



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΝΑΥΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Παναγιώτης Ι. Κοντούλης



ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΕΝΑΛΛΑΚΤΙΚΩΝ ΣΤΡΑΤΗΓΙΚΩΝ ΕΓΧΥΣΗΣ ΣΕ ΔΙΧΡΟΝΟΥΣ ΝΑΥΤΙΚΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL

Εξεταστική επιτροπή:

Επιβλέπων: Α. Καϊκτής, Επίκουρος Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Μέλη: Ν. Κυρτάτος, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Χρ. Παπαδόπουλος, Λέκτορας Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Ιούνιος 2008

Ευχαριστίες

Η συγγραφή της παρούσας διπλωματικής εργασίας σηματοδοτεί την αποφοίτησή μου από τη Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων του Ε.Μ.Π., με συνέπεια να βρίσκομαι στην ευχάριστη θέση να εκφράσω τις ευχαριστίες μου προς όλους αυτούς που μου πρόσφεραν την αμέριστη και τόσο σημαντική βοήθειά τους. Θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένειά μου και τη μέλλουσα γυναίκα μου, Ελένη, για την ηθική συμπαράστασή τους, ενώ νιώθω ευγνώμων και υπόχρεος προς το πρόσωπο του Επίκουρου Καθηγητή κ. Λ. Καϊκτσή και του Επιστημονικού Συνεργάτη κ. Χρ. Χρυσάκη, αφού χωρίς την πολύτιμη βοήθεια και συμβουλή τους η περάτωση της εργασίας θα ήταν αδύνατη. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Καθηγητή κ. Ν. Κυρτάτο και τον Λέκτορα κ. Χρ. Παπαδόπουλο ως διδάσκοντες και μέλη της εξεταστικής επιτροπής της διπλωματικής μου εργασίας. Τέλος, ευχαριστώ όλους τους φίλους συναδέλφους μου για την άψογη συνεργασία που είχαμε όλα αυτά τα χρόνια.

Περιεχόμενα

Ευχαριστίες.....	ii
Περιεχόμενα.....	iii
Σύνοψη.....	iv
Προεπισκόπηση Κεφαλαίων.....	v
Κεφάλαιο 1° Εισαγωγή.....	1
1.1 Ναυτιλία, Ρύποι και Περιβάλλον.....	1
1.2 Σκοπός και Αντικείμενο Εργασίας.....	1
Κεφάλαιο 2° Δίχρονος Ναυτικός Κινητήρας Diesel.....	3
2.1 Κύκλος Λειτουργίας.....	3
2.2 Συστήματα Έγχυσης Καυσίμου.....	5
2.2.1 Σύστημα Μηχανικής Έγχυσης.....	5
2.2.2 Σύστημα Κοινού Συλλέκτη (Common Rail System - CRS).....	9
2.3 Ψεκασμός Καυσίμου.....	16
2.3.1 Περιοχές Ροής Spray.....	16
2.3.2 Ανάλυση Ροής Spray.....	17
2.4 Καύση σε Κινητήρες Diesel.....	20
2.4.1 Φάσεις της Καύσης.....	20
2.5 Εκπομπές Ρύπων.....	22
2.5.1 Σχηματισμός NO.....	24
2.5.2 Σχηματισμός NO ₂	27
2.5.3 Σχηματισμός Σωματιδίων Αιθάλης.....	27
Κεφάλαιο 3° Αριθμητική Προσομοίωση Ροής και Καύσης σε Δίχρονο Ναυτικό Κινητήρα Diesel.....	31
3.1 Αριθμητική Προσομοίωση Δίχρονου Ναυτικού Κινητήρα Diesel.....	31
3.2 Φυσικά Μοντέλα.....	33
3.3 Αποτελέσματα Αριθμητικής Προσομοίωσης για Λειτουργία σε Συνθήκες Αναφοράς.....	34
3.4 Επίδραση Αρχικών Συνθηκών Πίεσης και Έντασης Εγκάρσιου Στροβιλισμού σε Πλήρες Φορτίο.....	39
Κεφάλαιο 4° Επίδραση Τεχνικών Προέγχυσης Καυσίμου σε Δίχρονο Ναυτικό Κινητήρα Diesel.....	48
4.1 Η Τεχνική της Προέγχυσης Καυσίμου.....	48
4.1.1 Εφαρμογή Τεχνικών Προέγχυσης σε Κινητήρες της Αυτοκινητοβιομηχανίας.....	48
4.2 Αριθμητική Προσέγγιση Προφίλ Έγχυσης Αναφοράς.....	54
4.2.1 Ορθογωνικό Προφίλ Έγχυσης.....	54
4.2.2 Προφίλ Έγχυσης με Σταθερό Ανοιγμα της Βαλβίδας.....	56
4.3 Ανάλυση Διεργασίας Καύσης με Χρήση Χαρτών T – φ.....	60
4.4 Επίδραση Τεχνικών Προέγχυσης Καυσίμου στις Εκπομπές Ρύπων.....	61
4.4.1 Παράμετροι Έγχυσης Καυσίμου.....	61
4.4.2 Παρουσίαση και Σχολιασμός Αποτελεσμάτων.....	64
4.4.3 Ανάλυση T – φ και Τρισδιάστατη Απεικόνιση των Αριθμητικών Αποτελεσμάτων.....	72
Κεφάλαιο 5° Συμπεράσματα.....	82
Βιβλιογραφία.....	83

Σύνοψη

Βασική συνιστώσα για τη μόλυνση του περιβάλλοντος και την επιδείνωση του φαινομένου του θερμοκηπίου αποτελούν οι εκπομπές ρύπων, τόσο από τις εγκαταστάσεις παραγωγής ενέργειας της ξηράς, όσο και από τις εγκαταστάσεις πρόωσης των πλοίων. Έτσι, οι σύγχρονες κοινωνίες επιδεικνύουν μεγάλο ενδιαφέρον για την προστασία του περιβάλλοντος και ταυτόχρονα διακατέχονται από ανησυχία για τις κλιματολογικές αλλαγές, που χρόνο με τον χρόνο γίνονται περισσότερο έντονες. Συγκεκριμένα, το 2002 η Ευρωπαϊκή Ένωση εξέφρασε την ανησυχία της, θέτοντας μία σειρά μέτρων προστασίας του περιβάλλοντος, τα οποία αφορούν καί στη ναυτιλία. Οι περιορισμοί σχετίζονται με τη συγκέντρωση εκπομπών ρύπων και αφορούν σε πλοία που εκτελούν δρομολόγια κοντά σε παράκτιες περιοχές, καθώς επίσης και πλοία που προσεγγίζουν τα λιμάνια. Το ενδιαφέρον αυτό οδήγησε τους κατασκευαστές ναυτικών κινητήρων να κατευθύνουν την εξέλιξη των κινητήρων θέτοντας πρωταρχικό στόχο τη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων, χωρίς να επηρεάζεται η αξιοπιστία και ο βαθμός απόδοσης.

Οι κύριοι ρύποι ναυτικών κινητήρων Diesel είναι τα οξειδία του αζώτου, NO_x , και τα σωματίδια της αιθάλης (soot). Στην παρούσα διπλωματική εργασία ερευνάται η δυνατότητα μείωσης των εκπομπών οξειδίων του αζώτου και αιθάλης δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel, με χρήση αριθμητικής προσομοίωσης. Συγκεκριμένα, εξετάζεται η επίδραση εναλλακτικών στρατηγικών έγχυσης στην πορεία της καύσης και τον σχηματισμό NO_x και αιθάλης, με χρήση μεθόδων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (Computational Fluid Dynamics – CFD). Εδώ, χρησιμοποιείται ο κώδικας KIVA-3, σε έκδοση με βελτιωμένα μοντέλα διάσπασης του spray του καυσίμου, αυτανάφλεξης και καύσης, που αναπτύχθηκαν στο Πολυτεχνείο της Ζυρίχης. Στην παρούσα εργασία, μελετούμε τις επιπτώσεις της ύπαρξης προέγχυσης στην παραγωγή των ρύπων, τον βαθμό απόδοσης και τα θερμικά φορτία της μηχανής.

Με συστηματικές σειρές αριθμητικών προσομοιώσεων για στρατηγικές έγχυσης με προέγχυση που έγιναν στα πλαίσια της παρούσας εργασίας, και ανάλυση των αποτελεσμάτων, οι διαδικασίες έγχυσης και καύσης απεικονίστηκαν σε τρισδιάστατη μορφή, ενώ ταυτόχρονα οι τοπικές τιμές θερμοκρασίας και λόγου καυσίμου – αέρα τοποθετήθηκαν σε κατάλληλους χάρτες (χάρτες $T - \phi$) για διαφορετικές γωνίες στροφάλου. Ως αποτέλεσμα, προέκυψαν σημαντικές πληροφορίες για τη χρονική ιστορία και τον τρόπο σχηματισμού NO_x και αιθάλης σε έναν δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel. Συγκεκριμένα, βρέθηκε ότι η επιλογή κατάλληλης έναρξης και διάρκειας προέγχυσης μπορεί να μειώσει την ειδική κατανάλωση του καυσίμου κατά περίπου 1.5%, χωρίς να επηρεαστούν οι εκπομπές NO_x . Επιπλέον, παρατηρήθηκε ότι η μετατόπιση της κύριας έγχυσης σε μεγάλες γωνίες στροφάλου μετά το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) οδηγεί σε σημαντική μείωση των NO_x , εις βάρος όμως του ωφέλιμου έργου. Αναφορικά με την αιθάλη, βρέθηκε ότι η συγκέντρωσή της τείνει να μειωθεί όσο η κατανάλωση καυσίμου ελαττώνεται. Συμπερασματικά, η παρούσα μελέτη κατέδειξε ότι, για κατάλληλη επιλογή παραμέτρων, η χρήση προέγχυσης θα μπορούσε να οδηγήσει σε ταυτόχρονη μείωση της ειδικής κατανάλωσης του καυσίμου και των εκπομπών σε σωματίδια αιθάλης, με διατήρηση σταθερών επιπέδων των εκπομπών σε οξειδία του αζώτου.

Προεπισκόπηση Κεφαλαίων

Στο Κεφάλαιο 1 γίνεται αναφορά στο παγκόσμιο ενδιαφέρον για την περιβαλλοντική προστασία του πλανήτη και στην επιτακτική ανάγκη μείωσης των εκπομπών ρύπων από πλοία. Επίσης, αναλύονται το αντικείμενο και οι στόχοι της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Το Κεφάλαιο 2 αναφέρεται σε βασικές αρχές λειτουργίας δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel, οι οποίες σχετίζονται με τον τρόπο που εγχύεται και καίγεται το καύσιμο στον θάλαμο καύσης. Επιπλέον, παρουσιάζονται οι μηχανισμοί σχηματισμού NO_x και αιθάλης.

Στο Κεφάλαιο 3 παρουσιάζεται μία πρώτη σειρά υπολογιστικών αποτελεσμάτων, και συγκρίνονται αποτελέσματα που αντιστοιχούν σε μία βασική περίπτωση αναφοράς με πειραματικές μετρήσεις. Επιπλέον, ελέγχεται η επίδραση των αρχικών συνθηκών λειτουργίας στη μηχανική και θερμική καταπόνηση του κινητήρα, καθώς και στην ειδική κατανάλωση και στις εκπομπές NO_x .

Στο Κεφάλαιο 4 μελετάται η επίδραση εναλλακτικών τεχνικών έγχυσης (σε σχέση με τη συνήθη τεχνική - χρήση συνεχούς προφίλ), στον σχηματισμό NO_x και αιθάλης. Αρχικά, επιλέγονται βασικές παράμετροι, οι οποίες μπορούν να περιγράψουν το προφίλ έγχυσης με προέγχυση, με βάση αντίστοιχες μελέτες σε κινητήρες της αυτοκινητοβιομηχανίας. Στη συνέχεια, γίνεται μία συστηματική μεταβολή των παραμέτρων του προφίλ έγχυσης με παρουσία προέγχυσης, και μελετώνται οι επιδράσεις στον σχηματισμό NO_x και αιθάλης, καθώς και στην ειδική κατανάλωση του καυσίμου.

Τέλος, στο Κεφάλαιο 5 παρουσιάζονται τα συμπεράσματα που απορρέουν από την παρούσα διπλωματική εργασία, και γίνεται αναφορά στις κατευθύνσεις για μελλοντική έρευνα, σε συνέχεια της παρούσας. Η προτεινόμενη έρευνα αφορά στη βελτιστοποίηση του συνολικού προβλήματος καθορισμού των παραμέτρων προφίλ έγχυσης με προέγχυση, με στόχο τη μείωση των εκπομπών NO_x και αιθάλης δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel.

Κεφάλαιο 1° Εισαγωγή

1.1 Ναυτιλία, Ρύποι και Περιβάλλον

Η πορεία της εξέλιξης των ναυτικών κινητήρων κατά τα επόμενα έτη θα επηρεαστεί από το παγκόσμιο ενδιαφέρον των κρατικών και ναυτιλιακών οργανισμών για την προστασία του περιβάλλοντος. Ο παγκόσμιος ναυτιλιακός οργανισμός IMO, και άλλοι οργανισμοί, όπως οι CIMAC, CARB και EUROMOT, επεξεργάζονται συνεχώς νέες προτάσεις που αφορούν στα προβλήματα μόλυνσης του περιβάλλοντος, και θέτουν κανονισμούς για τον περιορισμό της αέριας ρύπανσης από τα πλοία. Το 2002, η Ευρωπαϊκή Ένωση συζήτησε και πρότεινε μία σειρά μέτρων και περιορισμών για τις εκπομπές ρύπων από πλοία που θα προσεγγίζουν τα ευρωπαϊκά λιμάνια. Συνεπώς, η ανάγκη ανάπτυξης τεχνολογίας κινητήρων, η οποία θα τους καθιστά φιλικότερους προς το περιβάλλον, είναι επιτακτική.

Για τους ναυτικούς κινητήρες Diesel, η εκπομπή διοξειδίου του άνθρακα (CO_2), που συντελεί στο φαινόμενο του θερμοκηπίου, είναι αναπόφευκτη, αλλά λόγω του υψηλού βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης πρόωσης, της τάξεως του 60%, η εκπομπή ανά μονάδα ισχύος είναι σχετικά μικρή. Επίσης, η εκπομπή μονοξειδίου του άνθρακα (CO) είναι πολύ μικρή, διότι οι κινητήρες Diesel λειτουργούν με περίσσεια αέρα [1]. Οι σημαντικότερες εκπομπές ρύπων των ναυτικών κινητήρων Diesel είναι τα οξείδια του αζώτου (NO_x) και τα σωματίδια της αιθάλης (soot). Άλλοι ρύποι είναι οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC) και τα οξείδια του θείου (SO_x). Οι εκπομπές ρύπων συμβάλλουν στη θέρμανση του πλανήτη (φαινόμενο θερμοκηπίου), στον σχηματισμό όξινης βροχής και αιθαλομίχλης (νέφος), και αποτελούν αιτίες για προβλήματα υγείας του ανθρώπινου οργανισμού, όπως αναπνευστικά και κυκλοφορικά προβλήματα και καρκινογενέσεις. Αξιοσημείωτο είναι ότι η εκπομπή NO_x από ναυτικούς κινητήρες αναλογεί στο 15% της συνολικής έκλυσης NO_x από ανθρώπινη δραστηριότητα παγκοσμίως [2].

Τις εκάστοτε προτάσεις των οργανισμών μελετούν, τόσο οι κατασκευάστριες εταιρείες, όσο και η πανεπιστημιακή και γενικότερη ερευνητική κοινότητα, με βασικό στόχο την τήρηση των περιορισμών, χωρίς να επηρεάζεται η αξιοπιστία και ο βαθμός απόδοσης των κινητήρων. Η αριθμητική προσομοίωση των διεργασιών καύσης στους κινητήρες Diesel με χρήση μεθόδων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (CFD) αποτελεί σήμερα ένα βασικό εργαλείο της σχετικής έρευνας, με στόχο την επίτευξη βέλτιστων συνθηκών λειτουργίας και την ελαχιστοποίηση των εκπεμπόμενων ρύπων.

1.2 Σκοπός και Αντικείμενο Εργασίας

Το παγκόσμιο ενδιαφέρον για την προστασία του περιβάλλοντος οδηγεί τους μηχανικούς σε προσπάθειες ανάπτυξης στρατηγικών έγχυσης καυσίμου με σκοπό τη μείωση των εκπομπών ρύπων από τους κινητήρες Diesel. Οι προηγμένες μέθοδοι επεξεργασίας υλικών και κατεργασίας εξαρτημάτων βοηθούν προς αυτή την κατεύθυνση, αφού με τα σύγχρονα συστήματα έγχυσης επιτυγχάνεται η βελτίωση του ψεκασμού και της εξάτμισης του καυσίμου. Σε ότι αφορά στην αυτοκινητοβιομηχανία, οι τεχνικές αυτές περιλαμβάνουν πολλαπλούς ψεκασμούς καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας του

κινητήρα, με σκοπό τη βελτίωση της ανάμιξης του καυσίμου με τον αέρα καύσης, και την επίτευξη συνθηκών πίεσης, θερμοκρασίας και λόγου καυσίμου – αέρα στη φάση της καύσης, που δεν θα ευνοούν τον σχηματισμό ρύπων [3-7]. Ο κύριος σκοπός της εύρεσης νέων τεχνικών έγχυσης καυσίμου είναι η δημιουργία ενός λιγότερο ανομοιογενούς μίγματος καυσίμου – αέρα μέσα στο κύλινδρο, ώστε η καύση να λαμβάνει χώρα σε περιοχές οι οποίες να χαρακτηρίζονται από μικρούς λόγους καυσίμου – αέρα, και να αποφεύγεται ο σχηματισμός αιθάλης. Επίσης, η διατήρηση της θερμοκρασίας κατά την καύση σε επίπεδα χαμηλότερα αυτών της τάξης των 2300 K είναι απαραίτητη, διότι μειώνεται σημαντικά η παραγωγή οξειδίων του αζώτου (NO_x).

Η εξέλιξη των ναυτικών κινητήρων Diesel, με σκοπό τη μείωση των εκπομπών NO_x και αιθάλης χωρίς να επηρεάζεται η αξιοπιστία, ο βαθμός απόδοσης και η ειδική κατανάλωση, μπορεί να κάνει χρήση της αντίστοιχης γνώσης για τεχνικές έγχυσης σε κινητήρες της αυτοκινητοβιομηχανίας. Η ανάγκη αυτή για την εξέλιξη στη ναυτική μηχανολογία γίνεται επιτακτική μετά τις οδηγίες και τους περιορισμούς της Ευρωπαϊκής Ένωσης που αφορούν αποκλειστικά στη ναυτιλία [8]. Επιπλέον, η έρευνα για λειτουργία με χαμηλή ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι σημαντική, λόγω της πρόσφατης σημαντικής αύξησης των τιμών των καυσίμων.

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι να μελετηθεί η επίδραση της τεχνικής της προέγχυσης καυσίμου, τόσο στις εκπομπές NO_x και αιθάλης, όσο και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου δίχρονης βραδύστροφης υπερπληρούμενης μηχανής Diesel. Η μελέτη πραγματοποιείται με χρήση του κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3, ο οποίος χρησιμοποιείται στην αριθμητική προσομοίωση της ροής και καύσης σε κύλινδρο δίχρονης βραδύστροφης υπερπληρούμενης μηχανής Diesel της κατασκευάστριας εταιρείας Wärtsilä Switzerland. Το συγκεκριμένο μοντέλο μηχανής φέρει τρεις εγχυτήρες, και χρησιμοποιεί το προηγμένο σύστημα κοινού συλλέκτη (Common Rail System - CRS) για την έγχυση του καυσίμου μέσα στον θάλαμο καύσης. Η χρήση του CRS επιτρέπει στον μελετητή να παρεμβαίνει στη μορφή του προφίλ έγχυσης (παροχή εγχυόμενης μάζας καυσίμου ανά γωνία στροφαλοφόρου), δυνατότητα η οποία είναι καθοριστική για την εφαρμογή εναλλακτικών τεχνικών έγχυσης. Η υπολογιστική ρευστοδυναμική (CFD) και η τρισδιάστατη απεικόνιση των αποτελεσμάτων (3-D Visualization) είναι εργαλεία με τα οποία ο μηχανικός έχει τη δυνατότητα να αποκτήσει σημαντικές πληροφορίες για τα θερμικά και χημικά μεγέθη στον κύλινδρο σε κάθε χρονική στιγμή, αφού εκτός από τις αριθμητικές λύσεις για τις επικρατούσες συνθήκες, είναι εφικτή και η απεικόνιση του ψεκασμού, της εξάτμισης και της διεργασίας της καύσης. Επιπλέον στην παρούσα εργασία, οι αριθμητικές τιμές της τοπικής θερμοκρασίας, T, και του αντίστοιχου λόγου καυσίμου – αέρα, φ, απεικονίζονται σε χάρτες T – φ, με σκοπό την περαιτέρω ανάλυση της επίδρασης των συγκεκριμένων παραμέτρων στον σχηματισμό NO_x και αιθάλης. Η συγκεκριμένη ανάλυση αναπτύχθηκε αρχικά από τους Kamimoto et al. [9] και στη συνέχεια από τους Bergman και Golovitchev, με τους «μεταβατικούς χάρτες T – φ» [10], βλ. Κεφάλαιο 4. Οι χάρτες T – φ είναι ισοϋψείς καμπύλες παραγόμενων συγκεντρώσεων NO_x και αιθάλης, όπως προκύπτουν από μία συστηματική σειρά αριθμητικών προσομοιώσεων χημικής κινητικής για διάφορους συνδυασμούς T – φ, υπό σταθερή πίεση. Σημειώνουμε ότι η ανάλυση T – φ, αφορά μόνο στον σχηματισμό της αιθάλης, και όχι στην οξειδωσή της. Ο συγκεκριμένος περιορισμός πρέπει να λαμβάνεται προσεχτικά υπόψη στην ερμηνεία των προκύπτων αποτελεσμάτων, βλ. Κεφάλαιο 4.

Κεφάλαιο 2° Δίχρονος Ναυτικός Κινητήρας Diesel

2.1 Κύκλος Λειτουργίας

Στον δίχρονο κινητήρα, ο πλήρης κύκλος λειτουργίας κάθε κυλίνδρου ολοκληρώνεται σε δύο παλινδρομικές διαδρομές του εμβόλου, δηλαδή σε μία πλήρη περιστροφή του στρόφαλου.

Η αναλυτική περιγραφή των δύο χρόνων λειτουργίας θα βασιστεί σε ναυτική βραδύστροφη υπερπληρούμενη μηχανή.

Η σάρωση της μηχανής πραγματοποιείται μέσω περιφερειακών θυρίδων, προσαρμοσμένων στο χιτώνιο, και μίας βαλβίδας εξαγωγής που είναι τοποθετημένη στο πώμα του κυλίνδρου (ευθύγραμμη σάρωση). Επίσης, οι εγχυτήρες είναι συμμετρικά τοποθετημένοι στο πώμα. Στον κύλινδρο παλινδρομεί το έμβολο, το οποίο μέσω του βάκτρου και του ζυγώματος συνδέεται με τον διωστήρα και αυτός με τη σειρά του με τον στρόφαλο.

1^{ος} χρόνος λειτουργίας (καύση – εκτόνωση – έναρξη εξαγωγής και σάρωσης)

Το έμβολο βρίσκεται $25^{\circ} - 10^{\circ}$ πριν το ΑΝΣ, αφού έχει συμπιέσει τον εισερχόμενο αέρα, με αποτέλεσμα η θερμοκρασία και η πίεση του αέρα να είναι αρκετά υψηλές, ώστε να μπορεί το εγχυόμενο καύσιμο να αυταναφλεγεί. Στη δεδομένη αυτή στιγμή, ψεκάζεται το καύσιμο Diesel μέσα στον κύλινδρο, και ακολουθεί η καύση μέχρι το έμβολο να βρεθεί $0^{\circ} - 20^{\circ}$ μετά το ΑΝΣ. Από τη θέση αυτή του εμβόλου μέχρι και $70^{\circ} - 85^{\circ}$ πριν το Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ), διαρκεί η εκτόνωση των παραγόμενων από την καύση αερίων. Κατά τη φάση της εκτόνωσης, λαμβάνει χώρα και η απόδοση του ωφέλιμου έργου. Το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής οριοθετεί το πέρας της εκτόνωσης, με αποτέλεσμα τα καυσαέρια να οδηγούνται στον οχετό εξαγωγής, πριν οδηγηθούν στον στροβιλοπληρωτή. Καθώς το έμβολο κατέρχεται προς το ΚΝΣ, $55^{\circ} - 45^{\circ}$ πριν φθάσει σε αυτό, αποκαλύπτει τις θυρίδες της σάρωσης, με αποτέλεσμα ο εισερχόμενος αέρας της σάρωσης, με πίεση μεγαλύτερη από αυτή που επικρατεί στον κύλινδρο, να ωθεί τα καυσαέρια προς τον οχετό εξαγωγής. Σημειώνεται ότι οι λόγοι, για τους οποίους η πίεση του αέρα σάρωσης είναι μεγαλύτερη από αυτή που επικρατεί στον κύλινδρο, είναι οι εξής:

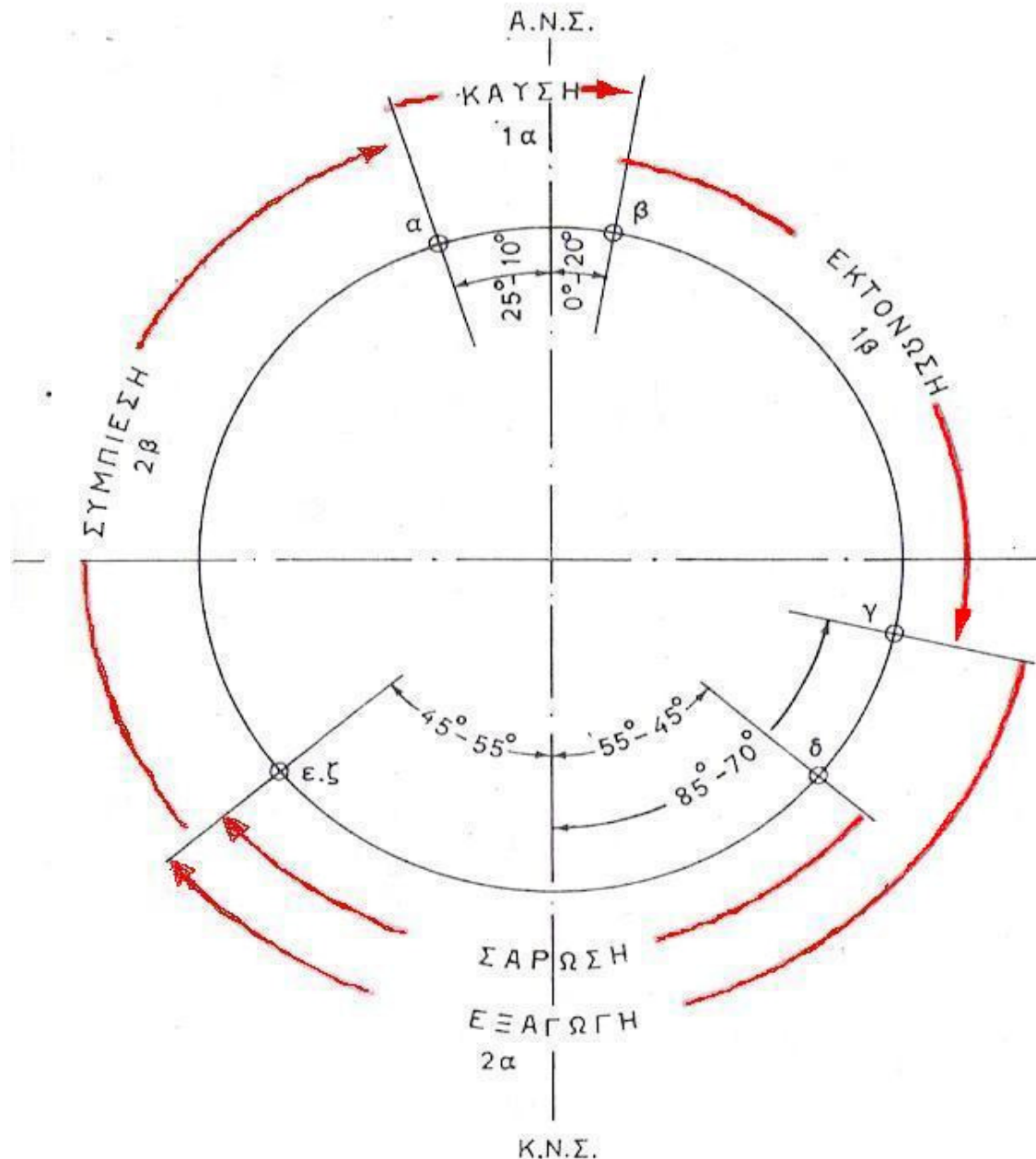
- Η προπορεία ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής ως προς την αποκάλυψη των θυρίδων σαρώσεως.
- Η παρουσία στροβιλοπληρωτή.

2^{ος} χρόνος λειτουργίας (πέρας σάρωσης και εξαγωγής – συμπίεση)

Όταν από τον προηγούμενο χρόνο το έμβολο φθάσει στο ΚΝΣ, αρχίζει να ανέρχεται προς το ΑΝΣ, παρασυρόμενο από τον στρόφαλο κάποιου άλλου εμβόλου της μηχανής, που τη στιγμή αυτή εκτελεί τον 1^ο χρόνο λειτουργίας. Το έμβολο, $45^{\circ} - 55^{\circ}$ μετά το ΚΝΣ, καλύπτει πλήρως τις θυρίδες σαρώσεως, ενώ η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει στις συγκεκριμένες γωνίες στροφαλοφόρου άξονα. Ωστόσο, ορισμένοι κατασκευαστές επιτρέπουν στη βαλβίδα εξαγωγής να παραμένει ανοικτή μέχρι και $60^{\circ} - 90^{\circ}$ μετά το ΚΝΣ. Αποτέλεσμα αυτής της καθυστέρησης του κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής ως

προς τη κάλυψη των θυρίδων σαρώσεως είναι να διαφεύγει και να χάνεται ποσότητα καθαρού αέρα στον οχετό εξαγωγής, όμως ταυτόχρονα εξασφαλίζεται καλύτερη απόπλυση του κυλίνδρου από τα καυσαέρια. Με το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής ξεκινά η φάση της συμπίεσης του αέρα, η οποία διαρκεί μέχρι την έγχυση του καυσίμου στον κύλινδρο.

Στην Εικόνα 1 διακρίνεται σε διάγραμμα ο κύκλος λειτουργίας βραδύστροφης δίχρονης υπερπληρούμενης ναυτικής μηχανής.



Εικόνα 1: Κύκλος λειτουργίας δίχρονης βραδύστροφης υπερπληρούμενης ναυτικής μηχανής [11].

2.2 Συστήματα Έγχυσης Καυσίμου

Η έγχυση του καυσίμου γίνεται χρονικά προς το τέλος της φάσης της συμπίεσης, ώστε οι συνθήκες του αέρα πληρώσεως να είναι κατάλληλες για την έναυση και διατήρηση της καύσης.

Οι απαιτήσεις για το σύστημα έγχυσης είναι:

- Ακριβής ρύθμιση της μάζας του καυσίμου που εγχύεται, σε συνάρτηση με την απαιτούμενη ισχύ.
- Ακριβής χρονικά στιγμή έναρξης της έγχυσης, ελεγχόμενος ρυθμός έγχυσης, και απότομη και πλήρης διακοπή χωρίς επίσταξη.
- Σωστός διασκορπισμός και εκνέφωση του καυσίμου σε όλη την περίοδο της έγχυσης μέσα στον θάλαμο καύσης.

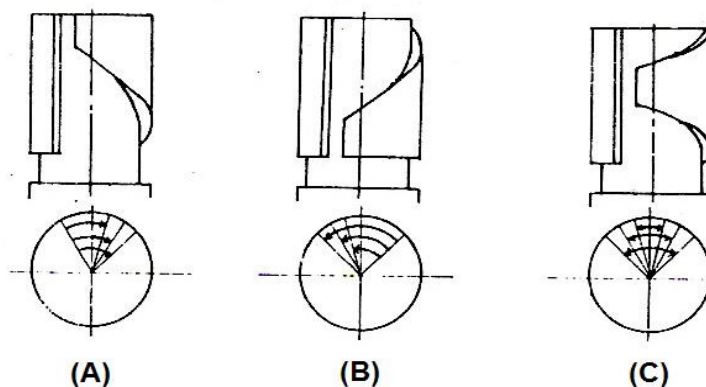
Τα πλέον διαδεδομένα συστήματα έγχυσης του καυσίμου σε βραδύστροφες δίχρονες μηχανές είναι το μηχανικό σύστημα και το σύστημα κοινού συλλέκτη (Common Rail System - CRS).

2.2.1 Σύστημα Μηχανικής Έγχυσης

Το σύστημα μηχανικής έγχυσης αποτελείται από αντλίες εγχύσεως καυσίμου υψηλής πίεσης θετικής εκτοπίσεως για κάθε κύλινδρο χωριστά.

