet}$ ) από το σημείο πρόσκρουσης (O) της δέσμης, με βάση τις παρακάτω σχέσεις [6,22,41]:

$$W = W_o \cdot \left(\frac{r_{jet}}{r_o}\right)^{-1} \quad (4.12)$$

$$\delta = \delta_o \cdot \left(\frac{r_{jet}}{r_o}\right) \quad (4.13)$$

Όπου:

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

$W$  : Η ταχύτητα της δέσμης τοιχώματος [m/s].

$\delta$  : Το πάχος της δέσμης τοιχώματος [m].

$r_o, W_o, \delta_o$  : Η αρχική ακτινική απόσταση, η αρχική ταχύτητα και το αρχικό πάχος στο σημείο (O) του σχήματος.

Η ακτινική απόσταση της δέσμης [m] τοιχώματος από το σημείο αναφοράς (O) υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση [6]:

$$r_{jet} = \sqrt{r_o \cdot (2 \cdot W_o \cdot t_w + r_o)} \quad (4.14)$$

Όπου:

$t_w$  : Ο χρόνος που έχει παρέλθει από την στιγμή της πρόσκρουσης [s].

Λόγω της θεώρησης ότι η διεύθυνση του ακροφυσίου είναι κάθετη στη διεύθυνση του τοιχώματος του κυλίνδρου, προκύπτει ότι η δέσμη προσκρούει κάθετα στο τοίχωμα. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα η ορμή της να διαιρείται εξίσου προς τις δύο παράλληλες κατευθύνσεις με το τοίχωμα (βλ. Σχήμα 4.3) [6,22]. Συνδυάζοντας τις αρχές διατήρησης της μάζας και τη ορμής στην περιοχή της πρόσκρουσης [6] μπορούν να υπολογιστούν η αρχική ταχύτητα [m/s] και το αρχικό πάχος της δέσμης τοιχώματος [m] με βάση τις παρακάτω σχέσεις [6, 22]:

$$W_o = u_w \quad (4.15.α)$$

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



Όπου:

$u_w$  : Η ταχύτητα της δέσμης τη στιγμή της πρόσκρουσης στο τοίχωμα [m/s].

$r_o$  : Η αρχική διείσδυση της δέσμης τοιχώματος [m].

Η αρχική διείσδυση της δέσμης τοιχώματος υπολογίζεται γεωμετρικά με βάση την ακόλουθη σχέση [m]:

$$r_o = \frac{\varepsilon\varphi\theta_{jet-Bw}^h \cdot D_p}{2 + \varepsilon\varphi\theta_{jet-Bw}^h} \quad (4.16)$$

Όπου:

$D_p$  : Διάμετρος εμβόλου [m].

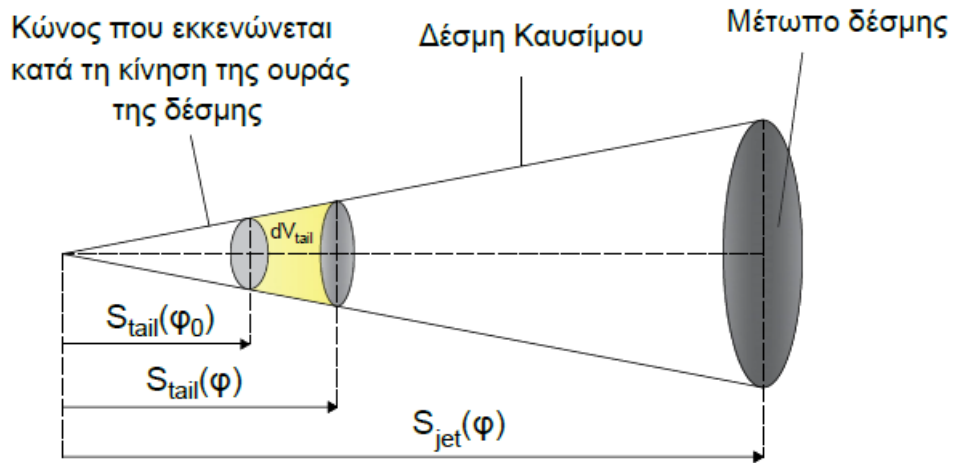
$\theta_{jet-Bw}^h$  : Η ημιγωνία της δέσμης ακριβώς πριν την πρόσκρουση στο τοίχωμα [rad].

Η γωνία της δέσμης μετά την πρόσκρουση στο τοίχωμα υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση [rad]:

$$\theta_{jet-Aw} = \varepsilon\varphi^{-1}\left(\frac{\delta_o}{r_o}\right) \quad (4.17)$$

## 4.5 Χρονική Εξέλιξη της Ουράς της Δέσμης

Όταν ολοκληρωθεί η έγχυση του υγρού καυσίμου, ξεκινά η διείσδυση της ουράς (κεφαλής) της δέσμης. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα στην κορυφή της δέσμης να αρχίσει να εκκενώνεται ένας χώρος με κωνική γεωμετρία με αποτέλεσμα η δέσμη υγρού καυσίμου να αποκτήσει το σχήμα κόλουρου κώνου (βλ. Σχήμα 4.4).



Σχήμα 4.4 : Γεωμετρία της ουράς της δέσμης [6].

Θεωρούμε ότι η κίνηση της ουράς της δέσμης είναι ίδια με αυτή του μετώπου της δέσμης πριν από την πρόσκρουση στο τοίχωμα, αλλά έχει τη μισή ταχύτητα σε σχέση με τη ταχύτητα διείδυσης του μετώπου [6]. Η διείδυση της ουράς της δέσμης δίνεται από την παρακάτω σχέση:

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

Όπου:

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

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

#### 4.6 Επίδραση της Συστροφής του Αέρα στο Μήκος Διείδυσης της Δέσμης

Η συστροφή της γόμωσης του θαλάμου καύσης θεωρείται ότι επηρεάζει το μήκος διείδυσης και την γωνία της δέσμης καυσίμου πριν την πρόσκρουση του μετώπου της δέσμης με το τοίχωμα του θαλάμου καύσης (βλ. Σχήμα 4.5). Το μήκος διείδυσης αφού λάβουμε υπόψη την επίδραση της συστροφής δίνεται από την παρακάτω σχέση [2, 6, 17] :

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

Όπου:

$S_{jet}, S_{jet}'$  : Το μήκος διεύθυνσης της δέσμης χωρίς και με την επίδραση συστροφής της γόμωσης αντίστοιχα [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].

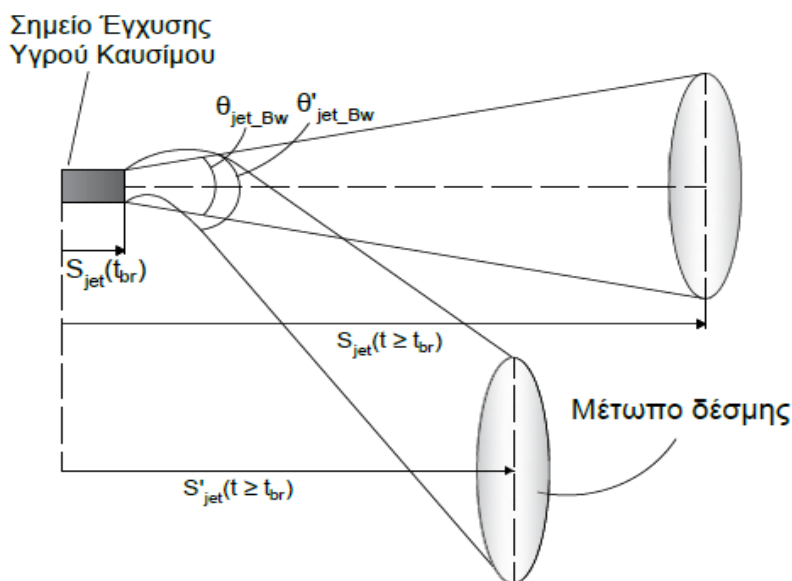
RPM : Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα [rpm].

Η γωνία της δέσμης καυσίμου αφού λάβουμε υπ' όψιν την επίδραση της συστροφής του αέρα δίνεται με βάση την παρακάτω σχέση [2,17]:

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

Όπου:

$\theta_{jet}, \theta_{jet}'$  : Η γωνία της δέσμης χωρίς και με την επίδραση συστροφής της γόμωσης αντίστοιχα [deg.].



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

## 4.7 Υπολογισμός Ρυθμού Μεταβολής Όγκων

### Μεταβολή του Όγκου του Μετώπου της Δέσμης Πριν την Πρόσκρουση στο Τοίχωμα

Ο ρυθμός μεταβολής του όγκου της δέσμης [m<sup>3</sup>] πριν την πρόσκρουση στο τοίχωμα (βλ. Σχήμα 4.2) προκύπτει από την παρακάτω σχέση [6, 22, 24-30]:

$$dV_{\text{jet-Bw}} = \frac{\pi}{3} \cdot \varepsilon \varphi^2 \theta_{\text{jet-Bw}}^h \cdot (S_{\text{jet}}^3(\varphi) - S_{\text{jet}}^3(\varphi_0)) \quad (4.21)$$

Όπου:

$\theta_{\text{jet-Bw}}$  : Η ημιγωνία της δέσμης πριν την πρόσκρουση της στο τοίχωμα του θαλάμου καύσης [rad].

### Μεταβολή του Όγκου του Μετώπου της Δέσμης Μετά την Πρόσκρουση στο Τοίχωμα

Ο ρυθμός μεταβολής του όγκου του μετώπου της δέσμης [m<sup>3</sup>] μετά την πρόσκρουση στο τοίχωμα (βλ. Σχήμα 4.3) προκύπτει με βάση την παρακάτω σχέση [6, 22, 24-30]:

$$dV_{\text{jet-Aw}} = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot \frac{\delta_0}{r_0} \cdot (r_{\text{jet}}^3(\varphi) - r_{\text{jet}}^3(\varphi_0)) \quad (4.22)$$

### Μεταβολή του Όγκου της Ουράς της Δέσμης

Ο ρυθμός μεταβολής του όγκου της ουράς της δέσμης [m<sup>3</sup>] (βλ. Σχήμα 4.4) προκύπτει με βάση τις παρακάτω σχέσεις [6, 24-30]:

Εάν  $t \leq t_{\text{eoi}}$  τότε :

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

Εάν  $t \geq t_{\text{eoi}}$  τότε :

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

Όπου:

$t_{\text{eoi}}$  : Η χρονική στιγμή που σταματάει η έγχυση υγρού καυσίμου [s].

## Μεταβολή του Όγκου της Δέσμης Συνολικά

Ο ρυθμός μεταβολής του όγκου της δέσμης λόγω  $[m^3]$  του μηχανισμού διείσδυσης της δίνεται για κάθε χρονική στιγμή του κλειστού κύκλου λειτουργίας με βάση τις παρακάτω σχέσεις:

Εάν  $t_{br} \leq t \leq t_w$  τότε :

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

Εάν  $t \geq t_w$  τότε :

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

Όπου:

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

## 4.8 Υπολογισμός Ρυθμού Διείσδυσης Μάζας

Η μάζα [kg] που εισέρχεται από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη εξ αιτίας του μηχανισμού διείσδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου που περιγράφηκε παραπάνω υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση [6,22,24-30]:

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

Όπου:

$dm_{u-jet}$  : Η μάζα της άκαυστης ζώνης που εισήλθε στην καιόμενη ζώνη λόγω του μηχανισμού διείσδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου [kg/deg.].

$\rho_u$  : Η πυκνότητα της μάζας της άκαυστης ζώνης [kg/m<sup>3</sup>].

Όσον αφορά τη λειτουργία του κινητήρα μόνο με καύσιμο Diesel ο ρυθμός αυτός περιγράφει εξ ολοκλήρου το ρυθμό διείσδυσης μάζας από τη άκαυστη στην καιόμενη ζώνη λόγω επέκτασης της τελευταίας. Στην περίπτωση που ο κινητήρας λειτουργεί υπό συνθήκες μεικτής καύσης ο παραπάνω ρυθμός περιγράφει ένα μικρό ποσοστό της συνολικά μεταφερόμενης μάζας. Το υπόλοιπο ποσοστό οφείλεται στην εξάπλωση του μετώπου της φλόγας που θα περιγραφεί στο κεφάλαιο 5.

Επίσης κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης, η παραπάνω μάζα αποτελείται από αέρα και φυσικό αέριο. Η ποσότητα κάθε υδρογονάνθρακα του

φυσικού αερίου που περιέχεται στην παραπάνω μάζα υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση:

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

Όπου:

$dm_{e-jet}^{NG-i}$  : Η μάζα κάθε υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου που διεισδύει από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη λόγω του μηχανισμού διείσδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου [kg/deg.].

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

Κατά συνέπεια η συνολική μάζα κάθε υδρογονάνθρακα (i) του φυσικού αερίου [kg] που έχει εισέλθει εντός της καιόμενης ζώνης λόγω της διείσδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου, δίνεται από την παρακάτω σχέση:

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

## Κεφάλαιο 5 : Δημιουργία και Εξάπλωση Μετώπου Φλόγας

### 5.1 Εισαγωγή

Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης, πριν από την έναρξη της καύσης η δημιουργία και η ανάπτυξη της καιόμενης ζώνης περιγράφεται αποκλειστικά από το μηχανισμό διείσδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου (βλ. ενότητα 4.3). Μετά την έναρξη της καύσης, που εξαρτάται αποκλειστικά και μόνο από την έναυση του καυσίμου Diesel (βλ. ενότητα 6.2.2), θεωρείται ότι περιφερειακά της καιόμενης ζώνης υπάρχει ανάπτυξη μετώπου φλόγας. Έτσι λοιπόν, ενώ πριν την έναρξη της καύσης η άκαυστη ζώνη χωρίζεται από την καιόμενη από το όριο που διαμορφώνει η δέσμη υγρού καυσίμου, μετά την έναρξη της καύσης οι ζώνες αυτές διαχωρίζονται από το μέτωπο της φλόγας που δημιουργείται.

Στην παρούσα εργασία ως μέτωπο φλόγας θεωρείται μια πολύ λεπτή περιοχή που καλύπτει περιφερειακά την καιόμενη ζώνη. Επίσης θεωρείται ότι το μέτωπο κινείται εντός της καιόμενης ζώνης με την τυρβώδη ταχύτητα φλόγας, ο υπολογισμός της οποίας θα πραγματοποιηθεί στην ενότητα 5.2. Η γεωμετρία και η διαδικασία εξάπλωσης του μετώπου φλόγας αναπτύσσεται στην ενότητα 5.3.

### 5.2 Ταχύτητα Εξάπλωσης του Μετώπου Φλόγας

Με τον όρο ταχύτητα του μετώπου φλόγας, ορίζουμε την ταχύτητα με την οποία το άκαυστο μείγμα αέρα και αερίου καυσίμου εισέρχεται στην ζώνη αντίδρασης του μετώπου φλόγας όπου καίγεται και μετασχηματίζεται σε προϊόντα τέλειας καύσης [6]. Επειδή επηρεάζει την εξέλιξη την καύσης, η ταχύτητα φλόγας έχει άμεση επιρροή στην απόδοση και τους εκπεμπόμενους ρύπους των κινητήρων μεικτής καύσης [6]. Η ταχύτητα μετώπου φλόγας αποτελείται από τις εξής δύο συνιστώσες [6,17,19]:

- Την τυρβώδη ταχύτητα φλόγας : Είναι η ταχύτητα με την οποία η φλόγα κινείται εντός ενός αερίου που βρίσκεται σε κίνηση. Η ταχύτητα αυτή αποτελείται από τις δύο παρακάτω συνιστώσες [16,19,42]:
  - Την στρωτή ταχύτητα φλόγας ( $u_{lam}$ ).
  - Την ένταση της τύρβης ( $u'$ ).

- Την μεταφορική ταχύτητα φλόγας : Είναι η ταχύτητα με την οποία ωθείται το μέτωπο φλόγας λόγω της εκτόνωσης του μείγματος των θερμών προϊόντων της καύσης.

Η μεταφορική ταχύτητα φλόγας δεν επηρεάζει ουσιωδώς την ταχύτητα του μετώπου φλόγας παρά μόνο τη γεωμετρία της εξωτερικής του επιφάνειας [6]. Έτσι λοιπόν θα θεωρήσουμε χωρίς σημαντικό σφάλμα ότι η ταχύτητα με την οποία κινείται το μέτωπο της φλόγας είναι η τυρβώδης ταχύτητα φλόγας. Κατά συνέπεια σε όλη την έκταση της εργασίας όπου αναφέρεται ο όρος ταχύτητα φλόγας θα εννοείται ότι αναφερόμαστε στην τυρβώδη ταχύτητα φλόγας. Στην συνέχεια θα γίνει η ανάλυση των δύο συνιστωσών της τυρβώδους ταχύτητας φλόγας.

### **Στρωτή Ταχύτητα Φλόγας ( $u_{lam}$ )**

Η στρωτή ταχύτητα φλόγας αποτελεί μία φυσικοχημική ιδιότητα του προαναμεμειγμένου μείγματος αέρα και φυσικού αερίου και ορίζεται ως η ταχύτητα με την οποία το μείγμα αυτό εισέρχεται εντός του μετώπου της φλόγας υπό συνθήκες στρωτής ροής. Το μέτωπο φλόγας των στρωτών φλογών καύσης αποτελείται από τις δύο παρακάτω περιοχές [42-44]:

- Τη ζώνη προθέρμανσης: Στη ζώνη αυτή δεν λαμβάνει χώρα κάποια αντίδραση. Η θερμοκρασία του άκαυστου μείγματος που βρίσκεται στη ζώνη αυτή αυξάνεται συνεχώς κυρίως λόγω της θερμότητας που μεταφέρεται από τη ζώνη αντίδρασης μέσω του μηχανισμού της αγωγιμότητας.
- Τη ζώνη αντίδρασης : Η ζώνη αυτή χαρακτηρίζεται από τον έντονο ρυθμό έκλυσης θερμότητας λόγω των εξώθερμων χημικών αντιδράσεων που λαμβάνουν χώρα εντός αυτής.

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [17,19] το πάχος των ζωνών αυτών που αποτελούν το μέτωπο της φλόγας, αθροιστικά είναι της τάξης περίπου των 0,2 mm. Επειδή λοιπόν είναι πολύ μικρότερο σε σχέση με τις χαρακτηριστικές διαστάσεις της καίόμενης ζώνης που σχηματίζεται, μπορεί να αμεληθεί [6,24-30]. Οι βασικότεροι παράγοντες που επηρεάζουν την τιμή της στρωτής ταχύτητας φλόγας είναι οι παρακάτω [6,17,19]:

- Η θερμοκρασία του άκαυστου και καμένου μείγματος.
- Η πίεση των αερίων του θαλάμου καύσης.
- Ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου του μείγματος.



- Η συγκέντρωση παραμένουτος καυσαερίου εντός του θαλάμου καύσης.

Στην παρούσα εργασία για τον υπολογισμό της τιμής της στρωτής ταχύτητας φλόγας θα αξιοποιηθεί η συσχέτιση των G. Karim και Al – Himyary [6,44]. Σύμφωνα με τη συσχέτιση αυτή, η τιμή της στρωτής ταχύτητας φλόγας δίνεται με βάση την παρακάτω σχέση:

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

Όπου:

- $u_{lam}$  : Στρωτή ταχύτητα φλόγας [cm/s].
- A : Συντελεστής - συνάρτηση της πίεσης των αερίων του θαλάμου καύσης P [bar] και της θερμοκρασίας του μείγματος της άκαυστου ζώνης  $T_u$  [K], που δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

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

- f : Συνάρτηση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου ( $\Phi$ ):

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

- $F_3, F_4, F_5$  : Συντελεστές που εξαρτώνται μόνο από τη θερμοκρασία της ακαύστου ζώνης και υπολογίζονται ως εξής:

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

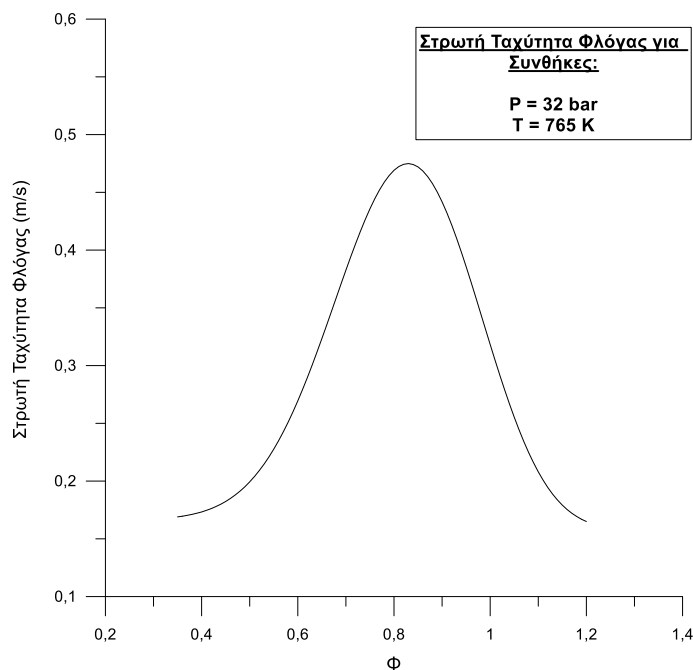
$$F_4 = 3.87 - 0.04T_u + 1.25 \cdot 10^{-4}T_u^2 \quad (5.4.β)$$

$$F_5 = 261 - 1.12T_u + 2.5 \cdot 10^{-3}T_u^2 \quad (5.4.γ)$$

- $F_1, F_2$  : Συντελεστές που υπολογίζονται από τους ακόλουθους τύπους:

$$F_1 = 0.28 + 1.76 \cdot f + 10.8 \cdot f^2 + 5.9 \cdot f^3 \quad (5.5.a)$$

$$F_2 = P^{(-0.29 - 0.69 \cdot f - 2.13 \cdot f^2 + f^3)} \quad (5.5.β)$$



**Σχήμα 5.1 :** Στρωτή ταχύτητα φλόγας συναρτήσεως του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου ( $\Phi$ ) για  $P = 32 \text{ bar}$  και  $T = 765 \text{ K}$  βάσει της συσχέτισης των G. Karim και Al – Himyary.

### **Ένταση της τύρβης ( $u'$ )**

Έχοντας γνωστή τη χρονική εξέλιξη της μέσης και στιγμιαίας ταχύτητας σε μία τυρβώδη ροή, η ένταση της τύρβης ορίζεται ως ο λόγος της μέσης τετραγωνικής απόκλισης της στιγμιαίας ταχύτητας προς τη μέση ταχύτητα της ροής [42].

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [17,19] η ένταση της τύρβης εξαρτάται από την εγκάρσια (swirl) και ακτινική (squish) περιστροφή του αερίου μείγματος. Η περιστροφή του αερίου μείγματος στις κατευθύνσεις αυτές εξαρτώνται με τη σειρά τους από την ταχύτητα μετατόπισης του εμβόλου και κατά συνέπεια από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.

Ο υπολογισμός της έντασης της τύρβης θα γίνει με τη βοήθεια της θεωρίας "Rapid Distortion Theory" [19,23,33,45,46]. Σύμφωνα με τη θεωρία αυτή σε κάθε βήμα μετά την έναρξη της καύσης μπορεί να θεωρηθεί ότι η στροφορμή (angular momentum) των μεγάλων δινών (δλδ. των δινών της κλίμακας του χαρακτηριστικού μήκους της ροής) διατηρείται. Με βάση τη θεώρηση αυτή, το χαρακτηριστικό μήκος ροής και η ένταση της τύρβης μπορούν να υπολογιστούν σύμφωνα με τις παρακάτω σχέσεις:

$$L = L_{ign} \cdot \left(\frac{\rho_{u-ign}}{\rho_u}\right)^{1/3} \quad (5.6)$$

$$u' = u'_{ign} \cdot \left(\frac{\rho_u}{\rho_{u-ign}}\right)^{1/3} \quad (5.7)$$

Όπου:

- $L$  : Το χαρακτηριστικό μήκος ροής στο τρέχον βήμα [m].
- $L_{ign}$  : Το χαρακτηριστικό μήκος ροής τη στιγμή της έναυσης [m]. Το μήκος αυτό σύμφωνα με την παραπάνω θεωρία, θεωρείται ανάλογο με το ύψος του θαλάμου καύσης τη στιγμή της έναυσης και υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$L_{ign} = c_L \cdot x_{p-ign} \quad (5.8)$$

Όπου:

$x_{p-ign}$  : Το ύψος του θαλάμου καύσης τη στιγμή της έναυσης [m].

$c_L$  : Σταθερά.

- $u'$  : Η ένταση της τύρβης στο τρέχον βήμα [m/s].
- $u'_{ign}$  : Η ένταση της τύρβης τη στιγμή της έναυσης [m/s]. Η ένταση της τύρβης τη στιγμή της έναυσης σύμφωνα με την παραπάνω θεωρία θεωρείται ανάλογη με την μέση ταχύτητα μετατόπισης του εμβόλου και υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$u'_{ign} = c_u \cdot v_{mp} \quad (5.9)$$

Όπου:

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

$c_u$  : Σταθερά.

- $\rho_u$  : Η πυκνότητα του αερίου μείγματος της άκαυστης ζώνης στο τρέχον βήμα [kg/m<sup>3</sup>].
- $\rho_{u-ign}$ : Η πυκνότητα του αερίου μείγματος της άκαυστης ζώνης τη στιγμή της έναυσης [kg/m<sup>3</sup>].

Η σχέση (5.6) εκφράζει την αλλαγή του χαρακτηριστικού μήκους της ροής του αερίου μείγματος που βρίσκεται στην άκαυστη ζώνη, εξ αιτίας της συμπίεσης που υφίσταται από την εξάπλωση του μετώπου της φλόγας. Η σχέση (5.7) εκφράζει την μεταβολή στην

τιμή της έντασης της τύρβης λόγω της θεώρησης της διατήρησης της στροφορμής των μεγάλων δινών.

Με βάση τους παραπάνω υπολογισμούς προκύπτει ότι η τυρβώδης ταχύτητα φλόγας [m/s] υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση:

$$u_{\text{turb}} = \frac{u_{\text{lam}}}{100} + u' \quad (5.10)$$

## 5.3 Γεωμετρία του Μετώπου της Φλόγας

### 5.3.1 Εισαγωγή

Η γεωμετρία και η διαδικασία εξάπλωσης του μετώπου φλόγας, θεωρείται ότι διαφοροποιείται ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα. Πιο συγκεκριμένα, στην περίπτωση που ο κινητήρας λειτουργεί υπό συνθήκες μεικτής καύσης με συμπληρωματική ποσότητα φυσικού αερίου (βλ. ενότητα 1.4.2.1), θεωρείται ότι το μέτωπο φλόγας που αναπτύσσεται έχει κωνική γεωμετρία. Η διαδικασία ανάπτυξης του κωνικού μετώπου φλόγας βασίστηκε σε δεδομένα της υπάρχουσας βιβλιογραφίας [55-57] και περιγράφεται στην ενότητα 5.3.2.