Το έμβολο της αντλίας εγχύσεως πετρελαίου φέρει περιφερειακή κατάλληλη ελικοτομή. Στην Εικόνα 2, διακρίνονται οι τρεις κατασκευαστικές ελικοτομές, ως εξής:

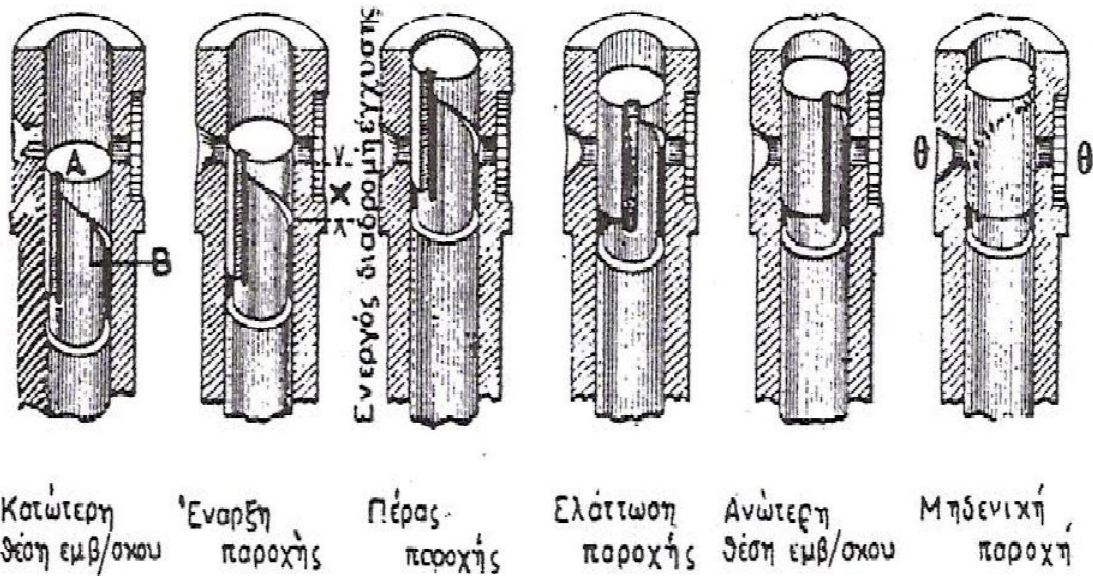
- Α. Ελικοτομή σταθερής έναρξης έγχυσης – μεταβλητού πέρατος.
- Β. Ελικοτομή μεταβλητής έναρξης έγχυσης – σταθερού πέρατος.
- Γ. Ελικοτομή μεταβλητής έναρξης έγχυσης – μεταβλητού πέρατος.



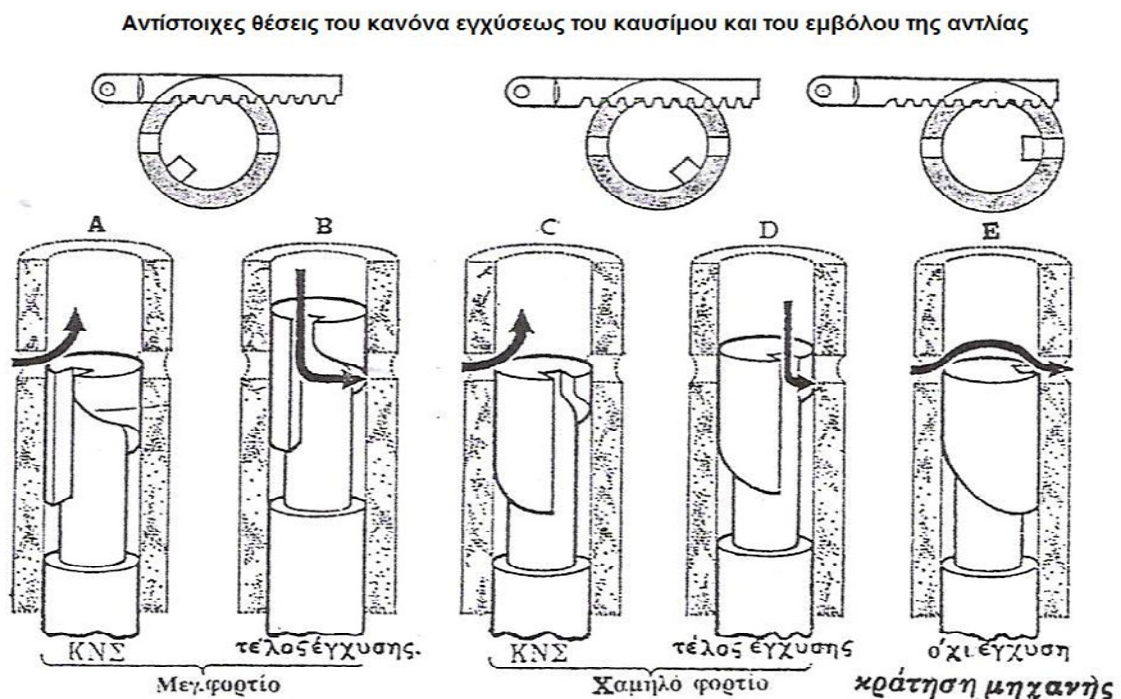
Εικόνα 2: Κατασκευαστικές ελικοτομές εμβόλου αντλίας εγχύσεως πετρελαίου [12].

Η πρώτη κατασκευαστική ελικοτομή χρησιμοποιείται σε προωστήριες μηχανές και ηλεκτρογεννήτριες, όπου η απαίτηση σταθερών στροφών απαιτεί αύξηση της παροχής καυσίμου. Οι υπόλοιπες δύο κατασκευαστικές ελικοτομές δίνουν αύξηση της παροχής καυσίμου και της προπορείας, και χρησιμοποιούνται σε ταχύστροφες μηχανές και σε μηχανές που απαιτούν μεγάλη βραδύτητα ανάφλεξης [12].

Στις Εικόνες 3 και 4, απεικονίζονται οι θέσεις λειτουργίας του εμβόλου της αντλίας πετρελαίου και η ροή του πετρελαίου διαμέσου αυτής σε διάφορες καταστάσεις λειτουργίας του κινητήρα, αντίστοιχα. Η κατακόρυφη εγκοπή Α και η ελικοτομή Β, σε συνδυασμό με τις θυρίδες εισαγωγής και επιστροφής Θ του καυσίμου στον κύλινδρο της αντλίας και την ενεργό διαδρομή του εμβόλου Χ, ρυθμίζει την ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου.

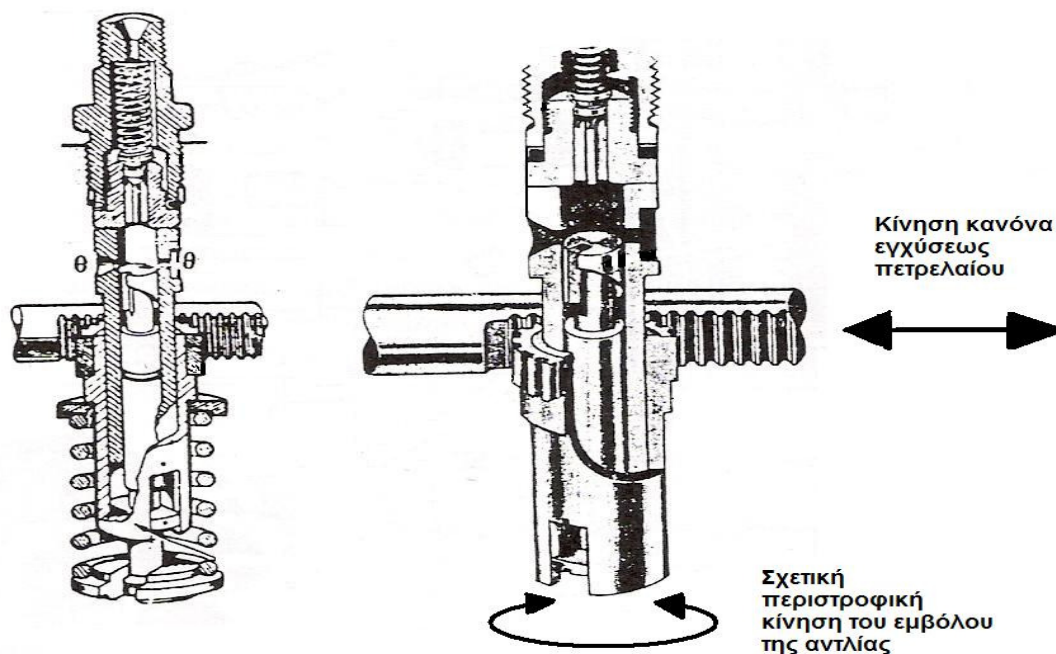


Εικόνα 3: Θέσεις λειτουργίας εμβόλου αντλίας πετρελαίου [12].



Εικόνα 4: Ροή πετρελαίου διαμέσου της αντλίας σε διάφορες καταστάσεις λειτουργίας του κινητήρα [12].

Η παλινδρομική κίνηση της αντλίας πετρελαίου παρέχεται από τον κνωδακοφόρο άξονα της μηχανής, ενώ ο έλεγχος της ενεργού διαδρομής επιτυγχάνεται από τον κανόνα εγχύσεως πετρελαίου, με σχετική περιστροφή του εμβόλου περί τον άξονα της αντλίας, όπως φαίνεται στην Εικόνα 5.

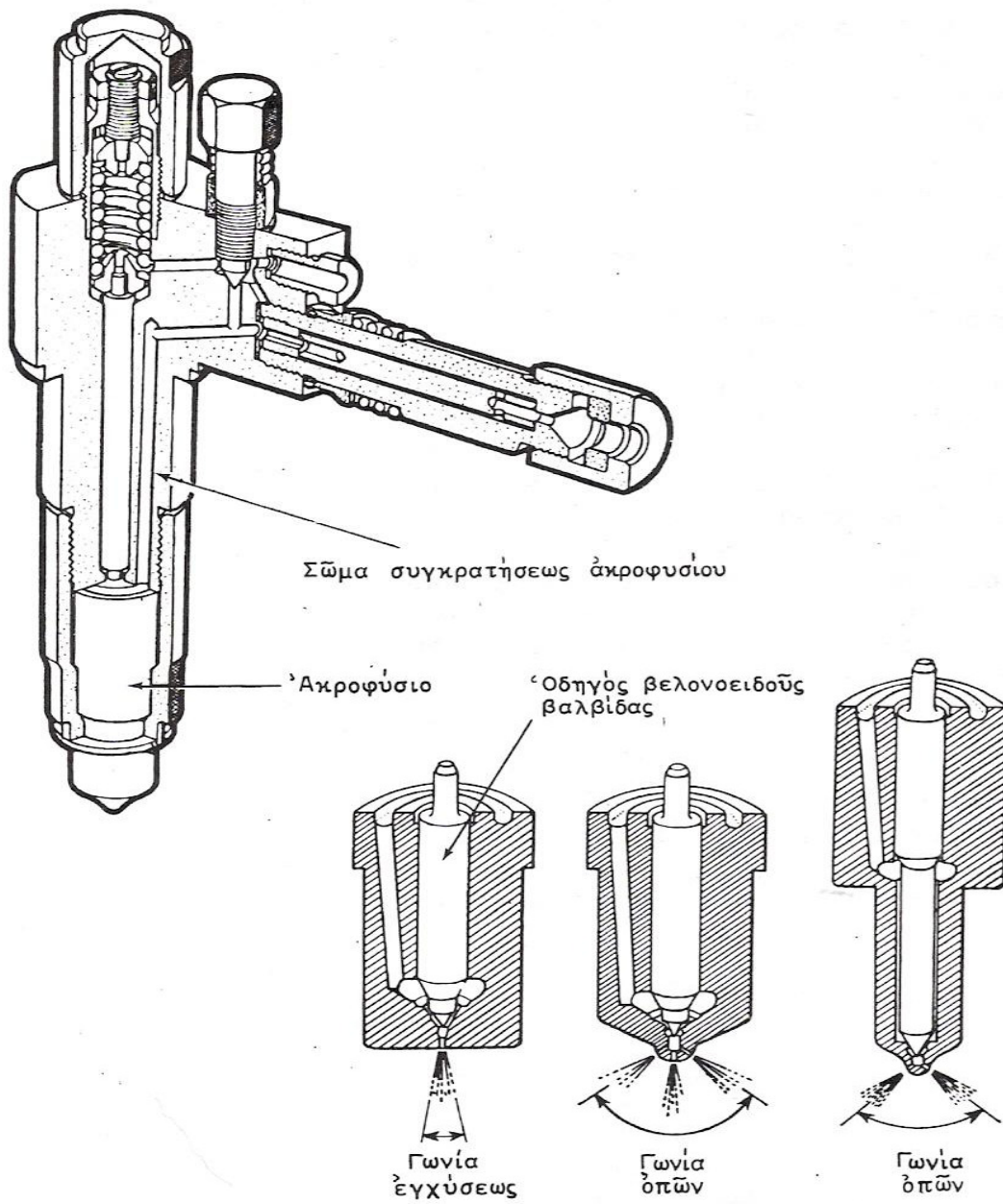


Εικόνα 5: Σχετικές κινήσεις της αντλίας πετρελαίου [12].

Το έμβολο της αντλίας έγχυσης δεν ωθεί το καύσιμο μπροστά από αυτό σαν στήλη υγρού, έτσι ώστε η έγχυση να πραγματοποιείται ταυτόχρονα με την κίνηση του εμβόλου. Στην πραγματικότητα, το έμβολο κινείται τόσο γρήγορα, που συμπιέζει τοπικά σε σημαντικό βαθμό το καύσιμο, λόγω συμπίεστικότητας του υγρού. Η συμπίεση του καυσίμου μετατρέπεται σε ένα κύμα πίεσης, το οποίο κινείται με ηχητική ταχύτητα μέσω του αγωγού έγχυσης προς τον εγχυτήρα καυσίμου, και αρχίζει να υπερνικά την πρόταση του ελατηρίου, που συγκρατεί κλειστή τη βελονοειδή βαλβίδα στο προστόμιο του εγχυτήρα. Στην Εικόνα 6 απεικονίζεται εγχυτήρας πετρελαίου μαζί με το ακροφύσιό του.

Συνεπώς, το κύμα πίεσης θα μπορούσε να ανακλάται εμπρός και πίσω κατά μήκος του αγωγού έγχυσης μέχρι το άνοιγμα της βελονοειδούς βαλβίδας. Βάσει αυτής της διαδικασίας, το σύστημα μηχανικής έγχυσης παρουσιάζει το μειονέκτημα ότι η εξαναγκασόμενη κίνηση του εμβόλου της αντλίας έγχυσης από τον κνωδακοφόρο άξονα δεν μπορεί να εξασφαλίσει με απόλυτη ακρίβεια την ποσότητα, την παροχή και το διάστημα έγχυσης μέσω του εγχυτήρα.

Ένα άλλο κύριο μειονέκτημα του μηχανικού συστήματος είναι ότι η πίεση που μπορεί να επιτυγχάνει η αντλία είναι ευθέως ανάλογη με τον αριθμό στροφών της μηχανής, με αποτέλεσμα στα χαμηλά φορτία ο διασκορπισμός και η εκνέφωση του εγχυόμενου καυσίμου να μην λαμβάνουν χώρα κάτω από ιδανικές συνθήκες πίεσης καυσίμου. Συνέπεια των παραπάνω είναι η μερική ανάμιξη αέρα – καυσίμου, η ατελής καύση, η δημιουργία εξανθρακωμάτων και η παραγωγή αιθάλης και ρύπων στην εξαγωγή.



Εικόνα 6: Εγχυτήρας πετρελαίου [12].

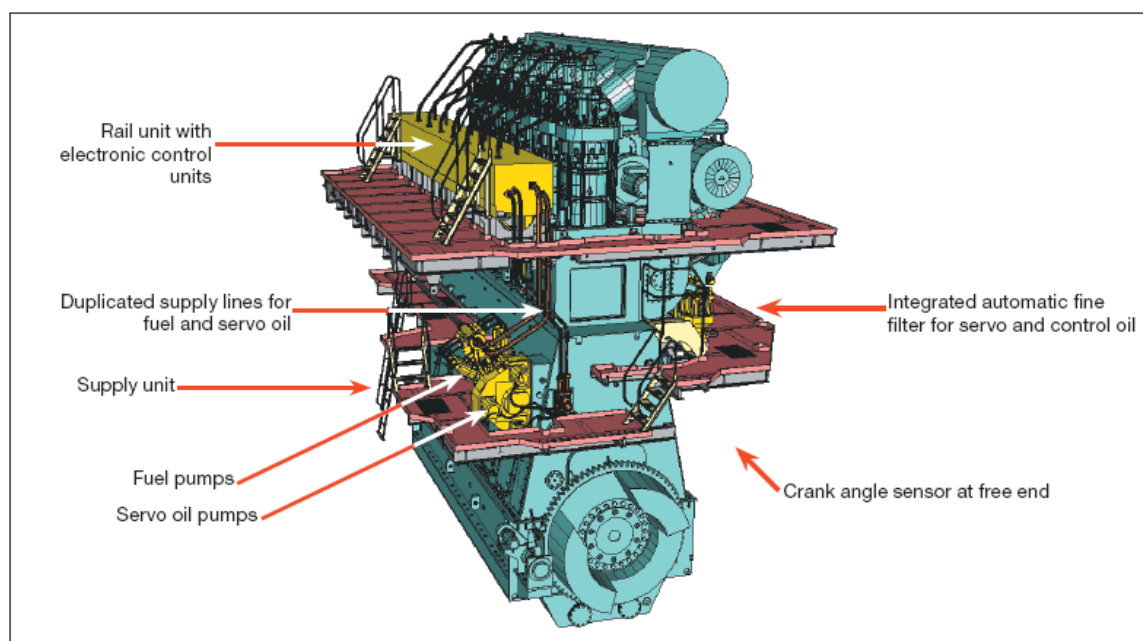
2.2.2 Σύστημα Κοινού Συλλέκτη (Common Rail System - CRS)

Αν και το σύστημα του κοινού συλλέκτη (CRS) δεν είναι μία καινούργια ιδέα, τα τελευταία χρόνια κατέστη εφικτή η εφαρμογή του σε ναυτικές προωστήριες εγκαταστάσεις. Η αξιόπιστη εφαρμογή του οφείλεται στο γεγονός ότι τα τελευταία χρόνια λύθηκαν όλα εκείνα τα προβλήματα που σχετίζονταν με τον ηλεκτρονικό αυτόματο έλεγχο. Σήμερα, οι κατασκευάστριες εταιρείες είναι σε θέση να απολαμβάνουν τις αποδοτικές και ευέλικτες λύσεις που προσφέρει το CRS, μέσω ενός πλήρους ολοκληρωμένου ηλεκτρονικού ελέγχου της λειτουργίας του κινητήρα, ο οποίος βασίζεται σε υψηλής απόδοσης ηλεκτρονικούς υπολογιστές.

Το CRS αποτελείται από τις εξής μονάδες [13]:

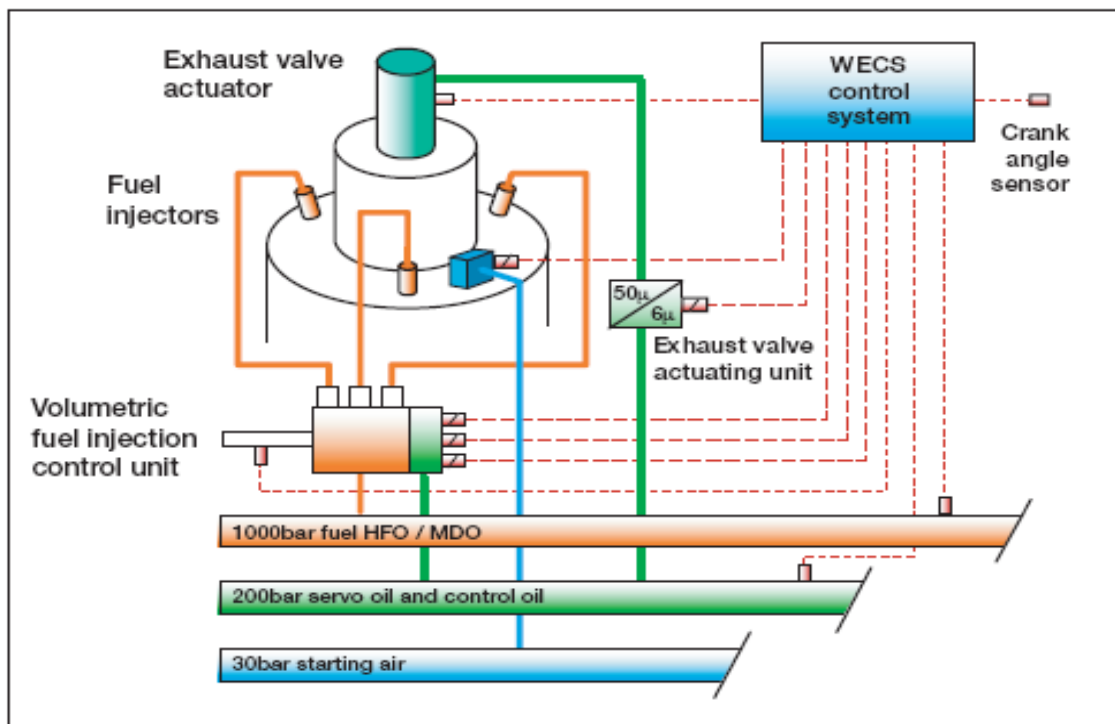
- Μονάδα οχητών (Rail Unit), η οποία περιλαμβάνει τους σωλήνες του καυσίμου, του ελαίου χρήσης (servo – oil) και του ελαίου ελέγχου (control oil). Η μονάδα αυτή τοποθετείται κατά μήκος των κυλίνδρων στο ύψος των πωμάτων.
- Μονάδα παροχής (Supply Unit), η οποία περιλαμβάνει τις αντλίες υψηλής πίεσης καυσίμου και ελαίου, σε διάταξη V, και τοποθετείται συνήθως στο προωαίο ή πρυμναίο τμήμα του στροφαλοφόρου άξονα της μηχανής.
- Ολοκληρωμένη αυτόματη εγκατάσταση φίλτρων ελαίου (Integrated Automatic Fine Oil Filter).
- Σύστημα εκκίνησης της μηχανής με πεπιεσμένο αέρα (Starting Air System).
- Μονάδα ενεργοποίησης και ελέγχου λειτουργίας βαλβίδας εξαγωγής των καυσαερίων (Exhaust Valve Actuator & Control Unit).
- Ολοκληρωμένη ηλεκτρονική μονάδα έγχυσης (Injection Control Unit), ελέγχου λειτουργίας μηχανής (Engine Control Unit) και ανάγνωσης γωνίας στροφαλοφόρου.

Μία τυπική εγκατάσταση του CRS σε δίχρονη ναυτική μηχανή διακρίνεται στην Εικόνα 7.



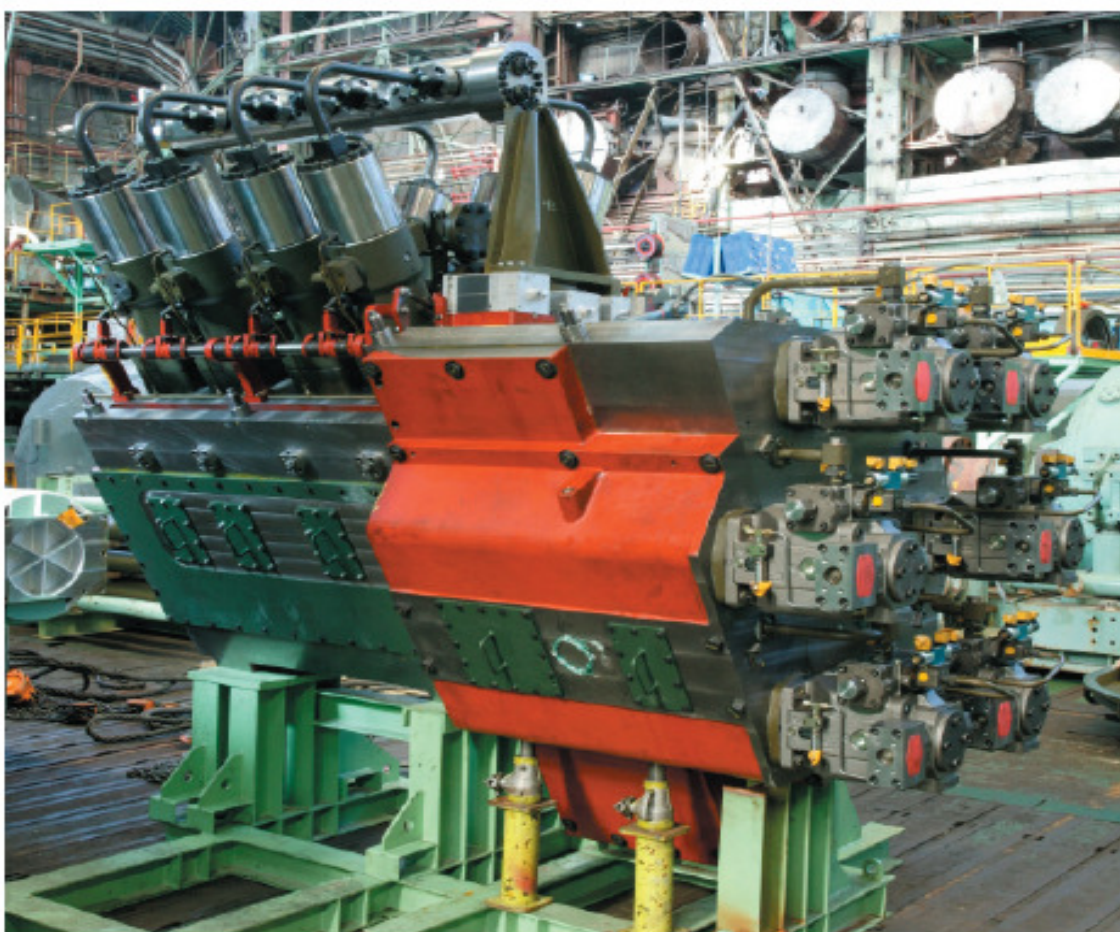
Εικόνα 7: Τυπική εγκατάσταση CRS σε δίχρονη ναυτική μηχανή [13].

Το CRS αποτελεί ένα δίκτυο ρευστών υψηλής πίεσης, το οποίο, όμως, υποστηρίζεται από αντίστοιχα δίκτυα ρευστών χαμηλής πίεσης. Συγκεκριμένα, το δίκτυο καυσίμου, το οποίο μεσολαβεί μεταξύ της δεξαμενής ημερήσιας κατανάλωσης και της μονάδας παροχής του CRS, είναι ένα δίκτυο χαμηλής πίεσης της τάξεως των 10 bar, το οποίο περιλαμβάνει τοπικά φίλτρα, τροφοδοτικές αντλίες, προθερμαντήρες, φυγοκεντρικούς καθαριστές, ομογενοποιητές και ιξωδόμετρα. Επίσης, το λάδι που προορίζεται για χρήση και έλεγχο στο CRS είναι το ίδιο λάδι που χρησιμοποιεί η μηχανή για την κύρια λίπανσή της. Συνεπώς, το επιμέρους δίκτυο ελαίου, μεταξύ ελαιολεκάνης και μονάδας παροχής του CRS, είναι ένα δίκτυο χαμηλής πίεσης που περιλαμβάνει τοπικά φίλτρα, τροφοδοτικές αντλίες, ψυγεία και ιξωδόμετρα. Η σκαριφηματική απεικόνιση της διάταξης του δικτύου υψηλής πίεσης φαίνεται στην Εικόνα 8.



Εικόνα 8: Σκαριφηματική διάταξη δικτύου υψηλής πίεσης σε CRS [13].

Το καύσιμο και το λάδι χρήσης, όπως διακινούνται από τα αντίστοιχα δίκτυα χαμηλής πίεσης, παρέχονται στο δίκτυο του CRS μέσω της μονάδας παροχής. Η μονάδα παροχής αποτελείται από αντλίες υψηλής πίεσης σε διάταξη V, όπου σε κάθε πλευρά της διάταξης υπάρχουν οι αντλίες καυσίμου και ελαίου. Μια τέτοια μονάδα απεικονίζεται στην Εικόνα 9.

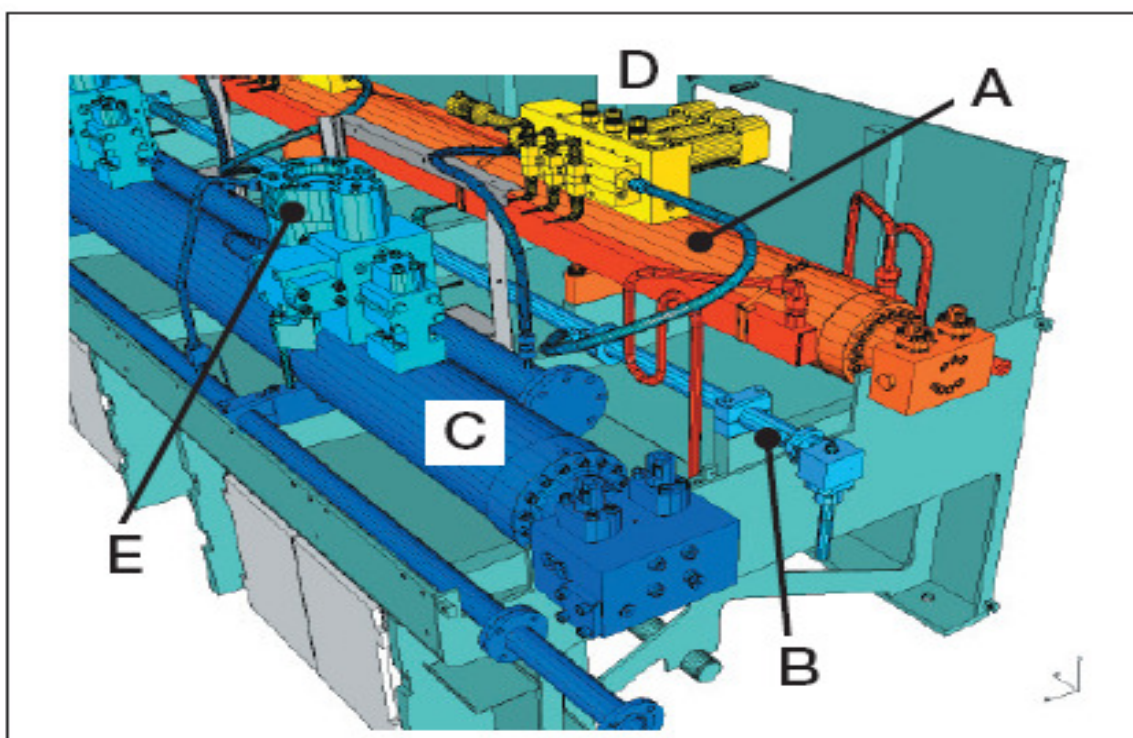


Εικόνα 9: Μονάδα παροχής του CRS [13].

Οι αντλίες καυσίμου και ελαίου είναι παλινδρομικές αντλίες θετικής εκτοπίσεως, των οποίων η κίνηση παράγεται από κνωδακοφόρο άξονα, που με τη σειρά του κινείται μέσω γραναζιών, κατάλληλα προσαρμοσμένων στον στροφαλοφόρο άξονα της μηχανής. Ο κνωδακοφόρος άξονας δεν έχει καμία ομοιότητα με τον αντίστοιχο παραδοσιακό, ο οποίος χρησιμοποιείται στη μηχανική έγχυση, αφού είναι κατά πολύ μικρότερος σε μήκος και διάμετρο, με συνέπεια να είναι ελαφρύτερος. Η μονάδα παροχής καταλαμβάνει ελάχιστο χώρο, και είναι εύκολα προσβάσιμη για κάθε πιθανό έλεγχο. Οι αντλίες καυσίμου καταθλίβουν το καύσιμο σε έναν συλλέκτη με πίεση έως 1000 bar, και στη συνέχεια το καύσιμο οδηγείται, μέσω διπλότοιχων σωλήνων διανομής, στην αντίστοιχη μονάδα οχετού καυσίμου. Παρόμοια, το λάδι χρήσης, αφού συμπιεστεί από τις αντίστοιχες αντλίες σε πίεση έως 200 bar, οδηγείται στην αντίστοιχη μονάδα οχετού ελαίου χρήσης. Πρέπει να τονισθεί ότι η αντλία ελαίου ελέγχου δεν αποτελεί τμήμα της μονάδας παροχής, αλλά είναι μία ηλεκτροκίνητη αντλία, η οποία καταθλίβει με σταθερή πίεση 200 bar λάδι στον αντίστοιχο σωλήνα της μονάδας οχετού. Αξιοσημείωτο είναι το γεγονός ότι το λάδι, όπως αυτό προέρχεται από το δίκτυο χαμηλής πίεσης, ρέει, πρώτα, μέσα από την ολοκληρωμένη αυτόματη εγκατάσταση φίλτρων, και στη συνέχεια, οδηγείται στις αντίστοιχες αντλίες υψηλής πίεσης.

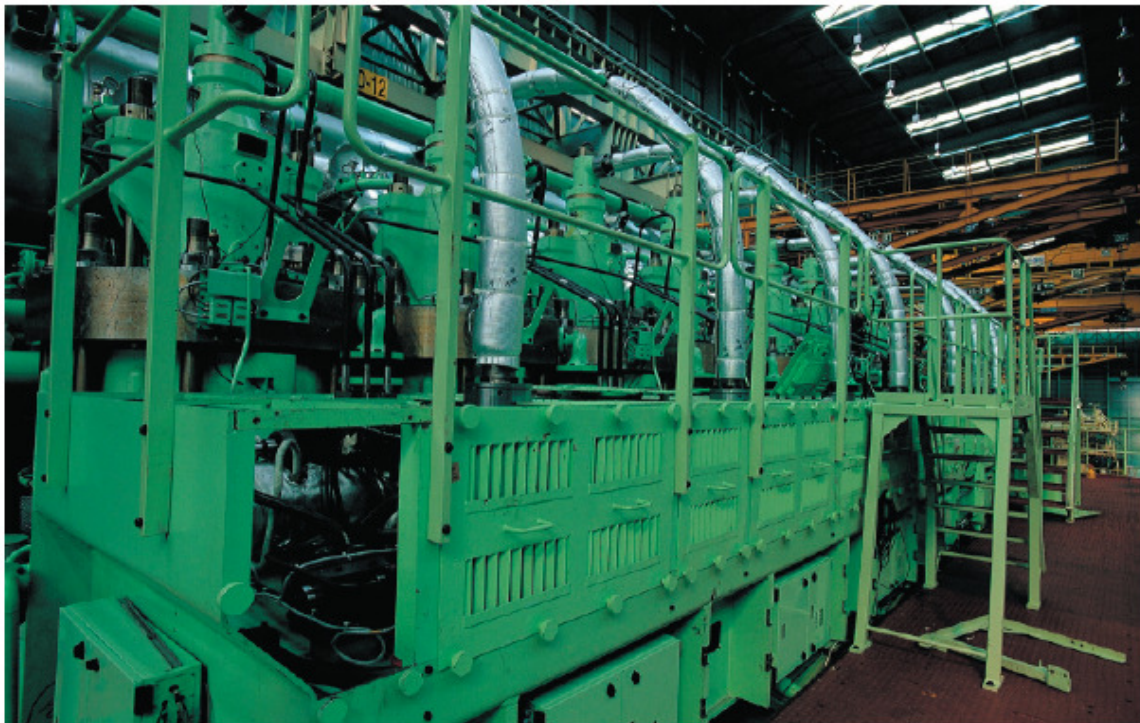
Το λάδι χρήσης προορίζεται για την ενεργοποίηση και τον έλεγχο της λειτουργίας της βαλβίδας εξαγωγής κάθε κυλίνδρου μέσω της αντίστοιχης μονάδας, ενώ το λάδι ελέγχου αποτελεί το εργαζόμενο μέσο όλων των βαλβίδων της ολοκληρωμένης ηλεκτρονικής μονάδας έγχυσης.

Η μονάδα οχετού περιλαμβάνει μόνο τους σωλήνες καυσίμου και ελαίου, και όχι τον σωλήνα του αέρα εκκίνησης. Ο όγκος που αντιστοιχεί στον σωλήνα του καυσίμου και ο ρυθμός κατάθλιψης από τις αντλίες είναι προσαρμοσμένοι, ώστε να διατηρείται η πίεση πάντα σταθερή μετά από κάθε έγχυση. Επίσης, η μονάδα οχετού είναι σχεδιασμένη κατά τέτοιον τρόπο, ώστε να αποφεύγεται η μηχανική καταπόνηση και διάβρωση των τμημάτων που την αποτελούν. Οι σωλήνες του καυσίμου είναι μονωμένοι, και περιβάλλονται από λεπτούς χαλκοσωλήνες, οι οποίοι διαρρέονται από ατμό ή θερμό λάδι, με σκοπό τη διατήρηση του επιπέδου της θερμοκρασίας του καυσίμου. Στις Εικόνες 10 και 11 διακρίνεται η σκαριφηματική απεικόνιση της διάταξης της μονάδας οχετού, και η ρεαλιστική απεικόνισή της σε εγκατάσταση δίχρονης ναυτικής μηχανής, αντίστοιχα.



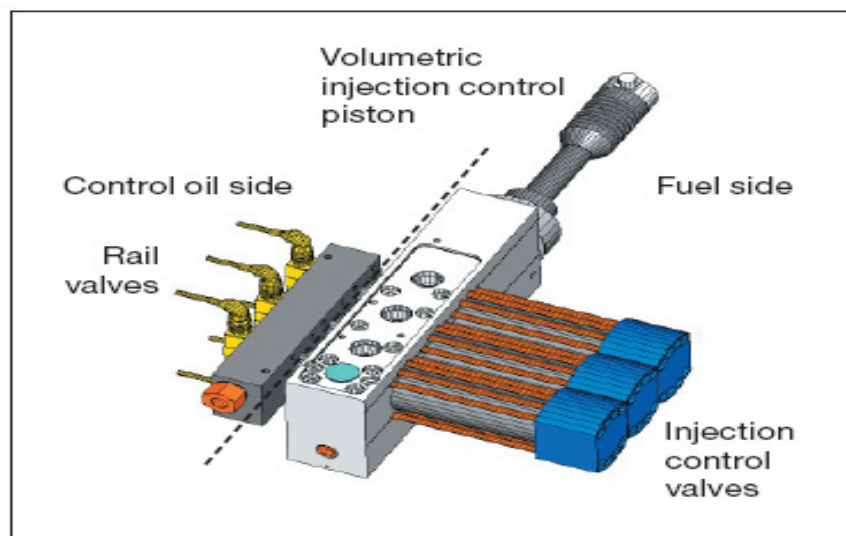
Εικόνα 10: Μονάδα οχετού του CRS [13].

Στο τρισδιάστατο σχήμα της Εικόνας 10 διακρίνονται οι σωλήνες του καυσίμου (A), οι σωλήνες του ελαίου ελέγχου (B), οι σωλήνες του ελαίου χρήσης (C), η ολοκληρωμένη ηλεκτρονική μονάδα έγχυσης (D) και η μονάδα ενεργοποίησης και ελέγχου της βαλβίδας εξαγωγής καυσαερίων (E). Οι υπόλοιποι σωλήνες προορίζονται για επιστροφές των ρευστών και ενδεχόμενες διαρροές.



Εικόνα 11: Ρεαλιστική απεικόνιση μονάδας οχετού του CRS σε εγκατάσταση δίχρονης ναυτικής μηχανής [13].

Το καύσιμο μεταφέρεται από τη μονάδα οχετού στους εγχυτήρες του κάθε κυλίνδρου μέσω της ολοκληρωμένης ηλεκτρονικής μονάδας έγχυσης. Η μονάδα αυτή έχει ως σκοπό την ακριβή ρύθμιση του χρονισμού της έγχυσης, τον πλήρη καθορισμό του όγκου του εγχυόμενου καυσίμου, και τέλος τη ρύθμιση του χρονικού προφίλ του ρυθμού έγχυσης. Τα ηλεκτρονικά σήματα για τη λειτουργία της μονάδας λαμβάνονται από την ολοκληρωμένη ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου λειτουργίας της μηχανής και ανάγνωσης γωνίας στροφαλοφόρου. Η σκαριφηματική απεικόνιση της διάταξης της ολοκληρωμένης ηλεκτρονικής μονάδα έγχυσης, για κύλινδρο που φέρει τρεις εγχυτήρες, φαίνεται στην Εικόνα 12.

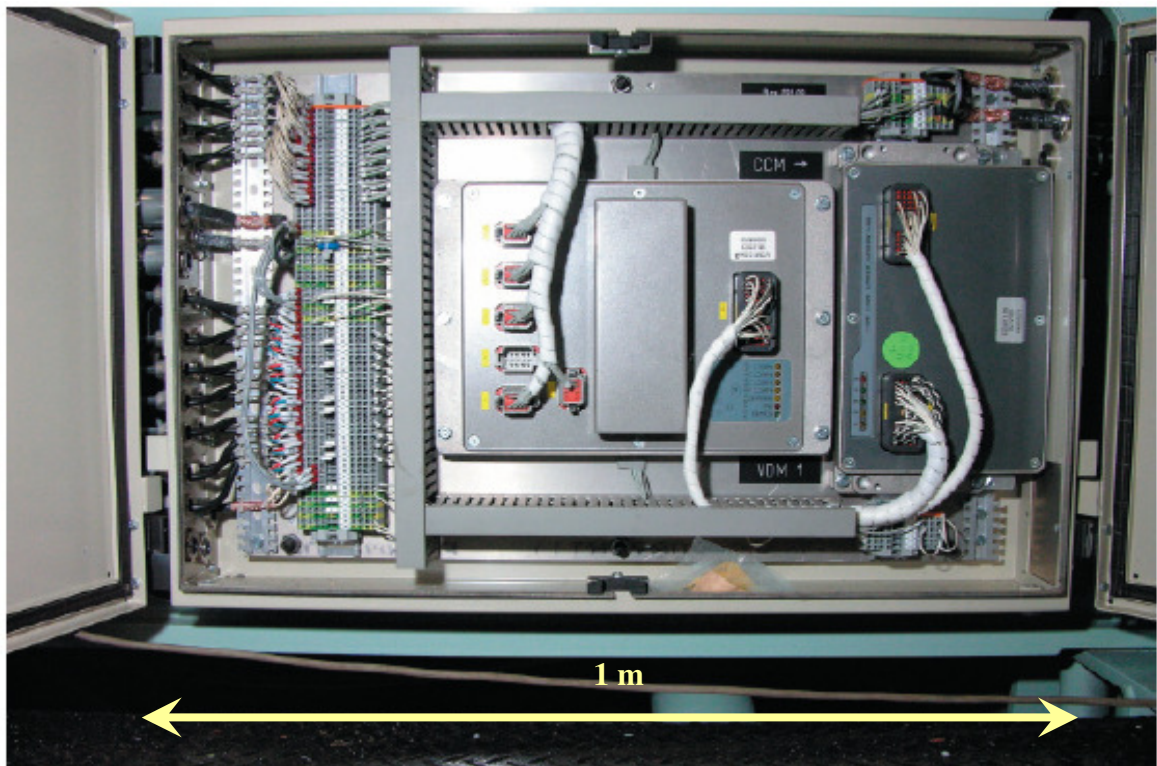


Εικόνα 12: Σκαριφηματική διάταξη ολοκληρωμένης ηλεκτρονικής μονάδα έγχυσης, για κύλινδρο που φέρει τρεις εγχυτήρες [13].

Η ολοκληρωμένη ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου λειτουργίας της μηχανής και ανάγνωσης γωνίας στροφαλοφόρου είναι ένα διακριτό σύστημα, το οποίο αποτελείται από ξεχωριστούς μικροεπεξεργαστές για κάθε κύλινδρο, και δύο κεντρικούς επεξεργαστές. Η διάταξη των μικροεπεξεργαστών και η εσωτερική όψη αυτών φαίνονται στις Εικόνες 13 και 14, αντίστοιχα.



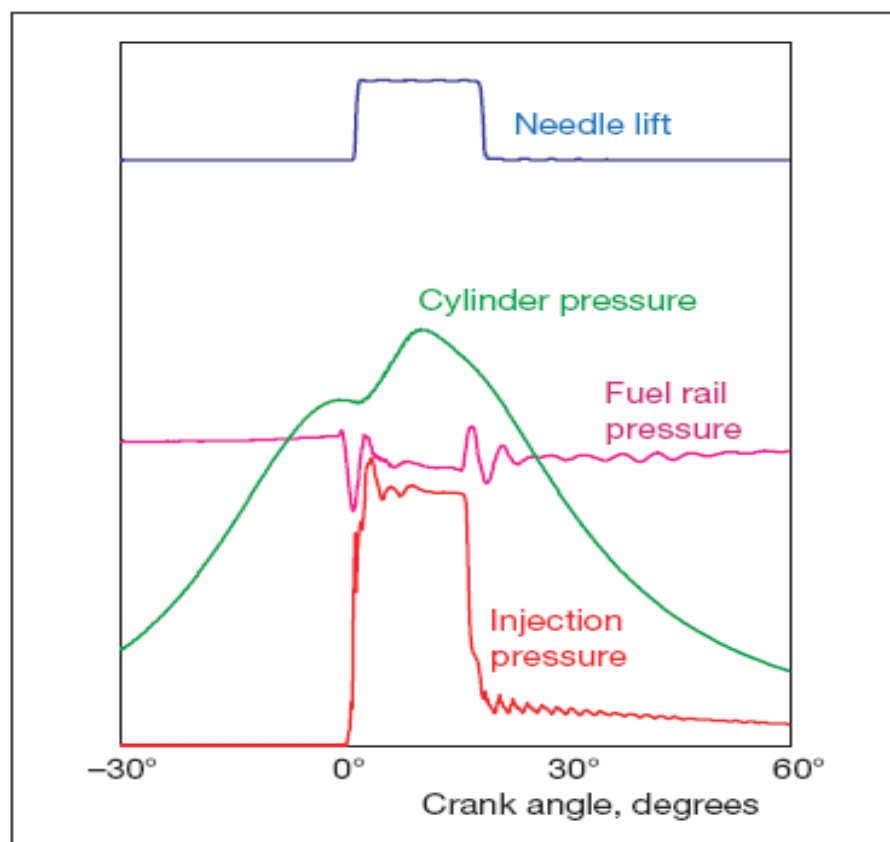
Εικόνα 13: Διάταξη μικροεπεξεργαστών σε CRS [13].



Εικόνα 14: Εσωτερική όψη μικροεπεξεργαστών σε CRS [13].

Οι κεντρικοί επεξεργαστές παρέχουν την απαιτούμενη διαπαφή μεταξύ του ηλεκτρονικού ρυθμιστή στροφών και του απομακρυσμένου συστήματος εποπτείας και ελέγχου της μηχανής. Το σημαντικότερο σήμα εισόδου στη συγκεκριμένη μονάδα είναι η γωνία του στροφαλοφόρου άξονα της μηχανής. Το σήμα αυτό παράγεται από δύο ανιχνευτές, οι οποίοι τοποθετούνται, συνήθως, στον σφόνδυλο, των οποίων η σχεδίαση είναι τέτοια ώστε αυτοί να μην επηρεάζονται από τις ταλαντώσεις του άξονα.

Η αξιοπιστία και η ασφάλεια του CRS είναι πρώτη προτεραιότητα στη σχεδίασή του, συνεπώς η βελτιωμένη διαγνωστική βλαβών του συστήματος προσφέρει καλύτερη εποπτεία, ενώ παράλληλα δεν υφίσταται πρόβλημα διαθεσιμότητας ανταλλακτικών. Το CRS προσφέρει δυνατότητες που, για κατασκευαστικούς λόγους, δεν είναι εφικτές με το μηχανικό σύστημα έγχυσης, όπως τον ακριβή καθορισμό του χρονισμού έγχυσης, τον πλήρη έλεγχο στην παροχή και πίεση έγχυσης, καθώς και στο άνοιγμα και κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής των καυσαερίων. Βασικό πλεονέκτημα του CRS είναι ότι η αντλία υψηλής πίεσης και ο εγχυτήρας είναι μονάδες ανεξάρτητες μεταξύ τους, με αποτέλεσμα να επιτυγχάνεται η επιθυμητή πίεση έγχυσης σε οποιοδήποτε εύρος στροφών, και, επιπλέον, η δυνατότητα ελέγχου της λειτουργίας του κάθε εγχυτήρα ξεχωριστά. Στην Εικόνα 15, διακρίνεται η ιστορία μίας τυπικής ταυτόχρονης διαδικασίας έγχυσης από τρεις εγχυτήρες με CRS, η οποία περιλαμβάνει την κίνηση της βαλβίδας παροχής πετρελαίου (Needle Lift), την επικρατούσα πίεση πετρελαίου στον αντίστοιχο αγωγό (Fuel Rail Pressure), την πίεση έγχυσης (Injection Pressure) και την πίεση του κυλίνδρου (Cylinder Pressure) συναρτήσει της γωνίας στροφαλοφόρου. Αξιοσημείωτο είναι το απότομο άνοιγμα – κλείσιμο της βαλβίδας παροχής πετρελαίου, η χαμηλή πτώση πίεσης, και το χαμηλό εύρος ταλάντωσης της πίεσης.



Εικόνα 15: Απεικόνιση τυπική ταυτόχρονης διαδικασίας έγχυσης από τρεις εγχυτήρες με CRS [13].

Λαμβάνοντας υπόψη τις παραπάνω δυνατότητες ευελιξίας, το CRS προσφέρει βελτιωμένη λειτουργία σε χαμηλές στροφές, γρήγορη επιτάχυνση, ισορροπία φορτίου μεταξύ των κυλίνδρων, πλήρη έλεγχο φορτίου, χαμηλή κατανάλωση καυσίμου, καλύτερη ποιότητα καύσης σε όλο το εύρος στροφών και φορτίου, χαμηλές εκπομπές των κύριων ρύπων (αιθάλης και οξειδίων του αζώτου), καθώς και λιγότερες επικαθίσεις εξανθρακωμάτων, γεγονός που συνεπάγεται μεγαλύτερα διαστήματα ανάμεσα σε διαδοχικές συντηρήσεις.

2.3 Ψεκασμός Καυσίμου

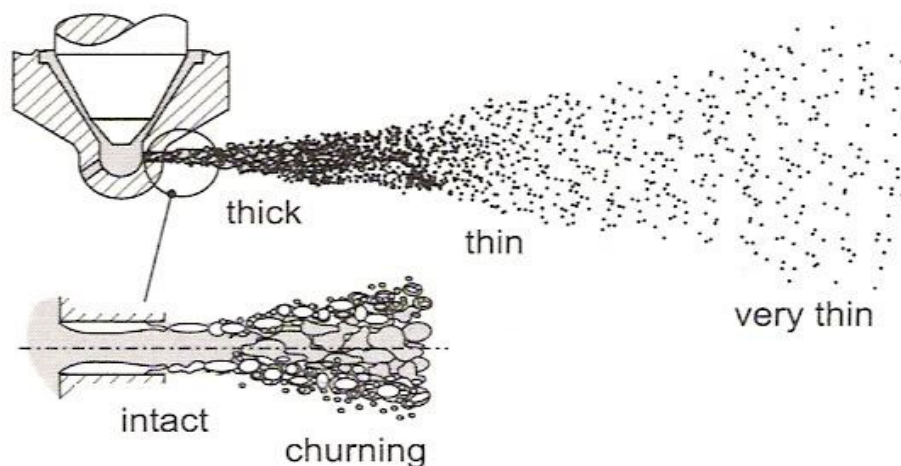
Η διεργασία του ψεκασμού του καυσίμου (spray process) παίζει σημαντικό ρόλο στη λειτουργία των μηχανών εσωτερικής καύσης, διότι αποτελεί σημαντικό παράγοντα για την πλήρη ανάμιξη και καύση του καυσίμου με τον συμπιεσμένο αέρα καύσης. Κύριος στόχος της διεργασίας ψεκασμού είναι η διάσπαση του καυσίμου σε μικρά σταγονίδια, η διασπορά και η διείδυση αυτών στον θάλαμο καύσης με αποτέλεσμα την αύξηση της επιφάνειας επαφής του καυσίμου με τον θερμό συμπιεσμένο αέρα. Συνεπώς, η επίτευξη μεγάλης επιφάνειας διευκολύνει την έντονη μεταφορά θερμότητας από τον αέρα προς το καύσιμο, διαδικασία με την οποία επιτυγχάνεται η γρήγορη ατμοποίηση του καυσίμου, η πλήρης ανάμιξη με τον αέρα, η αυτανάφλεξη του μίγματος, και τέλος η καύση του. Για παράδειγμα, εάν θεωρηθεί ότι μία σταγόνα καυσίμου διαμέτρου 2 mm διασπαστεί σε οκτώ εκατομμύρια σταγονίδια διαμέτρου 10 μm, τότε ο ρυθμός ατμοποίησης αυξάνεται με συντελεστή της τάξεως του 200, αφού ο ρυθμός ατμοποίησης είναι ευθέως ανάλογος με τη συνολική επιφάνεια του υγρού καυσίμου για υπολογισμούς πρώτης τάξεως [14]. Επιπλέον, η κινητική ενέργεια της δέσμης του καυσίμου αντιπροσωπεύει την κύρια αιτία παραγωγής τύρβης μέσα στον θάλαμο καύσης, και έτσι ελέγχει μικροσκοπικά, τόσο την ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα μέσω της τυρβώδους διάχυσης, όσο και την ταχύτητα της φλόγας προανάμιξης (αρχικά στάδια της καύσης). Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω, συμπεραίνουμε ότι ο ψεκασμός του καυσίμου επιδρά καθοριστικά στην έναυση, στον ρυθμό έκλυσης θερμότητας και στον ρυθμό σχηματισμού ρύπων, παράγοντες που επηρεάζουν την ειδική κατανάλωση καυσίμου, την εκπομπή ρύπων και τα επίπεδα θορύβου ενός κινητήρα.

2.3.1 Περιοχές Ροής Spray

Μία τυπική ροή spray καυσίμου σε ακροφύσιο εγχυτήρα, η οποία περιγράφεται από διαφορετικές περιοχές, απεικονίζεται στην Εικόνα 16. Στην οπή του ακροφυσίου διακρίνεται ένας άθικτος πυρήνας υγρής φάσης (intact core), ο οποίος, όταν εγκαταλείπει την οπή, διασπάται σε επιμέρους υγρούς πυρήνες (churning flow) και κατόπιν σε σταγονίδια. Ωστόσο, ο άθικτος πυρήνας καταλαμβάνει σημαντικό όγκο, και χαρακτηρίζεται από μεγάλη πυκνότητα σε σχέση με την αέρια φάση, με συνέπεια η αναλογία υγρής μάζας προς τη συνολική να είναι αρκετά μεγάλη. Η περιοχή αυτή του spray αναφέρεται ως *πυκνή (thick region)*.

Η μέση απόσταση μεταξύ των σταγονιδίων μεγαλώνει μετά την πυκνή περιοχή λόγω του κωνικού σχήματος του spray και της ατμοποίησης των σταγονιδίων. Αποτέλεσμα είναι ο χώρος που καταλαμβάνει η αέρια φάση να αυξάνεται σε σχέση με την υγρή, και να δημιουργείται μία νέα περιοχή, η οποία χαρακτηρίζεται από τιμές αναλογίας υγρής προς αέρια μάζα κοντά στη μονάδα. Η περιοχή αυτή του spray αναφέρεται ως *λεπτή (thin)*.

Στην επόμενη (τελευταία) περιοχή, η οποία αναφέρεται και ως *πολύ λεπτή* (*very thin*), υπερισχύει η αέρια φάση, αφού οι αντίστοιχες αναλογίες όγκου και μάζας υγρής φάσης προς τις συνολικές είναι αμελητέες.



Εικόνα 16: Απεικόνιση των τριών διαφορετικών περιοχών, που περιγράφουν τη ροή ενός spray [15].

2.3.2 Ανάλυση Ροής Spray

Σε εγχυτήρες υψηλής πίεσης η διάσπαση του υγρού πυρήνα του καυσίμου σε επιμέρους πυρήνες και σταγονίδια αρχίζει πολύ κοντά στην οπή του ακροφυσίου, με συνέπεια η επίδρασή του στην αέρια φάση κατά μήκος όλης της ροής του spray να είναι πολύ μικρή, σε σχέση με την αντίστοιχη των υγρών επιμέρους πυρήνων και σταγονιδίων. Η παρατήρηση αυτή οδηγεί στην υιοθέτηση δύο διαφορετικών μηχανισμών διάσπασης του υγρού πυρήνα του καυσίμου σε επιμέρους πυρήνες και σταγονίδια [16]. Ο πρώτος μηχανισμός αφορά στην πυκνή περιοχή (*thick region*) και αναφέρεται ως *πρωτογενής διάσπαση* (*primary breakup*). Η περαιτέρω διάσπαση των σταγονιδίων σε ακόμη μικρότερα περιγράφεται από τον δεύτερο μηχανισμό, ο οποίος αναφέρεται ως *δευτερογενής διάσπαση* (*secondary breakup*). Πρέπει να τονισθεί ότι η δευτερογενής διάσπαση ξεκινά στο τέλος της πυκνής περιοχής (*thick region*), ενώ λαμβάνει χώρα και στη λεπτή (*thin region*) και στην πολύ λεπτή περιοχή (*very thin region*).

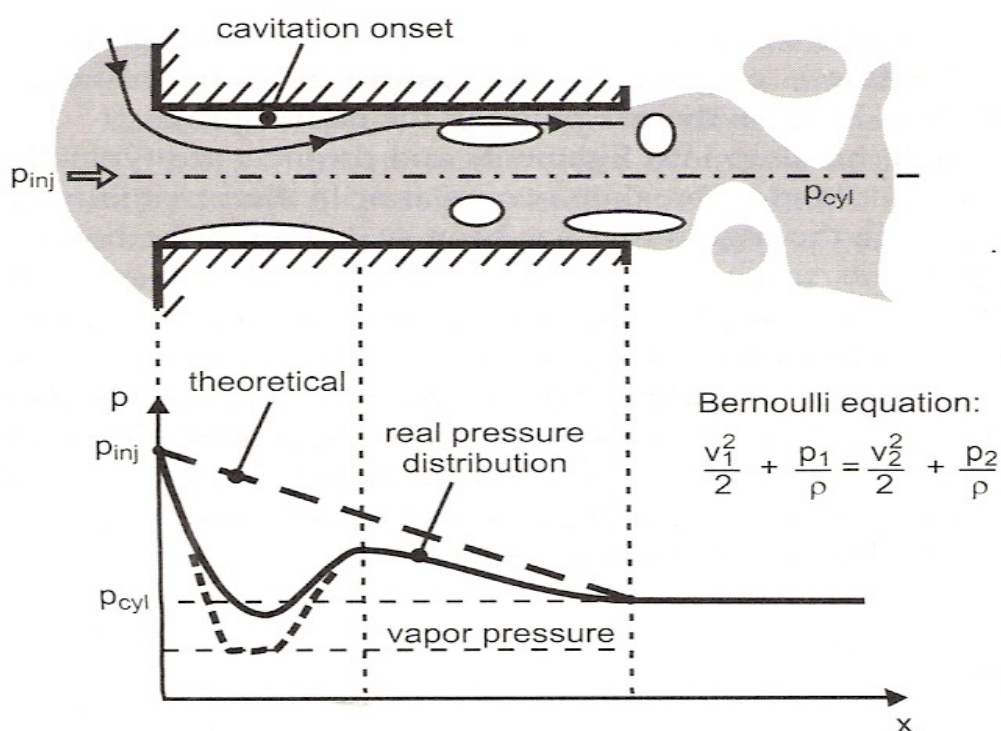
Πρωτογενής Διάσπαση – Primary Breakup

Η πρωτογενής διάσπαση του υγρού πυρήνα καυσίμου στην έξοδο της οπής του ακροφυσίου προκαλείται από τον συνδυασμό τριών παραγόντων [17]:

- Τυρβώδης ροή μέσα στο ακροφύσιο [$Re \approx 65000 > 2300$ (όριο στρωτής ροής για αγωγό κυκλικής διατομής)].
- Συγκέντρωση φυσαλίδων σπηλαιώσης (*cavitation bubbles*).
- Επίδραση αεροδυναμικών δυνάμεων στην επιφάνεια του υγρού πυρήνα του καυσίμου.

Λόγω της πτώσης πίεσης κατά μήκος του ακροφυσίου, το υγρό καύσιμο επιταχύνεται μέσα στη (μικρής διατομής) οπή έγχυσης, με συνέπεια η ροή να

χαρακτηρίζεται από υψηλούς αριθμούς Reynolds, της τάξεως του 65000. Έτσι, η δημιουργία έντονης τύρβης μέσα στο υγρό καύσιμο αποσταθεροποιεί τη δέσμη του καυσίμου κατά την εξοδό της από την οπή έγχυσης. Επιπλέον, η απότομη αλλαγή στη γεωμετρία στην είσοδο της οπής εξαναγκάζει τις γραμμές ροής του υγρού καυσίμου να πλησιάσουν η μία την άλλη (μείωση της μέσης εγκάρσιας τομής της ροής), με συνέπεια την επιπρόσθετη επιτάχυνση της ροής. Σύμφωνα με τη διορθωμένη εξίσωση του Bernoulli, η παραπάνω συμπεριφορά προκαλεί πτώση της στατικής (και της ολικής) πίεσης, με ενδεχόμενο η τοπική στατική πίεση να πέσει χαμηλότερα και από την πίεση ατμοποίησης του καυσίμου. Συνέπεια είναι η δημιουργία φυσαλίδων σπηλαίωσης (cavitation bubbles) μέσα στο ακροφύσιο, οι οποίες οδηγούνται και συγκεντρώνονται στον θάλαμο καύσης, όπου συνεισφέρουν στη διάσπαση του spray. Στην Εικόνα 17 απεικονίζεται το παραπάνω φαινόμενο, όπου η κατανομή της θεωρητικής (γραμμικής) στατικής πίεσης, που επικρατεί μέσα στην οπή, συγκρίνεται με μια αντίστοιχη ρεαλιστική κατανομή στατικής πίεσης κατά μήκος μιας ροϊκής γραμμής. Τέλος, μετά την έξοδο από την οπή έγχυσης η σχετική ταχύτητα μεταξύ της υγρής δέσμης του καυσίμου και της αέριας φάσης οδηγεί στην ανάπτυξη αεροδυναμικών δυνάμεων, οι οποίες επιδρούν στην επιφάνεια του υγρού πυρήνα, με αποτέλεσμα να δημιουργούνται επιφανειακές αστάθειες, που συνεισφέρουν στη διάσπαση του spray.



Εικόνα 17: Απεικόνιση της δημιουργίας φυσαλίδων σπηλαίωσης και της κατανομής στατικής πίεσης σε ροή σε πρότυπο ακροφύσιο [17].

Δευτερογενής Διάσπαση – Secondary Breakup

Η δευτερογενής διάσπαση των επιμέρους υγρών πυρήνων και σταγονιδίων σε ακόμα μικρότερα σταγονίδια οφείλεται κυρίως σε έντονες αεροδυναμικές δυνάμεις, οι οποίες επιδρούν στην επιφάνεια των πρωτογενών σταγονιδίων, και οφείλονται στην περιβάλλουσα αέρια φάση του καυσίμου. Οι δυνάμεις αυτές παραμορφώνουν τα πρωτογενή σφαιρικά σταγονίδια, των οποίων η διάσπαση σε μικρότερα σταγονίδια

εξαρτάται από την επικρατούσα επιφανειακή τάση. Ο λόγος των αεροδυναμικών δυνάμεων προς αυτές της επιφανειακής τάσης εκφράζεται σε αδιάστατη μορφή από τον αριθμό Weber, ο οποίος αποτελεί μέτρο για τη συμπεριφορά της διάσπασης του spray. Ο αριθμός Weber ορίζεται με βάση τη σχέση:

$$We = \frac{\rho_g \cdot r_d \cdot v_{rel}^2}{\sigma}$$

Όπου,

ρ_g , πυκνότητα της αέριας φάσης [$\frac{kg}{m^3}$].

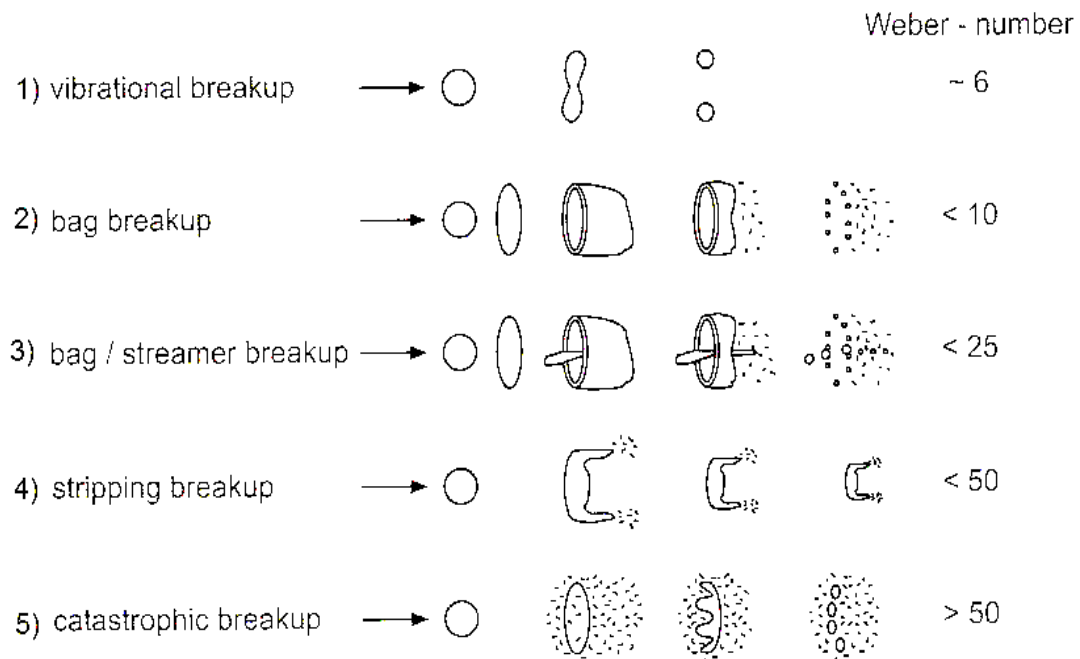
r_d , ακτίνα πρωτογενούς σφαιρικού σταγονιδίου [m].

v_{rel} , σχετική ταχύτητα μεταξύ σφαιρικού σταγονιδίου και αέριας φάσης [$\frac{m}{s}$].

σ , επιφανειακή τάση [$\frac{N}{m}$].

Διάφοροι δευτερογενείς μηχανισμοί διάσπασης έχουν αναπτυχθεί με βάση πειραματικές μελέτες. Η κατηγοριοποίηση εξαρτάται από τη σχετική ταχύτητα μεταξύ σταγονιδίου και αέριας φάσης, άρα και τον αριθμό Weber. Οι πέντε πλέον διαδεδομένοι μηχανισμοί αποτυπώνονται στην Εικόνα 18.