Στην περίπτωση που ο κινητήρας λειτουργεί υπό συνθήκες μεικτής καύσης με χρήση πιλοτικής έγχυσης καυσίμου Diesel (βλ. ενότητα 1.4.2.2), θεωρείται ότι το μέτωπο φλόγας που αναπτύσσεται έχει σφαιρική γεωμετρία [23,32,33]. Η διαδικασία ανάπτυξης του σφαιρικού μετώπου φλόγας περιγράφεται στην ενότητα 5.3.3.

### 5.3.2 Κωνικό Μέτωπο Φλόγας

Όπως προαναφέρθηκε στο παρόν μοντέλο θεωρείται ότι όταν ο κινητήρας λειτουργεί υπό συνθήκες μεικτής καύσης με συμπληρωματική ποσότητα φυσικού αερίου (βλ. ενότητα 1.4.2.1), το μέτωπο φλόγας που αναπτύσσεται έχει κωνική γεωμετρία. Ο τρόπος ανάπτυξης του κωνικού μετώπου φλόγας ακολουθεί τη παρακάτω μεθοδολογία.

## ✚ Ανάπτυξη Κωνικού Μετώπου Φλόγας Πριν την Πρόσκρουση στο Τοίχωμα του Κυλίνδρου

Η μεταβολή του όγκου του μετώπου της φλόγας πριν την πρόσκρουση του μετώπου στο τοίχωμα, θεωρείται ότι εξαρτάται από το μηχανισμό εξάπλωσης του μετώπου φλόγας αλλά και από το μηχανισμό διείσδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου που περιγράφηκε στην ενότητα 4.3.

### Μηχανισμός Διείσδυσης Δέσμης Καυσίμου

Ο μηχανισμός διείσδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου καθορίζει τη γεωμετρία του μετώπου της φλόγας στην αρχή κάθε βήματος υπολογισμού μετά τη στιγμή της έναυσης του αερίου μείγματος αέρα – φυσικού αερίου και πριν την πρόσκρουση του μετώπου φλόγας στο τοίχωμα του κυλίνδρου.

Η διείσδυση του μετώπου της φλόγας [m] στην αρχή κάθε βήματος προκύπτει σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$S_{jet}(\varphi) = S_{fl}(\varphi_0) + u_{jet} \cdot \Delta t_{step} \quad (5.11)$$

Όπου :

$S_{fl}(\varphi_0)$  : Είναι η διείσδυση του μετώπου της φλόγας στο προηγούμενο βήμα υπολογισμού [m].

$u_{jet}$  : Είναι η ταχύτητα της δέσμης υγρού καυσίμου που προκύπτει με βάση το μοντέλο του Hiroyasu (σχέση 4.10) [m/s].

$\Delta t_{step}$  : Το χρονικό διάστημα που διαρκεί ένα βήμα υπολογισμού [s].

Η γωνία του μετώπου της φλόγας στην αρχή κάθε βήματος ισούται με τη γωνία της φλόγας του προηγούμενου βήματος:

$$\theta_{jet-Bw}(\varphi) = \theta_{fl-Bw}(\varphi_0) \quad (5.12)$$

Λόγω του μηχανισμού διείσδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου, εντός της καιόμενης ζώνης εισέρχεται μάζα από την άκαυστη ζώνη η οποία υπολογίζεται μέσω των σχέσεων (4.21) και (4.25). Κατά τη εφαρμογή της σχέσης (4.21) οι μεταβλητές  $S_{jet}(\varphi_0)$  και  $\theta_{jet\_Bw}(\varphi_0)$  ισούνται με την διείσδυση και τη γωνία του μετώπου φλόγας αντίστοιχα του προηγούμενου βήματος υπολογισμού.

## Μηχανισμός Εξάπλωσης Μετώπου Φλόγας

Με βάση το μήκος διεύθυνσης και τη γωνία που έχει αποκτήσει το μέτωπο της φλόγας στην αρχή του βήματος λόγω του μηχανισμού διεύθυνσης της δέσμης υγρού καυσίμου, θεωρείται ότι το κωνικό μέτωπο φλόγας αναπτύσσεται προς δύο κατευθύνσεις (βλ. Σχήμα 5.2):

- Διόγκωση της γωνίας του κώνου (βλ. Σχήμα 5.2 - Τμήμα 1):  
Θεωρείται ότι η γωνία του κωνικού μετώπου φλόγας αυξάνεται με το πέρασμα του χρόνου σύμφωνα με τη παρακάτω συνάρτηση:

$$\theta_{fl-Bw}(\varphi) = c_1 \cdot u_{turb} \cdot t_{ign}^{c_2} + \theta_{jet-ign} \quad (5.13)$$

Όπου:

$\theta_{fl-Bw}(\varphi)$  : Η γωνία της φλόγας στο τέλος του τρέχοντος βήματος [deg.].

$\theta_{jet-ign}$  : Η γωνία της δέσμης τη χρονική στιγμή της έναυσης [deg.].

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

$t_{ign}$  : Ο χρόνος που έχει παρέλθει από την έναυση του υγρού καυσίμου [s].

$c_1, c_2$  : Σταθερές.

- Εξάπλωση του μετώπου προς την κατεύθυνση της βάσης του κώνου (βλ. Σχήμα 5.2 - Τμήμα 2):  
Θεωρείται ότι το κωνικό μέτωπο φλόγας επεκτείνεται και προς την κατεύθυνση της βάσης του κώνου με ταχύτητα ίση με την τυρβώδη ταχύτητα φλόγας. Η διεύθυνση του μετώπου της φλόγας αυτή υπολογίζεται σε κάθε βήμα από την παρακάτω σχέση:

$$S_{fl}(\varphi) = S_{jet}(\varphi) + u_{turb} \cdot \Delta t_{step} \quad (5.14)$$

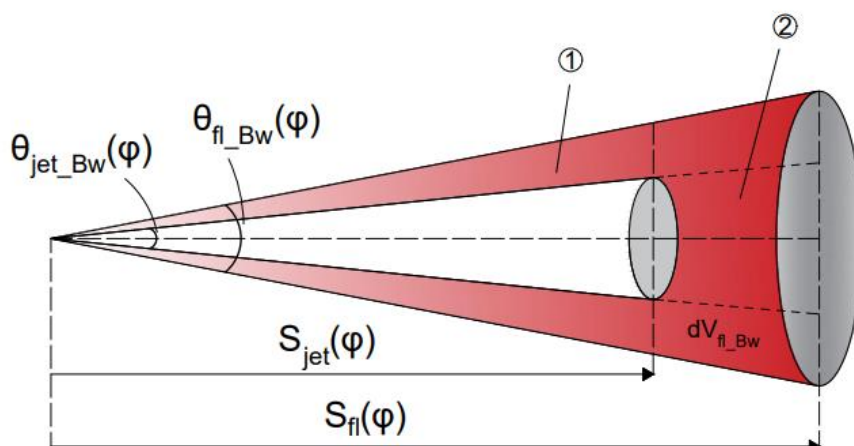
Όπου:

$S_{fl}(\varphi)$  : Η διεύθυνση του μετώπου της φλόγας στο τέλος του τρέχοντος βήματος [m].

$S_{jet}(\varphi)$ : Η διεύθυνση του μετώπου της φλόγας στην αρχή του τρέχοντος βήματος [m].

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

$\Delta t_{step}$  : Το χρονικό διάστημα που διαρκεί ένα βήμα υπολογισμού [s].



**Σχήμα 5.2 :** Κωνικό μέτωπο φλόγας πριν την πρόσκρουση της δέσμης με το τοίχωμα.

Με βάση λοιπόν το παραπάνω σχήμα η μεταβολή του όγκου της καίόμενης ζώνης λόγω εξάπλωσης του μετώπου φλόγας προκύπτει με βάση την παρακάτω σχέση:

$$dV_{fl-Bw}(\varphi) = V_{fl-Bw}(\varphi) - V_{jet-Bw}(\varphi) \quad (5.15)$$

Όπου:

- $V_{fl-Bw}(\varphi)$  : Ο όγκος [m<sup>3</sup>] που περικλείεται από το μέτωπο της φλόγας στο τρέχον βήμα και προκύπτει από την σχέση:

$$V_{fl-Bw}(\varphi) = \frac{\pi}{3} \cdot \varepsilon \varphi^2 \theta_{fl-Bw}^h(\varphi) \cdot S_{fl}^3(\varphi) \quad (5.16)$$

Όπου:

$\theta_{fl-Bw}^h(\varphi)$  : Η ημιγωνία του μετώπου της φλόγας στο τέλος του τρέχοντος βήματος [rad].

- $V_{jet-Bw}(\varphi)$  : Ο όγκος του μετώπου της φλόγας στην αρχή του τρέχοντος βήματος [m<sup>3</sup>] ο οποίος καθορίζεται από το μηχανισμό διεύθυνσης της δέσμης υγρού καυσίμου. Ο όγκος αυτός υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση:

$$V_{jet-Bw}(\varphi) = \frac{\pi}{3} \cdot \varepsilon \varphi^2 \theta_{jet-Bw}^h(\varphi) \cdot S_{jet}^3(\varphi) \quad (5.17)$$

Όπου:

$\theta_{jet-Bw}^h(\varphi)$ : Η ημιγωνία του μετώπου της φλόγας στην αρχή του τρέχοντος βήματος [rad].

### Εξάπλωση του Κωνικού Μετώπου Φλόγας στην Ουρά της Δέσμης

Μετά το πέρας της έγχυσης του καυσίμου Diesel θεωρείται ότι υπάρχει ανάπτυξη του μετώπου της φλόγας και προς την κατεύθυνση της ουράς της δέσμης καυσίμου (βλ ενότητα 4.5) η οποία εκκενώνεται προς τη κατεύθυνση που κινείται το μέτωπο της φλόγας [6]. Η εξάπλωση του μετώπου της φλόγας προς αυτή την κατεύθυνση θεωρείται ότι σε κάθε βήμα υπολογισμού διαμορφώνει έναν όγκο που αναπαριστάται στο σχήμα 5.3 με κόκκινο χρώμα.

Το τμήμα 3 του παραπάνω όγκου αποτελεί έναν κόλουρο κώνο που υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση [m<sup>3</sup>]:

$$dV_{fl-tail-3}(\varphi) = \frac{\pi}{3} \cdot \Upsilon \cdot (R_1^2 + R_0 + R_0^2) \quad (5.18)$$

Όπου:

- $\Upsilon$  : Το ύψος του κολουρου κώνου [m]. Το ύψος αυτό δίνεται με βάση τις ακόλουθες σχέσεις:

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

$$\Upsilon = S_{tail}(\varphi) - S_{tail}(\varphi_0) \quad (5.19.a)$$

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

$$\Upsilon = u_{turb} \cdot \Delta t_{step} \quad (5.19.b)$$

- $R_1$  : Υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση [m] :

$$R_1 = \varepsilon \varphi \theta_{jet-Bw}(\varphi) \cdot S_{tail}(\varphi) \quad (5.20)$$

- $R_0$  : Υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση [m] :

$$R_0 = \varepsilon \varphi \theta_{jet-Bw}(\varphi) \cdot (S_{tail}(\varphi) - \Upsilon) \quad (5.21)$$



Οι όγκοι των τμημάτων 1 και 2 του όγκου που προαναφέρθηκε συμπεριλαμβάνονται στον υπολογισμό του όγκου  $dV_{fl-Bw}(\varphi)$  που υπολογίζεται από τη σχέση (5.15). Επιπλέον, λόγω της εκκένωσης της ουράς τη δέσμης, από τον υπολογισμό του όγκου  $dV_{fl-Bw}(\varphi)$  πρέπει να αφαιρεθεί ο όγκος των τμημάτων 4 και 5 του Σχήματος 5.3. Ο όγκος των τμημάτων αυτών δίνεται από την παρακάτω σχέση [m<sup>3</sup>]:

$$dV_{fl-tail-4,5}(\varphi) = \frac{\pi}{3} \cdot (\varepsilon\varphi^2\theta_{fl-Bw}^h(\varphi) - \varepsilon\varphi^2\theta_{jet-Bw}^h(\varphi)) \cdot (S_{tail}(\varphi) - \Upsilon)^3 \quad (5.22)$$

Συνολικά λοιπόν η μεταβολή όγκου μέσω της οποίας λαμβάνεται υπ' όψιν η εξάπλωση του μετώπου της φλόγας και στην ουρά της καίόμενης ζώνης δίνεται σύμφωνα με τις παρακάτω σχέσεις:

Εάν  $t \leq t_{eoi}$  τότε :

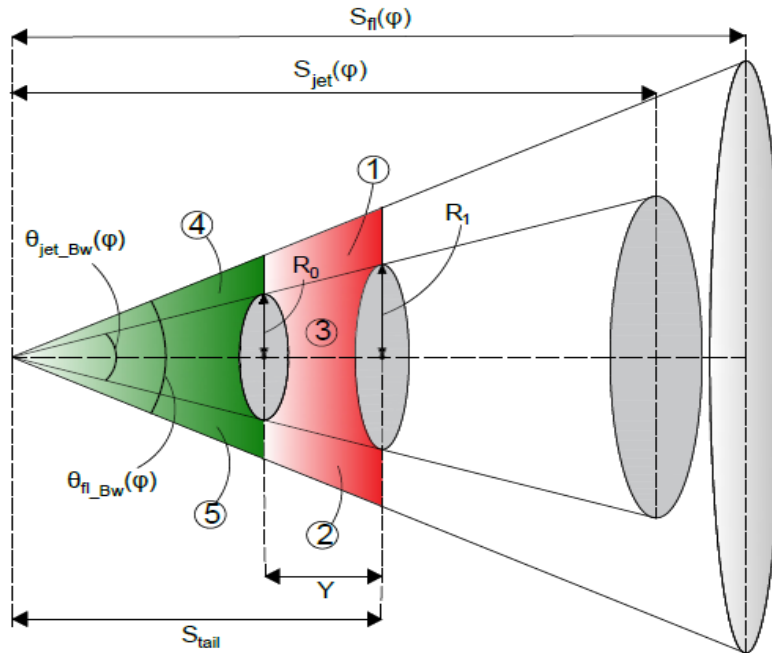
$$dV_{fl-tail}(\varphi) = 0 \quad (5.23.a)$$

Εάν  $t > t_{eoi}$  τότε :

$$dV_{fl-tail}(\varphi) = dV_{fl-tail-3}(\varphi) - dV_{fl-tail-4,5}(\varphi) \quad (5.23.b)$$

Όπου:

$t_{eoi}$  : Η χρονική στιγμή που σταματάει η έγχυση υγρού καυσίμου [s].



Σχήμα 5.3 : Εξάπλωση του μετώπου της φλόγας προς την κατεύθυνση της ουράς της δέσμης καυσίμου[6].

#### **Ανάπτυξη Κωνικού Μετώπου Φλόγας Μετά την Πρόσκρουση στο Τοίχωμα του Κυλίνδρου**

Η πρόσκρουση της φλόγας στο τοίχωμα του κυλίνδρου έχει σαν συνέπεια τη μείωση του ρυθμού διόγκωσης του μετώπου της φλόγας [23]. Για την περιγραφή του παραπάνω φαινομένου αξιοποιήθηκε η σχέση (5.24). Έτσι λοιπόν όταν το μέτωπο της φλόγας προσκρούσει στο τοίχωμα του κυλίνδρου σταματάει κάθε γεωμετρικός υπολογισμός μεταβολής όγκου λόγω εξάπλωσης του μετώπου φλόγας. Από τη στιγμή της πρόσκρουσης στο τοίχωμα και έπειτα η μεταβολή του όγκου του μετώπου υπολογίζεται μέσω της παρακάτω σχέσης [33]:

$$dV_{fl-Aw}(\varphi) = (1 - w) \cdot dV_{fl-Bw_0} + w \cdot dV_{fl-Aw}(\varphi_0) \cdot \left[1 - \exp\left(\frac{-m_u(\varphi)}{c_e \cdot m_{cyl}}\right)\right] \quad (5.24)$$

Όπου:

- $dV_{fl-Aw}(\varphi)$ ,  $dV_{fl-Aw}(\varphi_0)$  : Μεταβολή του όγκου του μετώπου της φλόγας στο τρέχον και στο προηγούμενο βήμα υπολογισμού αντίστοιχα [ $m^3$ ].

- $dV_{fl-Bw_0}$  : Η μεταβολή του όγκου του μετώπου της φλόγας την στιγμή που η δέσμη προσκρούει στο τοίχωμα του κυλίνδρου [ $m^3$ ].
- $m_u(\varphi)$  : Μάζα μείγματος της άκαυστης ζώνης στο τρέχον βήμα υπολογισμού [kg].
- $m_{cyl}$  : Συνολική γόμωση του θαλάμου καύσης [kg].
- $c_e$  : Σταθερά.
- $w$  : Συνάρτηση που δίνεται με βάση την παρακάτω σχέση:

$$w = \frac{m_{u-w} - m_u(\varphi)}{m_{u-w}} \quad (5.25)$$

Όπου:

$m_{u-w}$  : Η μάζα της άκαυστης ζώνης τη στιγμή της πρόσκρουσης της δέσμης στο τοίχωμα [kg].

### **Γενική Σχέση Μεταβολής Όγκου Κωνικού Μετώπου Φλόγας**

Συμπερασματικά λοιπόν οι σχέσεις υπολογισμού της μεταβολής του κωνικού μετώπου φλόγας πριν και μετά την πρόσκρουση του στο τοίχωμα του θαλάμου καύσης είναι οι παρακάτω:

Εάν  $t \leq t_w$  τότε :

$$dV_{fl}(\varphi) = dV_{fl-Bw}(\varphi) + dV_{fl-tail}(\varphi) \quad (5.26.a)$$

Εάν  $t > t_w$  τότε :

$$dV_{fl}(\varphi) = dV_{fl-Aw}(\varphi) \quad (5.26.β)$$

Όπου:

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

### **5.3.3 Σφαιρικό Μέτωπο Φλόγας**

Όπως προαναφέρθηκε στο παρόν μοντέλο θεωρείται όταν ο κινητήρας λειτουργεί υπό συνθήκες μεικτής καύσης με χρήση πιλοτικής έγχυσης καυσίμου Diesel, το μέτωπο φλόγας που αναπτύσσεται έχει σφαιρική γεωμετρία (βλ. ενότητα 1.4.2.2 και Σχήμα 5.4). Έτσι λοιπόν ενώ πριν τη έναυση του υγρού καυσίμου η καιόμενη ζώνη θεωρείται ότι έχει κωνική γεωμετρία, μετά την έναυση αποκτά τη σφαιρική γεωμετρία του μετώπου της

φλόγας [32]. Το σφαιρικό μέτωπο φλόγας αναπτύσσεται σύμφωνα με την παρακάτω μεθοδολογία.

### **✚ Υπολογισμός Αρχικής Ακτίνας Σφαιρικού Μετώπου**

Η αρχική ακτίνα του μετώπου φλόγας προκύπτει με βάση την αντιστοίχιση του όγκου που έχει η κωνική δέσμη υγρού καυσίμου ακριβώς πριν την έναυση του υγρού καυσίμου, με τον όγκο ημισφαιρίου που έχει το μέτωπο φλόγας την στιγμή της έναυσης. Κατά συνέπεια η αρχική ακτίνα του σφαιρικού μετώπου δίνεται σύμφωνα με τις παρακάτω σχέσεις [32]:

$$V_{fl-ign} = V_{jet-ign} \quad (5.27)$$

$$S_{fl-ign} = \left(\frac{3}{2} \cdot V_{fl-ign} \cdot \frac{1}{\pi}\right)^{1/3} \quad (5.28)$$

Όπου:

$V_{fl-ign}$  : Ο όγκος του μετώπου φλόγας την στιγμή της έναυσης [ $m^3$ ].

$V_{jet-ign}$  : Ο όγκος της κωνικής δέσμης υγρού καυσίμου ακριβώς πριν την έναυση του υγρού καυσίμου [ $m^3$ ].

$S_{fl-ign}$  : Η ακτίνα του μετώπου της φλόγας τη στιγμή της έναυσης [m].

### **✚ Υπολογισμός Ακτίνας Σφαιρικού Μετώπου σε Κάθε Βήμα**

Σε κάθε βήμα μετά την έναυση η ακτίνα του μετώπου φλόγας υπολογίζεται με βάση την τυρβώδη ταχύτητα φλόγας και τη διεύθυνση του μετώπου φλόγας στο προηγούμενο βήμα σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$S_{fl}(\varphi) = S_{fl}(\varphi_0) + u_{turb} \cdot \Delta t_{step} \quad (5.29)$$

Όπου:

- $S_{fl}(\varphi)$  : Η ακτίνα του μετώπου φλόγας στο τρέχον βήμα υπολογισμού [m].
- $S_{fl}(\varphi_0)$  : Η ακτίνα του μετώπου φλόγας στο προηγούμενο βήμα υπολογισμού [m]. Η ακτίνα αυτή υπολογίζεται θεωρώντας ότι ο όγκος του σφαιρικού μετώπου στο προηγούμενο βήμα υπολογισμού είναι ο θερμοδυναμικός όγκος της καιόμενης ζώνης, που προκύπτει με βάση τη διαδικασία που περιγράφεται στο κεφάλαιο 7.

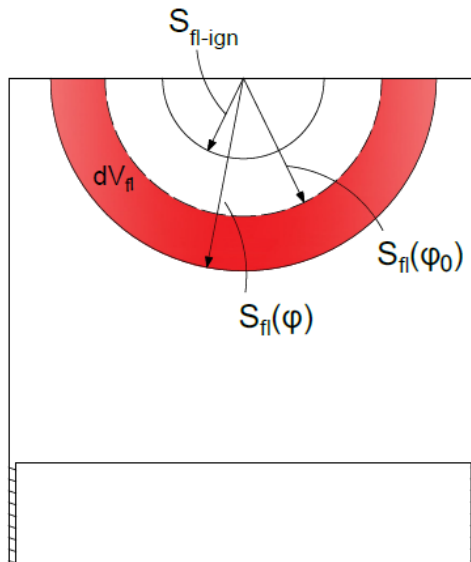
Μέσω του όγκου αυτού, στον υπολογισμό της ακτίνας του μετώπου φλόγας λαμβάνεται υπ' όψιν η διόγκωση των προϊόντων της καύσης. Η παραπάνω ακτίνα προκύπτει βάσει της παρακάτω σχέσης :

$$S_{fl}(\varphi_0) = \left(\frac{3}{2} \cdot V_b(\varphi_0) \cdot \frac{1}{\pi}\right)^{1/3} \quad (5.30)$$

Όπου:

$V_b(\varphi_0)$  : Ο θερμοδυναμικός όγκος της καίόμενης ζώνης στο προηγούμενο βήμα υπολογισμού [m<sup>3</sup>].

- $u_{turb}$  : Η τυρβώδης ταχύτητα φλόγας [m/s].
- $\Delta t_{step}$  : Το χρονικό διάστημα που διαρκεί ένα βήμα υπολογισμού [s].



Σχήμα 5.4: Σφαιρικό μέτωπο φλόγας.

#### **✚ Υπολογισμός Μεταβολής Όγκου**

Η μεταβολή του όγκου του σφαιρικού μετώπου [m<sup>3</sup>] δίνεται με βάση την ακόλουθη σχέση:

$$dV_{fl}(\varphi) = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot (S_{fl}^3(\varphi) - S_{fl}^3(\varphi_0)) \quad (5.31)$$

Στην περίπτωση που η μεταβολή του όγκου του μετώπου της φλόγας καθ' όλη τη διάρκεια της φάσης εκτόνωσης του κινητήρα υπολογιζόταν από τη σχέση (5.31), το μοντέλο θα προέβλεπε συνεχώς αυξανόμενους ρυθμούς διόγκωσης του μετώπου της φλόγας, κάτι που δεν συμβαίνει στην πραγματικότητα [23, 33]. Γι' αυτό το λόγο προς το τέλος της καύσης και αφού έχει εισέλθει ένα συγκεκριμένο ποσοστό της μάζας της άκαυστης ζώνης στην καιόμενη ζώνη ( $m_{u-tr}$ ) ο γεωμετρικός υπολογισμός της μεταβολής του όγκου του μετώπου της φλόγας σταματάει. Για τον υπολογισμό του από τη στιγμή αυτή και μέχρι όλη η μάζα της άκαυστης ζώνης να διεισδύσει στην καιόμενη ζώνη, μπαίνει σε εφαρμογή η παρακάτω σχέση [33]:

$$dV_{fl}(\varphi) = (1 - w) \cdot dV_{fl-tr} + w \cdot dV_{fl}(\varphi_0) \cdot [1 - \exp(\frac{-m_u(\varphi)}{c_e \cdot m_{cyl}})] \quad (5.32)$$

Όπου:

- $dV_{fl}(\varphi)$ ,  $dV_{fl}(\varphi_0)$ : Η μεταβολή του όγκου του μετώπου της φλόγας στο τρέχον και στο προηγούμενο βήμα αντίστοιχα [ $m^3$ ].
- $dV_{fl-tr}$ : Η μεταβολή του όγκου του μετώπου της φλόγας την στιγμή της εφαρμογής της σχέσης (5.32) [ $m^3$ ].
- $w$ : Συνάρτηση που δίνεται με βάση την παρακάτω σχέση:

$$w = \frac{m_{u-tr} - m_u(\varphi)}{m_{u-tr}} \quad (5.33)$$

Όπου:

$m_{u-tr}$ : Η μάζα της άκαυστης ζώνης τη στιγμή της εφαρμογής της σχέσης (5.32) [kg].

Συμπερασματικά λοιπόν οι σχέσεις που δίνουν την μεταβολή του σφαιρικού μετώπου φλόγας είναι οι παρακάτω:

Εάν  $m_u < m_{u-tr}$  τότε :

$$dV_{fl}(\varphi) = \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot (R_{fl}^3(\varphi) - R_{fl}^3(\varphi_0)) \quad (5.34)$$

Εάν  $m_u \geq m_{u-tr}$  τότε :

$$dV_{fl}(\varphi) = (1 - w) \cdot dV_{fl-tr} + w \cdot dV_{fl}(\varphi_0) \cdot [1 - \exp(\frac{-m_u(\varphi)}{c_e \cdot m_{cyl}})] \quad (5.35)$$

## 5.4 Υπολογισμός Ρυθμού Διείσδυσης Μάζας

### Ρυθμός Διείσδυσης Μάζας λόγω Εξάπλωσης Μετώπου Φλόγας

Μετά τον υπολογισμό της μεταβολής του όγκου του μετώπου της φλόγας ( $dV_{fl}$ ) για κάθε πιθανή γεωμετρία του μετώπου, είναι εφικτός ο υπολογισμός του ρυθμού διείσδυσης μάζας από την άκαυστη στη καιόμενη ζώνη λόγω του μηχανισμού εξάπλωσης του μετώπου φλόγας. Η μάζα αυτή [kg.] προκύπτει βάσει της παρακάτω σχέσης [6,22,24-30,43]:

$$dm_{u-fl} = \rho_u \cdot dV_{fl} \quad (5.36)$$

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 εισήλθε στην καιόμενη ζώνη λόγω εξάπλωσης του μετώπου της φλόγας [kg/deg.].