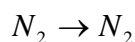
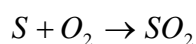
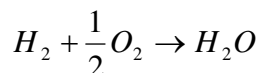
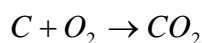
Σε spray Diesel υψηλής πίεσης μπορεί να λαμβάνουν χώρα και οι πέντε μηχανισμοί δευτερογενούς διάσπασης. Αξιοσημείωτο όμως είναι το γεγονός ότι, κοντά στην οπή έγχυσης, το spray χαρακτηρίζεται από μεγάλους αριθμούς Weber, διότι και η σχετική ταχύτητα είναι μεγάλη, και η ακτίνα του σταγονιδίου επίσης μεγάλη, με συνέπεια το “catastrophic breakup” και το “stripping breakup” να είναι οι κύριοι μηχανισμοί δευτερογενούς διάσπασης.



Εικόνα 18: Απεικόνιση των πέντε πλέον διαδεδομένων μηχανισμών δευτερογενούς διάσπασης του spray, συναρτήσει του αριθμού Weber [18].

2.4 Καύση σε Κινητήρες Diesel

Κατά την καύση αντιδρούν τα στοιχεία που ενυπάρχουν στο καύσιμο με το οξυγόνο του αέρα. Η τέλεια καύση αποτυπώνεται σχηματικά στις ακόλουθες αντιδράσεις:



Από τις παραπάνω αντιδράσεις συμπεραίνεται ότι τα προϊόντα της τέλει καύσης είναι το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2), το νερό (H_2O), το διοξείδιο του θείου (SO_2) και το άζωτο του αέρα (N_2).

Η καύση στους δίχρονους κινητήρες Diesel λαμβάνει χώρα υπό συνθήκες περίσσειας αέρα, δηλαδή με συνολικό λόγο καυσίμου – αέρα, φ_{total} , μικρότερο της μονάδας. Ο λόγος καυσίμου – αέρα, φ , ορίζεται ως εξής:

$$\varphi = \frac{\left(\frac{F}{A}\right)_{actual}}{\left(\frac{F}{A}\right)_{stoich.}}$$

Όπου,

$\left(\frac{F}{A}\right)_{actual}$, ο λόγος των moles του καυσίμου προς τα moles του οξυγόνου του αέρα.

$\left(\frac{F}{A}\right)_{stoich.}$, ο λόγος των moles του καυσίμου προς τα moles του οξυγόνου του αέρα για στοιχειομετρική καύση.

Αν ληφθεί υπόψη ότι η καύση δεν είναι πλήρης, τότε παράγονται και επιβλαβή προϊόντα για το περιβάλλον, εκτός από το διοξείδιο του άνθρακα και του θείου, όπως μονοξείδιο του άνθρακα (CO), άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC), οξείδια του αζώτου (NO_x), και σωματίδια αιθάλης (Soot). Η δημιουργία των ρύπων λόγω ατελούς καύσης οφείλεται στις τοπικές συνθήκες λόγου καυσίμου – αέρα, θερμοκρασίας, και στο γεγονός ότι οι αντιδράσεις δεν λαμβάνουν χώρα πλήρως προς μία κατεύθυνση [19]. Στους κινητήρες Diesel οι κύριοι ρυπαντές είναι τα οξείδια του αζώτου και τα σωματίδια της αιθάλης.

2.4.1 Φάσεις της Καύσης

Οι φάσεις της καύσης του καυσίμου μέσα στον κύλινδρο, όπως διακρίνονται από τον ρυθμό έκλυσης της θερμότητας (Rate of Heat Release – ROHR) της Εικόνας 19, παίζουν σημαντικό ρόλο στην ορθή λειτουργία της μηχανής χωρίς δημιουργία θορύβου, εκπομπών ρύπων και επικαθίσεων στον θάλαμο καύσης. Οι κύριοι παράγοντες, που

καθορίζουν τη πορεία της καύσης, είναι η κατάλληλη θερμοκρασία και η ανάλογη πίεση που επικρατούν στον κύλινδρο. Η περιγραφή των φάσεων της καύσης έχει ως εξής [1]:

1^η φάση (Καθυστέρηση Ανάφλεξης – Ignition Delay Period)

Αντιστοιχεί στην πορεία a – b, διάρκειας 5° – 20°, όπου στο σημείο a ξεκινά η έγχυση του καυσίμου και στο σημείο b η καύση. Στην περίοδο αυτή δεν συντελείται καύση λόγω φυσικής καθυστέρησης (ανάμιξη) και χημικής καθυστέρησης (κινητική αντιδράσεων). Συνεπώς, το καύσιμο θερμαίνεται από τον συμπιεσμένο αέρα, εξατμίζεται, και δημιουργούνται οι συνθήκες για να ενωθούν τα συστατικά του με το οξυγόνο του αέρα, ενώ ταυτόχρονα, λόγω της απουσίας εξώθερμων αντιδράσεων, δεν σημειώνεται αύξηση της πίεσης.

Αν η διάρκεια της φάσης αυτής είναι μεγάλη, συγκεντρώνεται στον κύλινδρο μεγάλη ποσότητα καυσίμου, η οποία κοντά στο ΑΝΣ, όπου η θερμοκρασία είναι υψηλή, θα αναφλεγεί απότομα, με συνέπεια την απότομη αύξηση της πίεσης, τη δημιουργία θορύβου και τη μεγάλη καταπόνηση των εξαρτημάτων της μηχανής, όπως τα έδρανα κύλισης και τα έδρανα του ζυγώματος. Συνεπώς, επιθυμητό είναι η διάρκεια της 1^{ης} φάσης να είναι όσο το δυνατό μικρότερη.

2^η φάση (Καύση Προετοιμασμένου Μίγματος – Prepared Mixture Combustion)

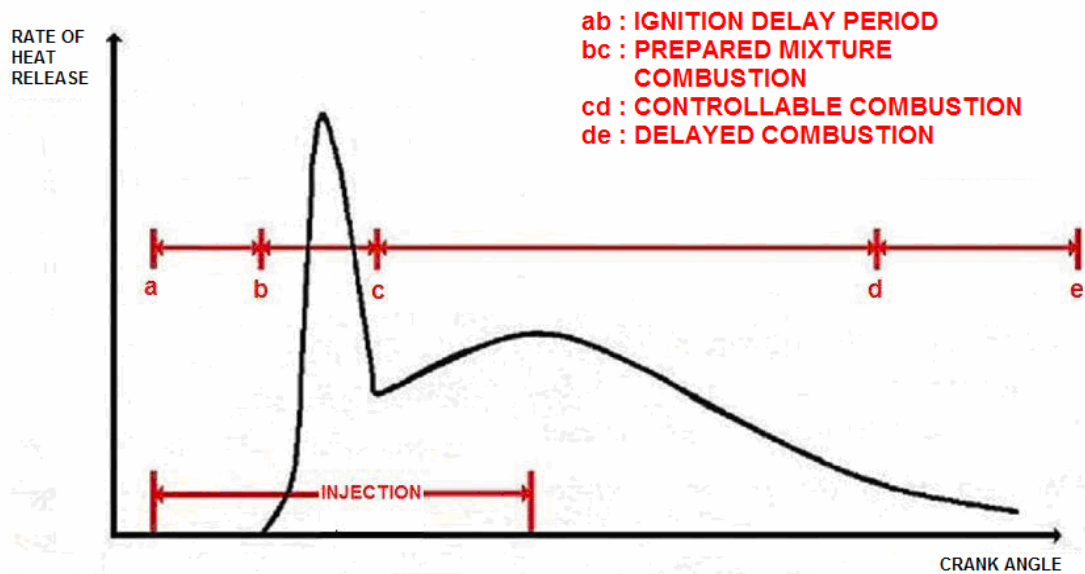
Αντιστοιχεί στην πορεία b – c, διάρκειας 5° – 10°, όπου η ποσότητα καυσίμου (που συσσωρεύτηκε στον κύλινδρο κατά τη 1^η φάση λόγω της υψηλής θερμοκρασίας συμπίεσης) αναφλέγεται αμέσως, με συνέπεια τη μεγάλη αύξηση της πίεσης. Πρέπει να τονισθεί ότι η απότομη αύξηση της πίεσης δεν οφείλεται στο καύσιμο που συνεχίζει να ψεκάζεται. Η απότομη αυτή ανάφλεξη μπορεί να οδηγήσει σε εκρηκτική καύση, όπου το κύμα πίεσης που δημιουργείται διαδίδεται με την ταχύτητα του ήχου, και προκαλεί οξύ ήχο, ο οποίος ονομάζεται κτύπος καύσης. Η συγκεκριμένη συμπεριφορά είναι ανεξέλεγκτη και προς αποφυγή των επιπτώσεων πρέπει να γίνει μείωση της διάρκειας της καθυστέρησης έναυσης (1^{ης} φάση).

3^η φάση (Ελεγχόμενη Καύση – Controllable Combustion)

Αντιστοιχεί στην πορεία c – d, μεγάλης διάρκειας, και εξαρτάται από το φορτίο της μηχανής. Η πίεση και θερμοκρασία στον χώρο καύσης έχουν αυξηθεί αρκετά, ώστε να καίγεται σχεδόν αμέσως το εγχυόμενο καύσιμο μέσω διάχυσης. Ο ρυθμός της καύσης εξαρτάται από την ταχύτητα δημιουργίας νέου μίγματος του εγχυόμενου καυσίμου με τον αέρα του θαλάμου καύσης. Η φάση αυτή ονομάζεται ελεγχόμενη, διότι η πίεση, η ποσότητα και η ταχύτητα έγχυσης του πετρελαίου καθώς και ο στροβιλισμός του αέρα μπορούν να ρυθμιστούν μηχανικά, ώστε να επιτυγχάνεται καλή ανάμιξη αέρα – καυσίμου, με συνέπεια την ελεγχόμενη καύση.

4^η φάση (Επίκαιση – Delayed Combustion)

Αντιστοιχεί στην πορεία μετά το σημείο d, όπου η έγχυση έχει περατωθεί και η καύση συνεχίζεται, μέχρι το πέρας της εκτόνωσης. Η φάση αυτή είναι ανεπιθύμητη γιατί δημιουργεί υπερθέρμανση στη βαλβίδα εξαγωγής και στην άνω όψη της κεφαλής του εμβόλου.



Εικόνα 19: Φάσεις πορείας καύσης, όπως αυτές διακρίνονται από τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου [1].

2.5 Εκπομπές Ρύπων

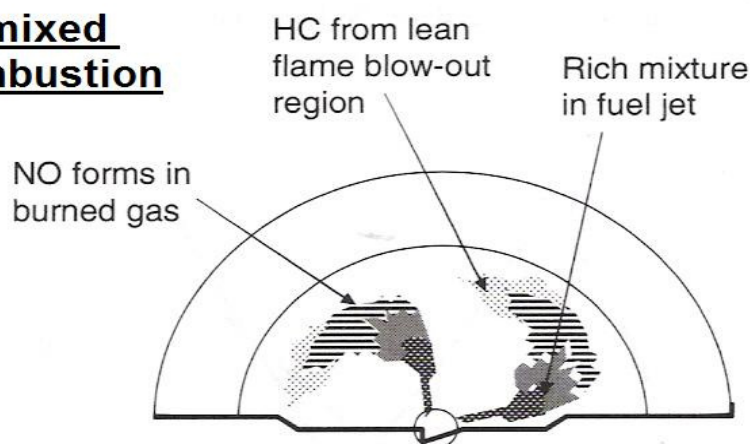
Σε μία δίχρονη ναυτική μηχανή πρόωσης, οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου (NO_x), σωματιδίων αιθάλης (Soot), οξειδίων του θείου (SO_x), και άκαυστων υδρογονανθράκων (HC), που παράγονται κατά την καύση, αποτελούν σημαντική πηγή κινδύνου για τον άνθρωπο και το περιβάλλον. Σε αντίθεση με τις μηχανές των αυτοκινήτων, οι ναυτικές μηχανές χρησιμοποιούν καύσιμο με μεγαλύτερη περιεκτικότητα σε θείο, με αποτέλεσμα τα παραγόμενα οξείδια του θείου καθώς και τα οξείδια του αζώτου, μαζί με την αιθάλη να αποτελούν πολύ σημαντικό παράγοντα μόλυνσης του περιβάλλοντος. Τα τελευταία χρόνια γίνονται εκτενείς και σημαντικές έρευνες ώστε να βρεθούν τρόποι μείωσης των παραπάνω ρύπων. Όσο αφορά στο θείο, οι έρευνες επικεντρώνονται στη χρήση πετρελαίου χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο (Low Sulphur Fuel Oil), κυρίως όταν τα πλοία προσεγγίζουν τα λιμάνια, ενώ για τη μείωση των οξειδίων του αζώτου και της αιθάλης, η έρευνα επικεντρώνεται σε νέες τεχνικές έγχυσης, όπως η προέγχυση, η μετέγχυση, η χρήση γαλακτώματος νερού – καυσίμου, και η τεχνική της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων [1].

Ο μηχανισμός σχηματισμού των εκπομπών εξαγωγής μίας μηχανής ελέγχεται πλήρως από τη διαδικασία και τη χημεία της καύσης [20]. Στις πετρελαιομηχανές, το καύσιμο ψεκάζεται μέσα στον ζεστό, συμπιεσμένο αέρα του κυλίνδρου προς το τέλος της φάσης της συμπίεσης. Μέσα στον κύλινδρο υπάρχει μία ανομοιογενής κατανομή καυσίμου, η οποία μεταβάλλεται χρονικά και χωρικά. Συνεπώς, η ανάμιξη αέρα – καυσίμου είναι επίσης ανομοιογενής, και η ανομοιογένεια χαρακτηρίζει όλη την περίοδο της καύσης. Η ανάμιξη του αέρα με το καύσιμο επηρεάζεται από διάφορες παραμέτρους, όπως η πίεση έγχυσης, η κίνηση και ο στροβιλισμός του αέρα, και η ατμοποίηση του καυσίμου. Η ποσότητα του καυσίμου ποικίλει ανάλογα με την απαιτούμενη ισχύ, ενώ η ποσότητα του αέρα παραμένει σχεδόν σταθερή σε όλο το εύρος λειτουργίας. Η κατανομή του καυσίμου σε κάθε χρονική στιγμή του κύκλου λειτουργίας διαφέρει, διότι εξαρτάται από το φορτίο και τις στροφές. Ο ρυθμός σχηματισμού των ρύπων επηρεάζεται

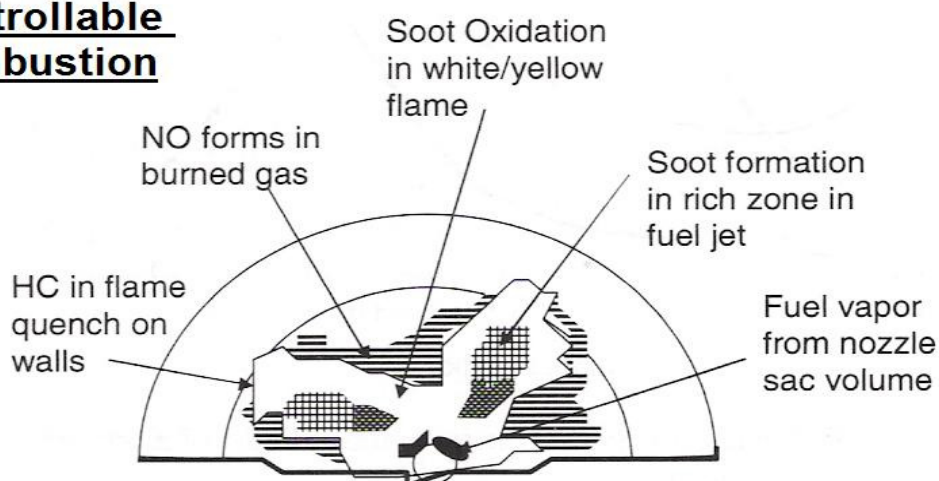
σημαντικά από τον τοπικό λόγο καυσίμου – αέρα, και μεταβάλλεται με τον χρόνο κατά την περίοδο της καύσης. Η διαδικασία της καύσης του πετρελαίου αποτελείται από δύο φάσεις, όπως φαίνεται και στην Εικόνα 20 [21]:

- Προαναμειγμένη καύση (Premixed Combustion).
- Καύση ελεγχόμενη από την ανάμιξη (Mixing Controllable Combustion).

Premixed Combustion



Mixing Controllable Combustion



Εικόνα 20: Απεικόνιση φάσεων διαδικασίας καύσης κατά Heywood [21].

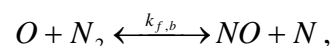
Η σχηματική απεικόνιση των δύο αυτών φάσεων υποδεικνύει ότι οι διαφορετικές περιοχές εγχύμενου καυσίμου και φλόγας συνεισφέρουν στη δημιουργία μονοξειδίου του αζώτου (NO), άκαυστων υδρογονανθράκων και αιθάλης κατά τη διάρκεια των δύο προαναφερθέντων φάσεων. Το μονοξείδιο του αζώτου σχηματίζεται σε περιοχές φλόγας υψηλής θερμοκρασίας. Οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες δημιουργούνται κυρίως από δύο πηγές. Η πρώτη πηγή σχετίζεται με το σβήσιμο της φλόγας λόγω των φτωχών σε καύσιμο περιοχών, ενώ η δεύτερη με το καύσιμο που εισχωρεί στον θάλαμο καύσης προς το τέλος της φάσης της καύσης, όπου οι συνθήκες δεν είναι κατάλληλες για ανάμιξη με τον αέρα και καύση. Ο σχηματισμός αιθάλης λαμβάνει χώρα στον πλούσιο σε καύσιμο πυρήνα του εγχύμενου καυσίμου, ο οποίος υπόκειται σε υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες, κατά τη διάρκεια του κύκλου. Αργότερα, όταν η αιθάλη έρθει σε επαφή με το ελεύθερο οξυγόνο και άλλα προϊόντα, που έχουν οξειδωθεί στην περιοχή της φλόγας, οξειδώνεται.

2.5.1 Σχηματισμός NO

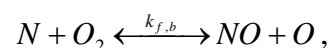
Τα οξειδία του αζώτου (NO_x) αποτελούνται από το μονοξείδιο του αζώτου (NO) και το διοξείδιο του αζώτου (NO_2). Η συγκέντρωση του NO σε πετρελαιομηχανές εσωτερικής καύσης κυμαίνεται από 80% έως 90% της συνολικής συγκέντρωσης των NO_x [20]. Το NO σχηματίζεται με τους εξής τρόπους:

- Σχηματισμός θερμικού NO (*thermal NO*) από οξείδωση του ατμοσφαιρικού μοριακού αζώτου σε υψηλές θερμοκρασίες.
- Σχηματισμός του άμεσου NO (*prompt NO*) στην περιοχή της φλόγας.

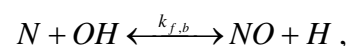
Το θερμικό NO είναι η κύρια πηγή NO_x , και σχηματίζεται σε υψηλές θερμοκρασίες στην περιοχή των καυσαερίων. Ο σχηματισμός του οφείλεται στην ένωση του οξυγόνου με το άζωτο, στοιχεία τα οποία είναι διαθέσιμα από την περίσσεια του αέρα καύσης. Ο ρυθμός σχηματισμού του θερμικού NO αυξάνει εκθετικά με την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων, αν και είναι μικρότερος σε σχέση με τον ρυθμό της συνολικής διεργασίας της καύσης. Οι επόμενες τρεις αντιδράσεις ελέγχουν τον σχηματισμό του θερμικού NO , και συνιστούν τον διευρυμένο μηχανισμό Zeldovich [20].



$$\text{με } k_f = 1.8 \cdot 10^{14} \cdot \exp\left(\frac{-38370}{T}\right), k_b = 3.8 \cdot 10^{13} \cdot \exp\left(\frac{-425}{T}\right)$$



$$\text{με } k_f = 1.8 \cdot 10^{10} \cdot T \cdot \exp\left(\frac{-4680}{T}\right), k_b = 3.8 \cdot 10^9 \cdot T \cdot \exp\left(\frac{-20820}{T}\right)$$



$$\text{με } k_f = 7.1 \cdot 10^{13} \cdot \exp\left(\frac{-450}{T}\right), k_b = 1.7 \cdot 10^{14} \cdot \exp\left(\frac{-24560}{T}\right)$$

Όπου,

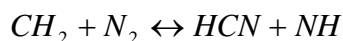
$$k, \text{ ειδική σταθερά της αντίδρασης σε } \frac{cm^3}{mol \cdot s}$$

T , τοπική θερμοκρασία σε K.

Αξιοσημείωτο είναι ότι η τελευταία αμφίδρομη αντίδραση προτάθηκε από τον Lavoie και συμπλήρωσε το μηχανισμό του Zeldovich [22]. Η πρώτη αμφίδρομη αντίδραση εκφράζει την αποσύνθεση του μοριακού αζώτου από συγκρούσεις με ατομικό οξυγόνο στην περιοχή των καυσαερίων. Αυτή η αντίδραση είναι ενδόθερμη με υψηλή ενέργεια ενεργοποίησης της τάξης των $75.0 \frac{Kcal}{mol}$, και παίζει καθοριστικό ρόλο στον σχηματισμό του NO .

Ο Fennimore απέδειξε ότι στην περιοχή της φλόγας σχηματίζεται, με ταχύ ρυθμό, NO σε σημαντικές ποσότητες, και το χαρακτήρισε ως άμεσο NO [23]. Το άμεσο NO

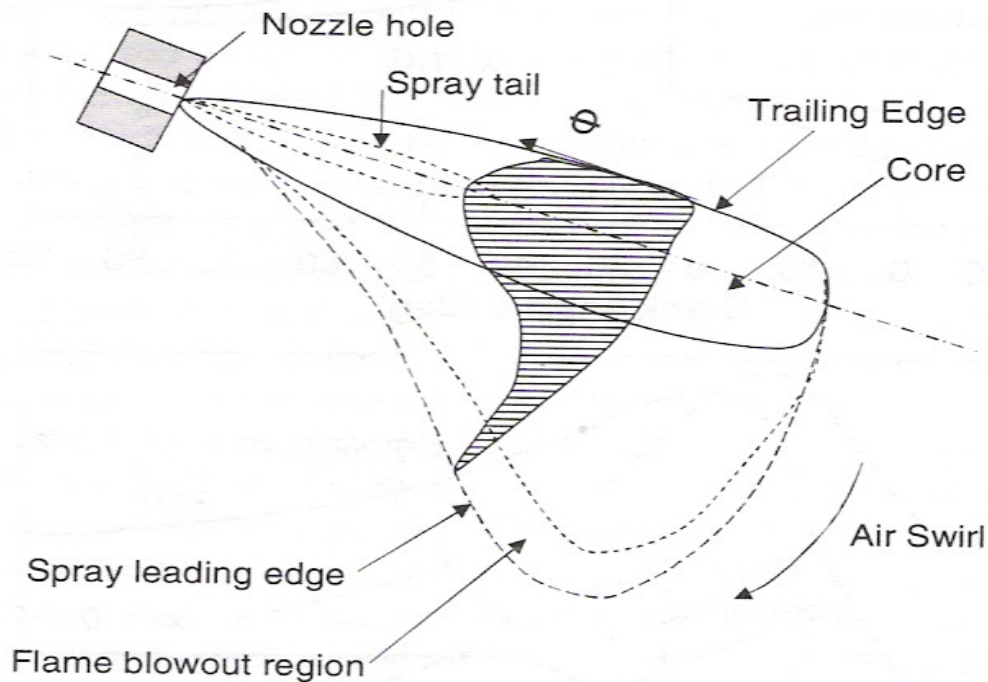
σχηματίζεται από την αντίδραση ενδιάμεσων χημικών ενώσεων υδρογονανθράκων με ατομικό οξυγόνο και ελεύθερες ρίζες. Ρίζες υδρογονανθράκων, όπως CH , CH_2 , C , C_2 , σχηματίζονται στην περιοχή της φλόγας, και αντιδρούν με μοριακό άζωτο, με αποτέλεσμα να δημιουργούνται ομάδες ενδιάμεσων χημικών ενώσεων υδρογονανθράκων, όπως HCN και CN . Ο σχηματισμός αυτών των ενώσεων περιγράφεται από τις ακόλουθες αντιδράσεις:



Ο Bowman [24] παρατήρησε μεγάλες συγκεντρώσεις HCN κοντά στη ζώνη αντίδρασης φλογών με περίσσεια καυσίμου. Αυτή η παρατήρηση δείχνει τον άμεσο συσχετισμό μεταξύ του γρήγορου σχηματισμού του άμεσου NO και της ταχείας αποσύνθεσης του HCN στις συγκεκριμένες περιοχές.

Η συνεισφορά του άμεσου NO στη δημιουργία NO_x είναι μικρή, και έχει εκτιμηθεί περίπου στο 5% με 10%.

Στις πετρελαιομηχανές, η ταχεία καύση στη φάση της προανάμιξης ακολουθείται από τη διαδικασία της καύσης διάχυσης. Ο ρυθμός ανάμιξης καυσίμου – αέρα ελέγχει την παραπάνω διαδικασία. Η κινητική των αντιδράσεων οδηγεί στον σχηματισμό NO_x και άλλων ενώσεων ισορροπίας του συστήματος $C - H - O$. Στην Εικόνα 21, παρίσταται μία ακτινική έγχυση καυσίμου σε περιβάλλον με εγκάρσιο στροβιλισμό του αέρα (Air Swirl), ενώ ταυτόχρονα διακρίνεται η κατανομή του λόγου καυσίμου – αέρα, ϕ . Καθώς το καύσιμο εγχύεται στον θάλαμο καύσης μέσω της οπής του εγχυτήρα (Nozzle Hole), το spray εισχωρεί μέσα στον ζεστό συμπιεσμένο αέρα, με αποτέλεσμα να δημιουργείται μία ανομοιόμορφη κατανομή καυσίμου στον χώρο του θαλάμου καύσης. Ο λόγος καυσίμου – αέρα, ϕ , ποικίλει σε μεγάλο βαθμό μεταξύ της περιοχής του πυρήνα (Spray Core & Tail) και των ορίων του spray (Spray Leading & Trailing Edge). Η περιοχή του πυρήνα του spray είναι πλούσια σε καύσιμο, ενώ τα όριά του φτωχά.



Εικόνα 21: Απεικόνιση ακτινικής έγχυσης καυσίμου σε περιβάλλον με εγκάρσιο στροβιλισμό του αέρα [20].

Καθώς το spray διαπερνά τον συμπιεσμένο αέρα, αποκλίνει από την ακτινική ευθεία κατευθυσή του, και ακολουθεί την κατεύθυνση του εγκάρσιου στροβιλισμού του αέρα. Ο πυρήνας του spray (Core) περιέχει, κυρίως, υγρό καύσιμο, ενώ μεγάλες περιοχές αέριου καυσίμου δημιουργούνται γύρω από τον πυρήνα του spray. Κατά τη διάρκεια της καθυστέρησης έναυσης, όπου λαμβάνει χώρα η φάση της προανάμιξης, το μίγμα καυσίμου – αέρα, το οποίο βρίσκεται στις φτωχότερες σε αέριο καύσιμο περιοχές (Flame Blowout Region), καίγεται απότομα. Κατά τη φάση της ρυθμιζόμενης καύσης, η καύση συμβαίνει σε περιοχές όπου ο λόγος καυσίμου – αέρα είναι κοντά στη μονάδα [25]. Συνεπώς, ο ρυθμός του σχηματισμού του NO ποικίλει, και εξαρτάται από τον τοπικό λόγο καυσίμου – αέρα και τη θερμοκρασία. Καθώς η διαδικασία της καύσης εξελίσσεται, τα καυσαέρια αναμειγνύονται με αέρα χαμηλότερης θερμοκρασίας, με συνέπεια στο αέριο καύσιμο να αλλάζει η σύνθεση και η θερμοκρασία. Επίσης, η θερμοκρασία των καυσαερίων αλλάζει λόγω της συμπίεσης και της εκτόνωσης.

Ο σχηματισμός του NO συμβαίνει, κυρίως, στην περιοχή των παραγόμενων καυσαερίων κατά τη διάρκεια της προαναμειγμένης καύσης σε περιοχές χαμηλού ϕ . Τα καυσαέρια της προαναμειγμένης καύσης συμπιέζονται προς υψηλότερη πίεση και θερμοκρασία, με συνέπεια την αύξηση του ρυθμού δημιουργίας NO .

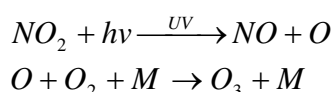
Σε μηχανές φυσικής αναπνοής (ατμοσφαιρικοί κινητήρες), που λειτουργούν στο σημείο επίτευξης της μεγαλύτερης ροπής, η συνεισφορά της φάσης προανάμιξης στο σχηματισμό NO είναι σημαντική για δύο λόγους. Ο πρώτος σχετίζεται με το γεγονός ότι καίγεται το φτωχό μίγμα καυσίμου – αέρα ή το μίγμα με αναλογία κοντά στη στοιχειομετρική (υψηλή θερμοκρασία καυσαερίων), ενώ ο δεύτερος με τη μεγάλη καθυστέρηση έναυσης, που επιτρέπει μεγάλη ποσότητα καυσίμου να προαναμειχθεί και να καεί απότομα.

Σε υπερπληρούμενους κινητήρες, η περίοδος καθυστέρησης έναυσης είναι μικρή, με αποτέλεσμα η ποσότητα καυσίμου που προαναμειγνύεται με τον συμπιεσμένο αέρα να είναι μικρότερη. Επιπλέον, σε τέτοιους κινητήρες, η επιβράδυνση του χρονισμού έγχυσης του καυσίμου στον κύλινδρο και η λειτουργία σε υψηλά επίπεδα πιέσεων έχουν

ως αποτέλεσμα ένα μικρό μέρος της φάσης της καύσης να είναι φτωχό σε καύσιμο, ενώ το υπόλοιπο πλούσιο [26]. Συνεπώς, σε σύγκριση με τους ατμοσφαιρικούς κινητήρες, στους υπερπληρούμενους καίγεται σημαντικά λιγότερη ποσότητα προαναμειγμένου καυσίμου, και ο σχηματισμός του NO , σε αναλογία περισσότερη από τη μισή, λαμβάνει χώρα μετά την επίτευξη της μέγιστης πίεσης. Καθώς ο κύκλος λειτουργίας εξελίσσεται, η θερμοκρασία των καυσαερίων ελαττώνεται λόγω της εκτόνωσης και της ανάμιξής τους με τον ψυχρότερο αέρα, με συνέπεια το πάγωμα της χημικής κινητικής και αποσύνθεσης του NO . Η συγκεκριμένη συμπεριφορά συντελεί στη σταθεροποίηση της συγκέντρωσης του NO στον κύλινδρο.

2.5.2 Σχηματισμός NO_2

Στις πετρελαιομηχανές εσωτερικής καύσης, η συγκέντρωση του NO_2 κυμαίνεται από 10% έως 20% της συνολικής συγκέντρωσης των NO_x . Το NO_2 είναι ένα ισχυρό οξείδιο, που με την παρουσία υπεριώδους ακτινοβολίας, συνεισφέρει μέσω φωτόλυσης στον σχηματισμό όζοντος (O_3), χημικό στοιχείο που συμβάλει στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Ο μηχανισμός της παραπάνω διαδικασίας έχει ως εξής:

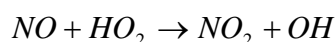


Όπου,

M, τρίτο σώμα, απαραίτητο για την πρόσδοση της ενέργειας ενεργοποίησης της αντίδρασης.

Το NO_2 επιφέρει επιβλαβείς συνέπειες τόσο στο αναπνευστικό σύστημα, όσο και στο κυκλοφορικό σύστημα του ανθρώπου [27].

Η ταχεία δημιουργία του NO_2 , κατά τη διάρκεια της καύσης, οφείλεται στην αντίδραση του NO με τη ρίζα του HO_2 ως εξής [20]:



Ωστόσο, στην περιοχή των καυσαερίων, το NO_2 μετατρέπεται και πάλι σε NO και O_2 , λόγω αντίδρασής του με το ατομικό οξυγόνο. Εάν τα υψηλής θερμοκρασίας καυσαέρια αναμιχθούν γρήγορα με τον ψυχρότερο αέρα ή το μίγμα καυσίμου – αέρα, λόγω του έντονου στροβιλισμού, οι αντιδράσεις που σχηματίζουν NO και O_2 από NO_2 παγώνουν. Μια τέτοια εκδοχή οδηγεί σε υψηλές τελικές συγκεντρώσεις NO_2 στις πετρελαιομηχανές εσωτερικής καύσης.