$\rho_u$  : Η πυκνότητα της μάζας της άκαυστης ζώνης [ $kg/m^3$ ].

Η ποσότητα κάθε υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου που εισήλθε στην καιόμενη ζώνη λόγω της διείσδυσης της παραπάνω μάζας υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση:

$$dm_{e-fl}^{NG-i} = Y_u^i \cdot dm_{u-fl} \quad (5.37)$$

Όπου:

$dm_{e-fl}^{NG-i}$  : Η μάζα κάθε υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου που διεισδύει στην καιόμενη ζώνη λόγω της εξάπλωσης του μετώπου φλόγας [kg/deg.].

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

Κατά συνέπεια για κάθε βήμα υπολογισμού η μάζα φυσικού αερίου που έχει εισέλθει εντός της καιόμενης ζώνης λόγω της εξάπλωσης του μετώπου φλόγας δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$m_{e-fl}^{NG}(\varphi) = m_{e-fl}^{NG}(\varphi_0) + \sum_{i=6}^{10} dm_{e-fl}^{NG-i} \quad (5.38)$$

## Συνολικός Ρυθμός Μεταφοράς Μάζας

Κατά τη λειτουργία λοιπόν του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης ο συνολικός ρυθμός διείσδυσης μάζας [kg/deg.] από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη, δίνεται στη γενικότερη περίπτωση, σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$dm_u = dm_{u-jet} + dm_{u-fl} \quad (5.39)$$

Όπου:

$dm_{u-jet}$  : Ο ρυθμός διείσδυσης μάζας [kg/deg.] από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη, λόγω του μηχανισμού διείσδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου (βλ. ενότητα 4.8).

$dm_{u-fl}$  : Ο ρυθμός διείσδυσης μάζας [kg/deg.] από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη, λόγω της εξάπλωσης του μετώπου φλόγας.

Κατά την ανάπτυξη του κωνικού μετώπου φλόγας θεωρείται ότι ο όρος  $dm_{u-jet}$  είναι μη μηδενικός από τη στιγμή της έναρξης της έγχυσης υγρού καυσίμου έως τη στιγμή της πρόσκρουσης του μετώπου της φλόγας με το τοίχωμα του θαλάμου καύσης. Αντίστοιχα κατά την ανάπτυξη του σφαιρικού μετώπου φλόγας θεωρείται ότι ο όρος αυτός είναι μη μηδενικός από την έναρξη της έγχυσης υγρού καυσίμου έως την στιγμή της έναυσής του.



# Κεφάλαιο 6 : Εκτίμηση Ρυθμών Καύσης Υγρού και Αερίου Καυσίμου

## 6.1 Εισαγωγή

Στα πλαίσια της ενότητας αυτής θα περιγραφούν οι υπολογισμοί των παρακάτω ρυθμών καύσης:

- Ρυθμός καύσης του ατμοποιημένου καυσίμου Diesel ( $dm_{bur}^D$ ). Η περιγραφή του ρυθμού αυτού θα γίνει στην ενότητα 6.2.
- Ρυθμός καύσης του φυσικού αερίου. Ο ρυθμός αυτός αποτελείται από τους παρακάτω δύο ρυθμούς καύσης:
  - Ρυθμός καύσης κάθε υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου που έχει εισέλθει εντός της καιόμενης ζώνης λόγω του μηχανισμού διεύθυνσης της δέσμης υγρού καυσίμου ( $dm_{bur-Ar}^{NG-i}$ ). Η περιγραφή του ρυθμού αυτού θα γίνει στην ενότητα 6.3.2.
  - Ρυθμός καύσης κάθε υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου που έχει εισέλθει εντός της καιόμενης ζώνης λόγω της εξάπλωσης του μετώπου φλόγας ( $dm_{bur-fl}^{NG-i}$ ). Η περιγραφή του ρυθμού αυτού θα γίνει στην ενότητα 6.3.3.

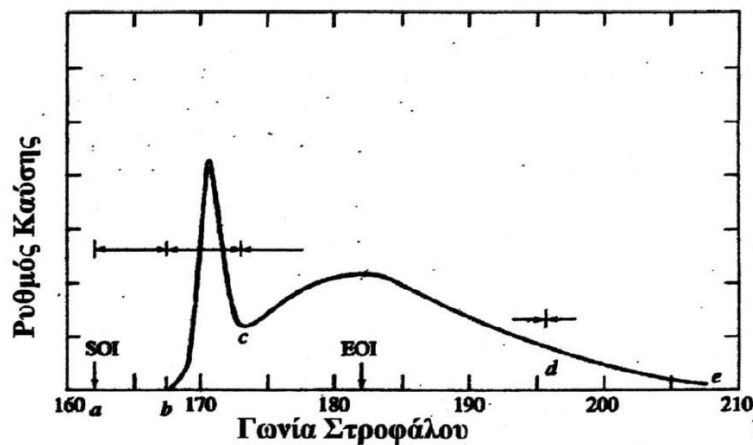
## 6.2 Καύση Υγρού Καυσίμου Diesel

### 6.2.1 Εισαγωγή

Η καύση σε ένα τυπικό θάλαμο καύσης κινητήρα Diesel, βάσει της βιβλιογραφίας [2,6,17-19] αποτελείται από τα στάδια που αναπαριστούνται στο Σχήμα 6.1 και περιγράφονται συνοπτικά παρακάτω:

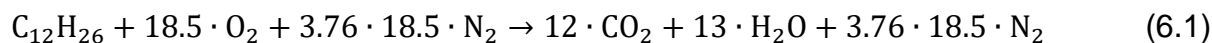
- Καθυστέρηση Ανάφλεξης ( $ab$ ) : Αποτελεί το χρονικό διάστημα που μεσολαβεί από την έναρξη της έγχυσης του υγρού καυσίμου στο θάλαμο καύσης έως την πρώτη εμφάνιση χαρακτηριστικών φαινομένου καύσης στον θάλαμο [2]. Η καθυστέρηση ανάφλεξης εξαρτάται κυρίως από την πίεση και τη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου, από τα χαρακτηριστικά του καυσίμου καθώς και από το λόγο ισοδυναμίας καυσίμου εντός της καιόμενης ζώνης μετά την έναρξη της έγχυσης. Κατά τη διάρκειά της, λαμβάνει χώρα η φυσική προετοιμασία του καυσίμου (διασκορπισμός, μερική εξάτμιση των σταγονιδίων του καυσίμου και ανάμειξη με τον αέρα). Παράλληλα πραγματοποιείται η χημική προετοιμασία του (διάσπαση βαρύτερων – αδρανέστερων υδρογονανθράκων σε ελαφρότερους – δραστικότερους).

- Προαναμεμειγμένη Καύση (bc) : Αποτελεί το στάδιο κατά το οποίο συντελείται η απότομη καύση της ποσότητας του καυσίμου που έχει προετοιμασθεί φυσικώς και χημικώς κατά τη διάρκεια του σταδίου της καθυστέρησης ανάφλεξης. Η καύση που συντελείται στο στάδιο αυτό είναι "τύπου" προανάμειξης και επιφέρει απότομη αύξηση της πίεσης. Η φάση της προαναμεμειγμένης καύσης τελειώνει όταν καταναλωθεί όλη η ποσότητα αναφλέξιμου μείγματος που είχε δημιουργηθεί κατά το στάδιο της καθυστέρησης ανάφλεξης.
- Καύση Διάχυσης (cd) : Το στάδιο της καύσης διάχυσης αρχίζει όταν τελειώνει το στάδιο της προαναμεμειγμένης καύσης. Κατά το στάδιο αυτό η καύση που παρατηρείται είναι "τύπου" διάχυσης καθώς εξαρτάται αποκλειστικά και μόνο από τον ρυθμό ανάμειξης ατμοποιημένου καυσίμου με τον αέρα με σκοπό την δημιουργία αναφλέξιμου μείγματος.
- Τελευταίο Στάδιο Καύσης (de) : Κατά τη διάρκεια αυτού του σταδίου η καύση συνεχίζεται με συνεχώς μειούμενο ρυθμό κατά τη φάση της αποτόνωσης καταναλώνοντας τις ποσότητες καυσίμου που δεν είχαν καεί έως εκείνη την στιγμή.



Σχήμα 6.1: Περιγραφή των φάσεων της καύσης του καυσίμου Diesel [2,6].

Στην παρούσα εργασία ο υδρογονάνθρακας που χρησιμοποιήθηκε προκειμένου να προσομοιωθεί το καύσιμο Diesel είναι το κανονικό δωδεκάνιο. Η επιλογή αυτή δικαιολογείται από το γεγονός ότι ο υδρογονάνθρακας αυτός παρουσιάζει παραπλήσιες ιδιότητες με το πραγματικό πετρέλαιο [6,22,24-30]. Η στοιχειομετρική καύση του κανονικού δωδεκανίου περιγράφεται από την παρακάτω χημική αντίδραση:



Όπου:

$$3.76 = \frac{\text{mol } N_2 \text{ στον αέρα}}{\text{mol } O_2 \text{ στον αέρα}}$$

Για τον προσδιορισμό του ρυθμού καύσης του υγρού καυσίμου τόσο για την λειτουργία Diesel όσο και για την λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης, αξιοποιήθηκε το ημιεμπειρικό μοντέλο των Whitehouse – Way. Το μοντέλο αυτό περιγράφει το μηχανισμό της προετοιμασίας του υγρού καυσίμου και το ρυθμό καύσης του προετοιμασμένου καυσίμου. Ο μηχανισμός της ατμοποίησης που περιγράφεται από το παραπάνω μοντέλο έχει ως βασική παραδοχή ότι ο ρυθμός ατμοποίησης κάθε σταγόνας του υγρού καυσίμου εξαρτάται από τη στιγμιαία επιφάνειά της. Επίσης για τον υπολογισμό και των δύο ρυθμών (προετοιμασίας και καύσης) παίζει καθοριστικό ρόλο η διαθεσιμότητα του οξυγόνου εντός της καιόμενης ζώνης. Αξίζει να αναφερθεί ότι το μοντέλο αυτό στηρίζεται κυρίως στην διαδικασία ατμοποίησης του υγρού καυσίμου και όχι τόσο στην ανάμειξή του με τον αέρα [2,6,17,18].

Εξ αιτίας του τελευταίου, για το προσδιορισμό του ρυθμού καύσης κατά τη διάρκεια του σταδίου της καύσης προανάμειξης θα χρησιμοποιηθεί μία τροποποίηση του παραπάνω μοντέλου που έχει αναπτυχθεί από τον καθηγητή κ. Χουντάλα έτσι ώστε να συμπεριληφθεί στον υπολογισμό του ρυθμού καύσης η διαδικασία ανάμειξης του ατμοποιηθέντος καυσίμου Diesel με τον αέρα εντός της καιόμενης ζώνης [6,22,24-30]. Ο μηχανισμός αυτός είναι ιδιαίτερα σημαντικός καθώς καθορίζει τις ποσότητες καυσίμου Diesel και αέρα που είναι διαθέσιμες προς καύση και κατά συνέπεια το ρυθμό καύσης του καυσίμου Diesel.

## 6.2.2 Υπολογισμός Καθυστέρησης Ανάφλεξης Υγρού Καυσίμου Diesel

### Λειτουργία Diesel

Κατά τη κλασική λειτουργία Diesel για τον υπολογισμό της καθυστέρησης ανάφλεξης θα αξιοποιηθεί το μοντέλο του Hiroyasu [39]. Σύμφωνα με αυτό η καθυστέρηση ανάφλεξης του υγρού καυσίμου για σταθερές συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας και λόγω ισοδυναμίας καυσίμου υπολογίζεται βάσει της παρακάτω σχέσης [2,6,39]:

$$r(\varphi) = k \cdot P^{-2.5} \cdot \Phi^{-1.04} \cdot e^{\frac{E_D}{T_b}} \quad (6.2)$$

Όπου:

- $r(\varphi)$  : Καθυστέρηση ανάφλεξης [s].
- $P$  : Πίεση της γόμωσης του θαλάμου καύσης [bar].
- $T_b$  : Θερμοκρασία εντός της καιόμενης ζώνης [K].
- $\Phi$  : Ο συνολικός λόγος ισοδυναμίας καυσίμου.
- $E_D$  : Η ενέργεια ενεργοποίησης του καυσίμου Diesel που προκύπτει με βάση την παρακάτω σχέση [17]:

$$E_D = \frac{618840}{CN_D + 25} \quad (6.3)$$

Όπου:

$CN_D$ : Ο αριθμός κετανίου του καυσίμου Diesel.

- $k$  : Σταθερά.

Όπως προαναφέρθηκε η παραπάνω σχέση ισχύει για σταθερές συνθήκες πίεσης, θερμοκρασίας και λόγου ισοδυναμίας καυσίμου. Όμως οι συνθήκες αυτές εντός του θαλάμου καύσης μεταβάλλονται συνεχώς κατά τη διάρκεια της καθυστέρησης ανάφλεξης. Έτσι λοιπόν η στιγμή της έναυσης του καυσίμου προσδιορίζεται ως η στιγμή που θα ικανοποιηθεί η παρακάτω συνθήκη [2,6,22,22]:

$$\text{Ign}(\varphi) \geq 1 \quad (6.4)$$

Όπου:

$$\text{Ign}(\varphi) = \text{Ign}(\varphi_o) + 0,5 \cdot \left[ \frac{1}{r(\varphi)} + \frac{1}{r(\varphi_o)} \right] \cdot \Delta t \quad (6.5)$$

Κατά συνέπεια η καθυστέρηση ανάφλεξης ( $\tau$ ) προκύπτει ως η διαφορά μεταξύ της γωνίας στην οποία ικανοποιείται η παραπάνω σχέση ( $\varphi_{\text{ign}}$ ) και της γωνίας που ξεκινά η έγχυση υγρού καυσίμου ( $\varphi_{\text{soi}}$ ):

$$\tau = \varphi_{\text{ign}} - \varphi_{\text{soi}} \quad (6.6)$$

## Λειτουργία Μεικτής Καύσης

Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης, για τον υπολογισμό της καθυστέρησης ανάφλεξης του υγρού καυσίμου Diesel θα αξιοποιηθεί το μοντέλο των Prakash και Ramesh [40]. Το μοντέλο αυτό αποτελεί μία τροποποίηση του μοντέλου των Hardenberg και Hase [17]. Σύμφωνα με το μοντέλο των Prakash και Ramesh η καθυστέρηση ανάφλεξης υπό συνθήκες μεικτής καύσης εξαρτάται άμεσα από την θερμοκρασία και την πίεση του θαλάμου καύσης στην γωνία στροφάλου που ξεκινά η έγχυση υγρού καυσίμου καθώς και από την συγκέντρωση του οξυγόνου εντός του θαλάμου καύσης. Με βάση λοιπόν το παραπάνω μοντέλο η καθυστέρηση ανάφλεξης υπολογίζεται βάσει της σχέσης:

$$\tau = k \cdot A \cdot O_c^m \cdot e^{(E_D \cdot P + Q^{0.63})} \quad (6.7)$$

Όπου:

- $\tau$  : Η καθυστέρηση ανάφλεξης [deg.].
- $A$  : Προκύπτει από την παρακάτω σχέση:

$$A = (0.36 + 0.22 \cdot v_{mp}) \quad (6.8)$$

Όπου:

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

- $E_D$  : Η ενέργεια ενεργοποίησης του καυσίμου Diesel που υπολογίζεται με βάση τη σχέση (6.3).
- $P$  : Προκύπτει με βάση τη παρακάτω σχέση:

$$P = \frac{1}{R_{b-soi} \cdot T_{b-soi}} - \frac{1}{17190} \quad (6.9)$$

Όπου:

$R_{b-soi}$  : Η σταθερά του αερίου μείγματος της καιόμενης ζώνης τη στιγμή της έναρξης έγχυσης υγρού καυσίμου [J/kmol · K].

$T_{b-soi}$  : Η θερμοκρασία του αερίου μείγματος της καιόμενης ζώνης τη στιγμή της έναρξης έγχυσης υγρού καυσίμου [K].

- $Q$  : Προκύπτει με βάση τη παρακάτω σχέση:

$$Q = \frac{21.2}{P_{soi} - 12.4} \quad (6.10)$$

Όπου:

$P_{soi}$  : Η πίεση του θαλάμου καύσης τη στιγμή της έναρξης έγχυσης του υγρού καυσίμου [bar].

- $O_c$  : Ο λόγος της κατ' όγκο συγκέντρωσης του οξυγόνου στη γόμωση του θαλάμου καύσης προς την κατ' όγκο συγκέντρωση του οξυγόνου στον ατμοσφαιρικό αέρα. Ο λόγος αυτός προκύπτει με βάση την παρακάτω σχέση:

$$O_c = \frac{X_{O_2-cyl}}{0.21} \quad (6.11)$$

- $k, m$  : Σταθερές.

### 6.2.3 Ρυθμός Προετοιμασίας Υγρού Καυσίμου Diesel

Ο ρυθμός προετοιμασίας του υγρού καυσίμου, όπως προαναφέρθηκε, υπολογίζεται με βάση το μοντέλο των Whitehouse και Way από την παρακάτω σχέση [6,18,22,24-30]:

$$dm_{pr}^D = K_1 \cdot m_f^D(\varphi)^{1-a} \cdot (m_f^D(\varphi) - m_{pr}^D(\varphi_o))^a \cdot P_{O_2}^b \quad (6.12)$$

Όπου:

- $dm_{pr}^D$  : Ο ρυθμός προετοιμασίας του υγρού καυσίμου στο τρέχον βήμα υπολογισμού [kg/deg.].
- $m_f^D(\varphi)$  : Το εγχυθέν υγρό καύσιμο Diesel έως και το τρέχον βήμα υπολογισμού [kg].
- $m_{pr}^D(\varphi_o)$  : Το προετοιμασμένο καύσιμο μέχρι και το προηγούμενο βήμα υπολογισμού [kg].
- $P_{O_2}$  : Η μερική πίεση του οξυγόνου εντός της καιόμενης ζώνης [bar].
- $a, b$  : Σταθερές.
- $K_1$  : Σταθερά που υπολογίζεται βάσει της παρακάτω σχέσης:

$$K_1 = K \cdot RPM^{X_1} \cdot m_{D-cyc}^{X_2} \cdot \Delta\varphi_{inj}^{-X_2} \cdot Nh^{-X_2} \cdot d_{inj}^{-X_3} \quad (6.13)$$

Όπου:

$m_{D-cyc}$  : Η συνολική ποσότητα υγρού καυσίμου η οποία πρόκειται να προσαχθεί στον κύλινδρο κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας [gr/cycle].

RPM : Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα [rpm].

$\Delta\varphi_{inj}$  : Διάρκεια εγχύσεως [deg.].

$N_h$  : Πλήθος οπών εγχυτήρα.

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

$K, X_1, X_2, X_3$  : Σταθερές.

Με βάση τις παραπάνω σχέσεις προκύπτει η ποσότητα του καυσίμου Diesel [kg] που έχει προετοιμασθεί έως και το τρέχον βήμα υπολογισμού βάσει της σχέσης:

$$m_{pr}^D(\varphi) = m_{pr}^D(\varphi_0) + dm_{pr}^D(\varphi) \quad (6.14)$$

#### 6.2.4 Ρυθμός Ανάμειξης Αέρα με Ατμοποιημένο Καύσιμο Diesel

Προκειμένου να υπολογίσουμε το ρυθμό ανάμειξης του αέρα με το ατμοποιημένο καύσιμο Diesel χωρίζουμε τις ποσότητες του αέρα και του καυσίμου Diesel εντός της καιόμενης ζώνης σε δύο μέρη [6,22]:

- Τις Μακροσκοπικά αναμεμειγμένες ποσότητες (αέρα και καυσίμου Diesel): Είναι αυτές που βρίσκονται εντός της καιόμενης ζώνης αλλά δεν έχουν αναμιχθεί μεταξύ τους. Πιο συγκεκριμένα ως μακροσκοπική ποσότητα αέρα θεωρείται αυτή που έχει εισέλθει εντός της καιόμενης ζώνης έως το υπό μελέτη βήμα υπολογισμού. Ως μακροσκοπική ποσότητα καυσίμου Diesel θεωρείται η μάζα του καυσίμου Diesel που έχει προετοιμασθεί έως το υπό μελέτη βήμα υπολογισμού.
- Τις Μικροσκοπικά αναμεμειγμένες ποσότητες (αέρα και καυσίμου Diesel): Είναι οι μάζες των παραπάνω μακροσκοπικών ποσοτήτων αέρα και καυσίμου Diesel αντίστοιχα που έχουν αναμιχθεί μεταξύ τους εντός της καιόμενης ζώνης σχηματίζοντας ένα αναφλέξιμο μείγμα.

Ο ρυθμός μικροσκοπικής ανάμειξης του καυσίμου Diesel και του αέρα αντίστοιχα δίνεται με βάση τις παρακάτω σχέσεις:

$$dm_{mic}^D = D \cdot u_{jet}^c \cdot (m_{pr}^D(\varphi) - m_{mic}^D(\varphi_0)) \quad (6.15.α)$$

$$dm_{mic}^A = D \cdot u_{jet}^c \cdot (m_b^A(\varphi) - m_{mic}^A(\varphi_0)) \quad (6.15.β)$$

Όπου :

$dm_{mic}^D$ ,  $dm_{mic}^A$  : Ρυθμός μικροσκοπικής ανάμιξης του υγρού καυσίμου με τον αέρα και του αέρα με το υγρό καύσιμο αντίστοιχα στο τρέχον βήμα υπολογισμού [kg/s].

$m_{pr}^D(\varphi)$ : Μάζα υγρού καυσίμου που έχει προετοιμασθεί μέχρι το τρέχον βήμα υπολογισμού [kg].

$m_b^A(\varphi)$  : Μάζα αέρα που έχει εισέλθει στη καιόμενη ζώνη μέχρι το τρέχον βήμα υπολογισμού [kg].

$m_{mic}^D(\varphi_0)$ ,  $m_{mic}^A(\varphi_0)$  : Συνολική μάζα υγρού καυσίμου και αέρα αντίστοιχα που έχει αναμιχθεί μικροσκοπικά μέχρι το προηγούμενο βήμα υπολογισμού [kg].

$u_{jet}$  : Η ταχύτητα του μετώπου της καιόμενης ζώνης στο τρέχον βήμα [m/s].

$D, c$  : Συντελεστές τυρβώδους διάχυσης.

Οι παραπάνω ρυθμοί μικροσκοπικής ανάμιξης ανά βήμα υπολογισμού [kg/deg.] δίνονται με βάση τις ακόλουθες σχέσεις:

$$dm_{mic}^D = \frac{dm_{mic}^D}{6 \cdot RPM} \cdot \Delta\varphi \quad (6.16.\alpha)$$

$$dm_{mic}^A = \frac{dm_{mic}^A}{6 \cdot RPM} \cdot \Delta\varphi \quad (6.16.\beta)$$

Με βάση τα παραπάνω η ποσότητα καυσίμου Diesel [kg] και η ποσότητα αέρα [kg] που έχουν αναμιχθεί μικροσκοπικά μέχρι το τρέχον βήμα υπολογισμού προκύπτουν από τις παρακάτω σχέσεις:

$$m_{mic}^D(\varphi) = m_{mic}^D(\varphi_0) + dm_{mic}^D(\varphi) \quad (6.17.\alpha)$$

$$m_{mic}^A(\varphi) = m_{mic}^A(\varphi_0) + dm_{mic}^A(\varphi) \quad (6.17.\beta)$$

## 6.2.5 Ρυθμός Καύσης Καυσίμου Diesel

Παρακάτω παρουσιάζεται η τροποποιημένη σχέση των Whitehouse – Way που περιγράφει τον ρυθμό της προαναμεμιγμένης καύσης του καυσίμου Diesel. Η τροποποίηση έγινε με τέτοιο τρόπο ώστε να ληφθεί υπ' όψιν τόσο η διαδικασία της ανάμιξης του αέρα με το ατμοποιημένο καύσιμο Diesel, όσο και ο διαθέσιμος αέρας προς καύση σε σχέση με τον στοιχειομετρικό αέρα καύσης του καυσίμου Diesel. Έτσι



λοιπόν ο ρυθμός προαναμεμειγμένης καύσης του καυσίμου Diesel προκύπτει με βάση το ακόλουθο σκεπτικό [6,18,22,24-30,47]:

Εάν  $AFR_b^D \geq AFR_{st}^D$  τότε :

$$dm_R^D = \frac{K_2 \cdot P_{O_2}}{RPM \cdot \sqrt{T_b}} \cdot e^{-\left(\frac{E_D}{T_b}\right)} \cdot (m_{mic}^D(\varphi) - m_R^D(\varphi_0)) \quad (6.18.a)$$

Εάν  $AFR_b^D \leq AFR_{st}^D$  τότε :

$$dm_R^D = \frac{K_2 \cdot P_{O_2}}{RPM \cdot \sqrt{T_b} \cdot AFR_{st}^D} \cdot e^{-\left(\frac{E_D}{T_b}\right)} \cdot (m_{mic}^A(\varphi) - m_{bur}^A(\varphi_0)) \quad (6.18.β)$$

Όπου:

$dm_R^D$ : Ο ρυθμός προαναμεμειγμένης καύσης του μικροσκοπικά αναμειγμένου καυσίμου Diesel στο τρέχον βήμα υπολογισμού [kg/deg].

$m_R^D(\varphi_0)$ : Ποσότητα καυσίμου Diesel που έχει καεί μέχρι και το προηγούμενο βήμα υπολογισμού [kg].

$m_{bur}^A(\varphi_0)$ : Η ποσότητα αέρα που έχει αναμειχθεί μικροσκοπικά και έχει συμμετάσχει στην καύση έως το προηγούμενο βήμα υπολογισμού [kg].

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

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

$E_D$ : Η ενέργεια ενεργοποίησης του καυσίμου Diesel [J].

$T_b$ : Θερμοκρασία καιόμενης ζώνης [K].

RPM: Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα [rpm].

$K_2$ : Σταθερά.

Στην παραπάνω ανάλυση υπολογίστηκε για κάθε βήμα υπολογισμού η ποσότητα καυσίμου Diesel που προετοιμάζεται, αναμειγνύεται μικροσκοπικά και καίγεται κατά τη διάρκεια του σταδίου της προαναμεμειγμένης καύσης. Στο σημείο αυτό θα εξαχθεί μία γενική σχέση προσδιορισμού του ρυθμού καύσης του καυσίμου Diesel για κάθε χρονική στιγμή κατά τη διάρκεια καύσης του. Η σχέση αυτή ακολουθεί το παρακάτω σκεπτικό και ουσιαστικά διαχωρίζει το στάδιο της καύσης προανάμειξης από το στάδιο της καύσης διάχυσης του καυσίμου Diesel:

Εάν  $m_{pr}^D > m_R^D$  τότε:

$$dm_{bur}^D = dm_R^D \quad (6.19.α)$$

Εάν  $m_{pr}^D \leq m_R^D$  τότε:

$$dm_{bur}^D = dm_{pr}^D \quad (6.19.β)$$

Όπου:

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

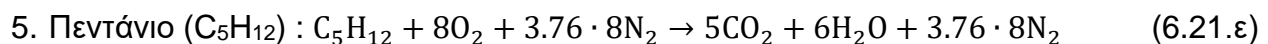
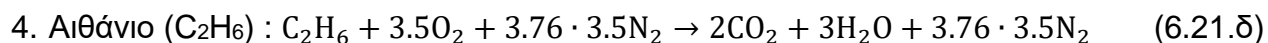
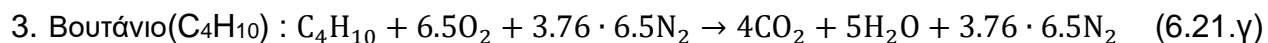
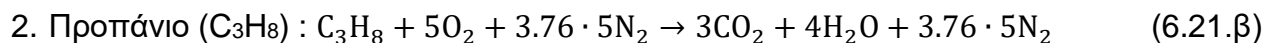
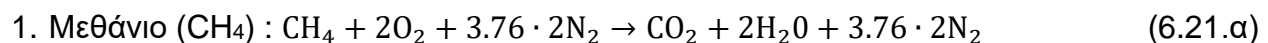
Με βάση την παραπάνω σχέση, η ποσότητα καυσίμου Diesel [kg] που έχει καεί έως και το τρέχον βήμα υπολογισμού προκύπτει από την παρακάτω σχέση:

$$m_{bur}^D(\varphi) = m_{bur}^D(\varphi_0) + dm_{bur}^D(\varphi) \quad (6.20)$$

## 6.3 Προσδιορισμός Ρυθμού Καύσης Φυσικού Αερίου

### 6.3.1 Εισαγωγή

Στην γενικότερη περίπτωση θεωρούμε ότι το φυσικό αέριο αποτελείται από τους πέντε υδρογονάνθρακες, που παρουσιάζονται παρακάτω μαζί με τις χημικές αντιδράσεις των στοιχειομετρικών τους καύσεων:



Όπου:

$$3.76 = \frac{\text{mol } N_2 \text{ στον αέρα}}{\text{mol } O_2 \text{ στον αέρα}}$$

Όπως προαναφέρθηκε στην ενότητα 1.3.3 το φυσικό αέριο έχει μεγαλύτερη θερμοκρασία αυτανάφλεξης από το καύσιμο Diesel. Κατά συνέπεια κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης η χρονική στιγμή της έναυσης του μείγματος αέρα - φυσικού αερίου εξαρτάται αποκλειστικά και μόνο από την καθυστέρηση ανάφλεξης του καυσίμου Diesel [6,24-30].

Μετά την ανάφλεξη του αερίου μείγματος ο ρυθμός καύσης κάθε υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου θεωρείται ότι αποτελείται από τους δύο παρακάτω ρυθμούς καύσης:

- Ρυθμός καύσης της μάζας κάθε υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου που έχει εισέλθει εντός της καιόμενης ζώνης λόγω του μηχανισμού διείδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου ( $dm_{bur-Ar}^{NG-i}$ ). Ο ρυθμός καύσης της παραπάνω μάζας υπολογίζεται με βάση εξίσωση τύπου Arrhenius και περιγράφεται στην ενότητα 6.3.2.
- Ρυθμός καύσης κάθε υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου που έχει εισέλθει εντός της καιόμενης ζώνης λόγω της εξάπλωσης του μετώπου φλόγας ( $dm_{bur-fl}^{NG-i}$ ). Η μάζα αυτή θεωρείται ότι δεν καίγεται ακαριαία. Ο ρυθμός καύσης της υπολογίζεται με βάση το μοντέλο του Tabaczynski [45,46] και περιγράφεται στην ενότητα 6.3.3.

### 6.3.2 Υπολογισμός Ρυθμού Καύσης Φυσικού Αερίου που Εισήλθε στην Καιόμενη Ζώνη λόγω του Μηχανισμού Διείδυσης της Δέσμης Υγρού Καυσίμου

Όπως αναφέρθηκε στην ενότητα 4.8 ο μηχανισμός διείδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου έχει σαν αποτέλεσμα την διείδυση μίας ποσότητας από κάθε υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου ( $m_{e-jet}^{NG-i}$ ) από την άκαυστη στην καιόμενη ζώνη. Προκειμένου να υπολογίσουμε τον ρυθμό καύσης της μάζας αυτής για κάθε υδρογονάνθρακα (i) θα αξιοποιήσουμε την παρακάτω εξίσωση τύπου Arrhenius [6,24-30]:

$$dm_{bur-Ar}^{NG-i} = K_i \cdot \frac{\left(m_{e-jet}^{NG-i}(\varphi) - m_{bur-jet}^{NG-i}(\varphi_o)\right)^{a_i} \cdot (P_{O_2})^{b_i}}{RPM \cdot \sqrt{T_b}} \cdot e^{-\frac{E_i}{T_b}} \quad (6.22)$$

Όπου:

$dm_{bur-Ar}^{NG-i}$  : Ο ρυθμός καύσης του εκάστοτε υδρογονάνθρακα (i) του φυσικού αερίου που έχει διειδύσει εντός της καιόμενης ζώνης λόγω του μηχανισμού διείδυσης της δέσμης υγρού καυσίμου [kg/deg.].

$m_{e-jet}^{NG-i}(\varphi)$  : Η μάζα του υδρογονάνθρακα (i) που έχει εισέλθει εντός της καιόμενης ζώνης λόγω του μηχανισμού διείδυσης της δέσμης καυσίμου έως και το τρέχον βήμα [kg].

$m_{bur-jet}^{NG-i}(\varphi_0)$  : Η μάζα του υδρογονάνθρακα (i) που κάηκε σύμφωνα με την εξίσωση (6.22) έως και το προηγούμενο βήμα υπολογισμού [kg].

$P_{O_2}$  : Η μερική πίεση του οξυγόνου εντός της καιόμενης ζώνης [bar].

$E_i$  : Είναι η ενέργεια ενεργοποίησης του υδρογονάνθρακα (i) [J].

$T_b$  : Η θερμοκρασία της καιόμενης ζώνης [K].

RPM : Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα [rpm].

$K_i, a_i, b_i$  : Σταθερές που αντιστοιχούν σε κάθε υδρογονάνθρακα (i).

### 6.3.3 Υπολογισμός Ρυθμού Καύσης Φυσικού Αερίου που Εισήλθε στην Καιόμενη Ζώνη λόγω Εξάπλωσης του Μετώπου Φλόγας

Η διείδυση του μετώπου φλόγας εντός της καιόμενης ζώνης, σύμφωνα με την ενότητα 5.4, έχει σαν αποτέλεσμα την διείδυση μίας ποσότητας φυσικού αερίου ( $m_{e-fl}^{NG}$ ) εντός της καιόμενης ζώνης. Η μάζα αυτή όπως προαναφέρθηκε θεωρείται ότι δεν καίγεται ακαριαία. Προκειμένου να υπολογιστεί ο ρυθμός καύσης της θα αξιοποιηθεί το μοντέλο καύσης του Tabaczynski [45,46].

Στην παραπάνω μοντελοποίηση για την περιγραφή της δομής της ροής του αερίου μείγματος έχει αξιοποιηθεί η θεώρηση του Tennekes [23,48]. Σύμφωνα με την θεώρηση αυτή η ροή αποτελείται από τυρβώδεις δίνες (n) με διάμετρο της κλίμακας Kolmogorov, οι οποίες απέχουν μεταξύ τους απόσταση που αντιστοιχεί στο μήκος των δινών της κλίμακας Taylor ( $\lambda$ ) (βλ. Σχήμα 6.2). Βάσει του μοντέλου καύσης που αναφέρθηκε παραπάνω, [45,46] στις δίνες της κλίμακας Kolmogorov παρουσιάζονται έντονα φαινόμενα διάχυσης και η διάδοση του μετώπου φλόγας πραγματοποιείται με βάση την τυρβώδη ταχύτητα φλόγας. Από την άλλη πλευρά στις δίνες της κλίμακας Taylor η διάδοση της φλόγας πραγματοποιείται με βάση τη στρωτή ταχύτητα φλόγας (βλ. Σχήμα 6.3).

Ο ρυθμός καύσης της ποσότητας του φυσικού αερίου που έχει διειδύσει εντός της καιόμενης ζώνης λόγω της εξάπλωσης του μετώπου της φλόγας, δίνεται με βάση την σχέση (6.23) [23,45,46]. Στη σχέση αυτή ο αριστερός όρος περιγράφει το ρυθμό καύσης που εξαρτάται κυρίως από τη τυρβώδη ταχύτητα φλόγας. Ο δεξιός όρος αποτελεί μία τροποποίηση του αρχικού μοντέλου καύσης, έχει εισαχθεί από τους Dai, Davis, Hall και

Mathews [23,49], και περιγράφει το ρυθμό καύσης που εξαρτάται κυρίως από τη στρωτή ταχύτητα φλόγας.

$$dm_{bur-fl}^{NG} = \frac{m_{e-fl}^{NG}(\varphi) - m_{bur-fl}^{NG}(\varphi_0)}{\tau} + dm_{e-fl-lam}^{NG} \quad (6.23)$$

Όπου:

- $dm_{bur-fl}^{NG}$  : Ο ρυθμός καύσης του φυσικού αερίου που έχει διεισδύσει εντός της καιόμενης ζώνης λόγω εξάπλωσης του μετώπου φλόγας [kg/s].
- $m_{e-fl}^{NG}(\varphi)$  : Η μάζα του φυσικού αερίου που έχει διεισδύσει στην καιόμενη ζώνη λόγω εξάπλωσης του μετώπου φλόγας με τη τυρβώδη ταχύτητα φλόγας έως και το τρέχον βήμα υπολογισμού [kg].
- $dm_{e-fl-lam}^{NG}(\varphi)$  : Η μάζα του φυσικού αερίου που έχει διεισδύσει στην καιόμενη ζώνη στο τρέχον βήμα, λόγω εξάπλωσης του μετώπου φλόγας με τη στρωτή ταχύτητα φλόγας [kg]. Η μάζα αυτή υπολογίζεται προσεγγιστικά σύμφωνα με τη παρακάτω σχέση:

$$dm_{e-fl-lam}^{NG} = dm_{e-fl}^{NG} \cdot \left(\frac{u_{lam}}{u_{turb}}\right) \quad (6.24)$$

- $m_{bur-fl}^{NG}(\varphi_0)$  : Η μάζα του φυσικού αερίου που έχει καεί σύμφωνα με τη εξίσωση (6.23) έως το προηγούμενο βήμα υπολογισμού [kg].
- $\tau$  : Ο χρόνος που απαιτείται για να ολοκληρωθεί η καύση στις δίνες της κλίμακας Taylor [s]. Ο χρόνος αυτός δίνεται με βάση την παρακάτω σχέση [23,45,46]:

$$\tau = \frac{c_\tau \cdot \lambda}{u_{lam}} \quad (6.25)$$

Όπου :

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

$c_\tau$  : Σταθερά.

$\lambda$  : Το χαρακτηριστικό μήκος των δινών της κλίμακας Taylor [m]. Το μήκος αυτό προσδιορίζεται με βάση τη θεώρηση ισότροπης τύρβης και υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση [19,23,45,46]:

$$\frac{\lambda}{L} = 15^{0.5} \cdot \left(\frac{u'L}{v_u}\right)^{-0.5} \quad (6.26)$$

Όπου :

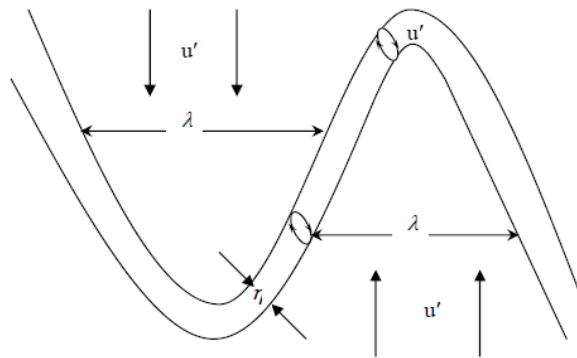
$L$  : Το χαρακτηριστικό μήκος ροής [m], που υπολογίζεται με βάση τη σχέση (5.6).

$u'$  : Η ένταση τύρβης [m/s], που υπολογίζεται με βάση τη σχέση (5.7).

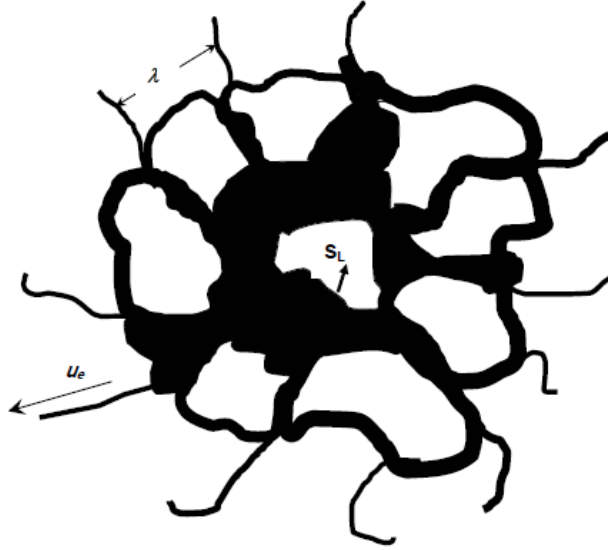
$\nu_u$  : Η κινηματική συνεκτικότητα του μείγματος της άκαυστης ζώνης [m<sup>2</sup>/s].

Ο παραπάνω ρυθμός καύσης φυσικού αερίου, ανά βήμα υπολογισμού [kg/deg.] υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση:

$$dm_{bur-fl}^{NG} = \frac{dm_{bur-fl}^{NG}}{6 \cdot RPM} \cdot \Delta\varphi \quad (6.27)$$



Σχήμα 6.2 : Δομή της τύρβης σύμφωνα με το μοντέλο του Tennekes [19,23,48].



Σχήμα 6.3 : Εξέλιξη της καύσης λόγω εξάπλωσης της φλόγας βάσει του μοντέλου του Tabaczynski [23,45,46].

Προκειμένου να υπολογιστεί η μάζα κάθε υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου που καίγεται σύμφωνα με τον παραπάνω μηχανισμό θα αξιοποιηθεί η παρακάτω σχέση:

$$dm_{bur-fl}^{NG-i} = Y_{NG}^i \cdot dm_{bur-fl}^{NG} \quad (6.28)$$

Όπου:

$dm_{bur-fl}^{NG-i}$  : Η μάζα του υδρογονάνθρακα (i) που καίγεται λόγω εξάπλωσης του μετώπου φλόγας [kg/deg.].

$Y_{NG}^i$ : Η κατά μάζα περιεκτικότητα του φυσικού αερίου σε κάθε υδρογονάνθρακα (i).

## 6.4 Προσδιορισμός Συνολικού Ρυθμού Καύσης

Ο συνολικός ρυθμός καύσης κάθε υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου υπολογίζεται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$dm_{bur}^{NG-i} = dm_{bur-fl}^{NG-i} + dm_{bur-Ar}^{NG-i} \quad (6.29)$$

Ο συνολικός ρυθμός καύσης του υγρού και του αερίου καυσίμου δίνεται σύμφωνα με τις παρακάτω σχέσεις:

Για  $i = 1$ :

$$dm_{bur}^i = dm_{bur}^D \quad (6.30.α)$$

Για  $i \geq 2$  και  $i \leq 6$ :

$$dm_{bur}^i = dm_{bur}^{NG-i} \quad (6.30.β)$$

Στην παραπάνω σχέση ισχύει:  $i = 1$  - Κανονικό Δωδεκάνιο,  $i = 2$  : Μεθάνιο,  $i = 3$  : Προπάνιο,  $i = 4$  : Βουτάνιο,  $i = 5$  : Αιθάνιο,  $j=6$  : Πεντάνιο.



## Κεφάλαιο 7 : Πρόγραμμα Προσομοίωσης

Η εκτέλεση των υπολογισμών του μοντέλου προσομοίωσης πραγματοποιήθηκε μέσω υπολογιστικού κώδικα που έχει γραφτεί στην γλώσσα προγραμματισμού Fortran – 90. Ο κώδικας αυτός εκτείνεται σε 20.000 γραμμές και ο χρόνος εκτέλεσης του σε σύγχρονο υπολογιστή δεν υπερβαίνει τα δύο δευτερόλεπτα.

### Αρχικά Δεδομένα

Για την εκτέλεση των υπολογισμών του προγράμματος προσομοίωσης θα πρέπει να είναι γνωστά ή να υπολογιστούν τα παρακάτω μεγέθη:

- Η γωνία στροφάλου στην οποία ξεκινάει ( $\varphi_{soc}$ ) και τελειώνει ( $\varphi_{eoc}$ ) ο κλειστός κύκλος λειτουργίας του κινητήρα. Οι γωνίες αυτές σε 2-Χ κινητήρα αντιστοιχούν στην γωνία στροφάλου στην οποία κλείνει και ανοίγει αντίστοιχα η βαλβίδα εξαγωγής.
- Η γωνία στροφάλου στην οποία ξεκινά η έγχυση υγρού καυσίμου Diesel ( $\varphi_{soi}^D$ ).
- Οι γωνίες στροφάλου που ξεκινά ( $\varphi_{soi}^{NG}$ ) και τελειώνει ( $\varphi_{eoi}^{NG}$ ) η έγχυση του φυσικού αερίου εντός του θαλάμου καύσης.
- Το επιθυμητό βήμα εκτέλεσης των υπολογισμών ( $\Delta\varphi$ ).
- Τα βασικά γεωμετρικά μεγέθη του κινητήρα: Διαδρομή εμβόλου ( $S_p$ ), διάμετρος εμβόλου ( $D_p$ ), ακτίνα στροφάλου ( $r_{cr}$ ), μήκος διωστήρα ( $L_{rod}$ ), σχέση συμπίεσης του κινητήρα (CR).
- Η πίεση ( $P_{soc}$ ) και η θερμοκρασία ( $T_{soc}$ ) στη γωνία στροφάλου που ξεκινά ο κλειστός κύκλος λειτουργίας του κινητήρα.
- 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 πυκνότητα ( $\rho_D$ ) και ο αριθμός κετανίου ( $CN_D$ ) του υγρού καυσίμου Diesel.
- Η σύσταση του φυσικού αερίου ( $X_{NG}$ ).
- Η ενέργεια ενεργοποίησης κάθε υδρογονάνθρακα ( $E_j$ ) του φυσικού αερίου.
- Η μέση θερμοκρασία των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης ( $T_w$ ).
- Καθορισμός του επιτρεπόμενου σφάλματος του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου και του σφάλματος σύγκλισης των όγκων των δύο ζωνών με τον γεωμετρικό όγκο του θαλάμου καύσης.

## Μεθοδολογία Υπολογισμών

Η αριθμητική μέθοδος που αξιοποιήθηκε κατά την εκτέλεση των υπολογισμών του προγράμματος είναι η μέθοδος Newton – Raphson [18,37,59]. Με βάση τη μέθοδο αυτή και τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο, η θερμοκρασία κάθε ζώνης στο τρέχον βήμα υπολογισμού («2») προκύπτει με βάση τις παρακάτω σχέσεις:

$$T_{u,b-2}^n = T_{u,b-2}^{n-1} - \frac{f(E)_{u,b}}{f'(E)_{u,b}} \quad (7.1)$$

$$f(E)_u = dU_u - dQ_u + dW_u + H_{dm_u} - H_{dm_f^{NG}} \quad (7.2)$$

$$f(E)_b = dU_b - dQ_b + dW_b - H_{dm_u} - H_{dm_{pr}^D} \quad (7.3)$$

$$f'(E)'_{u,b} = N_{u,b-2} \cdot C_{v-u,b-2} \quad (7.4)$$

Όπου:

$T_{u,b-2}^n, T_{u,b-2}^{n-1}$ : Η τιμή της θερμοκρασίας της άκαυστης και της καιόμενης ζώνης στο τρέχον και στο προηγούμενο βήμα της επαναληπτικής διαδικασίας αντίστοιχα.

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

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

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

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

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

$H_{dm_u}$ : Η ολική ενθαλπία που προστίθεται στην καιόμενη ζώνη λόγω της διείσδυσης της μάζας ( $dm_u$ ) από την άκαυστη ζώνη [J].

$H_{dm_f^{NG}}$ : Η ολική ενθαλπία που προστίθεται στην άκαυστη ζώνη λόγω της έγχυσης μάζας ( $dm_f^{NG}$ ) του φυσικού αερίου εντός του θαλάμου καύσης [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].

Ο όγκος κάθε ζώνης στο τρέχον βήμα υπολογισμού προκύπτει σύμφωνα με την καταστατική εξίσωση από την παρακάτω σχέση:

$$V_{u,b-2} = \frac{N_{u,b-2} \cdot R_m \cdot T_{u,b-2}}{P_{cyl-2}} \quad (7.5)$$

Προκειμένου να εφαρμοστεί η παραπάνω επαναληπτική διαδικασία απαιτείται ο υπολογισμός αρχικών τιμών για την πίεση του θαλάμου καύσης και για τις θερμοκρασίες της άκαυστης και της καιόμενης ζώνης. Οι αρχικές εκτιμήσεις αυτές υπολογίζονται με βάση τη θεώρηση ότι η μεταβολή από το προηγούμενο βήμα («1») στο τρέχον βήμα («2») είναι ισεντροπική [37]:

$$P_{cyl-2-o} = P_{cyl-1} \cdot \left( \frac{V_{cyl-1}}{V_{cyl-2}} \right)^\gamma \quad (7.6.a)$$

$$T_{u2-o} = T_{u1} \cdot \left( \frac{P_{cyl-2}}{P_{cyl-1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (7.6.β)$$

$$T_{b2-o} = T_{b1} \cdot \left( \frac{P_{cyl-2}}{P_{cyl-1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} + \frac{|HRR|}{N_{b1} \cdot c_{vb}} \quad (7.6.γ)$$

Όπου:

$V_{cyl}$  : Ο όγκος του θαλάμου καύσης [ $m^3$ ].

HRR : Ο ολικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας από την καύση του καυσίμου Diesel και κάθε υδρογονάνθρακα του φυσικού αερίου στο τρέχον βήμα [J].

$\gamma$  : Ο ισεντροπικός εκθέτης της μεταβολής ο οποίος θεωρείται ίσος με 1.35 [37].