2.5.3 Σχηματισμός Σωματιδίων Αιθάλης

Αιθάλη, ή απλώς σωματίδια, είναι στερεές συσσωματώσεις πλούσιες σε άνθρακα, που σχηματίζονται σε μίγματα καυσίμου – αέρα πλούσια σε καύσιμο. Τα σωματίδια σχηματίζονται τόσο κατά την καύση στη φάση της προανάμιξης (ταχεία καύση), όσο και

στη φάση της διάχυσης (ρυθμιζόμενη καύση). Η μεγάλη συγκέντρωση αιθάλης γίνεται αντιληπτή ως μαύρος καπνός στην εξαγωγή. Σημαντικό ρόλο στον σχηματισμό της αιθάλης παίζει ο τύπος του καυσίμου. Η επίδραση του τύπου του καυσίμου στη δημιουργία αιθάλης διαφέρει τόσο στη φάση της προανάμιξης, όσο και στη φάση της διάχυσης. Όσον αφορά στη φάση της προανάμιξης, οι υδρογονάνθρακες που είναι πιο επιρρεπείς στον σχηματισμό σωματιδίων είναι, με φθίνουσα σειρά, οι εξής [20]:

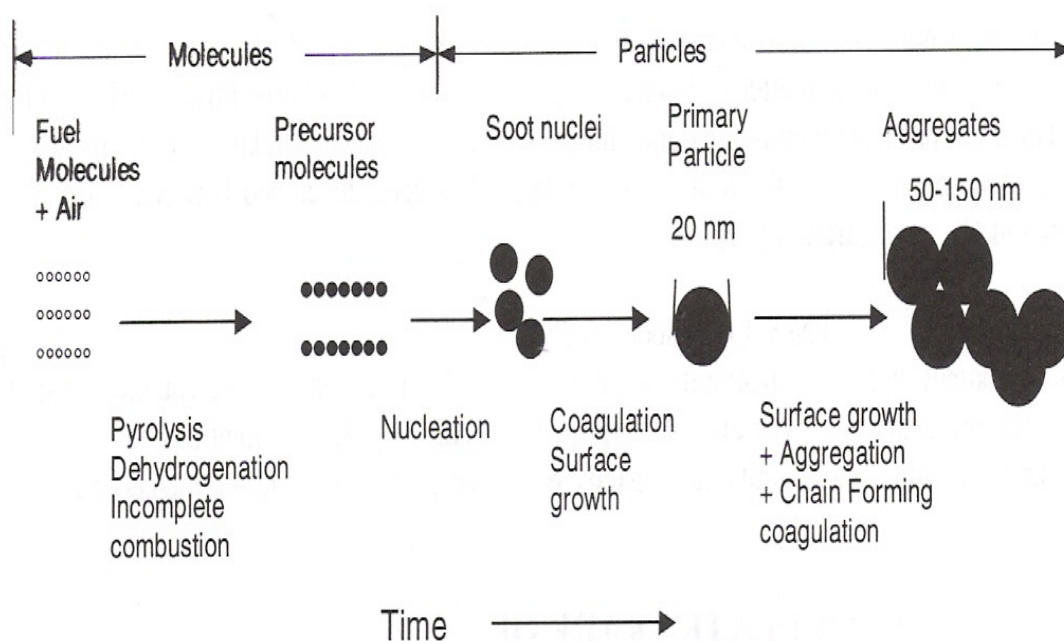
Αρωματικοί > Αλκοόλες > Παραφίνες > Ολεφίνες > Ακετυλένια

Για φλόγες διάχυσης, οι υδρογονάνθρακες που τείνουν να σχηματίσουν αιθάλη είναι, με φθίνουσα σειρά, οι εξής:

Αρωματικοί > Ακετυλένια > Ολεφίνες > Παραφίνες > Αλκοόλες

Είναι κοινώς αποδεκτό ότι οι εκπομπές αιθάλης σχετίζονται με σοβαρά αναπνευστικά προβλήματα, και θεωρούνται ύποπτες για καρκινογένεσεις. Η κατανομή μεγέθους των σωματιδίων είναι ιδιαίτερα σημαντική, διότι σωματίδια μικρότερα της τάξης των 2.5 μm είναι αναπνεύσιμα, και καταλήγουν απευθείας στους πνεύμονες. Πρέπει να τονισθεί ότι σωματίδια τέτοιου μεγέθους αποτελούν το 90% της συνολικής μάζας των σωματιδίων στην εξαγωγή μίας πετρελαιομηχανής.

Η χρονική αλληλουχία των διαφορετικών φάσεων σχηματισμού της αιθάλης αποτυπώνεται στην Εικόνα 22.



Εικόνα 22: Απεικόνιση της χρονικής αλληλουχίας των διαφορετικών φάσεων σχηματισμού αιθάλης [26].

Η ατελής καύση (Incomplete Combustion) και η πυρόλυση (Pyrolysis) του καυσίμου παράγουν συμπυκνωμένα μόρια άνθρακα, που αποτελούν τους αρχικούς πυρήνες σχηματισμού αιθάλης (Precursor Molecules). Αυτοί οι αρχικοί πυρήνες αιθάλης υπόκεινται σε επιφανειακή επέκταση (Surface Growth), λόγω προσθήκης C_2H_2

(Nucleation), με συνέπεια να αποκτούν τρισδιάστατη μορφή. Οι αλυσιδωτές χημικές ενώσεις (Chain Forming Coagulation), που συντελούν στην επιφανειακή επέκταση, στη συσσώρευση (Aggregation) ή/και στη δημιουργία νέων πυρήνων, λαμβάνουν χώρα μέχρι εξάντλησης αυτών, ή μέχρι να μειωθεί η θερμοκρασία των καυσαερίων λόγω της εκτόνωσης. Ταυτόχρονα με τις παραπάνω ενώσεις, διεργασίες αφυδρογόνωσης (Dehydrogenation) και οξειδωσης (Oxidation) λαμβάνουν χώρα. Στις πετρελαιομηχανές, η τοπική θερμοκρασία της φλόγας φθάνει μέχρι και 2800 K, με αποτέλεσμα η σχηματισμένη αιθάλη να οξειδώνεται σε ποσοστό 90% και η συγκέντρωση των σωματιδίων να ελαττώνεται με ραγδαίο ρυθμό με την πάροδο του χρόνου.

Στη φάση της εκτόνωσης και της εξαγωγής των καυσαερίων, μεγάλα μόρια υδρογονανθράκων, που δεν κάηκαν, και συμπυκνώσεις κυλινδρελαίου απορροφούνται από τα σωματίδια. Επίσης, νερό, θεικές και ανόργανες ενώσεις, προερχόμενες από τους καταλύτες του καυσίμου και του κυλινδρελαίου, καθώς και σωματίδια από τη μεταλλική φθορά της μηχανής, ενσωματώνονται στα σωματίδια της αιθάλης. Η εναπόθεση των παραπάνω συμπυκνώσεων στα σωματίδια εξαρτάται από την τοπική πίεση και θερμοκρασία των καυσαερίων. Στον Πίνακα I καταγράφεται η χρονική ιστορία και η διάρκεια των διαδικασιών, που συντελούν στον σχηματισμό της αιθάλης.

Διαδικασία	Χρόνος (εκτίμηση)
Σχηματισμός πυρήνων αιθάλης	Μερικά μs
Ένωση ανθρακούχων ενώσεων με τους πυρήνες	0.5 ms μετά την τοπική πυρηνοποίηση
Απόκτηση τρισδιάστατης μορφής	Μετά τον τερματισμό των ενώσεων
Αλυσιδωτές ενώσεις	Μερικά ms μετά τον τερματισμό των ενώσεων
Κορεσμός πυρήνων	0.2 ms μετά την πυρηνοποίηση
Σύγκρουση σωματιδίων χωρίς περαιτέρω ένωση	Μερικά ms μετά την πυρηνοποίηση
Οξειδωση αιθάλης	4 ms
Πέρασ καύσης	3 – 4 ms
Εναπόθεση υδρογονανθράκων στα σωματίδια	Κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης και της εξαγωγής των καυσαερίων

Πίνακας I: Χρονική ιστορία και διάρκεια διαδικασιών σχηματισμού αιθάλης [26].

Η μαθηματική μοντελοποίηση του σχηματισμού αιθάλης σε μηχανές εσωτερικής καύσης βασίζεται στις δύο κύριες διεργασίες, που περιγράφουν την όλη διαδικασία: η πρώτη διεργασία σχετίζεται με την παραγωγή της αιθάλης, και η δεύτερη με την οξειδωσή της. Τα επικρατέστερα φαινομενολογικά μοντέλα που χρησιμοποιούνται σήμερα είναι αυτά των Hiroyasu et al. [28] και Boulouchos et al. [29].

Το μοντέλο του Hiroyasu βασίζεται στον πραγματικό χρόνο και περιγράφεται από τις εξής διαφορικές εξισώσεις:

$$\frac{dm_{soot}}{dt} = \frac{dm_{soot,formation}}{dt} - \frac{dm_{soot,oxidation}}{dt}$$

$$\frac{dm_{soot,formation}}{dt} = A_B * m_{FG} * p^{0.5} * \exp\left(-\frac{E_B}{R * T}\right)$$

$$\frac{dm_{soot,oxidation}}{dt} = A_O * m_{soot} * x_O * p^{1.8} * \exp\left(-\frac{E_o}{R*T}\right)$$

Όπου,

m_{soot} , τελική μάζα αιθάλης στην εξαγωγή.

$m_{soot,formation}$, μάζα παραγόμενης αιθάλης.

$m_{soot,oxidation}$, μάζα αιθάλης που οξειδώνεται.

A_B, A_O, χ_O , σταθερές.

m_{FG}, m_{soot} , μάζα αέριου καυσίμου και παραγόμενης αιθάλης, αντίστοιχα.

p , τοπική πίεση.

E_B, E_O , ενέργειες ενεργοποίησης.

R , παγκόσμια σταθερά των αερίων.

T , τοπική θερμοκρασία.

Το μοντέλο των Boulouchos et al βασίζεται στην εκάστοτε διαφορά γωνίας στροφαλοφόρου και περιγράφεται από τις εξής διαφορικές εξισώσεις:

$$\frac{dm_{soot}}{d\phi} = \frac{dm_{soot,formation}}{d\phi} - \frac{dm_{soot,oxidation}}{d\phi}$$

$$\frac{dm_{soot,formation}}{d\phi} = A_B * \left[\frac{dm_{fuel}}{d\phi}\right]_{Diff} * \left(\frac{P_{cyl}}{P_{ref}}\right)^{n_1} * \exp\left(-\frac{T_{A,formation}}{T_{average}}\right)$$

$$\frac{dm_{soot,oxidation}}{d\phi} = A_O * \frac{1}{\tau_{char}} * m_{soot}^{n_2} * \left(\frac{P_{O_2}}{P_{O_2,ref}}\right)^{n_3} * \exp\left(-\frac{T_{A,oxidation}}{T_{average}}\right)$$

Όπου,

m_{soot} , τελική μάζα αιθάλης στην εξαγωγή.

$m_{soot,formation}$, μάζα παραγόμενης αιθάλης.

$m_{soot,oxidation}$, μάζα αιθάλης που οξειδώνεται.

A_B, A_O, n_1, n_2, n_3 , σταθερές.

m_{fuel}, m_{soot} , μάζα αέριου καυσίμου στη φάση της διάχυσης και παραγόμενης αιθάλης, αντίστοιχα.

p, T , τοπική πίεση και θερμοκρασία, αντίστοιχα.

Κεφάλαιο 3° Αριθμητική Προσομοίωση Ροής και Καύσης σε Δίχρονο Ναυτικό Κινητήρα Diesel

3.1 Αριθμητική Προσομοίωση Δίχρονου Ναυτικού Κινητήρα Diesel

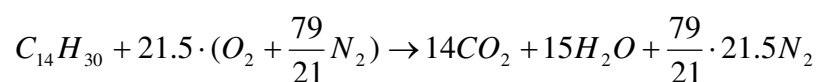
Στην παρούσα εργασία, χρησιμοποιήθηκε ο κώδικας υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3 [30-31] για την αριθμητική προσομοίωση της ροής και καύσης σε κύλινδρο δίχρονου βραδύστροφου υπερπληρούμενου κινητήρα Diesel της κατασκευάστριας εταιρείας Wärtsilä Switzerland, του οποίου τα χαρακτηριστικά αναγράφονται στον Πίνακα II.

ΤΥΠΟΣ	RTA58T
ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΕΜΒΟΛΟΥ	580 mm
ΔΙΑΔΡΟΜΗ ΕΜΒΟΛΟΥ	2416 mm
ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΗΣ	105 RPM
ΜΕΣΗ ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΕΜΒΟΛΟΥ	8.46 m/s
ΕΝΑΡΞΗ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ (από ΑΝΣ)	-96°
ΠΕΡΑΣ ΕΚΤΟΝΩΣΗΣ (από ΑΝΣ)	120°
ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΓΧΥΣΗΣ	Common Rail System - CRS
ΑΡΙΘΜΟΣ ΕΓΧΥΤΗΡΩΝ	3
ΕΝΑΡΞΗ ΕΓΧΥΣΗΣ	2°
ΔΙΑΡΚΕΙΑ ΕΓΧΥΣΗΣ	15.2°
ΜΕΣΗ ΕΝΔΕΙΚΝΥΜΕΝΗ ΠΙΕΣΗ	19 bar
ΜΕΓΙΣΤΗ ΙΣΧΥΣ ΠΕΔΗΣ ΑΝΑ ΚΥΛΙΝΔΡΟ	2125 KW

Πίνακας II: Χαρακτηριστικά δίχρονου υπερπληρούμενου βραδύστροφου κινητήρα Diesel.

Ο κινητήρας λειτουργεί με περίσσεια αέρα, και συγκεκριμένα με συνολικό λόγο καυσίμου – αέρα, φ_{total} , ίσο με 0.511. Η συγκεκριμένη τιμή προκύπτει ως εξής:

Η στοιχειομετρική αντίδραση της πλήρους καύσης είναι η εξής:



Έτσι, για τη καύση 1 mole καυσίμου απαιτούνται 21.5 moles οξυγόνου σε αέρα. Συνεπώς, ο λόγος των moles καυσίμου και οξυγόνου του αέρα είναι

$$\left(\frac{F}{A}\right)_{stoch.} = \frac{1}{21.5} = 0.047.$$

Στον κινητήρα καίγονται 60.1 gr καυσίμου με 1774.2 gr αέρα (δεδομένα της αριθμητικής προσομοίωσης). Η συγκεκριμένη μάζα καυσίμου και αέρα αντιστοιχεί σε 0.304 moles καυσίμου και 12.919 moles οξυγόνου, αφού ισχύουν τα εξής:

$$MB_{C_{14}H_{30}} = 14 \cdot AB_C + 30 \cdot AB_H = 14 \cdot 12 + 30 \cdot 1 = 198 \frac{gr}{mole}$$

$$MB_{air} = 0.21 \cdot 2 \cdot AB_O + 0.79 \cdot 2 \cdot AB_N = 0.21 \cdot 2 \cdot 16 + 0.79 \cdot 2 \cdot 14 = 28.84 \frac{gr}{mole}$$

$$N_{C_{14}H_{30}} = \frac{60.1 \text{ gr}}{198 \frac{\text{gr}}{\text{mole}}} = 0.304 \text{ moles}$$

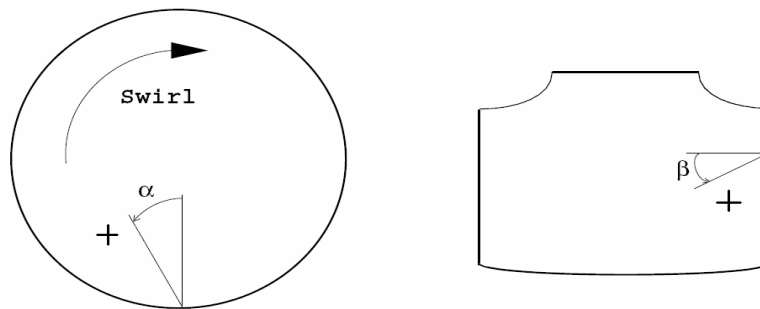
$$N_{air} = \frac{1774.2 \text{ gr}}{28.84 \frac{\text{gr}}{\text{mole}}} = 61.519 \text{ moles}$$

$$N_{O_2} = 0.21 \cdot N_{air} = 0.21 \cdot 61.519 = 12.919 \text{ moles}$$

Έτσι, για την καύση 0.304 moles καυσίμου χρησιμοποιούνται 12.919 moles αέρα. Συνεπώς, ο λόγος των moles καυσίμου και αέρα είναι $(\frac{F}{A})_{actual} = \frac{0.304}{12.919} = 0.024$. Από τον ορισμό του συνολικού λόγου καυσίμου – αέρα προκύπτει ότι:

$$\varphi = \frac{(\frac{F}{A})_{actual}}{(\frac{F}{A})_{stoich.}} = \frac{0.024}{0.047} = 0.511$$

Οι τρεις εγχυτήρες είναι τοποθετημένοι συμμετρικά ανά 120° στην περιφέρεια του πώματος του κυλίνδρου. Το ακροφύσιο του κάθε εγχυτήρα φέρει πέντε οπές, με σκοπό τον καλύτερο διασκορπισμό του καυσίμου στον θάλαμο καύσης. Η κατεύθυνση έγχυσης καθορίζεται από τις γωνίες έγχυσης, $\hat{\alpha}$ και $\hat{\beta}$, όπως αυτές ορίζονται στην Εικόνα 23.



Εικόνα 23: Ορισμός γωνιών έγχυσης $\hat{\alpha}$ και $\hat{\beta}$.

Η προσήμανση της κατεύθυνσης της έγχυσης από κάθε οπή του εγχυτήρα, όπως αυτή ορίζεται στην Εικόνα 23, αναγράφεται στον Πίνακα III. Παρατηρείται ότι, γενικά, η κατεύθυνση της έγχυσης ταυτίζεται με την αντίστοιχη του εγκάρσιου στροβιλισμού.

Αριθμός οπής	1	2	3	4	5
Γωνία α	-	+	+	+	+
Γωνία β	+	+	+	+	+

Πίνακας III: Προσήμανση των γωνιών έγχυσης $\hat{\alpha}$ και $\hat{\beta}$ της Εικόνας 23.

Με τον όρο εγκάρσιος στροβιλισμός εννοείται η εισαγωγή του αέρα σάρωσης στον κύλινδρο με εφαπτομενική συνιστώσα ταχύτητας. Με την ύπαρξη εγκάρσιου στροβιλισμού, επιτυγχάνεται καλύτερη απόπλυση του κυλίνδρου από τα καυσαέρια, και καλύτερη ανάμιξη αέρα – καυσίμου, με αποτέλεσμα καλύτερη ποιότητα καύσης. Η καλύτερη ποιότητα καύσης υποδηλώνει όσο το δυνατό μεγαλύτερη εκμετάλλευση της εκκλύμενης ενέργειας του καυσίμου, χαμηλές εκπομπές ρύπων (οξείδια του αζώτου, αιθάλη) και καθαρότητα του κυλίνδρου (απουσία εξανθρακωμάτων).

Η ένταση του εγκάρσιου στροβιλισμού (Swirl Number) ορίζεται ως ο λόγος της γωνιακής ταχύτητας στροβιλισμού του αέρα προς τη γωνιακή ταχύτητα περιστροφής της μηχανής.

$$SN = \frac{\omega_{Swirl}}{\omega_{engine}}$$

Όπου,

ω_{Swirl} , γωνιακή ταχύτητα στροβιλισμού του αέρα [Hz].

$$\omega_{engine} = \frac{2 * \pi * N}{60} , \text{ γωνιακή ταχύτητα περιστροφής της μηχανής [Hz].}$$

N , ταχύτητα περιστροφής της μηχανής [RPM].

Οι συνιστώσες της ταχύτητας που αντιστοιχούν στην εγκάρσια συστολή ορίζονται στην αρχή της συμπίεσης με τη βοήθεια μίας συνάρτησης Bessel. Σημειώνεται ότι η τιμή ω_{Swirl} αντιστοιχεί σε γραμμικό σε συνάρτηση της ακτίνας προφίλ, το οποίο χαρακτηρίζεται από την ίδια τιμή της γωνιακής στροφορμής με αυτό που καθορίστηκε με τη συνάρτηση Bessel. Η περιγραφή του προφίλ των ταχυτήτων του εγκάρσιου στροβιλισμού με τη βοήθεια της συνάρτησης Bessel αποδίδει την επίδραση των τοιχωμάτων του κυλίνδρου.

Η προσομοίωση περιλαμβάνει ολόκληρη τη γεωμετρία του κυλίνδρου (360°), με σκοπό τη δυνατότητα προσομοίωσης έγχυσης μεταβλητού χρονισμού μεταξύ των εγχυτήρων, δυνατότητα που προσφέρεται από το CRS. Το υπολογιστικό πλέγμα, όπως αυτό έχει ελεγχθεί και αξιολογηθεί από αντίστοιχες μελέτες [32-33], αποτελείται από περίπου 85,000 κελιά στο σημείο έναρξης της συμπίεσης, όπου το έμβολο έχει καλύψει τις θυρίδες σάρωσης, και η βαλβίδα εξαγωγής είναι κλειστή. Η προσομοίωση περιλαμβάνει μόνο τη φάση της συμπίεσης, της καύσης και της εκτόνωσης (χωρίς τη διαδικασία απόπλυσης). Η αντιστοιχία των συγκεκριμένων φάσεων σε μοίρες γωνίας στροφάλου είναι από -96° μέχρι 120°, με σημείο αναφοράς το ANΣ.

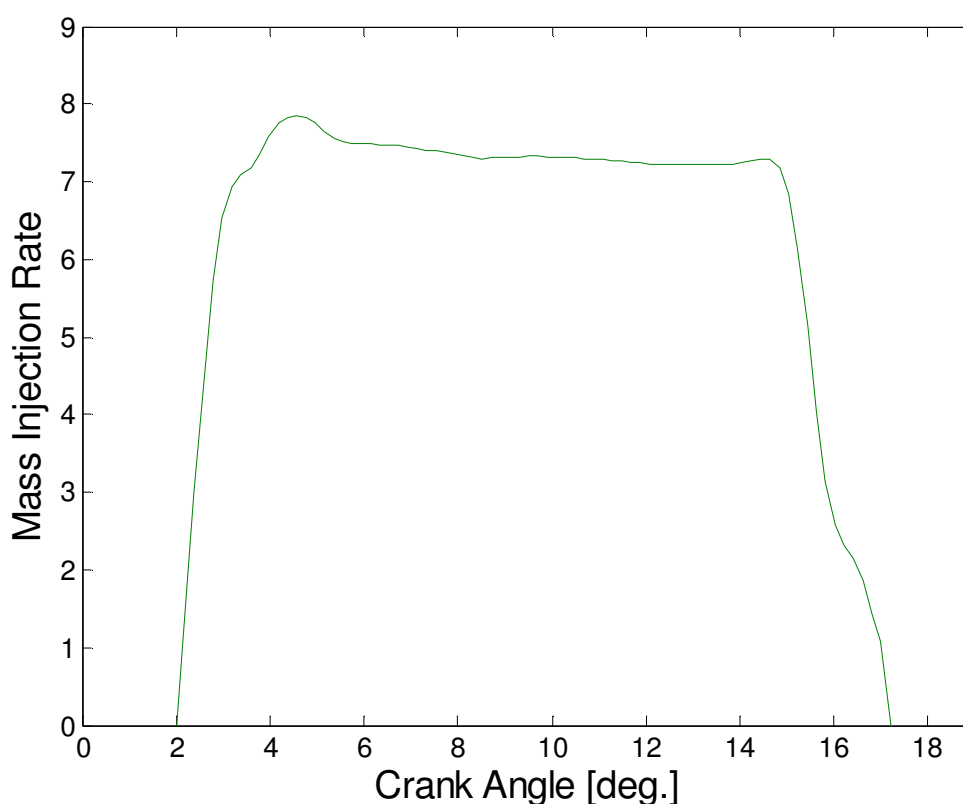
3.2 Φυσικά Μοντέλα

Η προσομοίωση του ναυτικού κινητήρα RTA58T της κατασκευάστριας εταιρείας Wärtsilä Switzerland λαμβάνει χώρα με χρήση μιας τροποποιημένης έκδοσης του κώδικα της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3. Οι τροποποιήσεις περιλαμβάνουν μοντέλα spray καυσίμου, έναυσης, καύσης και σχηματισμού NO_x . Συγκεκριμένα, το μοντέλο του spray του καυσίμου περιλαμβάνει έναν κλιμακωτό μηχανισμό διάσπασης των σταγονιδίων του καυσίμου [34-35], ενώ ταυτόχρονα η μοντελοποίηση της έναυσης βασίζεται σε επίλυση μίας κατάλληλης εξίσωσης μεταφοράς [36]. Η μοντελοποίηση του σχηματισμού NO_x βασίζεται εκτενή μηχανισμό, που είναι περαιτέρω επέκταση του διευρυμένου μηχανισμού Zeldovich [37], ενώ το καύσιμο που χρησιμοποιείται είναι το

$C_{14}H_{30}$. Η αξιοπιστία των αποτελεσμάτων του συγκεκριμένου κώδικα έχει διαπιστωθεί σε συγγενείς με την παρούσα έρευνες του Τομέα Ναυτικής Μηχανολογίας της Σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. [32-33].

3.3 Αποτελέσματα Αριθμητικής Προσομοίωσης για Λειτουργία σε Συνθήκες Αναφοράς

Το προφίλ έγχυσης του καυσίμου, που χρησιμοποιείται από τον κώδικα της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3, βασίζεται σε μετρήσεις της κατασκευάστριας εταιρείας Wärtsilä Switzerland, και παρουσιάζεται στο Διάγραμμα 1.



Διάγραμμα 1: Προφίλ έγχυσης του καυσίμου στην περίπτωση αναφοράς.

Το συγκεκριμένο προφίλ χρησιμοποιείται σε κινητήρα με σύστημα κοινού συλλέκτη τριών εγχυτήρων, με κοινή¹ γωνία έναρξης έγχυσης 2° και διάρκεια 15.2° .

Στο παραπάνω διάγραμμα, το προφίλ παρουσιάζεται αδιαστατοποιημένο ως προς τη συνολική εγχυόμενη μάζα καυσίμου:

$$\text{Mass Injection Rate} = \frac{dm}{d\phi} \cdot \frac{100}{m_{tot}}$$

¹ Δεν υπάρχει διαφορά φάσης στην έναρξη της έγχυσης.

Όπου,

$$\frac{dm}{d\phi}, \text{ παροχή εγχυόμενης μάζας καυσίμου ανά γωνία στροφάλου } \left[\frac{\text{gr}}{^\circ\text{CA}} \right].$$

m_{tot} , συνολική εγχυόμενη μάζα καυσίμου [gr].

Ως συνέπεια της αδιαστατοποίησης του προφίλ, η επιφάνεια κάτω από την καμπύλη του Διαγράμματος 1 λαμβάνει την τιμή 100.

Το συγκεκριμένο προφίλ δεν διαφοροποιείται ανά εγχυτήρα, με συνέπεια η συνολική μάζα του καυσίμου να ισοκατανέμεται στους τρεις εγχυτήρες.

Σημαντική είναι η περιγραφή του συγκεκριμένου προφίλ διότι από αυτήν απορρέουν συμπεράσματα για την περαιτέρω προσπάθεια προσέγγισής του. Διακρίνεται ότι στις πρώτες 3° της διάρκειας της έγχυσης υπάρχει μία μικρή κλίση του προφίλ που καταλήγει σε ταλάντωση μικρού πλάτους. Αυτή η συμπεριφορά αντιστοιχεί στην κίνηση της βελόνας του εγχυτήρα κατά το άνοιγμά της, και τη σταθεροποίησή της σε θέση έγχυσης. Στη συνέχεια, για τις επόμενες 10° της διάρκειας της έγχυσης, ο ρυθμός έγχυσης παραμένει πρακτικά σταθερός. Το γεγονός ότι παρατηρείται σταθεροποίηση του ρυθμού έγχυσης του καυσίμου οφείλεται στη μεγάλη διάρκεια έγχυσης. Στις τελευταίες 2.2° φαίνεται ο απότομος μηδενισμός του ρυθμού έγχυσης, που αντιστοιχεί στο απότομο κλείσιμο της βελόνας του εγχυτήρα.

Ακολουθως, στον Πίνακα IV, παρουσιάζονται οι παράμετροι που επιλέχθηκαν για την προσομοίωση της περίπτωσης αναφοράς.

ΕΝΤΑΣΗ ΕΓΚΑΡΣΙΟΥ ΣΤΡΟΒΙΛΙΣΜΟΥ (Swirl Number – SN)	6.2
ΠΙΕΣΗ ΑΕΡΑ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ ΣΤΟΝ ΚΥΛΙΝΔΡΟ	3.52 bar
ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΑΕΡΑ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ ΣΤΟΝ ΚΥΛΙΝΔΡΟ	330 K
ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΧΙΤΩΝΙΟΥ	500 K
ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΩΜΑΤΟΣ	500 K
ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΒΑΛΒΙΔΑΣ ΕΞΑΓΩΓΗΣ	500 K
ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΚΕΦΑΛΗΣ ΕΜΒΟΛΟΥ	650 K
ΜΕΓΙΣΤΗ ΠΙΕΣΗ ΑΕΡΙΩΝ ΚΑΥΣΗΣ	149.08 bar

Πίνακας IV: Δεδομένα της αριθμητικής προσομοίωσης για την περίπτωση αναφοράς.

Οι αρχικές συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας, που αντιστοιχούν στις συνθήκες αναφοράς, προέκυψαν με διαδικασία δοκιμής και επαλήθευσης, συγκρίνοντας την υπολογισθείσα κάθε φορά καμπύλη πίεσης με αντίστοιχη πειραματική. Τα πειραματικά δεδομένα αντιστοιχούν σε κινητήρα RTA58T, ο οποίος χρησιμοποιεί ως καύσιμο Diesel, και βρίσκεται στο ερευνητικό κέντρο της κατασκευάστριας εταιρείας Wärtsilä Switzerland στο Winterthur. Στα Διαγράμματα 2 και 3 παρουσιάζονται οι υπολογισθείσες καμπύλες πίεσης και ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Rate Of Heat Release – ROHR), αντίστοιχα, και συγκρίνονται με τα πειραματικά δεδομένα. Η πειραματική καμπύλη του ρυθμού έκλυσης θερμότητας βασίζεται στη μετρούμενη πίεση, η οποία δίδεται ως δεδομένο σε θερμοδυναμικό κώδικα προσομοίωσης της διεργασίας (G. Weisser, προσωπική επικοινωνία). Σημειώνεται ότι οι τιμές του ρυθμού έκλυσης θερμότητας έχουν αδιαστατοποιηθεί ως εξής:

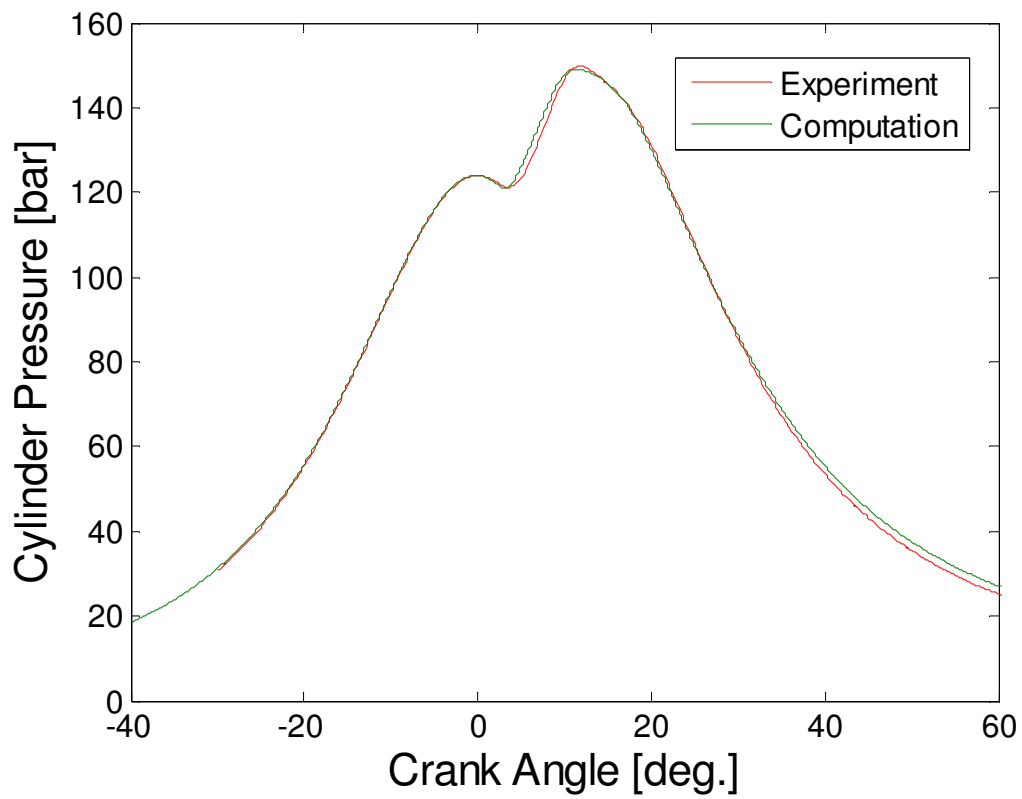
$$ROHR = \frac{d(Q_{chem})}{d(CA)} \cdot \frac{100}{Q_{chem,tot}}$$

Όπου,

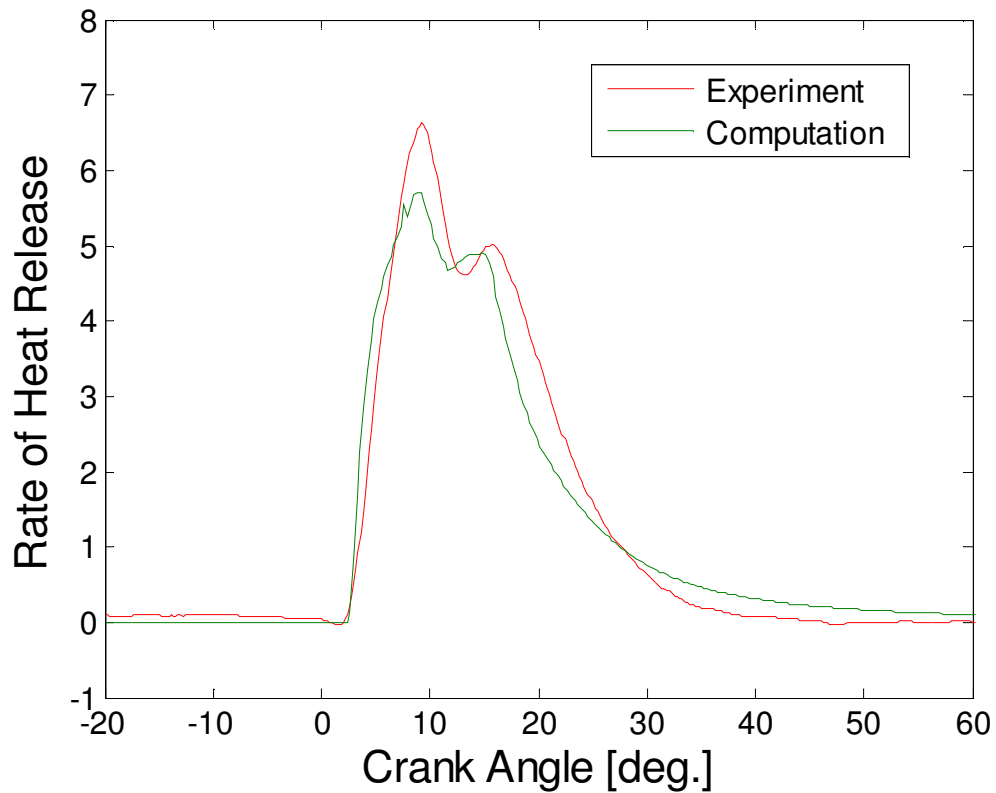
Q_{chem} , εκλυόμενη θερμότητα καύσης [J].