$c_{vb}$  : Η ειδική θερμοχωρητικότητα του μείγματος της καιόμενης ζώνης η οποία εκτιμάται με βάση την παρακάτω σχέση [J/kmol·K]:

$$c_{vb} = \frac{R_m}{\gamma - 1} \quad (7.7)$$

Οι σχέσεις 7.1 έως 7.5 εφαρμόζονται τόσο στην άκαυστη όσο και στην καιόμενη ζώνη έως ότου το σφάλμα του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου να είναι μικρότερο από μία προκαθορισμένη τιμή, που καθορίζεται στην αρχή του προγράμματος. Εφ' όσον η παραπάνω σύγκλιση επιτευχθεί και για τις δύο ζώνες ελέγχεται εάν το άθροισμα των όγκων των δύο ζωνών προσεγγίζει με ικανοποιητική ακρίβεια τον όγκο του θαλάμου καύσης. Η ακρίβεια αυτή καθορίζεται επίσης στην αρχή του προγράμματος. Εφ' όσον η

σύγκλιση των όγκων δεν ικανοποιηθεί η πίεση του θαλάμου καύσης διορθώνεται σύμφωνα με την εξίσωση (7.8) και η διαδικασία υπολογισμού των θερμοκρασιών και των όγκων κάθε ζώνης εκτελείται ξανά.

$$P_{cyl-2}^n = P_{cyl-2}^{n-1} \cdot \frac{V_{cyl-2}}{V_{u-2} + V_{b-2}} \quad (7.8)$$

### **Λογικό Διάγραμμα**

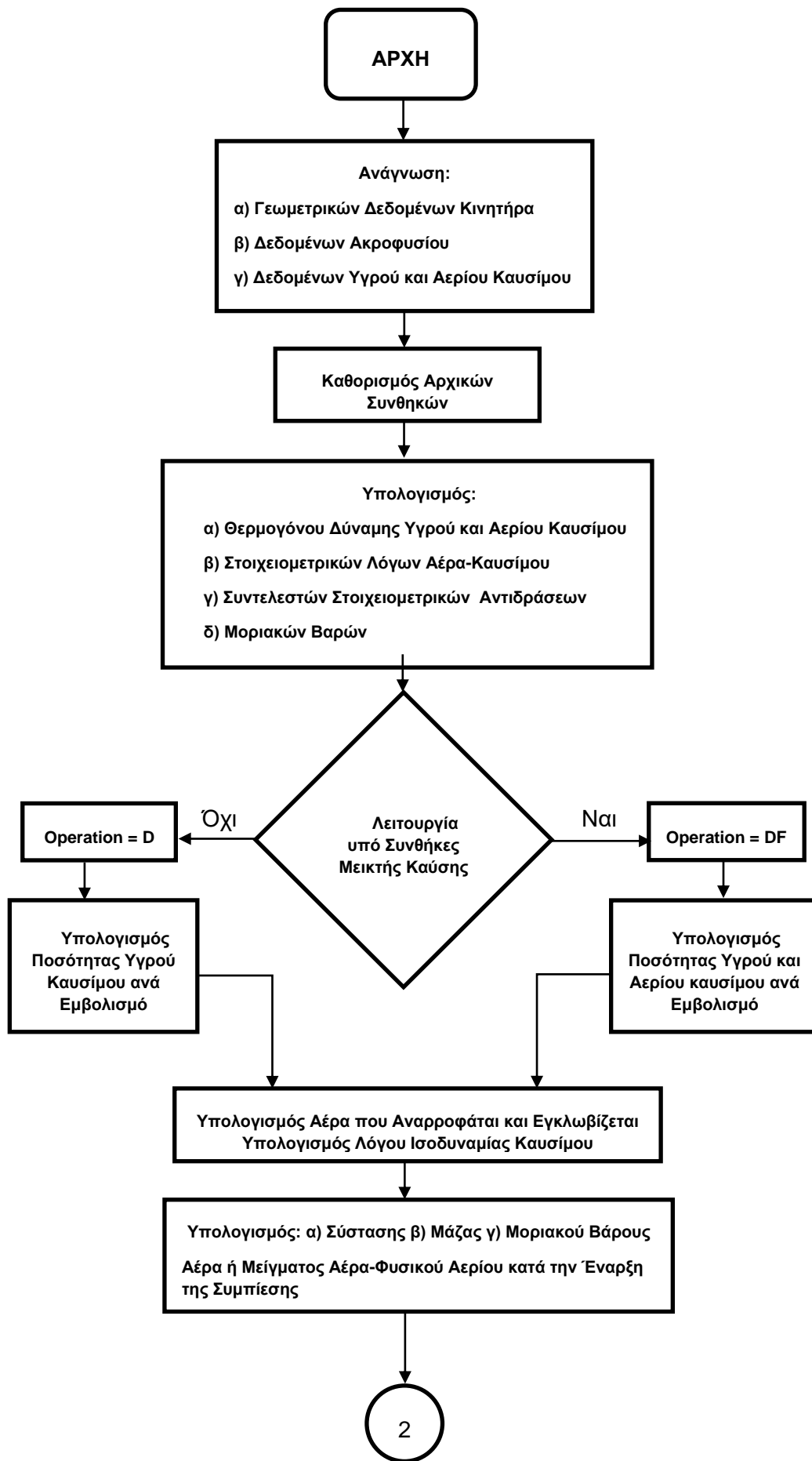
Ακολουθεί το λογικό διάγραμμα του κώδικα προσομοίωσης στο οποίο παρουσιάζονται οι παρακάτω μεταβλητές:

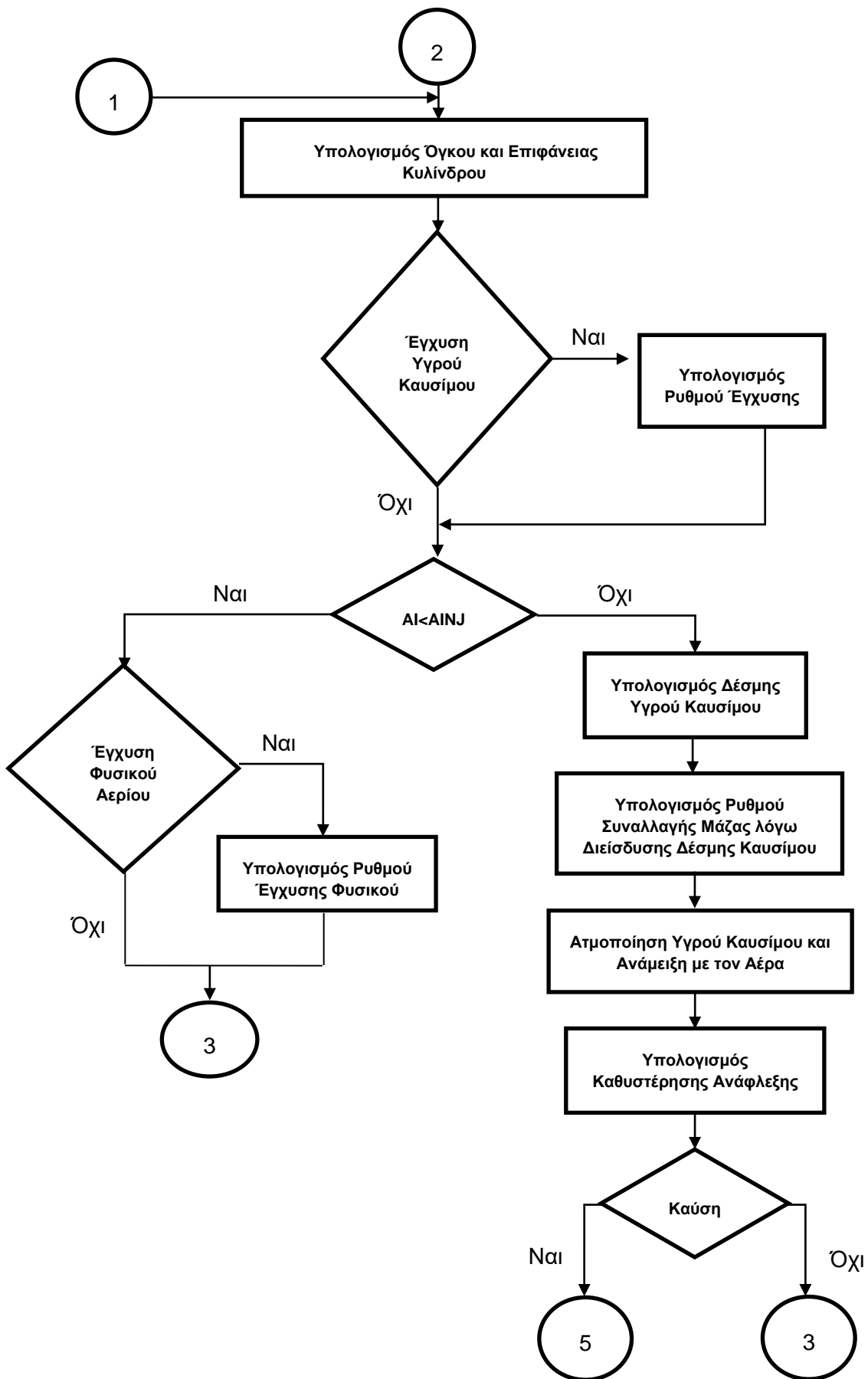
Operation : Διακόπτης λειτουργίας που καθορίζει εάν έχουμε κλασική λειτουργία Diesel ή λειτουργία μεικτής καύσης.

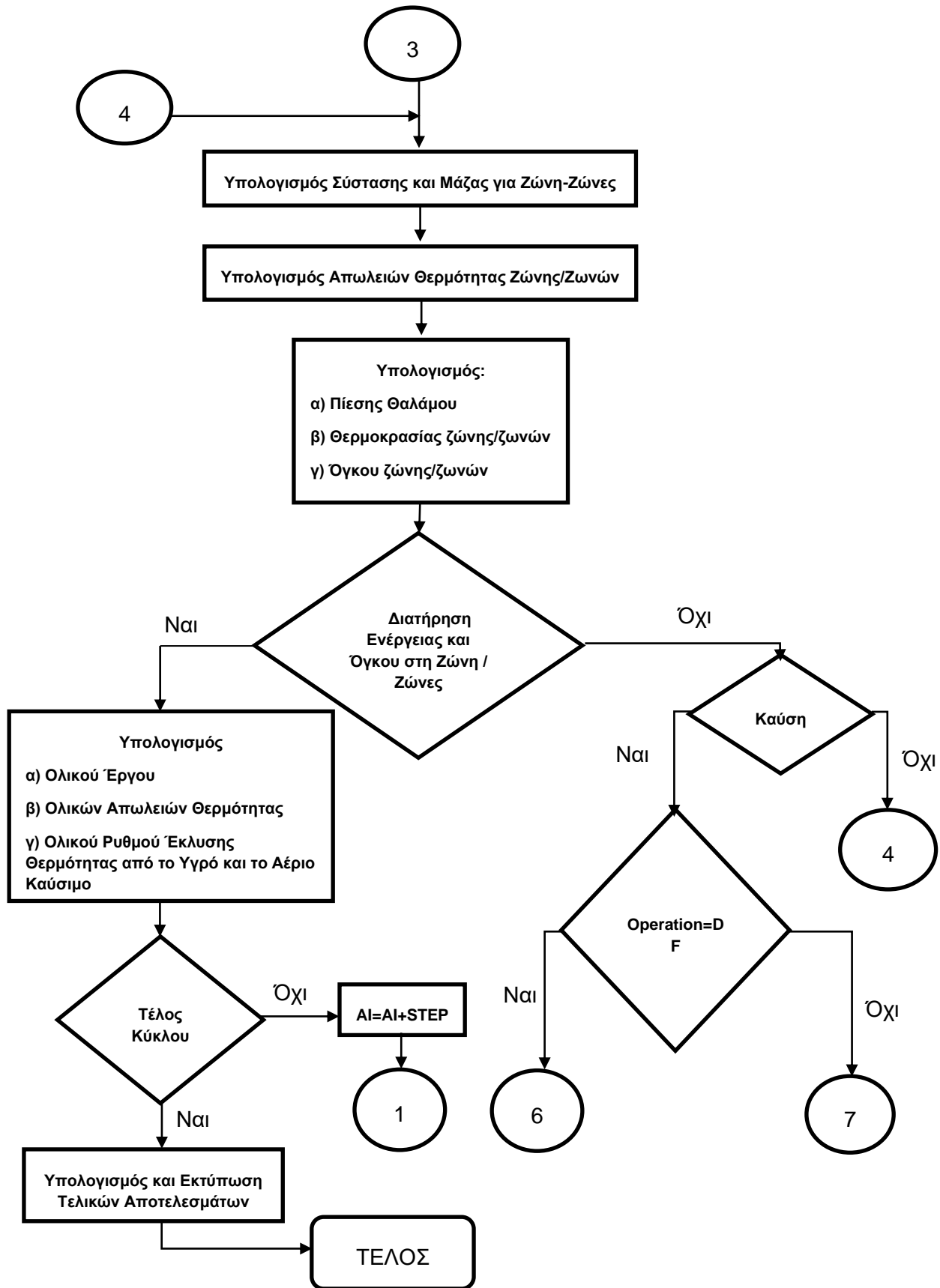
AI : Γωνία Στροφάλου.

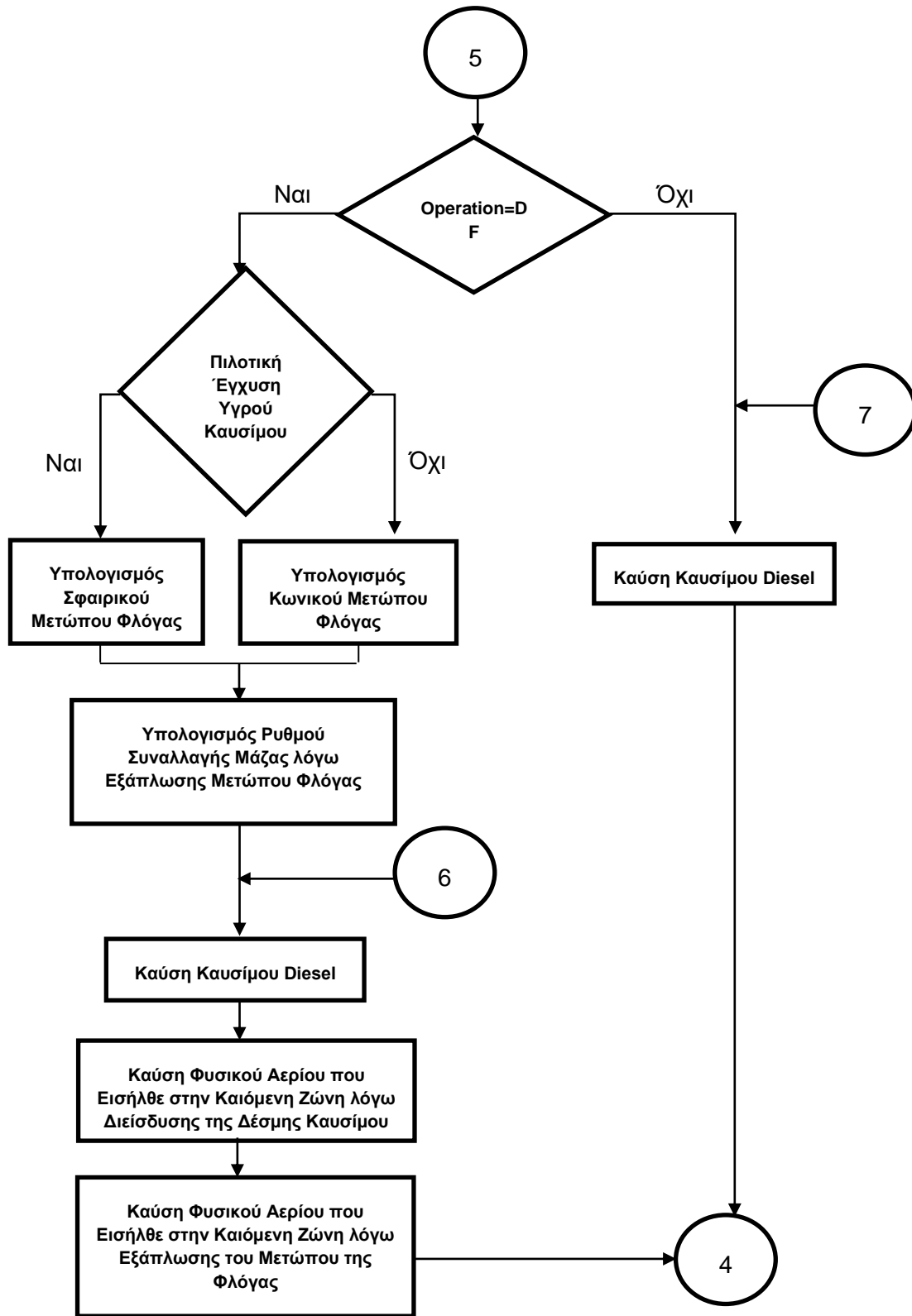
AINJ : Γωνία Στροφάλου στην οποία ξεκινά η έγχυση του υγρού καυσίμου.

STEP : Βήμα Υπολογισμού.









Σχήμα 7 : Λογικό Διάγραμμα Μοντέλου Προσομοίωσης.



## Κεφάλαιο 8 : Αποτελέσματα Μοντέλου Προσομοίωσης

### 8.1 Εισαγωγή

Στην παρούσα ενότητα θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα του μοντέλου προσομοίωσης από τις μελέτες που πραγματοποιήθηκαν με βάση τη λειτουργία δίχρονου ναυτικού κινητήρα μεικτής καύσης (Diesel – φυσικού αερίου) που αξιοποιεί το σύστημα χαμηλής πίεσης προσαγωγής του φυσικού αερίου. Οι μελέτες αυτές αφορούσαν την επίδραση της μεταβολής του φορτίου, της προπορείας έγχυσης υγρού καυσίμου και του ποσοστού ενεργειακής αντικατάστασης του καυσίμου Diesel από το φυσικό αέριο, σε βασικές λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα. Όπως προαναφέρθηκε η μελέτη της επίδρασης της προπορείας εγχύσεως υγρού καυσίμου και της επίδρασης του ποσοστού ενεργειακής αντικατάστασης του καυσίμου Diesel από το φυσικό αέριο έγιναν εξ' ολοκλήρου σε θεωρητικό επίπεδο, λόγω έλλειψης αντίστοιχων πειραματικών δεδομένων. Η μελέτη της επίδρασης του φορτίου ήταν κατά βάση θεωρητική. Ωστόσο ορισμένα αποτελέσματά της, που αφορούν βασικές παραμέτρους λειτουργίας του κινητήρα (πχ. μέση πραγματική πίεση, πραγματική κατανάλωση καυσίμου κλπ.) συγκρίθηκαν με αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα που ήταν διαθέσιμα στο διαδίκτυο [3].

#### Χαρακτηριστικά και Παράμετροι Λειτουργίας υπό Μελέτη Κινητήρα

Τα χαρακτηριστικά που ήταν διαθέσιμα για τον υπό μελέτη κινητήρα καθώς και η μέγιστη ταχύτητα περιστροφής του, παρουσιάζονται στον Πίνακα 8.1 [3]:

Χαρακτηριστικά Κινητήρα	Τιμή	Μονάδες
Τύπος Κινητήρα	2-Χ	-
Αριθμός Κυλίνδρων	5	-
Διάμετρος Εμβόλου	620	mm
Διαδρομή Εμβόλου	2658	mm
Ταχύτητα Περιστροφής	103	RPM
Μέγιστη Ισχύς	11925	kW

Πίνακας 8.1: Βασικά Χαρακτηριστικά Δίχρονου Κινητήρα [3].

Επίσης για τον συγκεκριμένο κινητήρα ήταν διαθέσιμες οι παροχές καυσίμων και αέρα από τον υπερπληρωτή του κινητήρα τόσο κατά τη λειτουργία του κινητήρα ως κλασικού κινητήρα Diesel όσο και κατά τη λειτουργία του υπό συνθήκες μεικτής καύσης [3]. Οι τιμές των μεγεθών αυτών μαζί με τον λόγο ισοδυναμίας καυσίμου για κάθε φορτίο παρουσιάζονται στον Πίνακα 8.2 για την λειτουργία Diesel και στον Πίνακα 8.3 για την λειτουργία μεικτής καύσης.

Φορτίο (%)	Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου Diesel (g/kWh)	Παροχή Αέρα (kg/h)	Λόγος Ισοδυναμίας Καυσίμου (Φ)
90	176.1	95197	0.33
75	175.2	85949	0.31
60	178.7	75414	0.28

Πίνακας 8.2 : Παροχές καυσίμου και αέρα και λόγος ισοδυναμίας καυσίμου δίχρονου κινητήρα κατά τη λειτουργία Diesel [3].

Φορτίο (%)	Ειδική Κατανάλωση Diesel (g/kWh)	Ειδική Κατανάλωση Φυσικού Αερίου (g/kWh)	Ειδική Κατανάλωση Ενέργειας (MJ/kWh)	Παροχή Αέρα (kg/h)	Λόγος Ισοδυναμίας Καυσίμου (Φ)
90	1.1	141.0	7.098	90368	0.28
75	1.3	141.3	7.119	81478	0.26
60	1.7	144.3	7.286	69761	0.25

Πίνακας 8.3 : Παροχές καυσίμων - αέρα και λόγος ισοδυναμίας καυσίμου δίχρονου κινητήρα κατά τη λειτουργία μεικτής καύσης [3].

Τέλος για τον προαναφερθέντα δίχρονο κινητήρα ήταν διαθέσιμες οι τιμές της μέσης πραγματικής πίεσης για τα υπό μελέτη φορτία λειτουργίας [3]. Τα δεδομένα αυτά παρουσιάζονται στον Πίνακα 8.4.

Φορτίο (%)	Μέση Πραγματική Πίεση (bar)
90	15.58
75	12.98
60	10.39

Πίνακας 8.4 : Ισχύς και μέση πραγματική πίεση δίχρονου κινητήρα [3].

### **Ποσοστό Ενεργειακής Αντικατάστασης (PES)**

Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης σημαντική παράμετρο λειτουργίας του κινητήρα αποτελεί το ποσοστό ενεργειακής αντικατάστασης του καυσίμου Diesel από το φυσικό αέριο το οποίο υπολογίζεται με βάση την παρακάτω σχέση:

$$PES = \frac{\dot{m}_{NG} \cdot LHV_{NG}}{\dot{m}_D \cdot LHV_D + \dot{m}_{NG} \cdot LHV_{NG}} \quad (8.1)$$

Όπου:

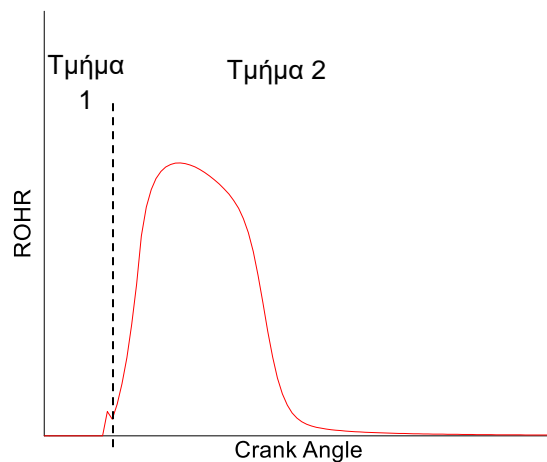
$\dot{m}_D, \dot{m}_{NG}$  : Οι παροχές μάζας καυσίμου Diesel και φυσικού αερίου αντίστοιχα [kg/kWh].

$LHV_D, LHV_{NG}$  : Η κατώτερη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου Diesel και του φυσικού αερίου αντίστοιχα [kJ/kg].

Όταν PES είναι μεγαλύτερο του 0% (λειτουργία Diesel) και μικρότερο του 90%, θεωρείται ότι ο κινητήρας λειτουργεί ως κινητήρας μεικτής καύσης πετρελαίου και συμπληρωματικής ποσότητας φυσικού αερίου (βλ. ενότητα 1.4.2.1). Κατά συνέπεια, βάσει της ενότητας 5.3 θεωρείται ότι το μέτωπο φλόγας που αναπτύσσεται κατά την έναυση του μείγματος αέρα – φυσικού αερίου, έχει κωνική γεωμετρία. Όταν το PES είναι μεγαλύτερο ή και ίσο με 90% θεωρείται ότι ο κινητήρας λειτουργεί ως κινητήρας μεικτής καύσης πετρελαίου και φυσικού αερίου με χρήση πιλοτικής έγχυσης πετρελαίου (βλ. ενότητα 1.4.2.2). Συνεπώς σύμφωνα και πάλι με την ενότητα 5.3 το μέτωπο φλόγας που αναπτύσσεται έχει σφαιρική γεωμετρία.

## Διάγραμμα Συνολικού Ρυθμού Έκλυσης Θερμότητας κατά τη Λειτουργία Μεικτής Καύσης

Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης το διάγραμμα του συνολικού ρυθμού έκλυσης θερμότητας του κινητήρα μπορεί να χωριστεί σε δύο επιμέρους στάδια (Σχήμα 8.1). Κατά τη διάρκεια του 1<sup>ου</sup> σταδίου κυρίαρχο ρόλο στο συνολικό ρυθμό έκλυσης θερμότητας παίζει η καύση προαναμεμειγμένης ποσότητας του υγρού καυσίμου Diesel. Για το λόγο αυτό το συγκεκριμένο στάδιο δύναται να χαρακτηριστεί ως "Καύση Προανάμειξης". Κατά τη διάρκεια του 2<sup>ου</sup> σταδίου τον κυρίαρχο ρόλο στο ρυθμό έκλυσης θερμότητας παίζει η καύση του φυσικού αερίου, η οποία εν πολλοίς, ελέγχεται από το μηχανισμό εξάπλωσης του μετώπου φλόγας με την τυρβώδη ταχύτητα φλόγας. Για το λόγο αυτό, το συγκεκριμένο στάδιο δύναται να χαρακτηριστεί ως στάδιο "Τυρβώδους Καύσης".



Σχήμα 8.1 : Ποιοτικό διάγραμμα συνολικού ρυθμού έκλυσης θερμότητας κατά τη λειτουργία μεικτής καύσης.

### Σύσταση του Φυσικού Αερίου

Κατά τη μελέτη της λειτουργίας μεικτής καύσης θεωρήθηκε ότι η κατ' όγκο σύσταση του φυσικού αερίου είναι αυτή που παρουσιάζεται στον Πίνακα 8.5.

Υδρογονάνθρακας	Κατ' όγκο σύσταση (%)
CH <sub>4</sub>	99
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0.2
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.2
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0.5
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.1

Πίνακας 8.5 : Κατ' όγκο σύσταση του φυσικού αερίου που λήφθηκε υπ' όψιν κατά τους υπολογισμούς.

## 8.2 Μελέτη της Μεταβολής του Φορτίου

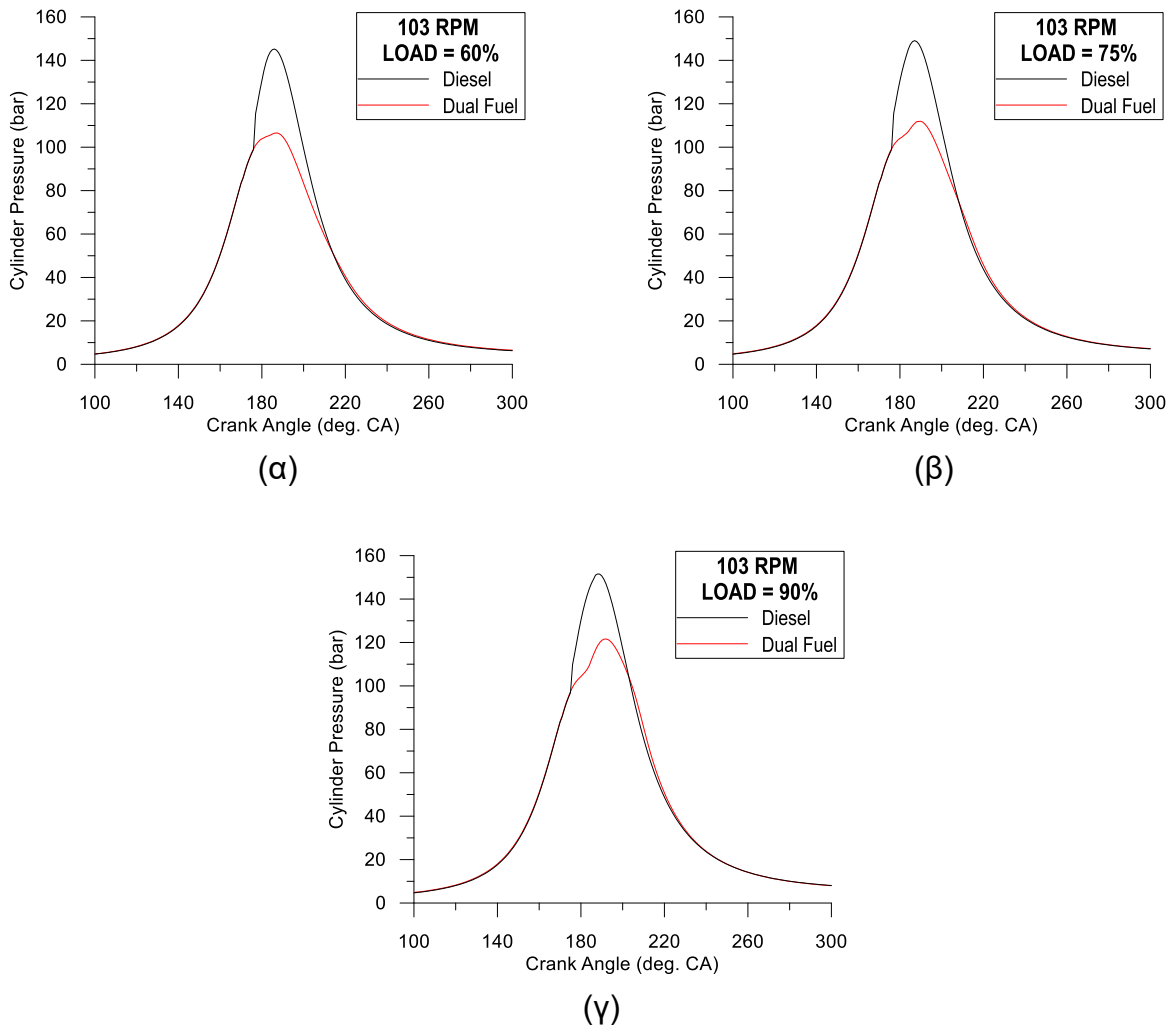
Στην ενότητα αυτή θα πραγματοποιηθεί η μελέτη της επίδρασης της μεταβολής του φορτίου σε βασικές λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα. Η μελέτη αυτή πραγματοποιήθηκε για λειτουργία του κινητήρα στις 103 RPM και για φορτία λειτουργίας 60, 75 και 90%, τόσο όταν ο κινητήρας λειτουργεί ως κλασικός κινητήρας Diesel (PES = 0%) όσο και όταν αυτός λειτουργεί ως κινητήρας μεικτής καύσης με PES = 99% (βλ. Πίνακα 8.6). Οι παράμετροι λειτουργίας που μελετήθηκαν είναι: το δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης, ο συνολικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας, η μέση πραγματική πίεση, η ειδική πραγματική κατανάλωση καυσίμου, η ειδική πραγματική κατανάλωση ενέργειας (μόνο για τη λειτουργία μεικτής καύσης), η μέγιστη πίεση καύσης, η καθυστέρηση ανάφλεξης και η διάρκεια καύσης.

PES	0, 99%
Στροφές Λειτουργίας	103 RPM
Φορτία Λειτουργίας	60, 75, 90%
Προπορεία Έγχυσης Καυσίμου Diesel	10 deg. CA πριν το ANΣ

Πίνακας 8.6 : Συνθήκες λειτουργίας κατά τη μελέτη της επίδρασης της μεταβολής του φορτίου.

Στα Σχήματα 8.2.α,β,γ απεικονίζονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα πίεσης του κινητήρα όταν αυτός λειτουργεί υπό τις συνθήκες που αναγράφονται στον Πίνακα 8.6. Παρατηρώντας τα σχήματα αυτά εξάγονται τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Με την αύξηση του φορτίου, το τμήμα του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης που αντιστοιχεί στη φάση συμπίεσης του κινητήρα τόσο κατά τη λειτουργία Diesel όσο και κατά τη λειτουργία μεικτής καύσης δεν επηρεάζεται σημαντικά καθώς η πίεση σάρωσης είναι ίδια. Ωστόσο αξίζει να σημειωθεί ότι κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης η πίεση του εργαζόμενου μέσου μειώνεται ελαφρώς στη φάση της συμπίεσης με την αύξηση του φορτίου. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι με την αύξηση του φορτίου, αυξάνεται η ποσότητα του φυσικού αερίου που εισάγεται εντός του θαλάμου καύσης, με συνέπεια να αυξάνονται ελαφρώς οι τιμές της ειδικής θερμοχωρητικότητας του μείγματος αέρα – φυσικού αερίου.
- Αυξανόμενου του φορτίου τόσο κατά τη λειτουργία Diesel όσο και κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης η πίεση των αερίων κυλίνδρου αυξάνεται από τη στιγμή της έναυσης υγρού καυσίμου και έπειτα.
- Στα πρώτα στάδια της καύσης – εκτόνωσης του κινητήρα και για κάθε φορτίο λειτουργίας η πίεση στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης είναι υψηλότερη κατά τη λειτουργία υπό κλασικές συνθήκες Diesel. Το γεγονός αυτό οφείλεται στον ρυθμό καύσης ο οποίος είναι πιο έντονος για τη λειτουργία Diesel σε σχέση με τη λειτουργία Μεικτής Καύσης (βλ. Σχήματα 8.3.α,β,γ).
- Μετά από μια συγκεκριμένη γωνία στροφάλου κατά τη διάρκεια του σταδίου της "Τυρβώδους Καύσης", το δυναμοδεικτικό διάγραμμα που αντιστοιχεί στη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης εμφανίζει ελαφρώς μεγαλύτερες τιμές πίεσης καύσης από το αντίστοιχο διάγραμμα κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι ο ρυθμός καύσης στο διάστημα αυτό είναι μεγαλύτερος κατά τη λειτουργία μεικτής καύσης (βλ. Σχήματα 8.3.α,β,γ). Ωστόσο επειδή στην φάση αυτή ο όγκος του θαλάμου καύσης βαίνει αυξανόμενος η διαφορά των αντίστοιχων δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων είναι μικρή.
- Με την αύξηση του φορτίου η μέγιστη πίεση καύσης κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel παρουσιάζεται χρονικά νωρίτερα σε σχέση με την αντίστοιχη πίεση κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης. Το γεγονός αυτό οφείλεται κυρίως στο ότι ο μέγιστος ρυθμός καύσης κατά τη λειτουργία Diesel εμφανίζεται νωρίτερα και είναι μεγαλύτερος σε σχέση με τον αντίστοιχο ρυθμό κατά τη λειτουργία της μεικτής καύσης (βλ. Σχήματα 8.3.α,β,γ).



Σχήμα 8.2 : Δυναμοδεικτικό Διάγραμμα Πίεσης στις 103 στροφές για λειτουργία Diesel και λειτουργία Μεικτής Καύσης με PES = 99%, για τα φορτία : (α) LOAD = 60%, (β) LOAD = 75%, (γ) LOAD = 90% αντίστοιχα.

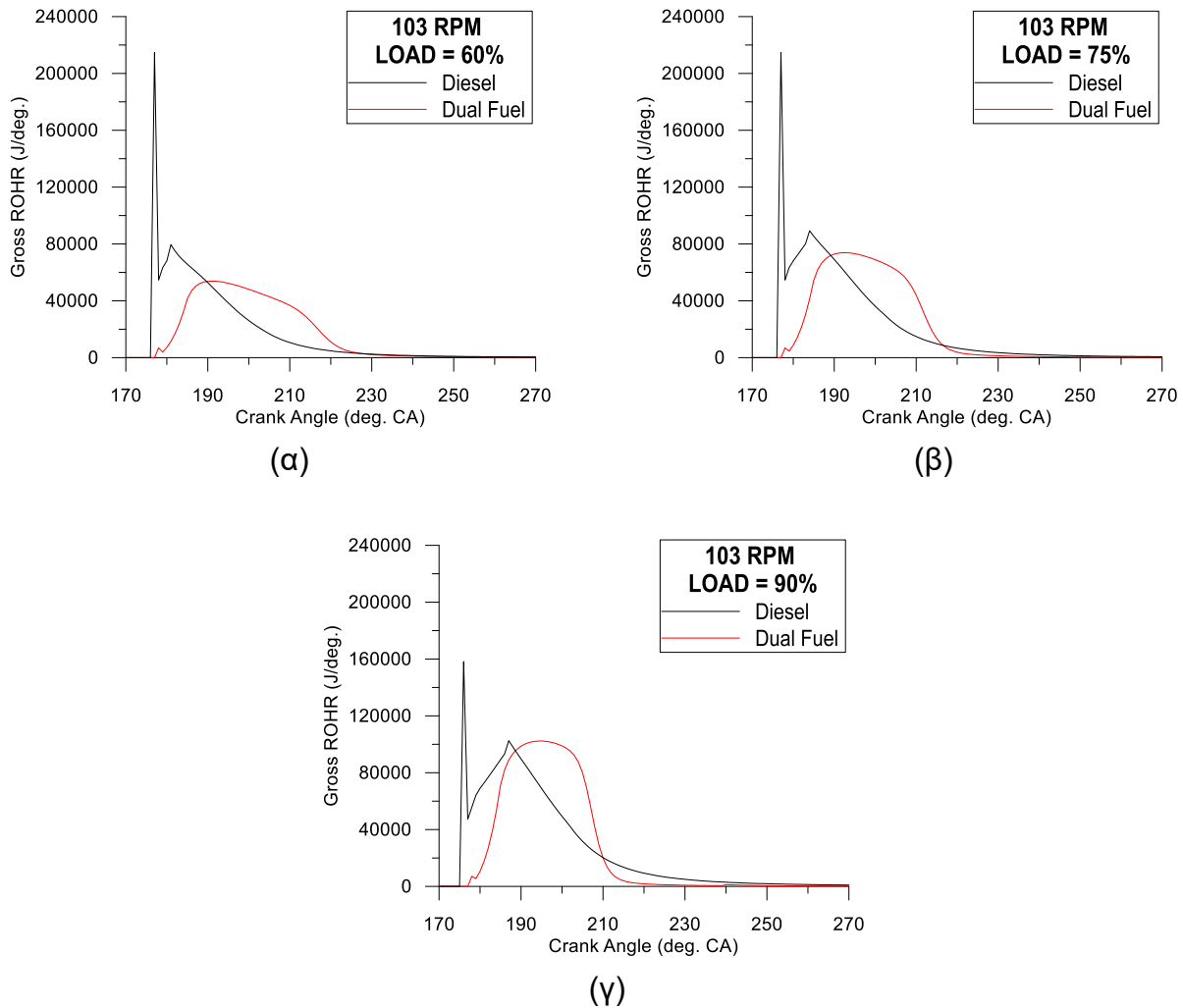
Στα Σχήματα 8.3.α,β,γ απεικονίζονται τα διαγράμματα του συνολικού ρυθμού έκλυσης θερμότητας του κινητήρα όταν αυτός λειτουργεί υπό τις συνθήκες που αναγράφονται στον Πίνακα 8.6. Παρατηρώντας τα σχήματα αυτά εξάγονται τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Αυξανόμενου του φορτίου ο συνολικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας αυξάνεται τόσο κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel όσο και κατά τη λειτουργία του υπό συνθήκες μεικτής καύσης.
- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel, η αύξηση του ρυθμού καύσης, αυξανόμενου του φορτίου, παρατηρείται κυρίως στο στάδιο της "Καύσης Προανάμειξης" και στα πρώτα στάδια της καύσης διάχυσης του καυσίμου

Diesel. Σε αυτά τα στάδια ο συνολικός ρυθμός καύσης κατά τη λειτουργία Diesel είναι μεγαλύτερος από τον αντίστοιχο της λειτουργίας μεικτής καύσης. Το γεγονός αυτό οφείλεται στο ότι οι συνθήκες εντός του θαλάμου όταν ο κινητήρας λειτουργεί υπό συνθήκες μεικτής καύσης, δεν ευνοούν την γρήγορη εξάπλωση του μετώπου φλόγας, κατά τα προαναφερθέντα στάδια.

- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης, η αύξηση του ρυθμού καύσης αυξανόμενου του φορτίου, παρατηρείται κυρίως στο στάδιο της "Τυρβώδους Καύσης" και οφείλεται στο γεγονός ότι, κατά το στάδιο αυτό, οι συνθήκες εντός του θαλάμου ευνοούν την ταχύτερη εξάπλωση του μετώπου φλόγας. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα για κάθε υπό μελέτη φορτίο, μετά από μια συγκεκριμένη γωνία στροφάλου, ο συνολικός ρυθμός καύσης κατά τη λειτουργία μεικτής καύσης να είναι μεγαλύτερος από τον αντίστοιχο της λειτουργίας Diesel.
- Για κάθε φορτίο ο μέγιστος ρυθμός καύσης κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης εμφανίζεται χρονικά αργότερα σε σχέση με τον αντίστοιχο ρυθμό υπό κλασικές συνθήκες Diesel. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι όταν ο κινητήρας λειτουργεί υπό συνθήκες μεικτής καύσης, οι συνθήκες εντός του θαλάμου καύσης δεν είναι ευνοϊκές για τη γρήγορη εξάπλωση του μετώπου φλόγας κατά τα πρώτα στάδια μετά την έναυση του αερίου μείγματος αέρα - φυσικού αερίου.





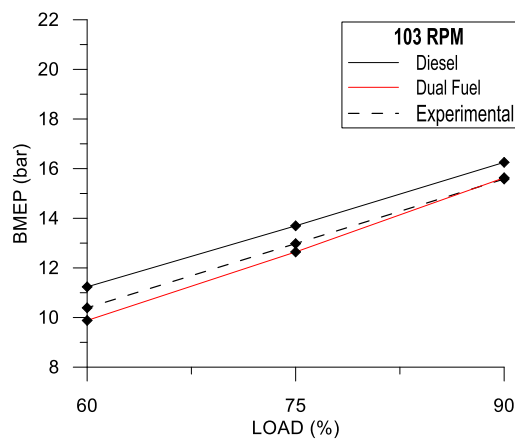
Σχήμα 8.3 : Διάγραμμα Συνολικού Ρυθμού Έκλυσης Θερμότητας στις 103 στροφές για λειτουργία Diesel και λειτουργία Μεικτής Καύσης με PES = 99%, για τα φορτία: (α) LOAD = 60%, (β) LOAD = 75%, (γ) LOAD = 90% αντίστοιχα.

Στο Σχήμα 8.4 απεικονίζονται οι τιμές της μέσης πραγματικής πίεσης κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό τις συνθήκες που αναγράφονται στον Πίνακα 8.6. Επίσης στο σχήμα αυτό απεικονίζονται οι πειραματικές τιμές της μέσης πραγματικής πίεσης κατά τη λειτουργία του κινητήρα στα υπό μελέτη φορτία. Παρατηρώντας το σχήμα αυτό μπορούμε να συμπεράνουμε τα ακόλουθα:

- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες Diesel λειτουργίας για δεδομένη πραγματική κατανάλωση καυσίμου και για κάθε υπό μελέτη φορτίο λειτουργίας παρατηρείται μία απόκλιση μεταξύ των αποτελεσμάτων του κώδικα προσομοίωσης

και των αντίστοιχων πειραματικών δεδομένων. Η απόκλιση αυτή ίσως οφείλεται στην έλλειψη βασικών πειραματικών μεγεθών για τον εν λόγω κινητήρα (πειραματικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα, πειραματικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας κλπ.). Όμως αυτό δεν αποτελεί ουσιαστικό πρόβλημα καθώς ο σκοπός της παρούσας ανάλυσης είναι καθαρά θεωρητικός δηλ. η αρχική αξιολόγηση του μοντέλου προσομοίωσης και η ποιοτική μελέτη της μεικτής καύσης σε 2-Χ ναυτικό κινητήρα Diesel. Παρ' όλα αυτά η ανωτέρω απόκλιση αποτελεί αντικείμενο περαιτέρω έρευνας και βελτίωσης του κώδικα προσομοίωσης όταν χρησιμοποιηθούν κατάλληλα πειραματικά δεδομένα.

- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης και για κάθε φορτίο λειτουργίας, οι τιμές της μέσης πραγματικής πίεσης που προέκυψαν με βάση το μοντέλο προσομοίωσης, χρησιμοποιώντας την πραγματική κατανάλωση καυσίμου προσεγγίζουν αρκετά ικανοποιητικά τα αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα.



Σχήμα 8.4 : Σύγκριση μεταξύ θεωρητικής και πειραματικής Μέσης Πραγματικής Πίεσης στις 103 στροφές, για λειτουργία Diesel και λειτουργία Μεικτής Καύσης με PES = 99%, για όλα τα υπό μελέτη φορτία λειτουργίας.

Στα Σχήματα 8.5.α και β απεικονίζονται οι τιμές της ειδικής πραγματικής κατανάλωσης καυσίμου - καυσίμων κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel και υπό συνθήκες μεικτής καύσης αντίστοιχα, όταν ο κινητήρας λειτουργεί υπό τις συνθήκες που αναγράφονται στον Πίνακα 8.6.

Στο Σχήμα 8.6 για τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης και για την ταχύτητα περιστροφής και τα φορτία λειτουργίας που προαναφέρθηκαν απεικονίζονται οι τιμές της ειδικής πραγματικής κατανάλωσης ενέργειας. Η μελέτη του συγκεκριμένου μεγέθους κρίθηκε σημαντική καθώς κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες

μεικτής καύσης αξιοποιούνται δύο καύσιμα (Diesel – φυσικό αέριο) με διαφορετικές θερμογόνους δυνάμεις το καθένα, κάτι που δεν συμβαίνει κατά τη κλασική λειτουργία Diesel [31,32].

Η ειδική πραγματική κατανάλωση [MJ/kWh] ενέργειας για τη λειτουργία μεικτής καύσης ορίζεται ως ακολούθως:

$$BSEC = \frac{BSFC_D \cdot LHV_D + BSFC_{NG} \cdot LHV_{NG}}{1000} \quad (8.2)$$

Όπου:

$BSFC_{D,NG}$  : Η ειδική πραγματική κατανάλωση καυσίμου Diesel και φυσικού αερίου αντίστοιχα [gr/kWh].

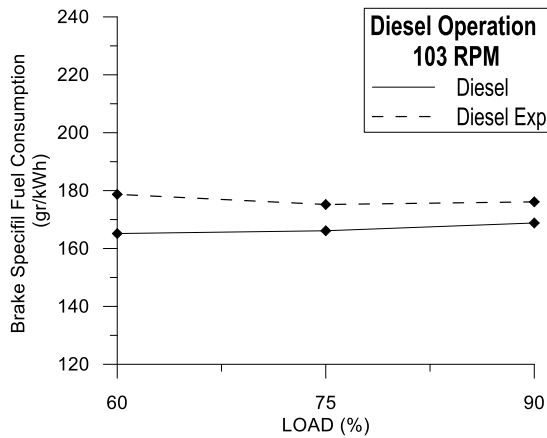
$LHV_{D,NG}$  : Η κατώτερη θερμογόνος δύναμη του καυσίμου Diesel και του φυσικού αερίου αντίστοιχα [MJ/kg].

Παρατηρώντας το Σχήμα 8.5.α εξάγονται τα ακόλουθα συμπεράσματα:

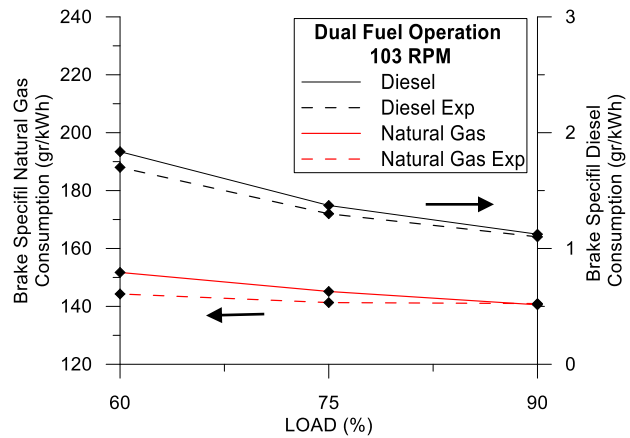
- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel και για κάθε φορτίο λειτουργίας παρατηρείται μία απόκλιση μεταξύ των αποτελεσμάτων του κώδικα προσομοίωσης και των αντίστοιχων πειραματικών δεδομένων όσον αφορά την ειδική πραγματική κατανάλωση καυσίμου. Η απόκλιση αυτή ίσως οφείλεται στους λόγους που προαναφέρθηκαν και αποτελεί ένα πεδίο περαιτέρω έρευνας και βελτίωσης του κώδικα προσομοίωσης, αφού όμως χρησιμοποιηθούν κατάλληλα πειραματικά δεδομένα.

Παρατηρώντας το Σχήμα 8.5.β και 8.6 εξάγονται τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης και για τα υπό μελέτη φορτία λειτουργίας, αυξανόμενου του φορτίου, τόσο η ειδική πραγματική κατανάλωση καυσίμων (Diesel – φυσικό αέριο) όσο και η ειδική πραγματική κατανάλωση ενέργειας μειώνονται. Αυτό οφείλεται στην βελτίωση της ποιότητας καύσης του φυσικού αερίου με την αύξηση το φορτίου. Το τελευταίο με τη σειρά του συντελεί στη βελτίωση (αύξηση) του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα. Τα αποτελέσματα του μοντέλου προσομοίωσης όσον αφορά τα προαναφερθέντα μεγέθη κατά τη λειτουργία μεικτής καύσης, προσεγγίζουν τα αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα με ικανοποιητική ακρίβεια.

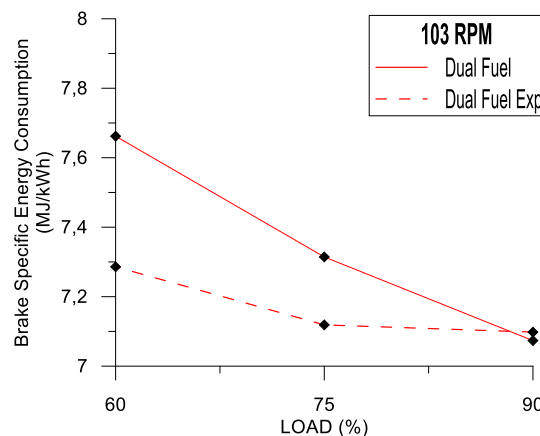


(α)



(β)

Σχήμα 8.5 : Σύγκριση στις 103 στροφές και για όλα τα υπό μελέτη φορτία λειτουργίας μεταξύ θεωρητικής και πειραματικής ειδικής πραγματικής κατανάλωσης καυσίμου - καυσίμων για: α) Λειτουργία Diesel, β) Λειτουργία Μεικτής Καύσης με PES = 99%.



Σχήμα 8.6 : Σύγκριση μεταξύ θεωρητικής και πειραματικής Ειδικής Πραγματικής Κατανάλωσης Ενέργειας στις 103 στροφές για λειτουργία μεικτής καύσης με PES = 99% και για όλα τα υπό μελέτη φορτία λειτουργίας

Στα Σχήματα 8.7.α,β,γ απεικονίζονται οι τιμές της μέγιστης πίεσης καύσης κυλίνδρου, της καθυστέρησης ανάφλεξης και της διάρκειας καύσης αντίστοιχα, κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό τις συνθήκες που αναγράφονται στον Πίνακα 8.6.

Η διάρκεια καύσης ορίζεται ως η διαφορά μεταξύ της γωνίας στροφάλου που ξεκινά η καύση και της γωνίας στροφάλου κατά την οποία έχει εκλυθεί το 98% της ενέργειας που εκλύεται συνολικά από την καύση του καυσίμου Diesel και του φυσικού αερίου.

Παρατηρώντας το Σχήμα 8.7.α μπορούμε να συμπεράνουμε τα εξής:

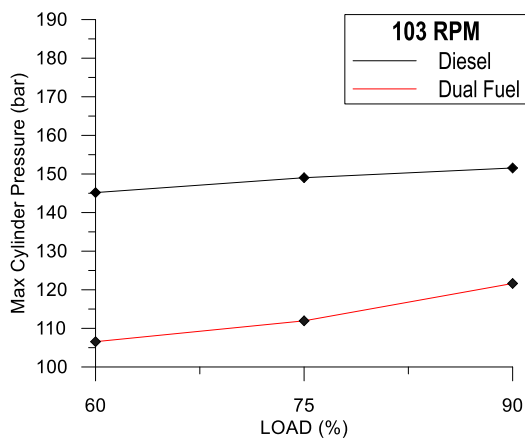
- Αυξανόμενου του φορτίου τόσο κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel όσο και κατά τη λειτουργία του υπό συνθήκες μεικτής καύσης η μέγιστη πίεση των αερίων κυλίνδρου αυξάνεται.
- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel και για κάθε φορτίο λειτουργίας η μέγιστη πίεση είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη κατά τη λειτουργία του υπό συνθήκες μεικτής καύσης. Αυτό οφείλεται κυρίως στο γεγονός ότι ο ρυθμός καύσης κατά τη λειτουργία Diesel κατά τα πρώτα στάδια της καύσης είναι μεγαλύτερος από τον αντίστοιχο της λειτουργίας μεικτής καύσης.

Παρατηρώντας το Σχήμα 8.7.β μπορούμε να συμπεράνουμε ότι:

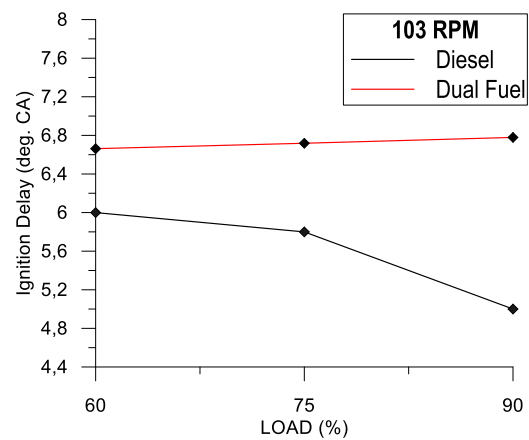
- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel η καθυστέρηση ανάφλεξης αυξανόμενου του φορτίου μειώνεται. Το γεγονός αυτό οφείλεται κατά κύριο λόγο στο ότι η πίεση και η θερμοκρασία κατά την έναρξη της έγχυσης του υγρού καυσίμου, αυξάνονται.
- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης η καθυστέρηση ανάφλεξης αυξανόμενου του φορτίου αυξάνεται. Το γεγονός αυτό οφείλεται στο ότι καθώς το φορτίο αυξάνεται, αυξάνεται και η ποσότητα του φυσικού αερίου που εισάγεται εντός του θαλάμου καύσης με συνέπεια τη μείωση της συγκέντρωσης του οξυγόνου εντός του θαλάμου. Αυτό έχει σαν συνέπεια να δυσχεραίνεται η φυσική και χημική προετοιμασία του καυσίμου Diesel προς σχηματισμό αναφλέξιμου μείγματος με τον αέρα. Επίσης με την αύξηση της ποσότητας του φυσικού αερίου η θερμοχωρητικότητα του μείγματος αέρα – φυσικού αερίου αυξάνεται, με συνέπεια η μέση πίεση και θερμοκρασία των αερίων κυλίνδρου κατά τα πρώτα στάδια της έγχυσης καυσίμου Diesel να βαίνει μειούμενη, οδηγώντας σε αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης. Η μεταβολή της καθυστέρησης ανάφλεξης είναι σχετικά μικρή αλλά τα αποτελέσματα θα πρέπει να αξιολογηθούν εκ νέου όταν γίνει βελτίωση του μοντέλου για να ληφθεί πιο σωστά υπόψη η συμβολή της αύξησης της θερμοκρασίας λόγω της καύσης του πιλοτικού καυσίμου Diesel.