$Q_{chem,tot}$, συνολικά εκλυόμενη θερμότητα καύσης [J].

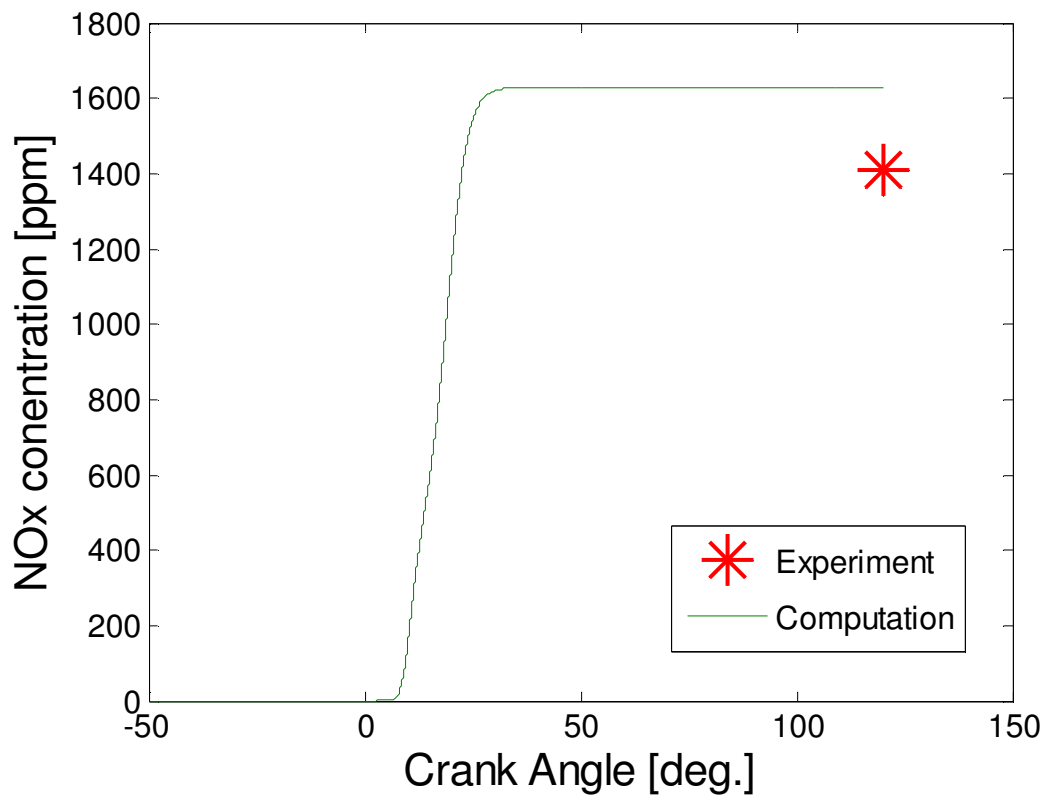
Αν και η σύγκριση μεταξύ πειράματος και προσομοίωσης είναι πολύ καλή όσο αφορά στην πίεση, οι ρυθμοί έκλυσης θερμότητας υποδεικνύουν ότι, στην προσομοίωση, η καύση εξελίσσεται, στα τελευταία της στάδια, με αργό ρυθμό σε σχέση με το πείραμα. Η συμπεριφορά αυτή έχει ως επακόλουθο τη μεγαλύτερη διάρκεια της όλης διεργασίας της καύσης κατά την προσομοίωση, σε σύγκριση με το πείραμα. Τέλος, στο Διάγραμμα 4, παρουσιάζεται η χρονική ιστορία σχηματισμού NO_x . Η τελική συγκέντρωση βρίσκεται σε ικανοποιητική συμφωνία με την πειραματική τιμή των 1410 ppm των μετρήσεων της κατασκευάστριας εταιρείας Wärtsilä Switzerland.



Διάγραμμα 2: Πειραματική και υπολογισθείσα καμπύλες πίεσης σε συνθήκες αναφοράς.



Διάγραμμα 3: Πειραματική και υπολογισθείσα καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας σε συνθήκες αναφοράς.



Διάγραμμα 4: Χρονική ιστορία υπολογισθείσας συγκέντρωσης NO_x σε συνθήκες αναφοράς, και πειραματική τιμή, μετρημένη στην εξαγωγή.

3.4 Επίδραση Αρχικών Συνθηκών Πίεσης και Έντασης Εγκάρσιου Στροβιλισμού σε Πλήρες Φορτίο

Στην παρούσα παράγραφο μελετώνται οι επιπτώσεις της μεταβολής της πίεσης στην αρχή της συμπίεσης, για διαφορετικά επίπεδα έντασης της εγκάρσιας συστροφής (αριθμός swirl), με τον περιορισμό της μέγιστης επιτρεπόμενης πίεσης στον κύλινδρο. Οι επιπτώσεις που μελετούνται εδώ αναφέρονται στην ειδική κατανάλωση καυσίμου, στις εκπομπές οξειδίων του αζώτου, και στα θερμικά φορτία του κινητήρα. Οι παράμετροι της περίπτωσης αναφοράς που διατηρήθηκαν σταθερές παρουσιάζονται στον Πίνακα V.

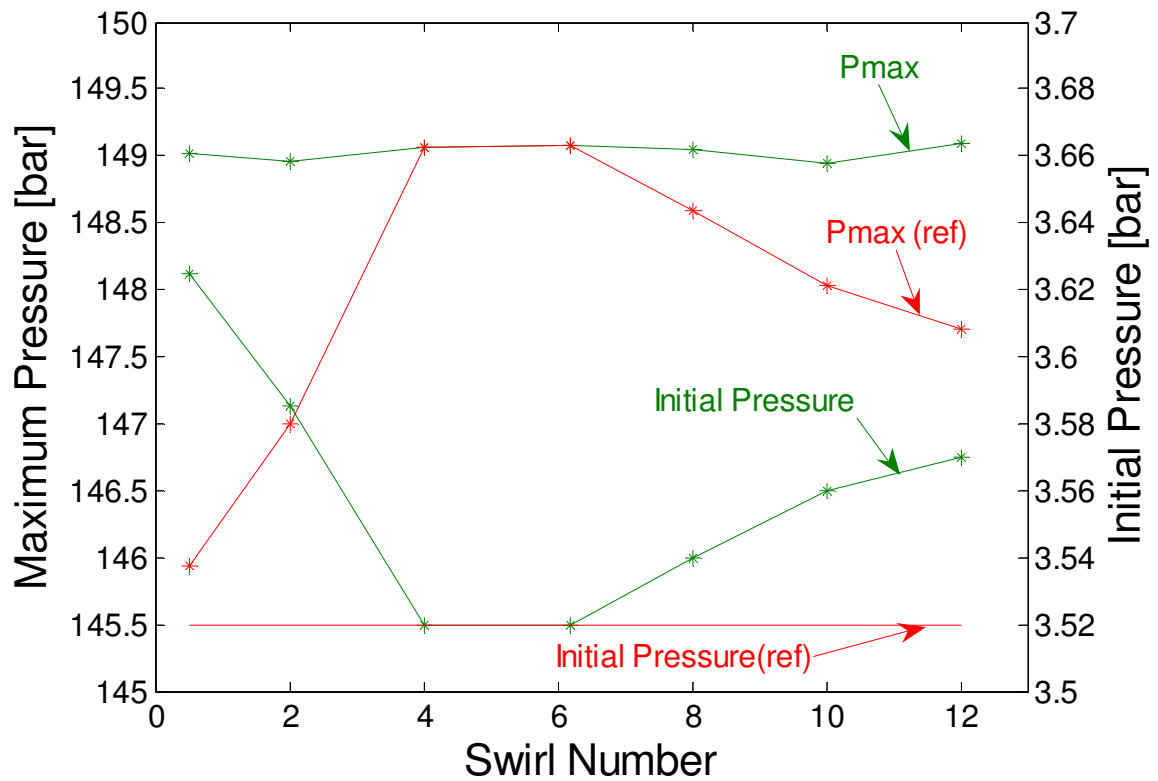
ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΑΕΡΑ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ ΣΤΟΝ ΚΥΛΙΝΔΡΟ	330 K
ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΧΙΤΩΝΙΟΥ	500 K
ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΠΩΜΑΤΟΣ	500 K
ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΒΑΛΒΙΔΑΣ ΕΞΑΓΩΓΗΣ	500 K
ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΚΕΦΑΛΗΣ ΕΜΒΟΛΟΥ	650 K
ΜΕΓΙΣΤΗ ΕΠΙΤΡΕΠΟΜΕΝΗ ΠΙΕΣΗ ΑΕΡΙΩΝ ΚΑΥΣΗΣ	149.08 bar

Πίνακας V: Συνθήκες αναφοράς που διατηρούνται σταθερές κατά τη σειρά προσομοιώσεων με μεταβολή της αρχικής πίεσης και της έντασης του εγκάρσιου στροβιλισμού.

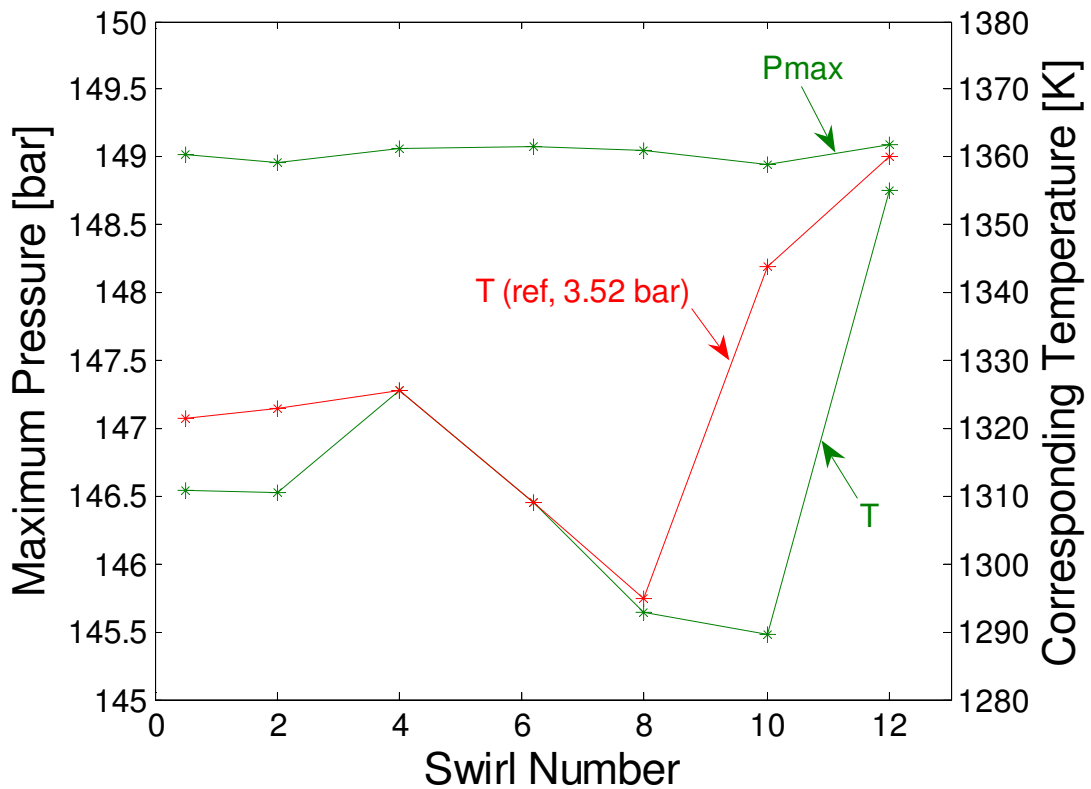
Στο Διάγραμμα 5, παρουσιάζεται η επίδραση της πίεσης του αέρα εισαγωγής στη μέγιστη πίεση των αερίων στον κύλινδρο, P_{max} . Στο ίδιο διάγραμμα παρεμβάλλονται και οι αντίστοιχες τιμές της μέγιστης πίεσης των αερίων, $P_{max}(ref)$, για σταθερή πίεση αναφοράς του αέρα εισαγωγής 3.52 bar, με σκοπό την πληρέστερη παρουσίαση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης. Παρατηρείται ότι η επίτευξη της μέγιστης επιτρεπόμενης πίεσης των 149.08 bar για κάθε τιμή της έντασης του εγκάρσιου στροβιλισμού απαιτεί αύξηση της πίεσης του αέρα εισαγωγής. Πρέπει να σημειωθεί ότι η αύξηση αυτή είναι αμελητέα, και συγκεκριμένα της τάξης του 0.1 bar για $SN = 0.5$, ενώ για τις υπόλοιπες τιμές της έντασης του εγκάρσιου στροβιλισμού δεν ξεπερνά τα 0.05 bar.

Στο Διάγραμμα 6, παρουσιάζεται η επίδραση της πίεσης του αέρα εισαγωγής στην αντίστοιχη χωρικά μέση θερμοκρασία, T , που αναπτύσσεται κατά τη χρονική στιγμή της μέγιστης πίεσης. Παρατηρείται ότι η παραπάνω χωρικά μέση θερμοκρασία, T , μειώνεται σε σχέση με τη θερμοκρασία $T(ref)$, που επικρατούσε όταν η πίεση εισαγωγής του αέρα ήταν σταθερή στα 3.52 bar, για κάθε τιμή της έντασης του εγκάρσιου στροβιλισμού. Πρέπει, επιπλέον, να σημειωθεί ότι και σε αυτό το διάγραμμα η μείωση της θερμοκρασίας είναι γενικά μικρή, δηλαδή της τάξης των 2~5 K, αλλά για $SN = 10$ η μείωση είναι της τάξης των 55 K.

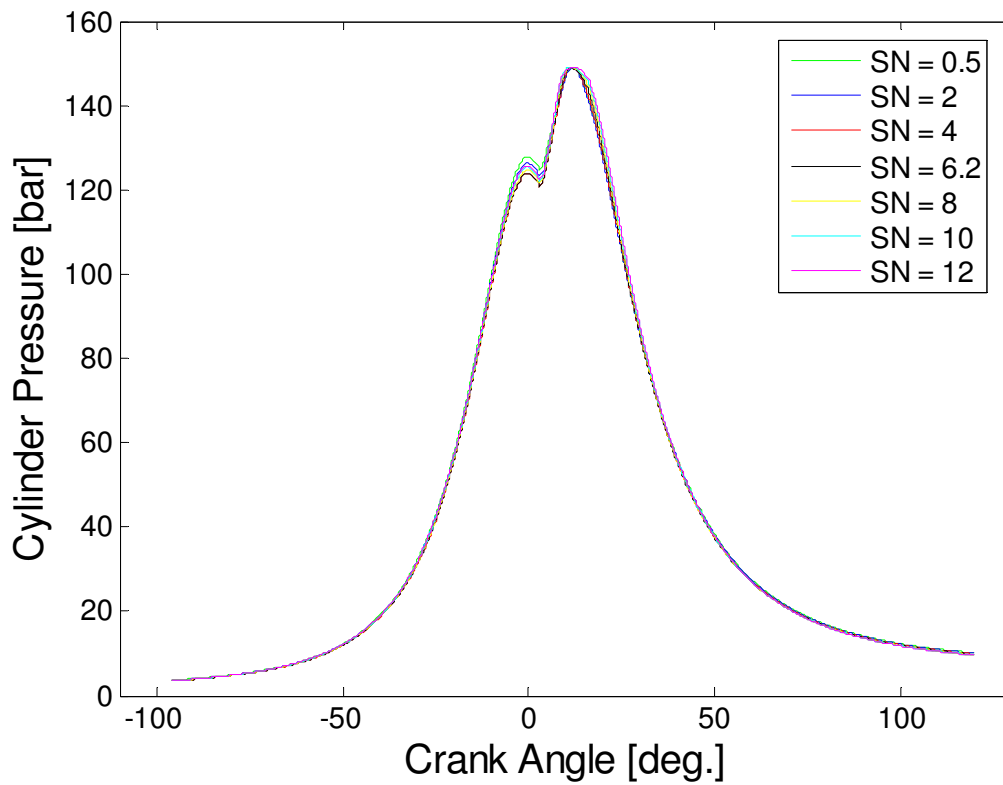
Στα Διαγράμματα 7 και 8, παρουσιάζονται η πίεση και η χωρικά μέση θερμοκρασία, αντίστοιχα, που επικρατούν στον κύλινδρο, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για μεταβλητή αρχική πίεση αέρα εισαγωγής και σταθερή μέγιστη πίεση αερίων. Παρατηρούμε ότι στο διάγραμμα της πίεσης υφίσταται μία μικρή απόκλιση στο πέρας της συμπίεσης (ΑΝΣ) μεταξύ των χρονικών ιστοριών πίεσης του κυλίνδρου, για κάθε αριθμό swirl. Αντίθετα, στο διάγραμμα της χωρικά μέσης θερμοκρασίας υπάρχουν μικρές αποκλίσεις κατά τη χρονική περίοδο επίτευξης της μέγιστης πίεσης (μετά το ΑΝΣ), με συμπέρασμα ότι αύξηση του αριθμού swirl συνεπάγεται αύξηση της μέσης χωρικής θερμοκρασίας τη δεδομένη αυτή χρονική στιγμή. Στη συνέχεια, και μέχρι το πέρας της εκτόνωσης, η μέση χωρική θερμοκρασία στον κύλινδρο ελαττώνεται με αύξηση του αριθμού swirl.



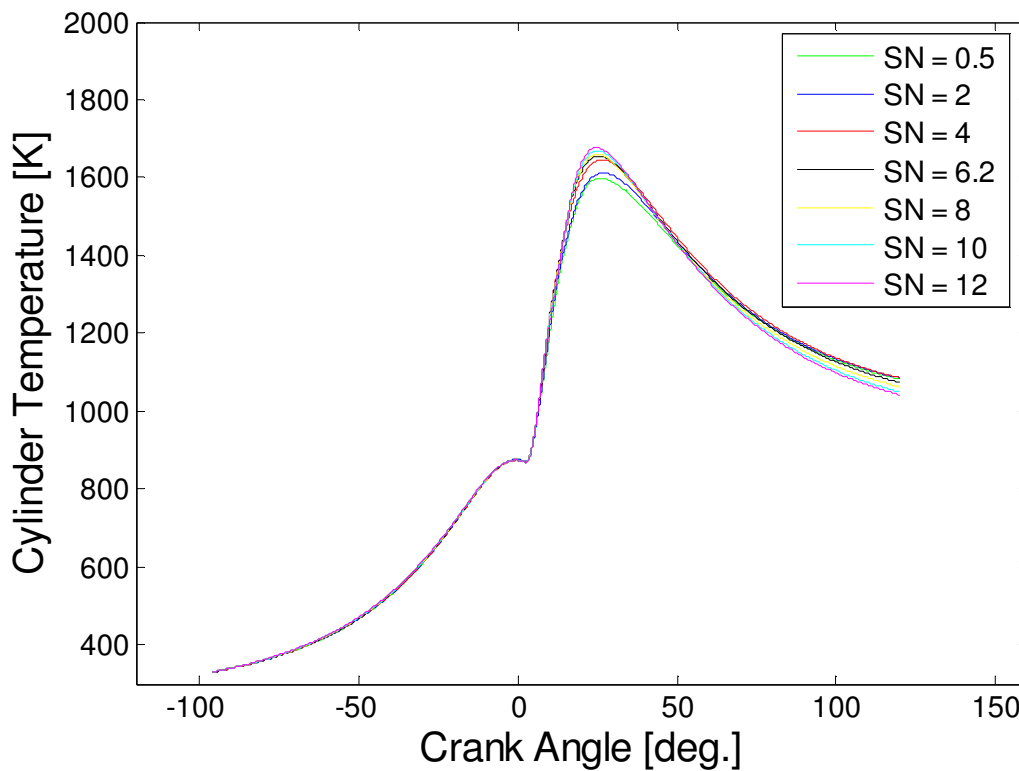
Διάγραμμα 5: Μέγιστη πίεση σε συνάρτηση με τον αριθμό swirl, για σταθερή (3.52 bar) και μεταβλητή πίεση αέρα στην αρχή της συμπίεσης.



Διάγραμμα 6: Χωρικά μέση θερμοκρασία στον κύλινδρο κατά τη χρονική στιγμή της μέγιστης πίεσης σε συνάρτηση με τον αριθμό swirl, για σταθερή (3.52 bar) και μεταβλητή πίεση αέρα εισαγωγής στην αρχή της συμπίεσης.

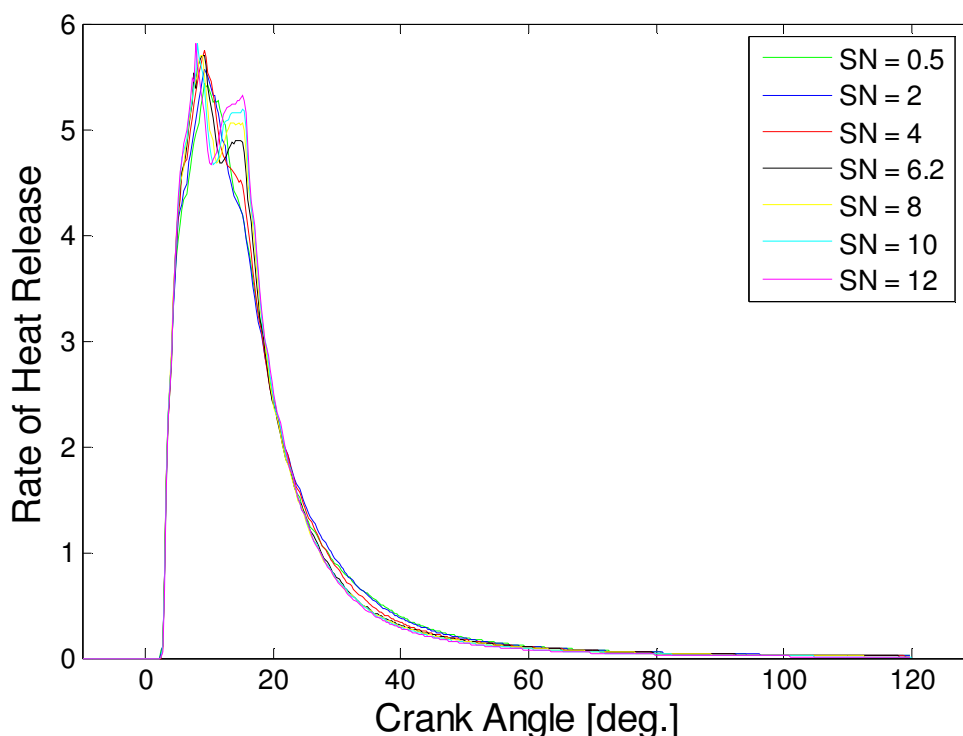


Διάγραμμα 7: Καμπύλη πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές του αριθμού swirl και μεταβλητή αρχική πίεση αέρα εισαγωγής.



Διάγραμμα 8: Καμπύλη χωρικά μέσης θερμοκρασίας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές του αριθμού swirl, μεταβλητή αρχική πίεση αέρα εισαγωγής και σταθερή μέγιστη πίεση αερίων.

Στο Διάγραμμα 9, παρουσιάζεται ο ρυθμός έκλυσης της θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές του αριθμού swirl, μεταβλητή αρχική πίεση αέρα εισαγωγής και σταθερή μέγιστη πίεση αερίων. Αξιοσημείωτο είναι το γεγονός ότι, για όλες τις τιμές της έντασης του εγκάρσιου στροβιλισμού, το καύσιμο εκλύει θερμότητα, δηλαδή καίγεται, με παρόμοιο ρυθμό μέχρι την εκάστοτε γωνία στροφάλου που αντιστοιχεί στη μέγιστη πίεση των αερίων. Στη συνέχεια, λόγω έλλειψης οξυγόνου σε περιοχές πλούσιες σε καύσιμο, επέρχεται μείωση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας για μικρούς αριθμούς swirl (SN = 0.5, 2 & 4). Τέλος, αξιοσημείωτη είναι η περιγραφή των καμπυλών του ρυθμού έκλυσης θερμότητας που αντιστοιχούν σε μεγάλους αριθμούς swirl (SN = 6.2, 8, 10 & 12). Εδώ, η μορφή των καμπυλών παρουσιάζει δύο μέγιστα διότι η μεγάλη εγκάρσια ταχύτητα του αέρα απομακρύνει γρηγορότερα τα καυσαέρια από την εκάστοτε περιοχή του εγχυτήρα, και τα οδηγεί σε περιοχές μπροστά από τον επόμενο εγχυτήρα (κατά τη διεύθυνση της εγκάρσιας συστροφής του αέρα). Ως αποτέλεσμα, τα καυσαέρια καταλαμβάνουν περιοχές, όπου υπήρχε οξυγόνο, με συνέπεια τη μείωση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Ωστόσο, η δέσμη του εγχυόμενου καυσίμου δεν παύει να αλληλεπιδρά, τόσο με τα καυσαέρια, όσο και με τον συμπιεσμένο αέρα, δημιουργώντας νέα τύρβη, με αποτέλεσμα οξυγόνο από άλλες περιοχές του κυλίνδρου να οδηγείται και πάλι σε περιοχές πλούσιες σε καύσιμο. Η νέα ανάμιξη του καυσίμου με οξυγόνο οδηγεί στην περαιτέρω ενίσχυση της καύσης (αύξηση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας) [32]. Ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας (Διάγραμμα 9) είναι σε εμφανή αντιστοιχία με τη χρονική εξέλιξη της χωρικά μέσης θερμοκρασίας στον κύλινδρο (Διάγραμμα 8).



Διάγραμμα 9: Ρυθμός έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές του αριθμού swirl, μεταβλητή αρχική πίεση αέρα εισαγωγής και σταθερή μέγιστη πίεση αερίων.

Στο Διάγραμμα 10, παρουσιάζεται το αδιάστατο ωφέλιμο έργο ανά κύκλο, για διαφορετικές τιμές του αριθμού swirl, μεταβλητή αρχική πίεση αέρα εισαγωγής και σταθερή μέγιστη πίεση αερίων. Το έργο σε μία εμβολοφόρο μηχανή καταναλίσκεται και παράγεται κατά τις φάσεις της συμπίεσης και εκτόνωσης, αντίστοιχα. Το έργο υπολογίστηκε ολοκληρώνοντας την πίεση που επικρατεί σε κάθε γωνία στροφάλου ως προς τον όγκο. Υπενθυμίζεται ότι, στην παρούσα εργασία, η έναρξη της συμπίεσης αντιστοιχεί στις -96° και το πέρας της εκτόνωσης στις $+120^\circ$, συνεπώς για το ολοκλήρωμα του έργου ισχύει:

$$W = \int_{-96^\circ}^{120^\circ} P^* dV$$

Η αδιαστατοποίηση του ωφέλιμου έργου, για διαφορετικές τιμές του αριθμού swirl, περιλαμβάνει το αντίστοιχο αποδιδόμενο έργο αναφοράς, όπως αυτό προκύπτει με αρχική πίεση αέρα εισαγωγής σταθερή στα 3.52 bar:

$$(W^{SN=i} / W_{ref,3.52\ bar}^{SN=i} - 1) \cdot 100, \quad i = 0.5, 2, 4, 6.2, 8, 10, 12$$

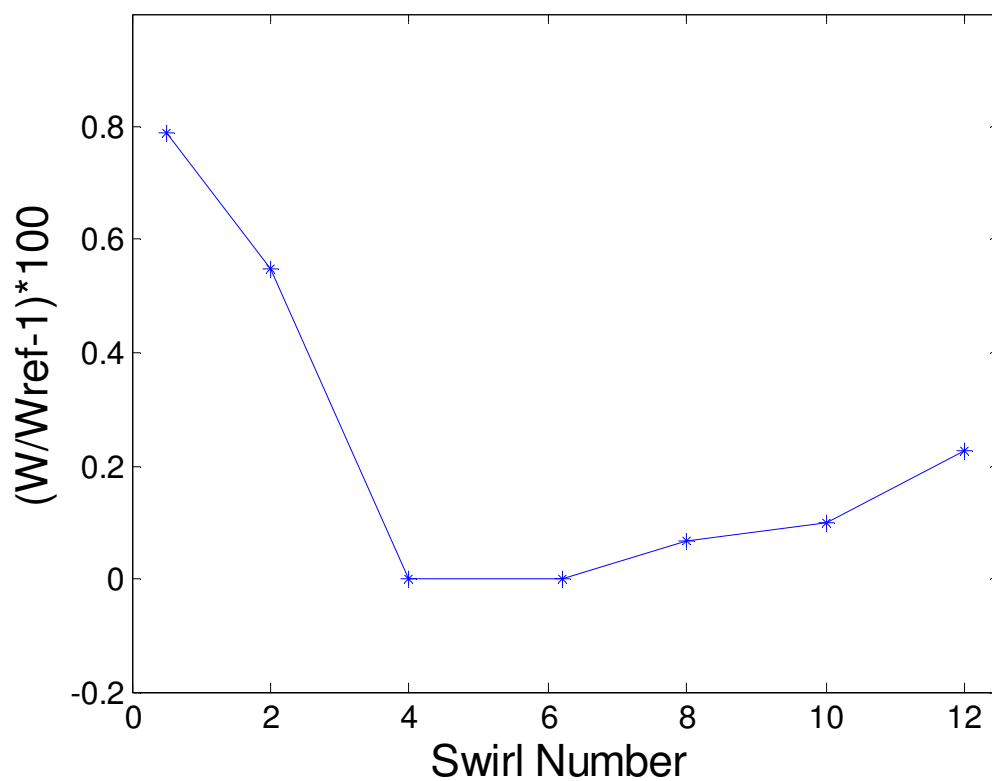
Η παραπάνω παρουσίαση των αποτελεσμάτων αποτελεί και μέτρο σύγκρισης μεταξύ των δύο καταστάσεων λειτουργίας, συγκεκριμένα της λειτουργίας με μεταβλητή αρχική πίεση αέρα εισαγωγής και της λειτουργίας με σταθερή αρχική πίεση αέρα εισαγωγής. Συνεπώς, στο Διάγραμμα 10, παρατηρούμε ότι, για τη λειτουργία με μεταβλητή πίεση αέρα εισαγωγής, αυξήσεις του ωφέλιμου έργου μεγαλύτερες της τάξεως του 0.5% λαμβάνονται για μικρούς αριθμούς swirl (SN = 0.5, & 2), ενώ μικρότερες (της τάξεως μέχρι και 0.2%) για μεγάλους αριθμούς swirl (SN = 8, 10, & 12). Αξιοσημείωτο είναι ότι, για αριθμούς swirl 4 και 6.2, το αποδιδόμενο έργο παραμένει σταθερό.

Με βάση το υπολογιζόμενο ωφέλιμο έργο μπορεί να εκτιμηθεί η ειδική κατανάλωση του καυσίμου. Συγκεκριμένα, στην παρούσα εργασία η συνολική εγχύσιμη μάζα του καυσίμου διατηρείται σταθερή, με συνέπεια το ωφέλιμο έργο να είναι αντιστρόφως ανάλογο της ειδικής κατανάλωσης του καυσίμου.