Παρατηρώντας το Σχήμα 8.7.γ, για τα πλαίσια μεταβολής φορτίου που εξετάζονται στη παρούσα εργασία είναι δυνατόν να εξαχθούν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

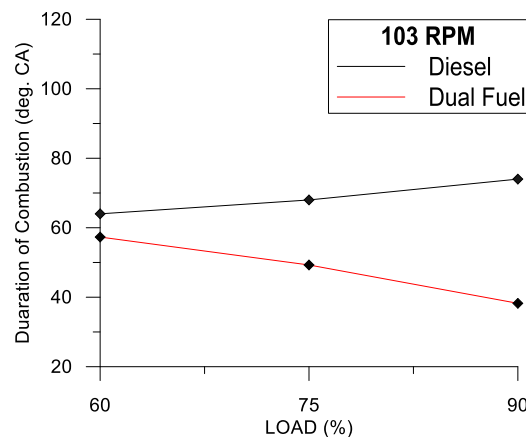
- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel η διάρκεια καύσης αυξανόμενου του φορτίου αυξάνεται.
- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης η διάρκεια καύσης αυξανόμενου του φορτίου μειώνεται. Στο γεγονός αυτό συντελεί κυρίως το γεγονός ότι αυξανόμενου του φορτίου οι συνθήκες εντός του θαλάμου ενισχύουν το ρυθμό εξάπλωσης του μετώπου φλόγας και το συνεπαγόμενο ρυθμό της καύσης.



(α)



(β)



(γ)

Σχήμα 8.7 : (α) Μέγιστη Πίεση Αερίων Κυλίνδρου (β) Καθυστέρηση Ανάφλεξης (γ) Διάρκεια Καύσης στις 103 στροφές, για λειτουργία Diesel και λειτουργία Μεικτής Καύσης με PES = 99%, για όλα τα υπό μελέτη φορτία λειτουργίας.

### 8.3 Μελέτη της Μεταβολής της Προπορείας Εγχύσεως Υγρού Καυσίμου

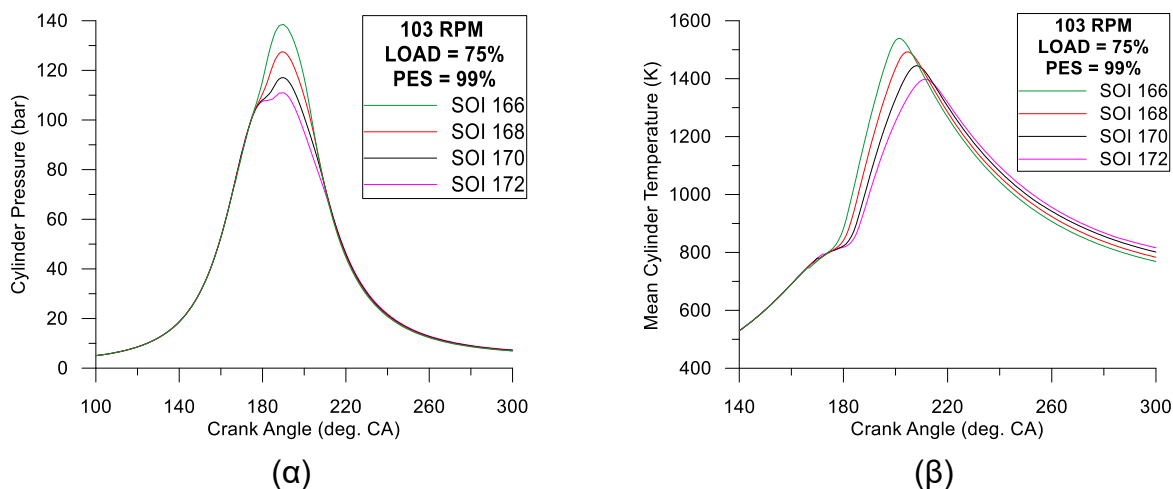
Στην ενότητα αυτή εξετάζεται η επίδραση της μεταβολής της προπορείας εγχύσεως του υγρού καυσίμου σε βασικές λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα. Η μελέτη αυτή πραγματοποιήθηκε για λειτουργία του κινητήρα στις 103 RPM σε φορτίο 75% και σε συνθήκες μεικτής καύσης με PES = 99%. Οι προπορείες έγχυσης υγρού καυσίμου που μελετήθηκαν είναι 14, 12, 10, 8 μοίρες πριν το ΑΝΣ (βλ. Πίνακα 8.7). Οι παράμετροι λειτουργίας που μελετήθηκαν είναι: το δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης, η μέση θερμοκρασία του θαλάμου καύσης, ο συνολικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας, η μέγιστη πίεση καύσης, η καθυστέρηση ανάφλεξης, η ειδική πραγματική κατανάλωση ενέργειας, και η διάρκεια της καύσης.

PES	99%
Στροφές Λειτουργίας	103 RPM
Φορτίο Λειτουργίας	75%
Προπορείες Έγχυσης Καυσίμου Diesel	14, 12, 10, 8 deg. CA πριν το ΑΝΣ

Πίνακας 8.7 : Συνθήκες λειτουργίας κατά τη μελέτη της επίδρασης της μεταβολής της προπορείας εγχύσεως.

Στα σχήματα 8.8.α,β απεικονίζονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα και τα διαγράμματα της μέσης θερμοκρασίας κυλίνδρου του κινητήρα, όταν αυτός λειτουργεί υπό τις συνθήκες που αναγράφονται στον Πίνακα 8.7. Παρατηρώντας τα σχήματα αυτά είναι δυνατόν να εξαχθούν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Η αύξηση της προπορείας εγχύσεως έχει σαν συνέπεια την αύξηση της πίεσης καύσης. Το φαινόμενο αυτό οφείλεται κατά κύριο λόγο στο ότι η αύξηση της προπορείας επιφέρει υψηλότερους ρυθμούς καύσης προανάμειξης του καυσίμου Diesel που οδηγούν σε περαιτέρω συμπίεση του περιεχομένου του θαλάμου καύσης. Παρόμοια συμπεριφορά (αύξηση) παρατηρείται και στα διαγράμματα της μέσης θερμοκρασίας κυλίνδρου.

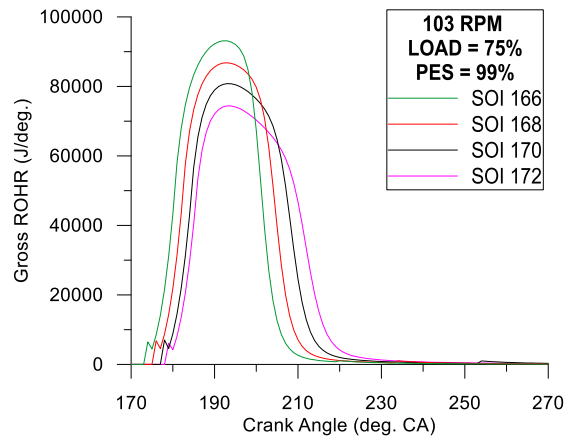


Σχήμα 8.8: (α) Δυναμοδεικτικό Διάγραμμα Πίεσης, (β) Διάγραμμα Μέσης Θερμοκρασίας Κυλίνδρου, για λειτουργία Μεικτής Καύσης με PES = 99%, 103 RPM, φορτίο 75% και για όλες τις υπό μελέτη προπορείες έγχυσης.

Στο Σχήμα 8.9 απεικονίζονται τα διαγράμματα του συνολικού ρυθμού έκλυσης θερμότητας του κινητήρα, όταν αυτός λειτουργεί υπό τις συνθήκες που αναγράφονται στον Πίνακα 8.7. Παρατηρώντας το σχήμα αυτό μπορούμε να συμπεράνουμε τα εξής:

- Με την αύξηση της προπορείας έγχυσης ο ρυθμός της καύσης γίνεται πιο έντονος ιδιαίτερα κατά τα πρώτα κυρίως στάδια της καύσης, ενώ γενικότερα το διάγραμμα του ρυθμού έκλυσης θερμότητας μετατοπίζεται αριστερότερα σε σχέση με το ANΣ. Το γεγονός αυτό οφείλεται στην αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας της γόμωσης, που στη συνέχεια συμβάλλουν στην αύξηση της ταχύτητας καύσης του φυσικού αερίου. Ένας δεύτερος παράγοντας είναι ότι μεγαλύτερο ποσοστό της καύσης του φυσικού αερίου εξελίσσεται στη περιοχή του ANΣ με αποτέλεσμα η εξάπλωση του μετώπου της φλόγας να οδηγεί στην κατανάλωση μεγαλύτερων ποσοτήτων φυσικού αερίου λόγω της αυξημένης πυκνότητας του άκαυστου μείγματος. Αντίθετα η συμβολή της καύσης του υγρού καυσίμου Diesel είναι μικρή λόγω του χαμηλού ποσοστού του.





Σχήμα 8.9: Διάγραμμα Ολικού Ρυθμού Έκλυσης Θερμότητας, για λειτουργία Μεικτής Καύσης με PES = 99%, 103 RPM, φορτίο 75% και για όλες τις υπό μελέτη προπορείες έγχυσης.

Στα Σχήματα 8.10.α,β,γ,δ απεικονίζονται οι τιμές της μέγιστης πίεσης αερίων κυλίνδρου, της καθυστέρησης ανάφλεξης, της ειδικής πραγματικής κατανάλωσης ενέργειας και της διάρκειας καύσης του κινητήρα, όταν αυτός λειτουργεί υπό τις συνθήκες που αναγράφονται στον Πίνακα 8.7.

Παρατηρώντας το Σχήμα 8.10.α μπορούμε να συμπεράνουμε ότι:

- Αυξανόμενη της προπορείας έγχυσης η μέγιστη πίεση αερίων κυλίνδρου αυξάνεται. Το φαινόμενο αυτό οφείλεται κυρίως στην αύξηση της συμπίεσης των προϊόντων της καύσης καθώς αυτή αρχίζει ολοένα και πιο πριν το ΑΝΣ καθώς η προπορεία αυξάνεται.

Παρατηρώντας το Σχήμα 8.10.β μπορούμε να συμπεράνουμε ότι:

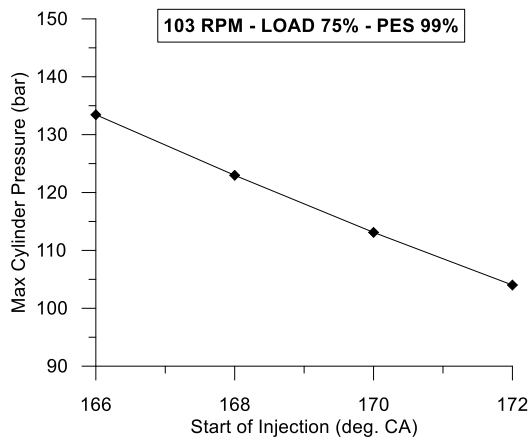
- Αυξανόμενη της προπορείας έγχυσης η καθυστέρηση ανάφλεξης του υγρού καυσίμου Diesel αυξάνεται. Το φαινόμενο αυτό οφείλεται στο ότι η καθυστέρηση ανάφλεξης είναι αντιστρόφως ανάλογη της μέσης πίεσης και θερμοκρασίας του κυλίνδρου. Τα μεγέθη αυτά κατά τα πρώτα στάδια της φάσης έγχυσης του υγρού καυσίμου μειώνονται με την αύξηση της προπορείας οδηγώντας σε αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης του υγρού καυσίμου.

Παρατηρώντας το Σχήμα 8.10.γ μπορούμε να συμπεράνουμε ότι:

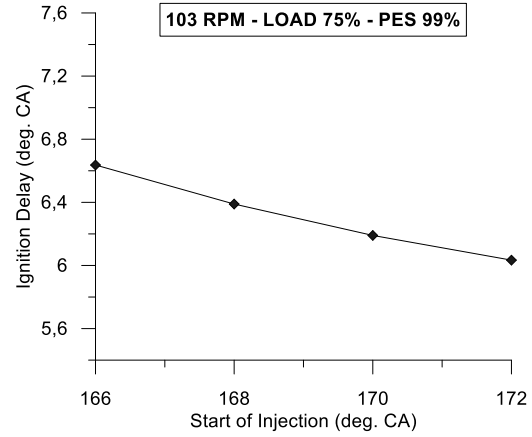
- Αυξανόμενης της προπορείας έγχυσης η ειδική πραγματική κατανάλωση ενέργειας μειώνεται. Αυτό συμβαίνει διότι η διαδικασία της καύσης γίνεται πιο "αποδοτική". Το γεγονός αυτό οφείλεται στο ότι καθώς η προπορεία αυξάνεται αφ' ενός αυξάνεται το υγρό και αέριο καύσιμο που καίγεται νωρίς στο στάδιο της εκτόνωσης ενώ και η διάρκεια της καύσης μειώνεται.

Παρατηρώντας το Σχήμα 8.10.δ μπορούμε να συμπεράνουμε ότι:

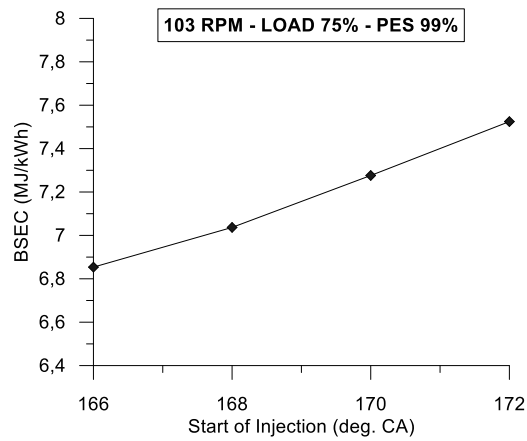
- Καθώς η προπορεία αυξάνεται η διάρκεια της καύσης μειώνεται. Το γεγονός αυτό οφείλεται στην αύξηση του συνολικού ρυθμού καύσης.



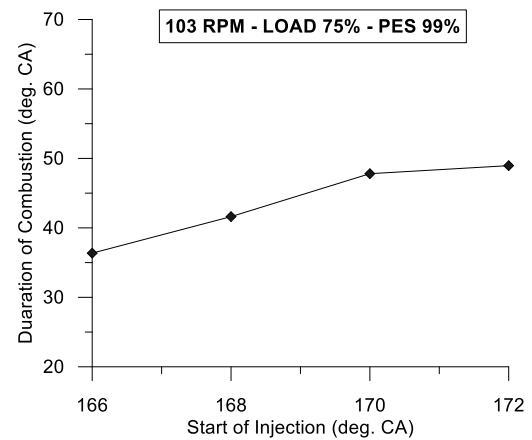
(α)



(β)



(γ)



(δ)

Σχήμα 8.10 : (α) Μέγιστη Πίεση Κυλίνδρου, (β) Καθυστέρηση Ανάφλεξης, (γ) Ειδική Πραγματική Κατανάλωση Ενέργειας, (δ) Διάρκεια Καύσης, για λειτουργία Μεικτής Καύσης με PES = 99%, 103 RPM, φορτίο 75% και για όλες τις υπό μελέτη προπορείες έγχυσης.

## 8.4 Μελέτη της Μεταβολής του Ποσοστού Ενεργειακής Αντικατάστασης του καυσίμου Diesel από το Φυσικό Αέριο

Στην ενότητα αυτή θα πραγματοποιηθεί η μελέτη της επίδρασης της μεταβολής του ποσοστού ενεργειακής αντικατάστασης (PES) του καυσίμου Diesel από το φυσικό αέριο σε βασικές λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα. Η μελέτη πραγματοποιήθηκε για λειτουργία του κινητήρα στις 103 RPM σε φορτίο 75% και υπό συνθήκες μεικτής καύσης. Τα ποσοστά ενεργειακής αντικατάστασης που μελετήθηκαν είναι 30, 70, 90 και 99% (βλ. Πίνακα 8.8). Οι παράμετροι λειτουργίας που μελετήθηκαν είναι: το δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης, ο συνολικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας, η μέγιστη πίεση καύσης, η καθυστέρηση ανάφλεξης, η ειδική πραγματική κατανάλωση ενέργειας και η διάρκεια καύσης.

PES	30, 70, 90, 99%
Στροφές Λειτουργίας	103 RPM
Φορτίο Λειτουργίας	75%
Προπορεία Έγχυσης Καυσίμου Diesel	10 deg. CA πριν το ΑΝΣ

Πίνακας 8.8 : Συνθήκες λειτουργίας κατά τη μελέτη της επίδρασης της μεταβολής της του PES.

Στα Σχήματα 8.11.α,β απεικονίζονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα πίεσης και τα διαγράμματα συνολικού ρυθμού έκλυσης θερμότητας του κινητήρα αντίστοιχα, όταν αυτός λειτουργεί υπό τις συνθήκες που αναγράφονται στον Πίνακα 8.8.

Παρατηρώντας το Σχήμα 8.11.α μπορούν να εξαχθούν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

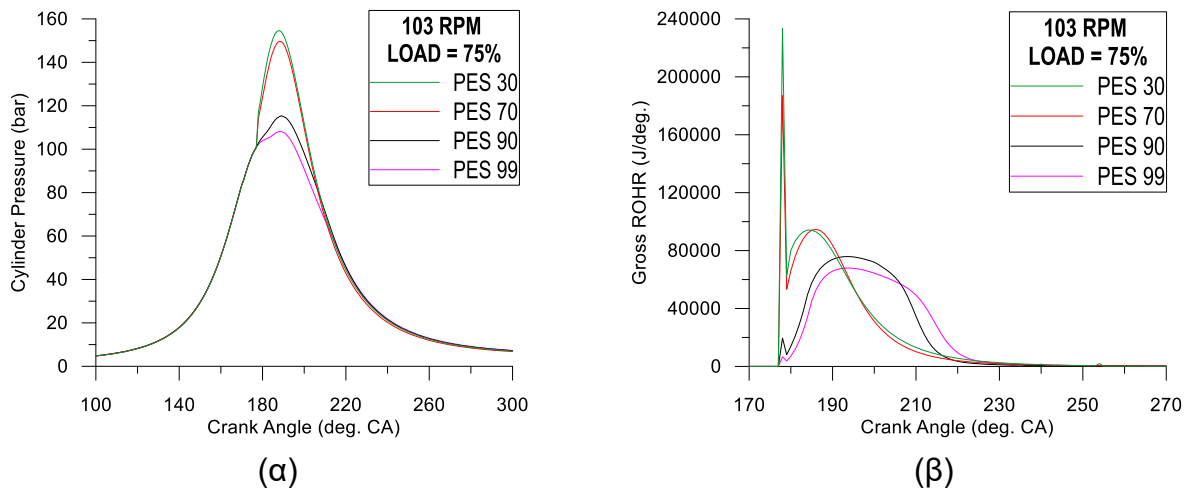
- Αυξανόμενου του PES η πίεση του θαλάμου καύσης μειώνεται ελαφρώς κατά τη διάρκεια της συμπίεσης. Το γεγονός αυτό οφείλεται στο ότι, καθώς το PES αυξάνεται, η συγκέντρωση του φυσικού αερίου στο μείγμα αέρα – φυσικού αερίου αυξάνεται γεγονός που οδηγεί σε αύξηση της ειδικής θερμοχωρητικότητας του.
- Αυξανόμενου του PES η πίεση του θαλάμου μειώνεται κατά τα πρώτα στάδια της καύσης. Το γεγονός αυτό οφείλεται στο ότι καθώς το PES αυξάνεται, μειώνεται ο συνολικός ρυθμός καύσης λόγω της συμμετοχής του φυσικού αερίου (βλ. Σχήμα 8.11.β).
- Αυξανόμενου του PES η πίεση του θαλάμου καύσης αυξάνεται ελαφρώς κατά τη διάρκεια του σταδίου της "Τυρβώδους Καύσης". Το γεγονός αυτό οφείλεται κυρίως

στην αύξηση του συνολικού ρυθμού καύσης από ένα χρονικό σημείο του διαστήματος αυτού και έπειτα, καθώς το PES αυξάνεται (βλ. Σχήμα 8.11.β). Επειδή η αύξηση αυτή πραγματοποιείται στη φάση εκτόνωσης του κινητήρα, όπου ο όγκος του θαλάμου καύσης βαίνει αυξανόμενος, η αντίστοιχη αύξηση που επιφέρει πίεση του θαλάμου δεν είναι ιδιαίτερα αισθητή.

- Αυξανόμενου του PES η γωνία στροφάλου που εμφανίζεται η μέγιστη πίεση καύσης μετατοπίζεται ελαφρώς δεξιά σε σχέση με το ANΣ δηλ. προς το στάδιο της εκτόνωσης. Το γεγονός αυτό οφείλεται στον αργότερο ρυθμό καύσης του φυσικού αερίου.

Παρατηρώντας το Σχήμα 8.11.β μπορούν να εξαχθούν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Αυξανόμενου του PES ο συνολικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας κατά τα πρώτα στάδια της καύσης μειώνεται. Το γεγονός αυτό οφείλεται στην μείωση της ποσότητας του καυσίμου Diesel που καίγεται κατά τη διάρκεια του σταδίου αυτού, καθώς έχει ταχύτερο ρυθμό καύσης από το φυσικό αέριο, συνεπώς καθορίζει σε μεγάλο βαθμό και το συνολικό ρυθμό καύσης.
- Αυξανόμενου του PES ο συνολικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας αυξάνεται κατά τη διάρκεια του σταδίου της "Τυρβώδους Καύσης". Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η αύξηση του ποσοστού του φυσικού αερίου συμβάλλει στη μείωση του ρυθμού της καύσης και τη μετατόπιση του διαγράμματος έκλυσης θερμότητας προς την φάση εκτόνωσης του κινητήρα. Αποτέλεσμα είναι η καύση μεγαλύτερων ποσοτήτων καυσίμου (κυρίως φυσικού αερίου) κατά τη φάση αυτή, καθώς το PES αυξάνεται.



Σχήμα 8.11 : (α) Δυναμοδεικτικό Διάγραμμα Πίεσης, (β) Διάγραμμα Ολικού Ρυθμού Έκλυσης θερμότητας, στις 103 στροφές, φορτίο 75% και για όλα τα υπό μελέτη PES.

Στα Σχήματα 8.12.α,β,γ,δ παρουσιάζονται οι τιμές της μέγιστης πίεσης αερίων κυλίνδρου, καθυστέρησης ανάφλεξης, ειδικής πραγματικής κατανάλωσης ενέργειας και διάρκειας καύσης του κινητήρα, όταν αυτός λειτουργεί υπό τις συνθήκες που αναγράφονται στον Πίνακα 8.8.

Παρατηρώντας το Σχήμα 8.12.α μπορούμε να συμπεράνουμε ότι:

- Καθώς το PES αυξάνεται η μέγιστη πίεση καύσης εμφανίζει πτωτική τάση. Αυτό οφείλεται αφ' ενός μεν στην αυξημένη θερμοχωρητικότητα του μείγματος αέρα – φυσικού αερίου. Αφ' ετέρου δε οφείλεται στο γεγονός ότι αυξανόμενου του PES μειώνεται η ποσότητα καυσίμου Diesel που καίγεται η καύσης της οποίας, όπως έχει ήδη αναφερθεί, γίνεται με ταχύτερο ρυθμό σε σχέση με το φυσικό αέριο. Επίσης η αύξηση του PES μειώνει την ένταση της "Καύσης Προανάμειξης", γεγονός που οδηγεί στην μείωση και του συνολικού ρυθμού καύσης στο στάδιο αυτό. Ο ρυθμός αυτός έχει άμεση επίδραση στη μέγιστη πίεση καύσης καθώς η "Καύση Προανάμειξης" λαμβάνει χώρα κοντά στο ΑΝΣ.

Παρατηρώντας το Σχήμα 8.12.β μπορούμε να καταλήξουμε στο εξής συμπέρασμα:

- Η αύξηση του PES οδηγεί σε αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης. Το γεγονός αυτό οφείλεται στις χαμηλότερες πιέσεις και θερμοκρασίες που επικρατούν εντός του θαλάμου καύσης κατά την έναρξη έγχυσης του υγρού καυσίμου. Όμως οφείλεται και στο γεγονός ότι, καθώς το PES αυξάνεται, μειώνεται η συγκέντρωση του διαθέσιμου

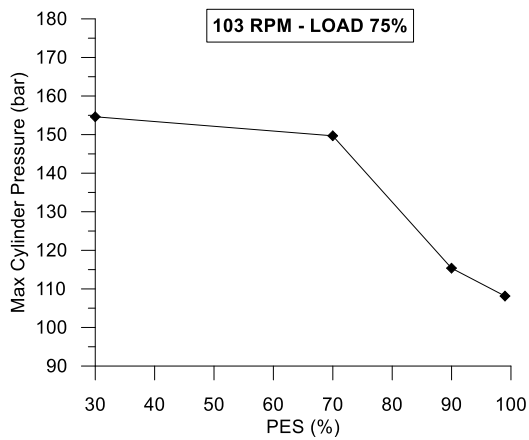
οξυγόνου εντός του θαλάμου, γεγονός που δυσχεραίνει τη φυσική και χημική προετοιμασία του υγρού καυσίμου προς σχηματισμό αναφλέξιμου μείγματος με τον αέρα.

Παρατηρώντας το Σχήμα 8.12.γ δύναται να εξαχθεί το ακόλουθο συμπέρασμα:

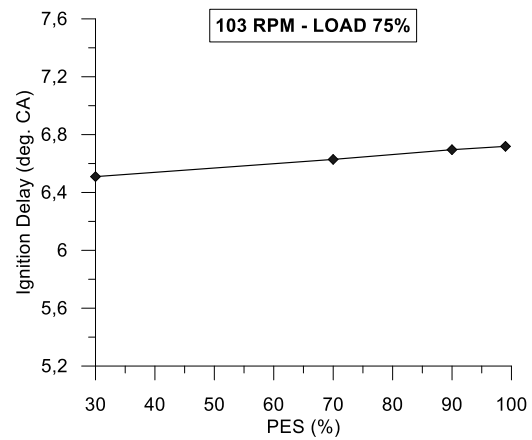
- Αυξανόμενου του PES η ειδική πραγματική κατανάλωση ενέργειας αυξάνεται. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η αύξηση της μάζας του φυσικού αερίου που εισάγεται στον θάλαμο καύσης σε συνδυασμό με τις συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας εντός αυτού, έχουν αρνητική επίδραση στον ρυθμό καύσης του φυσικού αερίου, γεγονός που επηρεάζει αρνητικά το θερμικό βαθμό απόδοσης του κινητήρα καθώς η καύση μετατοπίζεται προς την φάση της εκτόνωσης.