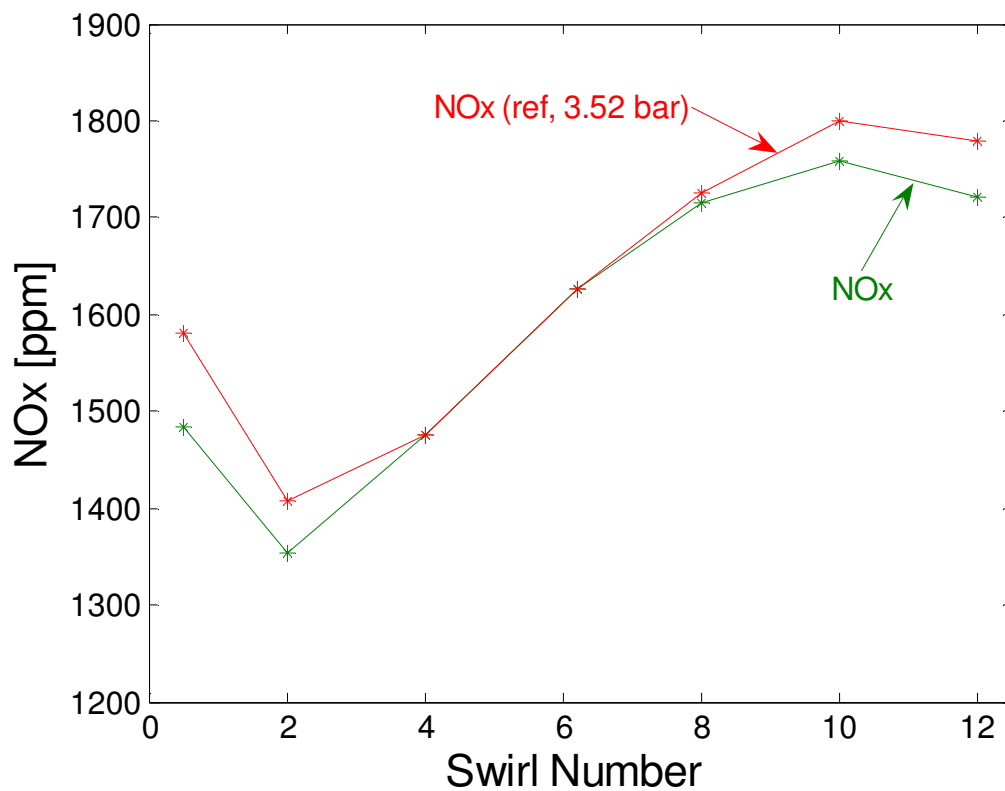
Στο Διάγραμμα 11, παρουσιάζεται η τελική συνολική συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου NO_x (NO και NO_2), για κάθε τιμή της έντασης του εγκάρσιου στροβιλισμού, και μεταβλητή αρχική πίεση του αέρα εισαγωγής. Στο ίδιο διάγραμμα παρεμβάλλονται και οι αντίστοιχες τιμές των NO_x (με ένδειξη "ref") για σταθερή πίεση αναφοράς του αέρα εισαγωγής, ίση με 3.52 bar. Παρατηρείται ότι οι τελικές συγκεντρώσεις των οξειδίων του αζώτου σε σταθερή πίεση αναφοράς του αέρα εισαγωγής είναι μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες σε πίεση μεγαλύτερη από αυτή, για κάθε αριθμό swirl, με εξαίρεση τους αριθμούς swirl 4 και 6.2, για τους οποίους η τελική συγκέντρωση παραμένει σταθερή. Η παραπάνω παρατήρηση συνεπάγεται ότι με αύξηση της πίεσης του αέρα εισαγωγής επιτυγχάνεται μείωση της συγκέντρωσης των οξειδίων του αζώτου, για κάθε αντίστοιχη τιμή της έντασης εγκάρσιου στροβιλισμού.

Στα Διαγράμματα 12, 13 και 14, παρουσιάζεται η χωρικά μέση θερμοκρασία στην πρώτη σειρά υπολογιστικών κελιών στις περιοχές του πώματος του κυλίνδρου, της κεφαλής του εμβόλου και της κεφαλής της βαλβίδας εξαγωγής, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές της έντασης του εγκάρσιου στροβιλισμού, μεταβλητή αρχική πίεση αέρα εισαγωγής και σταθερή μέγιστη πίεση. Το επίπεδο των παραπάνω

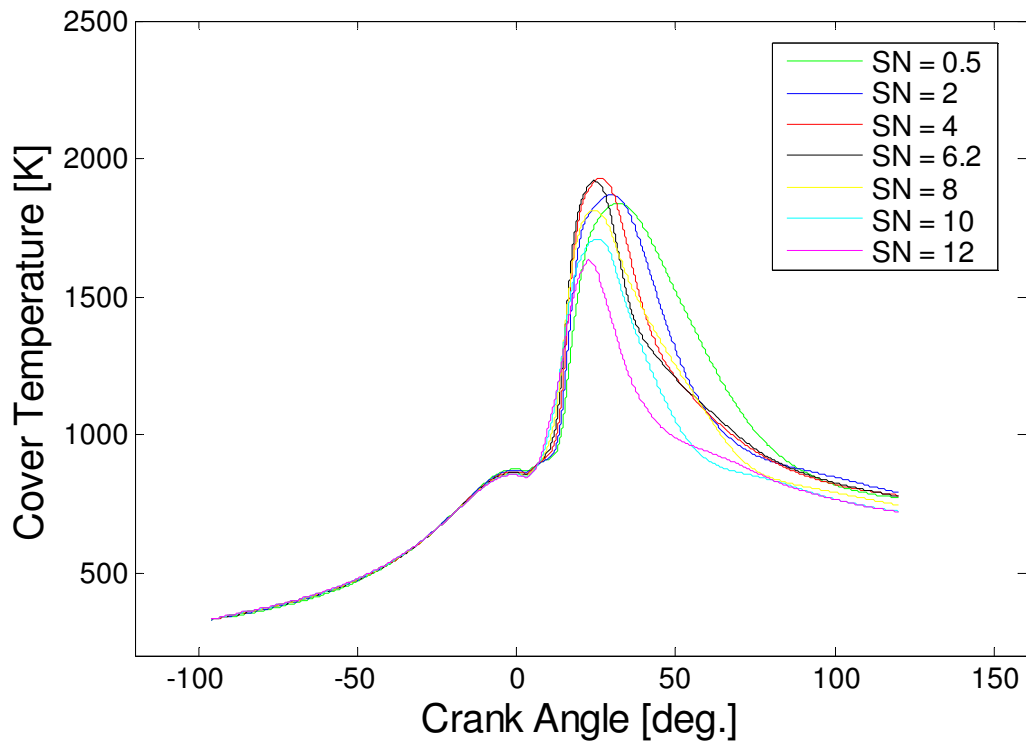
θερμοκρασιών παρέχει μία σαφή αίσθηση της θερμικής φόρτισης του κινητήρα. Στα διαγράμματα παρατηρούμε ότι, με αύξηση της έντασης του εγκάρσιου στροβιλισμού, ελαττώνεται η μέση θερμική φόρτιση και για τις τρεις περιοχές. Η παρατηρούμενη τάση μπορεί να ερμηνευθεί από την επίδραση των φυγοκεντρικών δυνάμεων, οι οποίες ωθούν την αέρια μάζα μεγάλης πυκνότητας, συνεπώς χαμηλής θερμοκρασίας, προς τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης. Η παραπάνω διαπίστωση είναι σε συμφωνία με προγενέστερες μελέτες [33].



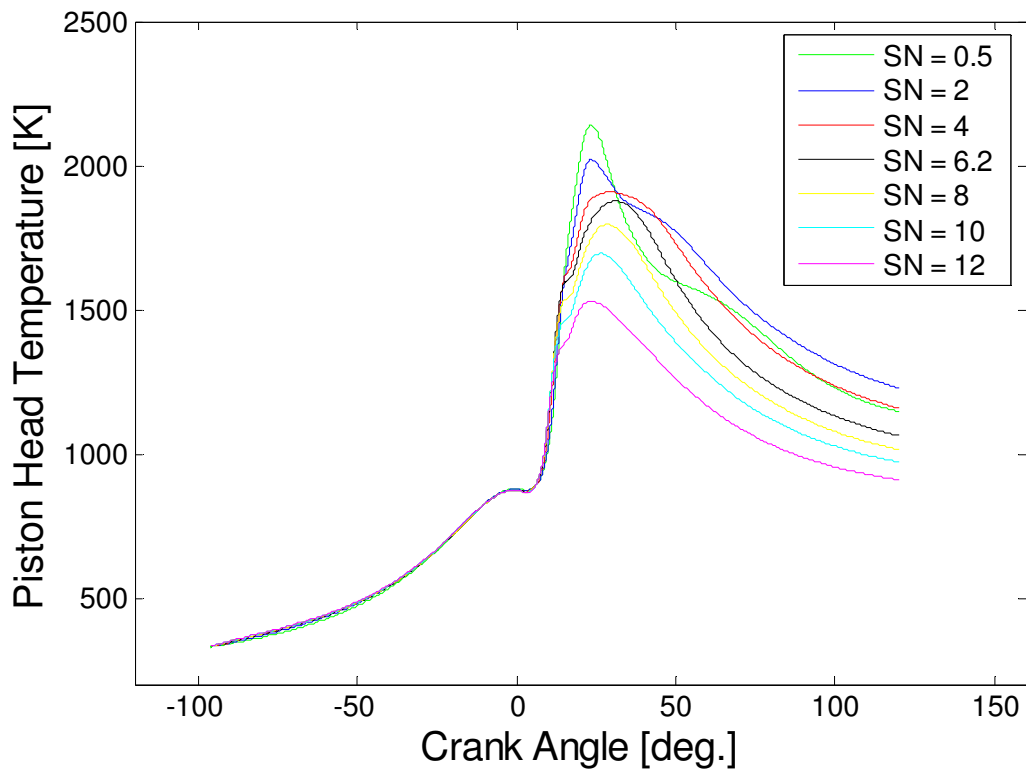
Διάγραμμα 10: Επί τοις εκατό – σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς – μεταβολή του ωφέλιμου έργου σε συνάρτηση με τον αριθμό swirl.



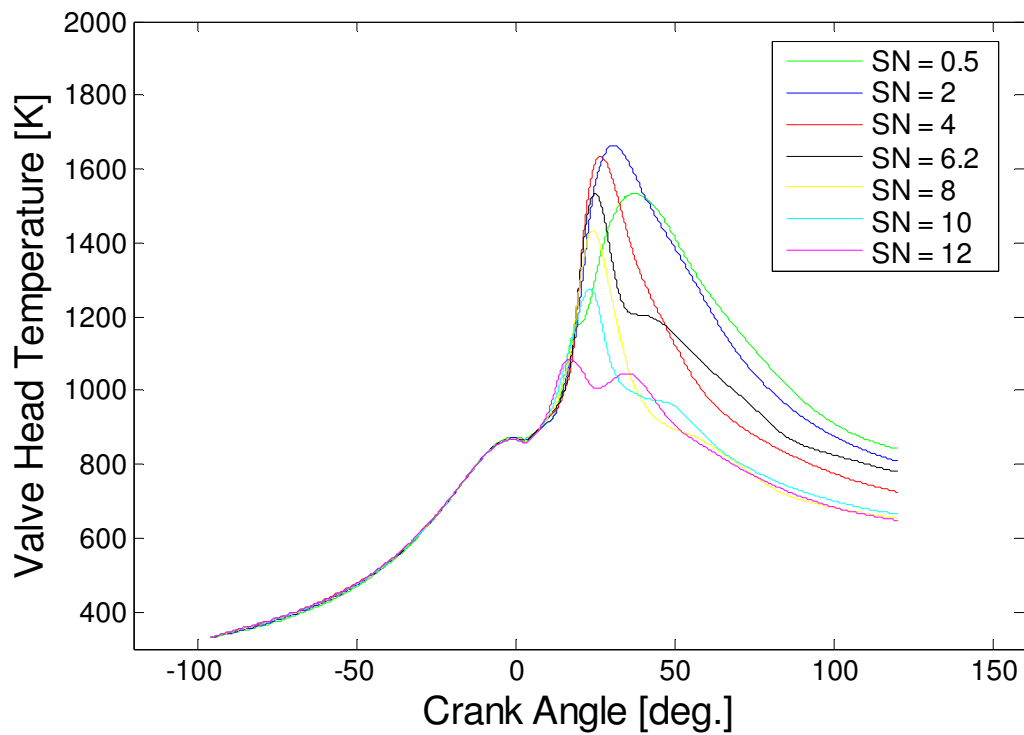
Διάγραμμα 11: Τελική συνολική συγκέντρωση NO_x σε συνάρτηση με τον αριθμό swirl, για σταθερή (3.52 bar) και μεταβλητή πίεση αέρα εισαγωγής στην αρχή της συμπίεσης.



Διάγραμμα 12: Χωρικά μέση θερμοκρασία στην περιοχή του πώματος του κυλίνδρου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές του αριθμού swirl, μεταβλητή αρχική πίεση αέρα εισαγωγής και σταθερή μέγιστη πίεση αερίων.



Διάγραμμα 13: Χωρικά μέση θερμοκρασία στην περιοχή της κεφαλής του εμβόλου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές του αριθμού swirl, μεταβλητή αρχική πίεση αέρα εισαγωγής και σταθερή μέγιστη πίεση αερίων.



Διάγραμμα 14: Χωρικά μέση θερμοκρασία στην περιοχή της κεφαλής της βαλβίδας εξαγωγής συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές του αριθμού swirl, μεταβλητή αρχική πίεση αέρα εισαγωγής και σταθερή μέγιστη πίεση αερίων.

Κεφάλαιο 4° Επίδραση Τεχνικών Προέγχυσης Καυσίμου σε Δίχρονο Ναυτικό Κινητήρα Diesel

4.1 Η Τεχνική της Προέγχυσης Καυσίμου

Η τεχνική του ψεκασμού με χρήση προέγχυσης (pilot injection) είναι μία τεχνική πολλαπλού ψεκασμού, η οποία συντελείται σε δύο επιμέρους ψεκασμούς. Ο πρώτος χρονικά ψεκασμός αντιστοιχεί στην προέγχυση, όπου σχετικά μικρή ποσότητα καυσίμου εγχύεται μέσα στον κύλινδρο. Ο δεύτερος ψεκασμός αντιστοιχεί στην κύρια έγχυση, κατά τη διάρκεια της οποίας ψεκάζεται η υπολειπόμενη μάζα καυσίμου.

Ο σχηματισμός των NO_x επηρεάζεται από την εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου κατά τη διάρκεια της καθυστέρησης της ανάφλεξης, από τη διάρκεια της καθυστέρησης της ανάφλεξης και από τον ρυθμό δημιουργίας νέου μίγματος του εγχυόμενου καυσίμου με τον αέρα του θαλάμου καύσης. Στρατηγικές έγχυσης με προέγχυση αποσκοπούν στη μείωση των NO_x , χωρίς να επηρεάζεται η ειδική κατανάλωση καυσίμου και η ισχύς του κινητήρα. Οι ευεργετικές επιδράσεις της συγκεκριμένης τεχνικής στη λειτουργία του κινητήρα οφείλονται στο γεγονός ότι η κύρια καύση λαμβάνει χώρα σε περιβάλλον υψηλότερης ενεργειακής στάθμης, σε σύγκριση με την απλή έγχυση. Αυτή η ενεργειακή στάθμη χαρακτηρίζεται τόσο από υψηλότερες τιμές θερμοκρασίας, όσο και από υψηλότερες τιμές πίεσης. Η επίτευξη αυτού του περιβάλλοντος πριν την κύρια έγχυση οφείλεται στην καύση της ποσότητας καυσίμου, που αντιστοιχεί στην προέγχυση. Συνέπεια όλων των παραπάνω είναι η μείωση της καθυστέρησης ανάφλεξης και η μείωση της μέγιστης πίεσης στη φάση της καύσης προετοιμασμένου μίγματος (κατά την κύρια έγχυση). Έτσι, κατάλληλα προφίλ έγχυσης με προέγχυση μπορούν να μειώσουν τόσο τον θόρυβο σε έναν πετρελαιοκινητήρα, όσο και την τελική συγκέντρωση NO_x . Η επίδραση τέτοιων προφίλ έγχυσης στη συγκέντρωση αιθάλης μπορεί είτε να είναι ευεργετική, είτε όχι. Η μη ευεργετική επίδραση της προέγχυσης μπορεί να ερμηνευθεί με βάση την επακόλουθη μείωση της συγκέντρωσης οξυγόνου σε ορισμένες περιοχές του θαλάμου καύσης, με συνέπεια την ατελή καύση στη φάση της κύριας καύσης. Οι παραπάνω επιπτώσεις αμβλύνονται από την ύπαρξη εγκάρσιου στροβιλισμού του αέρα.

Η επίτευξη μίας πολλαπλής έγχυσης με συγκεκριμένα χαρακτηριστικά, όπως έναρξη, διάρκεια και ολικό πέρας, σε έναν πλήρη κύκλο λειτουργίας πραγματοποιείται αποκλειστικά με το σύστημα έγχυσης κοινού συλλέκτη (Common Rail System - CRS).

4.1.1 Εφαρμογή Τεχνικών Προέγχυσης σε Κινητήρες της Αυτοκινητοβιομηχανίας

Μελέτες για την επίδραση της προέγχυσης έχουν γίνει κυρίως για κινητήρες της αυτοκινητοβιομηχανίας. Αρχικά, οι τεχνικές έγχυσης με προέγχυση που εφαρμόστηκαν σε κινητήρες Diesel αυτοκινήτων είχαν αποκλειστικό σκοπό τη μείωση του θορύβου κατά τη διάρκεια της αυτανάφλεξης. Οι μετέπειτα αναλύσεις στηρίχθηκαν τόσο σε πειραματικές εργασίες, όσο και σε υπολογιστικές, με χρήση μεθόδων της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής.

Αν και οι μέχρι τώρα μελέτες δεν αφορούν σε ναυτικούς κινητήρες Diesel, θα γίνει προσπάθεια για ταξινόμηση των μέχρι τώρα προσπαθειών, με σκοπό την πιθανή αξιοποίησή τους στην παρούσα υπολογιστική ανάλυση. Η αξιοποίηση αυτή θα

συνδράμει στην κατάλληλη κατασκευή ενός συνολικού προφίλ έγχυσης με παρουσία προέγχυσης.

Μελέτη για Κύρια Έγχυση πριν το ΑΝΣ

Μία πρόσφατη έρευνα υποδεικνύει ότι οι εγχύσεις με προέγχυση σε πετρελαιομηχανές υπόσχονται σημαντική μείωση των συγκεντρώσεων σε NO_x , με μικρή επίπτωση στη συγκέντρωση των σωματιδίων της αιθάλης, αρκεί να επιτευχθεί ο κατάλληλος χρονισμός της προέγχυσης [7]. Η μείωση απορρέει, κυρίως, από τη βελτιωμένη ανάμιξη αέρα – καυσίμου, καθώς και από τη μείωση του ποσού της εκλύομενης θερμότητας καύσης στον κύλινδρο στα πρώτα στάδια της καύσης.

Η παραπάνω έρευνα [7] βασίστηκε τόσο σε πειραματικά δεδομένα, όσο και σε υπολογιστικά, με χρήση του κώδικα της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3V. Οι πειραματικές μετρήσεις κατοπτρίζουν τη ρεαλιστική υλοποίηση της τεχνικής έγχυσης με προέγχυση, ενώ το υπολογιστικό τμήμα παρέχει πληροφορία για τις συνθήκες και τους μηχανισμούς δημιουργίας των οξειδίων του αζώτου και της αιθάλης. Τα πειράματα έγιναν σε τετράχρονη μηχανή Diesel με χαρακτηριστικά που αναγράφονται στο Πίνακα VI.

ΔΙΑΤΑΞΗ	8V / 4 ΒΑΛΒΙΔΕΣ ΑΝΑ ΚΥΛΙΝΔΡΟΚΕΦΑΛΗ
ΚΥΒΙΣΜΟΣ	6000 cm ³
ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ × ΔΙΑΔΡΟΜΗ	95 × 105 mm
ΣΧΕΣΗ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ	18.0 : 1
ΙΣΧΥΣ	242 KW @ 3300 RPM
ΡΟΠΗ	760 N*m @ 2000 RPM
ΑΡΙΘΜΟΣ ΕΓΧΥΤΗΡΩΝ / ΟΠΩΝ	1 / 6
ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΓΧΥΣΗΣ	Common Rail System

Πίνακας VI: Χαρακτηριστικά πειραματικής μηχανής στην εργασία [7].

Σχετικά με τη ανάμιξη του αέρα – καυσίμου και τις εκπομπές ρύπων, πρέπει να αναφερθεί ότι τα προηγμένα συστήματα έγχυσης, όπως είναι το CRS, σε συνδυασμό με εναλλακτικές τεχνικές έγχυσης, όπως είναι η προέγχυση, επιτυγχάνουν λιγότερο ανομοιογενές μίγμα καυσίμου – αέρα, σε σχέση με την απλή έγχυση. Συνέπεια είναι η μείωση των οξειδίων του αζώτου, διότι ποσότητα καυσίμου καίγεται σε χαμηλές θερμοκρασίες. Πρέπει, όμως, να δίνεται προσοχή στον χρονισμό και την ποσότητα του καυσίμου της προέγχυσης, διότι υπάρχει η περίπτωση πρόσκρουσης του καυσίμου, είτε στην κεφαλή του εμβόλου, είτε στο χιτώνιο, και η ανάμιξή του με λάδι λίπανσης, με συνέπεια τη δημιουργία σωματιδίων και άκαυστων υδρογονανθράκων. Η προαναφερθείσα πρόσκρουση οφείλεται στο γεγονός ότι το καύσιμο δεν προλαβαίνει να ατμοποιηθεί όταν εγχύεται στον κύλινδρο πολύ νωρίς, λόγω των χαμηλών θερμοκρασιών που επικρατούν.

Η πειραματική έρευνα [7] έγινε για αριθμό στροφών μηχανής ίσο με 1500 RPM, και επικεντρώθηκε σε δύο περιπτώσεις, συγκεκριμένα: (α) αρχή της κύριας έγχυσης στις -7° με μέση ενδεικνύμενη πίεση 3.25 bar, (β) αρχή της κύριας έγχυσης στις -3.3° με μέση ενδεικνύμενη πίεση 7 bar. Η χρονική διαφορά σε μοίρες στροφαλοφόρου μεταξύ έναρξης προέγχυσης και κύριας έγχυσης και για τις δύο περιπτώσεις ήταν 15° , 21° , 26° , 36° και 46° .

Επιπλέον, η συνολική εγχυόμενη μάζα καυσίμου ήταν σταθερή με την αντίστοιχη της απλής έγχυσης, ενώ το ποσοστό της μάζας της προέγχυσης ως προς τη συνολική

κυμάνθηκε από 20% έως 50 %. Πρέπει να σημειωθεί ότι, με αύξηση της χρονικής διαφοράς μεταξύ της έναρξης της προέγχυσης και της κύριας έγχυσης, αυξανόταν το ποσοστό μάζας της προέγχυσης.

Η πειραματική ανάλυση έδειξε ότι και στις δύο περιπτώσεις μέσης πραγματικής ενδεικνύμενης πίεσης, όσο η χρονική απόσταση μεταξύ της έναρξης της προέγχυσης και της κύριας έγχυσης αυξάνεται, τόσο η συγκέντρωση των οξειδίων του αζώτου μειώνεται. Η μείωση αγγίζει το ~40% αν συγκρίνουμε την απλή έγχυση με αυτή στην οποία η προέγχυση ξεκινά 46° πριν την κύρια έγχυση για μέση ενδεικνύμενη πίεση 7 bar, και το ~10% για 3.25 bar. Πρέπει να σημειωθεί ότι, για χρονική απόσταση 15°, η συγκέντρωση των οξειδίων του αζώτου αυξάνει σημαντικά σε σχέση με την απλή έγχυση, διότι η γωνία έναρξης της κύριας έγχυσης, η οποία κρατήθηκε σταθερή, δεν ήταν η βέλτιστη. Συνεπώς, για μεγάλες χρονικές διαφορές (46°), η μείωση φτάνει και το ~60%, σε σύγκριση με μικρότερες διαφορές (15°).

Η παρατηρηθείσα μείωση της συγκέντρωσης των οξειδίων του αζώτου οφείλεται στις χαμηλές θερμοκρασίες που επικρατούν στον κύλινδρο, όταν η προέγχυση ξεκινά πολύ νωρίτερα από την κύρια έγχυση. Επιπλέον, η υπολογιστική ανάλυση, εκτός από την επιβεβαίωση των παραπάνω, έδειξε ότι η αύξηση της συγκέντρωσης των οξειδίων του αζώτου για μικρές χρονικές διαφορές οφείλεται στη μεγάλη έκλυση θερμότητας πριν την κύρια έγχυση, με αποτέλεσμα σε πολλές περιοχές του κυλίνδρου να επικρατούν συνεχώς υψηλές θερμοκρασίες (>2000K). Η παραπάνω ανάλυση αποδεικνύει ότι, για συγκεκριμένη χρονική διαφορά προέγχυσης – κύριας έγχυσης, απαιτείται βελτιστοποίηση της έναρξης της κύριας έγχυσης.

Όσον αφορά στη συγκέντρωση της αιθάλης, η πειραματική ανάλυση έδειξε ότι, για μικρές διαφορές προέγχυσης – κύριας έγχυσης, η συγκέντρωση της αιθάλης μειώνεται, ενώ, καθώς η χρονική διαφορά μεγαλώνει, η συγκέντρωση αυξάνει. Με αυτή την τάση συμφωνούν και τα υπολογιστικά αποτελέσματα. Γενικά, η συγκέντρωση της αιθάλης επηρεάζεται από τη χρονική διαφορά προέγχυσης – κύριας έγχυσης, και από τις συνθήκες λειτουργίας της μηχανής.

Τέλος, σχετικά με την απόδοση της μηχανής, η συγκεκριμένη έρευνα έδειξε ότι η ειδική κατανάλωση αυξάνει με αύξηση της χρονικής διαφοράς προέγχυσης – κύριας έγχυσης. Συγκεκριμένα, για μικρές χρονικές διαφορές, η ειδική κατανάλωση αυξάνει, σταθεροποιείται για ενδιάμεσες χρονικές διαφορές, και τέλος, τείνει να μειωθεί για πολύ μεγάλες διαφορές. Η συμπεριφορά αυτή σχετίζεται με την έκλυση θερμότητας, σύμφωνα με την οποία η πίεση πριν το ANΣ είναι μεγαλύτερη, με συνέπεια τη μείωση του ωφέλιμου έργου.

Υπενθυμίζεται ότι η παραπάνω έρευνα [7] βασίστηκε σε μηχανή Diesel στην οποία η κύρια έγχυση λάμβανε χώρα πριν το ANΣ. Στη συνέχεια θα γίνει προσπάθεια ανάλυσης παρόμοιας έρευνας της βιβλιογραφίας στην οποία, όμως, η κύρια έγχυση ξεκινά μετά το ANΣ [3].

Μελέτη για Κύρια Έγχυση μετά το ΑΝΣ

Μία άλλη πρόσφατη έρευνα [3] υποστηρίζει ότι τεχνικές έγχυσης με προέγχυση μπορούν να μειώσουν την ειδική κατανάλωση, με μικρή, όμως, επίδραση στη συγκέντρωση της αιθάλης και με σημαντική στη συγκέντρωση των οξειδίων του αζώτου.

Η έρευνα βασίστηκε, αποκλειστικά, σε πειραματικές μετρήσεις σε μία μονοκύλινδρη πετρελαιομηχανή με χαρακτηριστικά που αναγράφονται στον Πίνακα VII:

ΚΥΛΙΝΔΡΟΣ	
ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ	123 mm
ΔΙΑΔΡΟΜΗ	156 mm
ΚΥΒΙΣΜΟΣ	1850 cm ³
ΣΧΕΣΗ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ	16.3 : 1
ΚΥΛΙΝΔΡΟΚΕΦΑΛΗ	
ΒΑΛΒΙΔΕΣ	4
ΑΡΙΘΜΟΣ ΕΓΚΑΡΣΙΟΥ ΣΤΡΟΒΙΛΙΣΜΟΥ	1.23
ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΓΧΥΣΗΣ	
ΤΥΠΟΣ	Common Rail System
ΑΡΙΘΜΟΣ ΕΓΧΥΤΗΡΩΝ	1
ΟΠΕΣ ΕΓΧΥΤΗΡΑ / ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ	8 / 0.18 mm
ΜΕΓΙΣΤΗ ΠΙΕΣΗ ΕΓΧΥΣΗΣ	1300 bar

Πίνακας VII: Χαρακτηριστικά πειραματικής μηχανής στην εργασία [3].

Η πετρελαιομηχανή δοκιμάστηκε σε διαφορετικούς αριθμούς στροφών και φορτία. Στον Πίνακα VIII αποτυπώνονται οι τέσσερις περιπτώσεις λειτουργίας των δοκιμών.

	ΣΤΡΟΦΕΣ [RPM]	ΦΟΡΤΙΟ [%]	ΠΙΕΣΗ ΕΓΧΥΣΗΣ [bar]	ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΜΑΖΑ ΚΑΥΣΙΜΟΥ [mg/cycle]	ΕΝΑΡΞΗ ΚΥΡΙΑΣ ΕΓΧΥΣΗΣ [°CA]	ΜΑΖΑ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΠΡΟΕΓΧΥΣΗΣ [gr (%ΣΥΝΟΛΙΚΗΣ)]			ΧΡΟΝΙΚΗ ΔΙΑΦΟΡΑ ΜΕΤΑΞΥ ΠΡΟΕΓΧΥΣΗΣ ΚΑΙ ΚΥΡΙΑΣ ΕΓΧΥΣΗΣ [°CA]		
						12 (5.6%)	15 (7%)	20 (9.3%)	3	6	9
1	1200	100	900	215	+6	12 (12%)	15 (15%)	20 (20%)	4	7	10
2	1500	50	900	100	+2	12 (8%)	15 (10%)	20 (13%)	4	7	10
3	1800	100	1300	190	+2	12 (6.3%)	15 (8%)	20 (10.5%)	5	8	11

Πίνακας VIII: Δεδομένα πειραματικής μηχανής στην εργασία [3].

Από τον Πίνακα VIII προκύπτουν τα εξής:

- Η συνολική μάζα καυσίμου παραμένει σταθερή σε κάθε κύκλο λειτουργίας, με σκοπό το ωφέλιμο έργο να είναι αντιστρόφως ανάλογο με την ειδική κατανάλωση.
- Η έναρξη της κύριας έγχυσης παραμένει, πάντα, σταθερή.
- Η επιλογή της χρονικής διαφοράς σε μοίρες γωνίας στροφαλοφόρου μεταξύ προέγχυσης και κύριας έγχυσης έγινε με βάση τον αριθμό των στροφών: χαμηλές στροφές – μικρή χρονική απόσταση.

Το γενικό συμπέρασμα που απορρέει από τη συγκεκριμένη πειραματική έρευνα για όλες τις δοκιμές είναι η μείωση της ειδικής κατανάλωσης. Η μείωση αυτή σχετίζεται με τη μάζα του καυσίμου που αντιστοιχεί στην προέγχυση. Ταυτόχρονα, η συμπεριφορά της ειδικής κατανάλωσης σε σχέση με τη χρονική διαφορά προέγχυσης – κύριας έγχυσης δεν φαίνεται να είναι σταθερή, αν και μεγάλη χρονική απόσταση αντιστοιχεί σε μείωση της ειδικής κατανάλωσης. Οι δοκιμές με μέγιστο φορτίο έδειξαν ότι δεν υπάρχει σημαντική επίδραση στις συγκεντρώσεις των οξειδίων του αζώτου και της αιθάλης.

Επίσης, ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας για όλες τις δοκιμές έδειξε ότι η καύση του καυσίμου κατά την προέγχυση έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της θερμοκρασίας στον θάλαμο καύσης, με συνέπεια μικρότερη καθυστέρηση ανάφλεξης στην κύρια καύση. Πρέπει να σημειωθεί ότι ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας τόσο των δοκιμών, όσο και της απλής έγχυσης παραμένουν παρόμοιοι κατά τη διάρκεια της κύριας καύσης. Τα διαγράμματα του ρυθμού έκλυσης θερμότητας δείχνουν ότι υπάρχει αύξηση του ρυθμού που αντιστοιχεί στην προέγχυση όταν μετατίθεται ενωρίτερα η αρχή της προέγχυσης. Από την άλλη μεριά, η αύξηση της μάζας του καυσίμου για την προέγχυση επιτυγχάνεται με αύξηση της χρονικής της διάρκειας, με αποτέλεσμα να απαιτείται περισσότερος χρόνος ανοίγματος της βελόνας (σημειώνεται ότι το άνοιγμα της βελόνας του εγχυτήρα κατά τη διάρκεια της προέγχυσης έχει προφίλ τριγωνικό). Αυτό έχει ως συνέπεια την αύξηση τόσο του ρυθμού έκλυσης θερμότητας που αντιστοιχεί στην προέγχυση, όσο και της αντίστοιχης εκλυόμενης θερμικής ενέργειας.

Οι πειραματικές δοκιμές έδειξαν, επιπλέον, ότι οι τιμές της πίεσης και της θερμοκρασίας στην αρχή της κύριας καύσης είναι μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες τιμές της απλής έγχυσης, λόγω της έκλυσης θερμότητας στην προέγχυση. Η αύξηση της θερμοκρασίας είναι και ο λόγος για τον οποίο η συγκέντρωση των οξειδίων του αζώτου αυξάνει.

Τέλος, η μείωση της ειδικής κατανάλωσης οφείλεται στο γεγονός ότι η διάρκεια της προέγχυσης προκύπτει από μείωση της διάρκειας της κύριας έγχυσης, με σκοπό η συνολική μάζα καυσίμου να παραμένει σταθερή. Ένας επιπλέον λόγος είναι ότι η έναρξη της κύριας έγχυσης παραμένει πάντα σταθερή σε γωνίες στροφάλου κοντά στο ANΣ (2°, 4°, 6° CA μετά το ANΣ για την εκάστοτε περίπτωση). Συνεπώς, η μετατόπιση της διεργασίας της καύσης κοντά στο ANΣ και η διεξαγωγή της σε περιβάλλον υψηλότερης θερμοκρασίας συντελούν στη δημιουργία θερμοδυναμικού κύκλου υψηλής απόδοσης.