Παρατηρώντας το Σχήμα 8.12.δ μπορούμε να καταλήξουμε στα εξής:

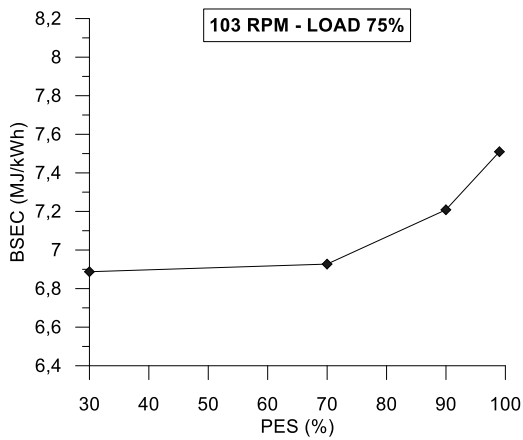
- Καθώς το PES αυξάνεται η διάρκεια καύσης εμφανίζει ανοδική τάση. Το γεγονός αυτό οφείλεται κατά κύριο λόγο στο ότι, τόσο οι συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας που επικρατούν εντός του θαλάμου καύσης, όσο και η αναλογία μείγματος αέρα – φυσικού αερίου είναι ολοένα και λιγότερο ευνοϊκές για την εξάπλωση του μετώπου φλόγας. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα βραδύτερη καύση και άρα αύξηση της διάρκειάς καύσης.



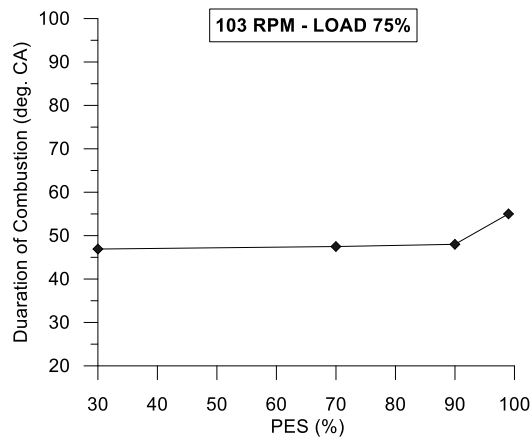
(α)



(β)



(γ)



(δ)

Σχήμα 8.12 : (α) Μέγιστη Πίεση Κυλίνδρου (β) Καθυστέρηση Ανάφλεξης (γ) Πραγματική Ειδική Κατανάλωση Ενέργειας (δ) Διάρκεια Καύσης, στις 103 στροφές υπό φορτίο 75% και για όλα τα υπό μελέτη PES.



## Κεφάλαιο 9 : Συμπεράσματα

Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναπτύχθηκε ένα φαινομενολογικό διζωνικό μοντέλο, προκειμένου να μελετηθεί ο κλειστός κύκλος λειτουργίας δίχρονου ναυτικού κινητήρα μεικτής καύσης (Diesel – φυσικού αερίου) που αξιοποιεί το σύστημα χαμηλής πίεσης προσαγωγής του φυσικού αερίου. Μετά την ανάπτυξή του, το εν λόγω μοντέλο αξιοποιήθηκε έτσι ώστε, για συγκεκριμένο κινητήρα αυτού του είδους, να γίνουν ποιοτικές μελέτες που αφορούσαν στην επίδραση του φορτίου, της προπορείας εγχύσεως υγρού καυσίμου και του ποσοστού ενεργειακής αντικατάστασης του καυσίμου Diesel από το φυσικό αέριο σε βασικές λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα. Ορισμένα αποτελέσματα της πρώτης εκ των τριών μελετών, που αφορούσαν βασικές παραμέτρους λειτουργίας του κινητήρα (πχ. μέση πραγματική πίεση, πραγματική κατανάλωση καυσίμου κλπ.) συγκρίθηκαν με αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα που ήταν διαθέσιμα στο διαδίκτυο [3]. Στην παρούσα ενότητα θα παρατεθούν τα συμπεράσματα που εξήχθησαν μετά τις παραπάνω μελέτες.

### Μελέτη της Μεταβολής του Φορτίου

Η μελέτη αυτή πραγματοποιήθηκε για λειτουργία του κινητήρα στις 103 RPM και για φορτία λειτουργίας 60, 75 και 90%, τόσο όταν ο κινητήρας λειτουργεί ως κλασικός κινητήρας Diesel (PES = 0%) όσο και όταν αυτός λειτουργεί ως κινητήρας μεικτής καύσης με PES = 99%. Με βάση την παραπάνω μελέτη εξήχθησαν τα ακόλουθα συμπεράσματα που παρατίθενται ανά παράμετρο λειτουργίας του κινητήρα που εξετάστηκε:

#### Δυναμοδεικτικά Διαγράμματα Πίεσης:

- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης, αυξανόμενου του φορτίου, η πίεση του εργαζόμενου μέσου μειώνεται ελαφρώς στη φάση της συμπίεσης.
- Αυξανόμενου του φορτίου, τόσο κατά τη λειτουργία Diesel όσο και κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης, η πίεση των αερίων κυλίνδρου αυξάνεται από τη στιγμή της έναυσης υγρού καυσίμου και έπειτα.
- Στα πρώτα στάδια της καύσης – εκτόνωσης του κινητήρα και για κάθε φορτίο λειτουργίας η πίεση στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης είναι υψηλότερη κατά τη λειτουργία υπό κλασικές συνθήκες Diesel σε σχέση με τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης.

- Μετά από μια συγκεκριμένη γωνία στροφάλου κατά τη διάρκεια του σταδίου της "Τυρβώδους Καύσης", το δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης που αντιστοιχεί στη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης εμφανίζει ελαφρώς μεγαλύτερες τιμές πίεσης καύσης από το αντίστοιχο διάγραμμα κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel.
- Με την αύξηση του φορτίου η μέγιστη πίεση καύσης κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel παρουσιάζεται χρονικά νωρίτερα σε σχέση με την αντίστοιχη πίεση κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης.

#### ✚ Διαγράμματα Συνολικού Ρυθμού Έκλυσης Θερμότητας:

- Αυξανόμενου του φορτίου ο συνολικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας αυξάνεται τόσο κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel όσο και κατά τη λειτουργία του υπό συνθήκες μεικτής καύσης.
- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel, η αύξηση του ρυθμού καύσης, αυξανόμενου του φορτίου, παρατηρείται κυρίως στο στάδιο της "Καύσης Προανάμειξης" και στα πρώτα στάδια της καύσης διάχυσης του καυσίμου Diesel. Σε αυτά τα στάδια ο συνολικός ρυθμός καύσης κατά τη λειτουργία Diesel είναι μεγαλύτερος από τον αντίστοιχο της λειτουργίας μεικτής καύσης.
- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης, η αύξηση του ρυθμού καύσης αυξανόμενου του φορτίου, παρατηρείται κυρίως στο στάδιο της "Τυρβώδους Καύσης". Μάλιστα μετά από μια συγκεκριμένη γωνία στροφάλου ο συνολικός ρυθμός καύσης κατά τη λειτουργία μεικτής καύσης γίνεται μεγαλύτερος από τον αντίστοιχο της λειτουργίας Diesel.
- Για κάθε φορτίο ο μέγιστος ρυθμός καύσης κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης εμφανίζεται χρονικά αργότερα σε σχέση με τον αντίστοιχο ρυθμό υπό κλασικές συνθήκες Diesel.

#### ✚ Διάγραμμα Μέσης Πραγματικής Πίεσης:

- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες Diesel, για δεδομένη πραγματική κατανάλωση καυσίμου και για κάθε υπό μελέτη φορτίο λειτουργίας, παρατηρείται μία απόκλιση μεταξύ των αποτελεσμάτων του κώδικα προσομοίωσης και των αντίστοιχων πειραματικών δεδομένων.
- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης και για κάθε φορτίο λειτουργίας οι τιμές της μέσης πραγματικής πίεσης που προέκυψαν με βάση το

μοντέλο προσομοίωσης, χρησιμοποιώντας τη πραγματική κατανάλωση καυσίμου, προσεγγίζουν αρκετά ικανοποιητικά τα αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα.

#### ✚ Διαγράμματα Ειδικής Πραγματικής Κατανάλωσης Καυσίμου - Καυσίμων:

- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel και για κάθε φορτίο λειτουργίας, παρατηρείται μία απόκλιση μεταξύ των αποτελεσμάτων του κώδικα προσομοίωσης και των αντίστοιχων πειραματικών δεδομένων όσον αφορά την ειδική πραγματική κατανάλωση καυσίμου.
- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης και για τα υπό μελέτη φορτία λειτουργίας, αυξανόμενου του φορτίου, η ειδική πραγματική κατανάλωση καυσίμων (Diesel – φυσικό αέριο) μειώνεται. Επίσης, οι ειδικές πραγματικές καταναλώσεις καυσίμων που προβλέπονται από το πρόγραμμα προσομοίωσης προσεγγίζουν τα αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα με ικανοποιητική ακρίβεια.

#### ✚ Διάγραμμα Ειδικής Πραγματικής Κατανάλωσης Ενέργειας:

- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης και για τα υπό μελέτη φορτία λειτουργίας, αυξανόμενου του φορτίου, η ειδική πραγματική κατανάλωση ενέργειας μειώνεται. Επίσης, η ειδική πραγματική κατανάλωση ενέργειας που προβλέπεται από το πρόγραμμα προσομοίωσης προσεγγίζει τα αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα με ικανοποιητική ακρίβεια.

#### ✚ Διάγραμμα Μέγιστης Πίεσης Αερίων Κυλίνδρου:

- Αυξανόμενου του φορτίου τόσο κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel όσο και κατά τη λειτουργία του υπό συνθήκες μεικτής καύσης η μέγιστη πίεση των αερίων κυλίνδρου αυξάνεται.
- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel και για κάθε φορτίο λειτουργίας η μέγιστη πίεση είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη κατά τη λειτουργία του υπό συνθήκες μεικτής καύσης.

#### ✚ Διάγραμμα Καθυστέρησης Ανάφλεξης:

- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel η καθυστέρηση ανάφλεξης αυξανόμενου του φορτίου μειώνεται.
- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης η καθυστέρηση ανάφλεξης αυξανόμενου του φορτίου αυξάνεται. Λόγω της σχετικά μικρής

μεταβολής της καθυστέρησης ανάφλεξης τα αποτελέσματα του μοντέλου προσομοίωσης θα πρέπει να αξιολογηθούν εκ νέου ώστε να ληφθεί υπόψη η αύξηση της θερμοκρασίας λόγω της καύσης του πιλοτικού καυσίμου Diesel με πιο σωστό τρόπο.

✚ **Διάγραμμα Διάρκειας Καύσης για τα πλαίσια μεταβολής φορτίου που εξετάζονται στη παρούσα εργασία:**

- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό κλασικές συνθήκες Diesel η διάρκεια καύσης αυξανόμενου του φορτίου αυξάνεται.
- Κατά τη λειτουργία του κινητήρα υπό συνθήκες μεικτής καύσης, η διάρκεια καύσης αυξανόμενου του φορτίου μειώνεται.

### **Μελέτη της Μεταβολής της Προπορείας Εγχύσεως Υγρού Καυσίμου**

Η μελέτη αυτή πραγματοποιήθηκε για λειτουργία του κινητήρα στις 103 RPM σε φορτίο 75% και υπό συνθήκες μεικτής καύσης με PES = 99%. Οι προπορείες έγχυσης υγρού καυσίμου που μελετήθηκαν είναι 14, 12, 10, 8 μοίρες πριν το ANΣ. Με βάση την παραπάνω μελέτη εξήχθησαν τα ακόλουθα συμπεράσματα που παρατίθενται ανά παράμετρο λειτουργίας του κινητήρα που εξετάστηκε:

✚ **Δυναμοδεικτικά Διαγράμματα Πίεσης και Διαγράμματα Μέσης Θερμοκρασίας Κυλίνδρου:**

- Η αύξηση της προπορείας εγχύσεως έχει σαν συνέπεια την αύξηση της πίεσης καύσης. Παρόμοια συμπεριφορά παρατηρείται και στα διαγράμματα της μέσης θερμοκρασίας κυλίνδρου.

✚ **Διαγράμματα Συνολικού Ρυθμού Έκλυσης Θερμότητας:**

- Με την αύξηση της προπορείας έγχυσης ο ρυθμός της καύσης γίνεται πιο έντονος ιδιαίτερα κατά τα πρώτα κυρίως στάδια της καύσης, ενώ γενικότερα το διάγραμμα του ρυθμού έκλυσης θερμότητας μετατοπίζεται αριστερότερα σε σχέση με το ANΣ.

✚ Διάγραμμα Μέγιστης Πίεσης Αερίων Κυλίνδρου:

- Αυξανομένης της προπορείας έγχυσης η μέγιστη πίεση αερίων κυλίνδρου αυξάνεται.

✚ Διάγραμμα Καθυστέρησης Ανάφλεξης:

- Αυξανομένης της προπορείας έγχυσης η καθυστέρηση ανάφλεξης του υγρού καυσίμου Diesel αυξάνεται.

✚ Διάγραμμα Ειδικής Πραγματικής Κατανάλωσης Ενέργειας:

- Αυξανομένης της προπορείας έγχυσης η ειδική πραγματική κατανάλωση ενέργειας μειώνεται.

✚ Διάγραμμα Διάρκειας Καύσης:

- Καθώς η προπορεία αυξάνεται η διάρκεια της καύσης μειώνεται.

**Μελέτη της Μεταβολής του Ποσοστού Ενεργειακής Αντικατάστασης του καυσίμου Diesel από το Φυσικό Αέριο**

Η μελέτη πραγματοποιήθηκε για λειτουργία του κινητήρα στις 103 RPM και σε φορτίο 75%, υπό συνθήκες μεικτής καύσης. Τα ποσοστά ενεργειακής αντικατάστασης που μελετήθηκαν είναι 30, 70, 90 και 99%. Με βάση την παραπάνω μελέτη εξήχθησαν τα ακόλουθα συμπεράσματα που παρατίθενται ανά παράμετρο λειτουργίας του κινητήρα που εξετάσθηκε:

✚ Δυναμοδεικτικά Διαγράμματα Πίεσης:

- Αυξανομένου του PES η πίεση του θαλάμου καύσης μειώνεται ελαφρώς κατά τη διάρκεια της συμπίεσης.
- Αυξανομένου του PES η πίεση του θαλάμου καύσης μειώνεται κατά τα πρώτα στάδια της καύσης.
- Αυξανομένου του PES η πίεση του θαλάμου καύσης αυξάνεται ελαφρώς κατά τη διάρκεια του σταδίου της "Τυρβώδους Καύσης".
- Αυξανομένου του PES η γωνία στροφάλου που εμφανίζεται η μέγιστη πίεση καύσης μετατοπίζεται ελαφρώς δεξιά σε σχέση με το ANΣ δηλ. προς τη φάση εκτόνωσης του κινητήρα.

✚ Διαγράμματα Συνολικού Ρυθμού Έκλυσης Θερμότητας:

- Αυξανόμενου του PES ο συνολικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας κατά τα πρώτα στάδια της καύσης μειώνεται.
- Αυξανόμενου του PES ο συνολικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας αυξάνεται κατά τη διάρκεια του σταδίου της "Τυρβώδους Καύσης".

✚ Διάγραμμα Μέγιστης Πίεσης Αερίων Κυλίνδρου:

- Καθώς το PES αυξάνεται η μέγιστη πίεση καύσης εμφανίζει πτωτική τάση.

✚ Διάγραμμα Καθυστέρησης Ανάφλεξης:

- Η αύξηση του PES οδηγεί σε αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης.

✚ Διάγραμμα Ειδικής Πραγματικής Κατανάλωσης Ενέργειας:

- Αυξανόμενου του PES η ειδική πραγματική κατανάλωση ενέργειας αυξάνεται.

✚ Διάγραμμα Διάρκειας Καύσης:

- Καθώς το PES αυξάνεται η διάρκεια καύσης εμφανίζει ανοδική τάση.

Με βάση τα συμπεράσματα των ανωτέρω τριών μελετών που πραγματοποιήθηκαν, μπορεί να εξαχθεί το γενικό συμπέρασμα ότι το μοντέλο που αναπτύχθηκε προβλέπει ικανοποιητικά την ποιοτική μεταβολή ορισμένων βασικών παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα, κατά τις μεταβολές του φορτίου, της προπορείας εγχύσεως υγρού καυσίμου και του ποσοστού ενεργειακής αντικατάστασης του υγρού καυσίμου Diesel από το φυσικό αέριο, αντίστοιχα. Μάλιστα κατά τη μελέτη της επίδρασης της μεταβολής του φορτίου όταν ο κινητήρας λειτουργεί υπό συνθήκες μεικτής καύσης, τα αποτελέσματα του μοντέλου προσομοίωσης που αφορούν βασικές λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα (πχ. μέση πραγματική πίεση, ειδική πραγματική κατανάλωση καυσίμου κλπ.) προσεγγίζουν ικανοποιητικά τα αντίστοιχα διαθέσιμα πειραματικά δεδομένα. Το γεγονός αυτό είναι μία θετική ένδειξη όσον αφορά την προγνωστική ικανότητα του μοντέλου προσομοίωσης. Ωστόσο από τα αποτελέσματα του μοντέλου (βλ. λειτουργία Diesel) είναι σαφές ότι υπάρχουν περιθώρια περαιτέρω αξιολόγησης και βελτίωσης του ανωτέρω προβλεπτικού μοντέλου. Η αξιολόγηση - βελτίωση αυτή θα καταστεί δυνατή μέσω της χρήσης αντίστοιχων πειραματικών δεδομένων (πχ. πειραματικό

δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης, πειραματικό διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας). Η περαιτέρω αξιολόγηση - βελτίωση του προβλεπτικού μοντέλου αποτελεί αντικείμενο μελλοντικής εργασίας.

## Κεφάλαιο 10 : Μελλοντική Εργασία

Ορισμένες προτάσεις για την περαιτέρω αξιολόγηση - επέκταση του μοντέλου προσομοίωσης που αναπτύχθηκε στην παρούσα εργασία είναι οι παρακάτω:

- Χρήση κατάλληλων πειραματικών δεδομένων (πχ. πειραματικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης, πειραματικό διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας) για την πληρέστερη αξιολόγηση – βελτίωση του μοντέλου προσομοίωσης.
- Ενσωμάτωση προβλεπτικών μοντέλων για τον υπολογισμό των εκπεμπόμενων ρύπων από τον κινητήρα.
- Προσομοίωση του ανοιχτού κύκλου λειτουργίας του κινητήρα.
- Δεδομένου ότι οι δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες μεικτής καύσης που αξιοποιούν το σύστημα χαμηλής πίεσης προσαγωγής του φυσικού αερίου διαθέτουν προθάλαμο καύσης, θα μπορούσαν να ενσωματωθούν ειδικά μοντέλα προσομοίωσης των φυσικών φαινομένων που συνδέονται με την παρουσία του προθαλάμου καύσης.
- Προσομοίωση της λειτουργίας δίχρονου κινητήρα μεικτής καύσης που αξιοποιεί το σύστημα υψηλής πίεσης προσαγωγής φυσικού αερίου.



## **Συντομογραφίες**

ΑΝΣ : Άνω Νεκρό Σημείο.

ΚΝΣ : Κάτω 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.

PES : Percentage Energy Substituted.

SEEMP : Ship Energy Efficiency Management Plan

SI : Spark Ignition.

## **Σύμβολα**

A : Εμβαδόν επιφάνειας [ $m^2$ ].

AFR : Λόγος αέρα [-].

$C_D$  : Συντελεστής εκροής [-].

$c_p$  : Ειδική μοριακή θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση [ $J / kmol \cdot K$ ].

$c_v$  : Ειδική μοριακή θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο [ $J / kmol \cdot K$ ].

CR : Σχέση Συμπίεσης.

CN : Αριθμός κετανίου [%].

$D_P$  : Διάμετρος εμβόλου [m].

d : Διάμετρος [m].

E : Ενέργεια ενεργοποίησης [J].

H : Ολική ενθαλπία [J].

HRR : Ολικός Ρυθμός έκλυσης θερμότητας [J/deg.]

h : Συντελεστής συναγωγής θερμότητας [ $W/m^2 \cdot K$ ].

L : Μήκος [m].

LHV : Κατώτερη θερμογόνο δύναμη [J/kg].

$m$  : Μάζα [kg].  
 $\dot{m}$  : Παροχή μάζας [kg/s].  
 $M_B$  : Μοριακό βάρος [kg/kmol].  
 $N$  : Αριθμός γραμμομορίων [kmol].  
 $N_h$  : Ο αριθμός των οπών του εγχυτήρα.  
 $Nu$  : Αριθμός Nusselt.  
 $P$  : Πίεση [bar].  
 $Pr$  : Αριθμός Prandtl.  
 $Q$  : Θερμότητα [J].  
 $\dot{q}$  : Πυκνότητα ροής θερμότητας [ $W/m^2$ ].  
 $r$  : Ακτινική απόσταση δέσμης υγρού καυσίμου από το σημείο πρόσκρουσης με το τοίχωμα [m], Καθυστέρηση ανάφλεξης [s].  
 $R$  : Σταθερά αερίου [J / kmol · K], Ακτίνα [m].  
 $R_m$  : Γενική σταθερά των αερίων [J / kmol · K].  
 $r_s$  : Βαθμός συστροφής αέρα [-].  
RPM : Ταχύτητα περιστροφής [rpm].  
 $S$  : Διείσδυση δέσμης υγρού καυσίμου ή μετώπου φλόγας [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 μοριακή εσωτερική ενέργεια [J / kmol], Ταχύτητα [m/s].  
 $u'$  : Ένταση τύρβης [m/s].  
 $V$  : Όγκος [ $m^3$ ].  
 $v_{mp}$  : 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 [-].

Δ[...] : 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 [m<sup>2</sup>/s].

ρ : Πυκνότητα [kg/m<sup>3</sup>].

σ : Σταθερά Stephan Boltzmann.

Υ : Ύψος κόλουρου κώνου [m].

φ : Γωνία στροφάλου [deg.].

Φ : Λόγος ισοδυναμίας καυσίμου.

τ : Καθυστέρηση ανάφλεξης, Χαρακτηριστικός χρόνος καύσης στην κλίμακα Taylor [s].

## Δείκτες

A : Αέρας.

Aw : Μετά το τοίχωμα.

Ar : Καύση Arrhenius.

Bw : Πριν το τοίχωμα.

b : Καιόμενη ζώνη.

br : Διάσπαση της δέσμης.

bur : Καμένο καύσιμο.

cl : Νεκρός Όγκος.

cyc : Κύκλος λειτουργίας

cyl : Θάλαμος Καύσης.

cr : Στρόφαλος.

dis : Εμβολισμός.

D : Diesel.

eoc : Τέλος κλειστού κύκλου λειτουργίας.  
eoi : Τέλος έγχυσης.  
f : Εγχυθέν καύσιμο.  
fl : Μέτωπο Φλόγας.  
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.  
mix : Μείγμα.  
NG : Natural gas.  
o : Απόλυτο μηδέν, Στοιχείο αναφοράς.  
o<sub>2</sub> : Οξυγόνο.  
p : Έμβολο.  
pr : Ατμοποιημένο καύσιμο Diesel.  
rod : Διωστήρας.  
st : Στοιχειομετρικό.  
soc : Έναρξη κλειστού κύκλου λειτουργίας.  
soi : Έναρξη έγχυσης υγρού καυσίμου.  
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. Ρούσσοι, 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] Efthimios G. Pariotis , Theodoros C. Zannis , Elias Yfantis, Ioannis Katsanis: Two – Stroke Marine Natural Gas Engines: Concept, Challenges and Current Market Solutions, Conference: 2nd International Conference “Energy in Transportation 2017”, October 21, 2017, Athens Greece.
- [9] Karim, Ghazi A. Dual-fuel Diesel engines. CRC Press, 2015.
- [10] Srinivasan, Kalyan Kumar, et al., eds. Natural Gas Engines: For Transportation and Power Generation. Springer, 2018.
- [11] McGill, Ralph, William Remley, and Kim Winther. "Alternative fuels for marine applications." A Report from the IEA Advanced Motor Fuels Implementing Agreement 54 (2013).
- [12] 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.
- [13] AirClim (<https://www.airclim.org/>).
- [14] The Engineering ToolBox (<https://www.engineeringtoolbox.com/>).
- [15] DieselNet (<https://Dieselnet.com/>).

- [16] Cleantech Group (<https://www.cleantech.com/>).
- [17] Heywood, J.B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.
- [18] R.S. Benson, N.D. Whitehouse, Internal Combustion Engines, Pergamon Press, Oxford, 1973.
- [19] Ramos, J.I., Internal Combustion Engine Modeling, Hemisphere, New York, 1989.
- [20] Stone, Richard. Introduction to internal combustion engines. Vol. 3. London: Macmillan, 1999.
- [21] Ρακόπουλος Κ.Δ., Μηχανές Εσωτερικής Καύσης I Εμβολοφόρες και Αεριοστρόβιλοι Θεωρία και Εφαρμογές, Εκδόσεις Φούντας.
- [22] Χουντάλας, Δ.Θ., Θερμοδυναμική Ανάλυση του Κινητήρα Diesel με Έμμεση Έγχυση, Διδακτορική Διατριβή, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ, Αθήνα 1989.
- [23] 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.
- [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] Mavrellos, 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] 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.
- [41] Glauert, M.B., "The wall jet", J. Fluid Mech., 1, 625-643, 1956.
- [42] Φούντη, Μ. (2005). Θεωρία καύσης και συστήματα καύσης. Εκδόσεις ΕΜΠ, Αθήνα, 16-17.
- [43] Blizard, Norman C., and James C. Keck. "Experimental and theoretical investigation of turbulent burning model for internal combustion engines." SAE Transactions (1974): 846-864.
- [44] 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.
- [45] Tabaczynski, Rodney J., Colin R. Ferguson, and Krisna Radhakrishnan. "A turbulent entrainment model for spark-ignition engine combustion." SAE transactions (1977): 2414-2433.
- [46] 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.
- [47] 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.
- [48] Tennekes, Hendrik, John Leask Lumley, and Jonh L. Lumley. A first course in turbulence. MIT press, 1972.
- [49] 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.
- [50] 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.



- [51] 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.
- [52] 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.
- [53] Seykens, Xander Lambertus Jacobus. "Development and validation of a phenomenological Diesel engine combustion model." (2010).
- [54] 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.
- [55] 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.
- [56] 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.
- [57] 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.
- [58] Raihan, Mostafa S., et al. "Experimental analysis of Diesel-ignited methane dual-fuel low-temperature combustion in a single-cylinder Diesel engine." Journal of Energy Engineering 141.2 (2015): C4014007.
- [59] Provataris, Stelios A., et al. "Prediction of NO<sub>x</sub> emissions for high speed DI Diesel engines using a semi-empirical, two-zone model." Energy Conversion and Management 153 (2017): 659-670.