4.2 Αριθμητική Προσέγγιση Προφίλ Έγχυσης Αναφοράς

Για τις ανάγκες της προσομοίωσης, είναι απαραίτητη η προσέγγιση του προφίλ έγχυσης του καυσίμου, το οποίο χρησιμοποιείται ως δεδομένο του κώδικα της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3 (Διάγραμμα 1), με ένα πρότυπο προφίλ, το οποίο να τροποποιείται και να μετασχηματίζεται εύκολα. Η ανάγκη για προσέγγιση του προφίλ έγχυσης πηγάζει από το γεγονός ότι το αρχικό προφίλ περιγράφεται από μία ακολουθία σημείων (διακριτό προφίλ), και ο μετασχηματισμός του σε πρότυπο προφίλ για μελέτη στρατηγικών προέγχυσης καθίσταται δύσκολος. Η δυσκολία σχετίζεται με το βασικό χαρακτηριστικό ενός πρότυπου προφίλ έγχυσης, που είναι η διατήρηση της συνολικής μάζας εγχυόμενου καυσίμου, ώστε να εξασφαλίζεται η ποιοτική σύγκριση και ανάλυση των αποτελεσμάτων.

Οι αρχικές προτάσεις προσέγγισης του αρχικού προφίλ έγχυσης, είναι οι εξής:

- Ορθογωνικό προφίλ έγχυσης.
- Γενικευμένο προφίλ έγχυσης, με σταθερό άνοιγμα της βαλβίδας (μη ταλαντούμενη βαλβίδα).

Η υπολογιστική ανάλυση, κατασκευή και συμπεριφορά των προτεινόμενων προφίλ έγχυσης είναι ζητήματα που θα αναπτυχθούν στις επόμενες υποπαραγράφους.

4.2.1 Ορθογωνικό Προφίλ Έγχυσης

Η κατανόηση και λεπτομερής περιγραφή της μορφής του αρχικού προφίλ έγχυσης, που αντιστοιχεί σε μετρήσεις της Wärtsilä Switzerland (βλ. παρ. 3.3), αφήνει περιθώρια προσέγγισης του με ένα αντίστοιχο ορθογωνικό προφίλ έγχυσης. Η επίτευξη ορθογωνικού προφίλ έγχυσης καυσίμου είναι σχεδόν δυνατή με χρήση CRS (Εικόνα 15).

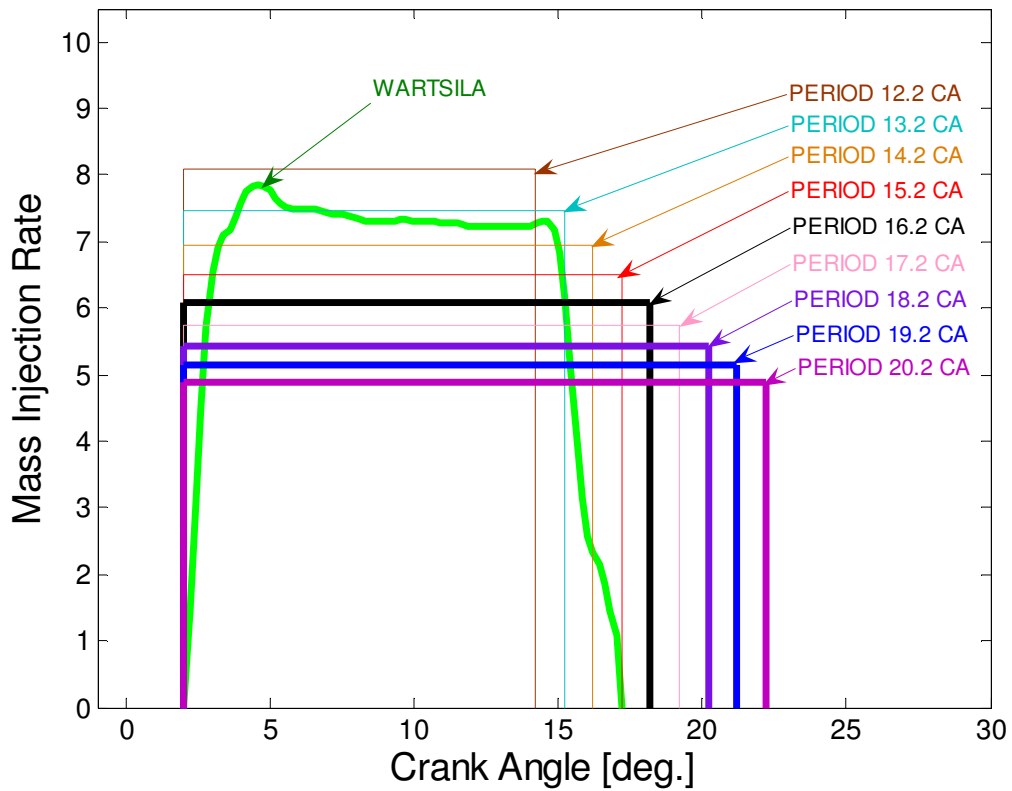
Συνεπώς, η προσπάθεια στο εξής θα επικεντρωθεί στην αναζήτηση ενός ιδανικού ορθογωνικού προφίλ έγχυσης, χρησιμοποιώντας τον κώδικα της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3. Ο στόχος είναι η συμπεριφορά του κινητήρα να μη διαφέρει κατά πολύ από την αντίστοιχη συμπεριφορά του με το αρχικό προφίλ έγχυσης.

Οι συνθήκες για τις οποίες θα υπολογιστεί το αντίστοιχο ορθογωνικό προφίλ έγχυσης είναι οι ίδιες με αυτές που αντιστοιχούν στο αρχικό προφίλ. Υπενθυμίζεται ότι αυτές οι συνθήκες αντιστοιχούν σε μέγιστη πίεση αερίων καύσης 149.08 bar και ένταση εγκάρσιου στροβιλισμού 6.2, ενώ η πίεση εισαγωγής του αέρα στον κύλινδρο είναι 3.52 bar. Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι το κύριο χαρακτηριστικό που καθορίζει την αντιστοιχία μεταξύ ορθογωνικού και αρχικού προφίλ έγχυσης είναι ότι η επιφάνεια που περικλείεται κάτω από αυτά είναι ίδια, γεγονός που υποδηλώνει ότι η συνολική εγχυόμενη μάζα παραμένει σταθερή. Τέλος, διατηρείται το κοινό προφίλ καί για τους τρεις εγχυτήρες, συνεπώς και οι τρεις εγχυτήρες ψεκάζουν την ίδια ποσότητα καυσίμου σε ίδιες χρονικές στιγμές.

Στο Διάγραμμα 15, παρουσιάζονται τα ορθογωνικά προφίλ έγχυσης με τα οποία σαρώνεται το αρχικό προφίλ, με σκοπό την εύρεση του προφίλ εκείνου που το προσεγγίζει καλύτερα. Στο διάγραμμα παρατηρείται ότι, με σταθερή τη γωνία έναρξης έγχυσης των 2° και σταθερή τη συνολική εγχυόμενη μάζα καυσίμου, η διάρκεια της έγχυσης αυξάνει, ενώ το ύψος του ορθογωνικού προφίλ ελαττώνεται.

Τα ορθογωνικά προφίλ του Διαγράμματος 15 τέθηκαν ως δεδομένο στις προσομοιώσεις υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Οι υπολογισμοί με τον κώδικα KIVA-3 κατέληξαν σε σύγκλιση λύσεων μόνο για τα ορθογωνικά προφίλ με διάρκεια έγχυσης 16.2°, 18.2°, 19.2° και 20.2°, ενώ για τα υπόλοιπα δεν υπήρξε σύγκλιση μετά τη γωνία

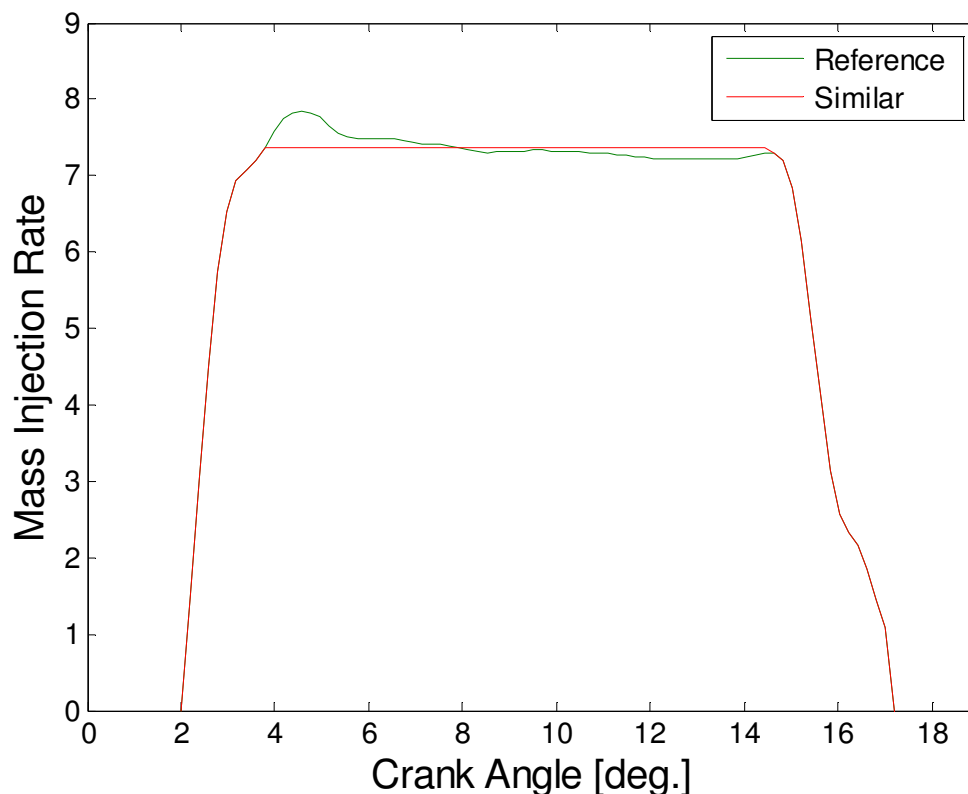
έναρξης έγχυσης των 2°. Η συμπεριφορά αυτή του κώδικα σχετίζεται με την απότομη έγχυση μεγάλων παροχών μάζας κατά την έναρξη της έγχυσης. Συνεπώς, στα πλαίσια της παρούσας μελέτης δεν είναι δυνατή η υιοθέτηση αυτών των προφίλ για την εφαρμογή στρατηγικών έγχυσης με προέγχυση.



Διάγραμμα 15: Ορθογωνικά προφίλ έγχυσης με τα οποία σαρώνεται το αρχικό προφίλ αναφοράς.

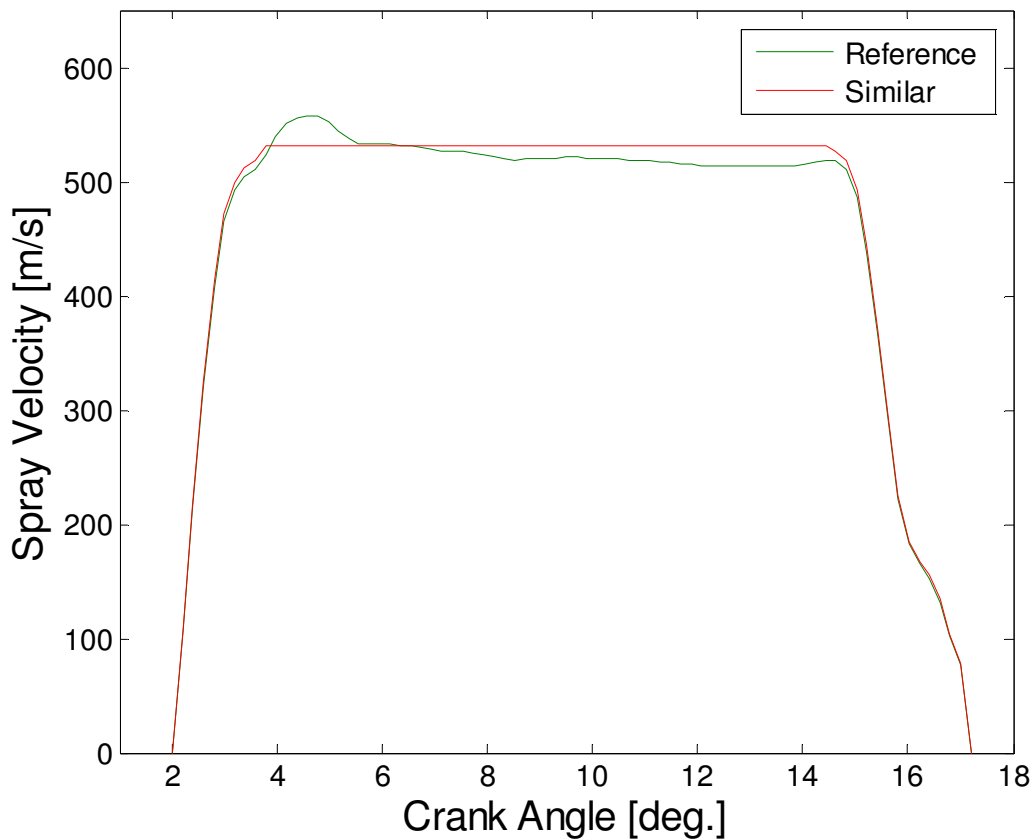
4.2.2 Προφίλ Έγχυσης με Σταθερό Άνοιγμα της Βαλβίδας

Η αναλυτική περιγραφή της μορφής του αρχικού προφίλ έγχυσης (βλ. παρ. 3.3), επιτρέπει την προσεγγισή του με το προφίλ του Διαγράμματος 16.



Διάγραμμα 16: Αρχικό προφίλ έγχυσης αναφοράς και προσεγγιστικό προφίλ με σταθερό άνοιγμα της βαλβίδας, παρόμοιο με το αρχικό.

Το προσεγγιστικό προφίλ του Διαγράμματος 16 είναι παρόμοιο με αυτό της κατασκευάστριας εταιρείας Wärtsilä Switzerland, αφού έχει την ίδια διάρκεια έγχυσης, ενώ το άνοιγμα και κλείσιμο της βελόνας του εγχυτήρα είναι πανομοιότυπα. Η σημαντικότερη, όμως, ομοιότητα τους είναι ότι αντιστοιχούν, σχεδόν, στην ίδια ταχύτητα έγχυσης καυσίμου, όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 17, με αποτέλεσμα τα χαρακτηριστικά της διεργασίας της καύσης, όπως ο διασκορπισμός και η διάχυση του καυσίμου στον συμπιεσμένο αέρα, να παραμένουν ίδια και στις δύο περιπτώσεις. Από την άλλη πλευρά, η διαφορά τους εντοπίζεται στο γεγονός ότι η βαλβίδα δεν ταλαντώνεται κατά το άνοιγμά της, και συνεχίζει να παραμένει σταθερά ανοιχτή κατά τη διάρκεια της έγχυσης.

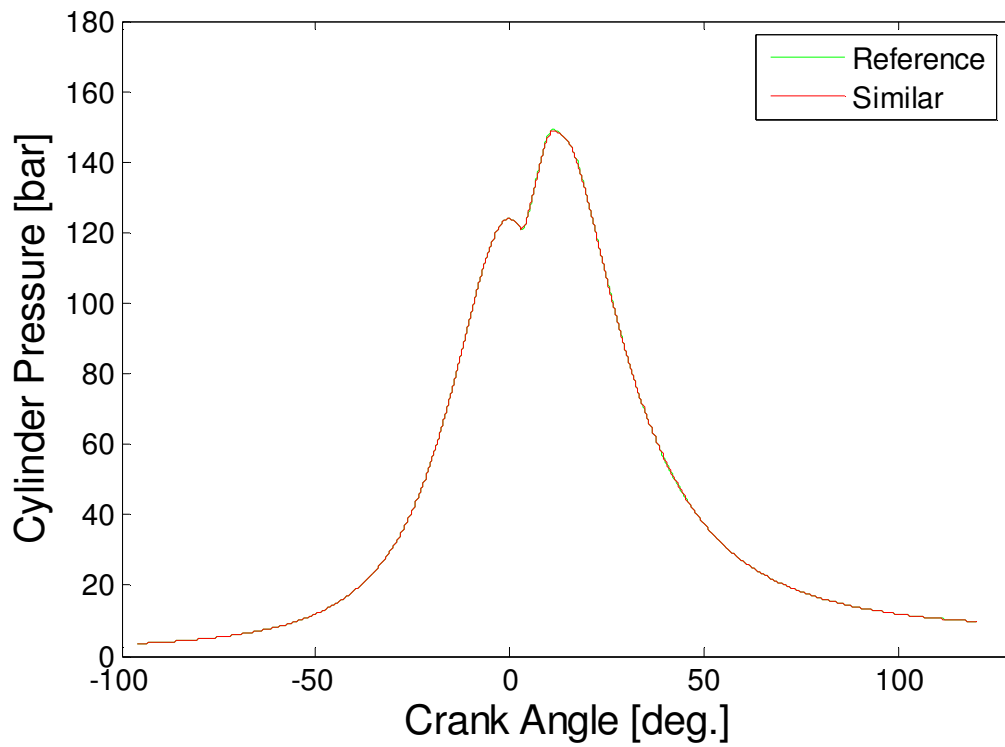


Διάγραμμα 17: Ταχύτητα του εγχυόμενου καυσίμου για προφίλ αναφοράς και προσεγγιστικό προφίλ έγχυσης.

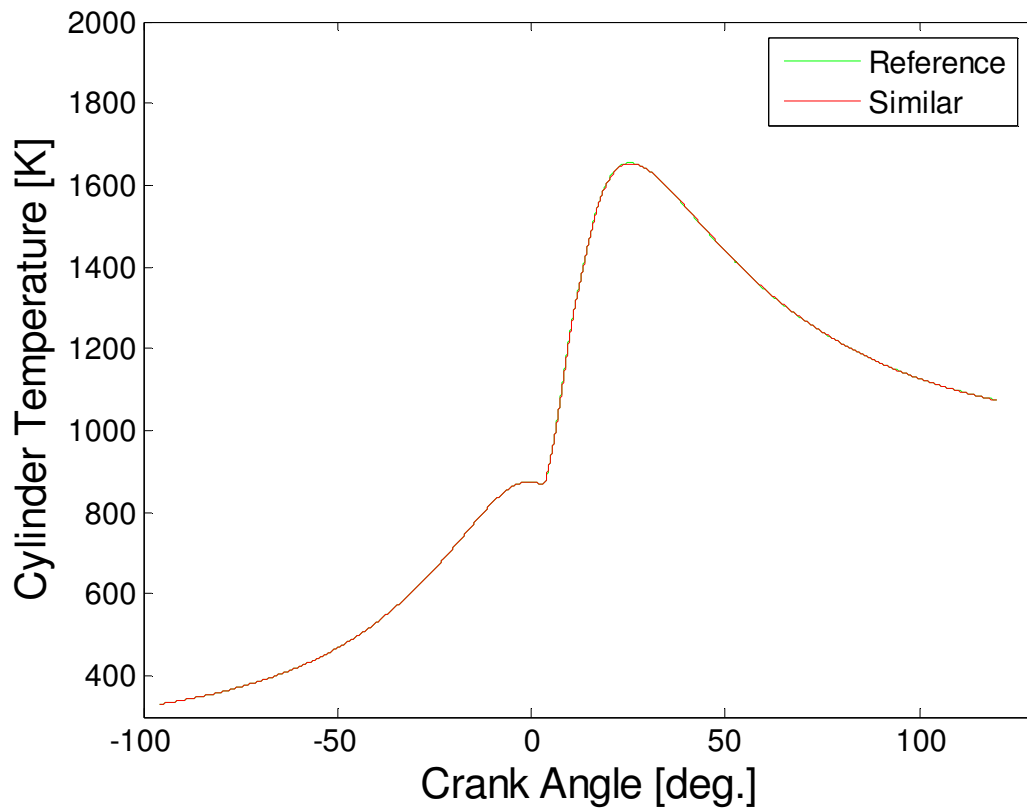
Η συγκεκριμένη μορφή του νέου προφίλ έγχυσης είναι ιδιαίτερα εύχρηστη, διότι είναι δυνατή η προσομοίωση της περιοχής που αντιστοιχεί στο σταθερό άνοιγμα της βελόνας του εγχυτήρα με ένα παραλληλόγραμμο, σχήμα που αντιστοιχεί σε συγκεκριμένη εγχυόμενη μάζα καυσίμου. Έτσι, το νέο προφίλ μπορεί εύκολα να μετασχηματίζεται, δηλαδή να αφαιρείται μάζα από τη συγκεκριμένη περιοχή και να εγχύεται σε οποιαδήποτε γωνία στροφάλου, όπως ορίζει η εφαρμογή στρατηγικών έγχυσης με προέγχυση.

Στη συνέχεια, παρουσιάζεται, σε μορφή διαγραμμάτων, η υπολογιστική ανάλυση της λειτουργίας του κινητήρα που προσομοιώθηκε με το συγκεκριμένο προσεγγιστικό προφίλ έγχυσης καυσίμου. Στα ίδια διαγράμματα, παρατίθενται και τα αποτελέσματα που αντιστοιχούν στο αρχικό προφίλ έγχυσης, με σκοπό τη σύγκριση.

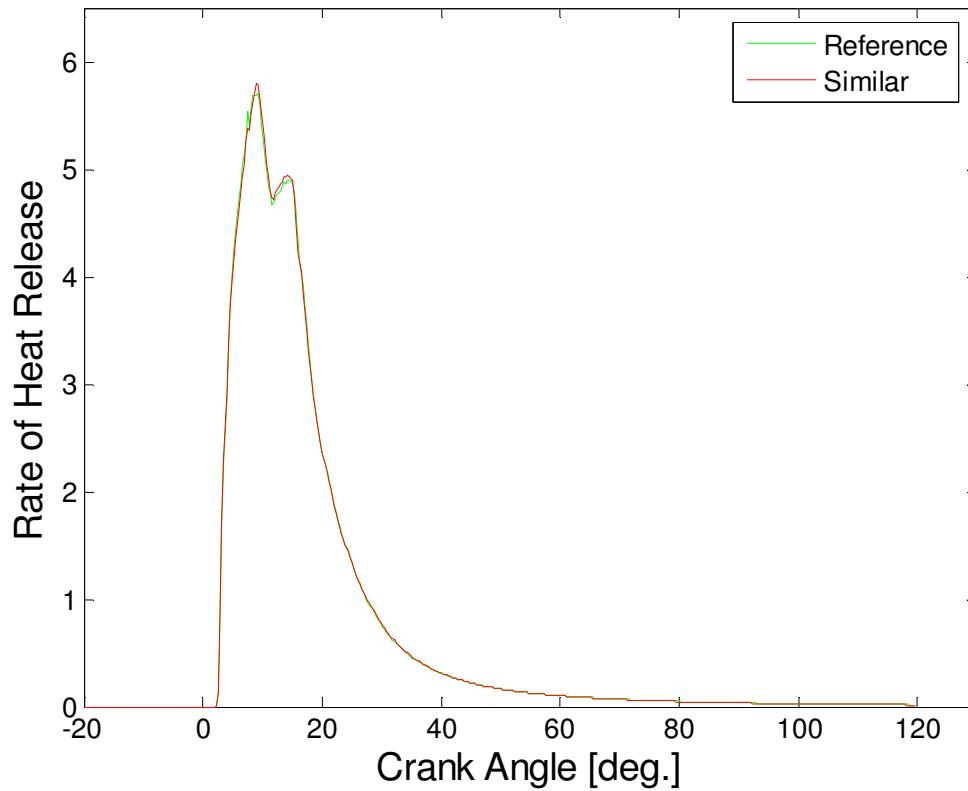
Στα Διαγράμματα 18 και 19 παρουσιάζονται η πίεση και η χωρικά μέση θερμοκρασία, αντίστοιχα, που επικρατούν στον κύλινδρο, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Η απόλυτη ταύτιση της χρονικής ιστορίας τόσο της πίεσης, όσο και της θερμοκρασίας για τα δύο προφίλ έγχυσης είναι εμφανής. Στα Διαγράμματα 20 και 21 παρουσιάζεται ο ρυθμός έκλυσης της θερμότητας και η χωρικά μέση συγκέντρωση NO_x , αντίστοιχα, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Τα αποτελέσματα εξακολουθούν να είναι πανομοιότυπα για τα δύο προφίλ έγχυσης. Επιπλέον, πρέπει να τονισθεί ότι και το ωφέλιμο έργο ανά κύκλο είναι το ίδιο για τα δύο προφίλ.



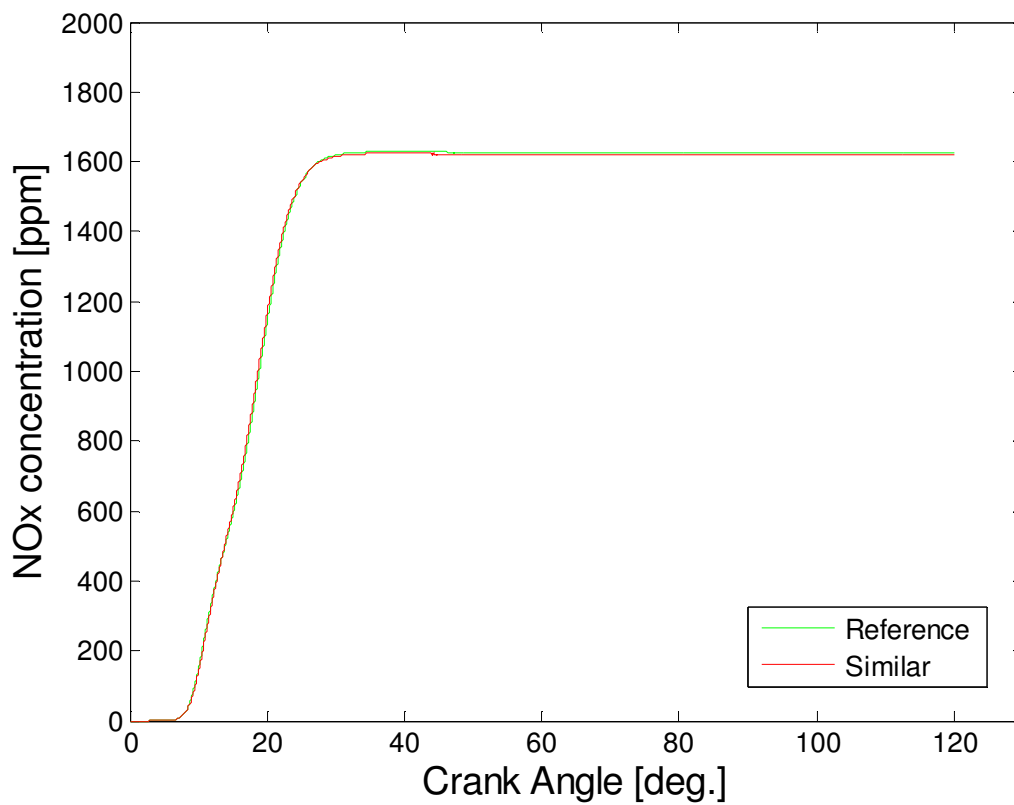
Διάγραμμα 18: Μεταβολή της πίεσης στον κύλινδρο, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για το αρχικό και το προσεγγιστικό προφίλ έγχυσης.



Διάγραμμα 19: Μεταβολή της χωρικά μέσης θερμοκρασίας μέσα στον κύλινδρο, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για το αρχικό και το προσεγγιστικό προφίλ έγχυσης.



Διάγραμμα 20 Μεταβολή του ρυθμού έκλυσης θερμότητας, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για το αρχικό και το προσεγγιστικό προφίλ έγχυσης.



Διάγραμμα 21: Μεταβολή της χωρικά μέσης συγκέντρωσης NO_x , συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για το αρχικό και το προσεγγιστικό προφίλ έγχυσης.

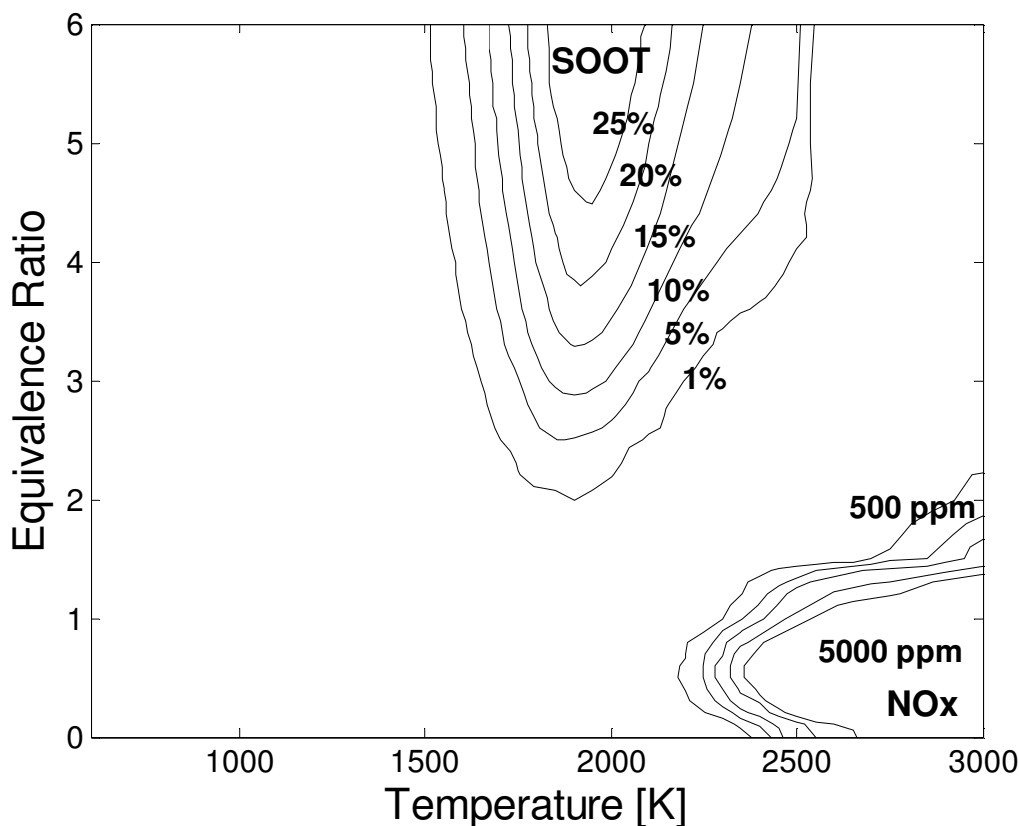
Από την παραπάνω ανάλυση συνεπάγεται η υιοθέτηση του πρότυπου προφίλ έγχυσης με σταθερό άνοιγμα της βελόνας του εγχυτήρα και όχι του ορθογωνικού προφίλ, για την περαιτέρω ανάλυση της επίδρασης στρατηγικών έγχυσης με προέγχυση στην ειδική κατανάλωση και στις εκπομπές ρύπων δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel.

4.3 Ανάλυση Διεργασίας Καύσης με Χρήση Χαρτών T – φ

Η απόκτηση γνώσης του μηχανισμού σχηματισμού και καταστροφής των εκπομπών ρύπων κατά τη διεργασία της καύσης απαιτεί την πλήρη εποπτεία των τοπικών θερμοκρασιών, T, και των αντίστοιχων λόγων καυσίμου – αέρα, φ (equivalence ratio). Με τη βοήθεια προσομοιώσεων χημικής κινητικής (μηδενικής διάστασης) μπορούν να ληφθούν για τον κάθε συνδυασμό T – φ, και δεδομένη πίεση, αποτελέσματα που αντιστοιχούν σε συγκέντρωση δημιουργηθέντων ρύπων (εδώ: NO_x και αιθάλη), μετά την παρέλευση μικρού χρόνου. Η απεικόνιση των υπολογισθέντων συγκεντρώσεων σε διαγράμματα T – φ με τη μορφή ισοϋψών καμπυλών δίνει τους «χάρτες T – φ». Έτσι, η διεργασία της καύσης σε μηχανές εσωτερικής καύσεως μπορεί να αναλυθεί ποιοτικά τοποθετώντας τις τοπικές (π.χ. αυτές που αντιστοιχούν σε κάθε υπολογιστικό κελί) συνθήκες T – φ στους χάρτες. Όταν η παραπάνω ανάλυση χρησιμοποιεί έναν μόνο χάρτη T – φ (αποτελέσματα χημικής κινητικής για μία μόνο τιμή της αρχικής πίεσης) [38], γίνεται αναφορά σε «στατικούς χάρτες T – φ». Όταν οι χάρτες αναφέρονται σε περισσότερες από μία αρχικές πιέσεις [10], ονομάζονται «δυναμικοί χάρτες T – φ».

Στην παρούσα ανάλυση, χρησιμοποιείται μόνον ένας (στατικός) χάρτης, για λόγους απλοποίησης, ο οποίος προκύπτει για συνθήκες πίεσης 60 bar και χρόνο 2ms [38]. Πρέπει να τονισθεί ότι ο συγκεκριμένος χρόνος των 2ms αντιστοιχεί σε 1.3 °CA για τη δεδομένη ταχύτητα περιστροφής των 105 RPM του κινητήρα RTA58T. Στην Εικόνα 24, απεικονίζεται ο (στατικός) χάρτης T – φ, στον οποίο διακρίνονται δύο περιοχές, οι οποίες αντιστοιχούν σε συνθήκες σχηματισμού NO_x και αιθάλης. Η περιοχή σχηματισμού των NO_x οριοθετείται από τις αντίστοιχες συγκεντρώσεις των NO_x , οι οποίες κυμαίνονται από 500 ppm έως 5000 ppm. Επίσης, η περιοχή της αιθάλης οριοθετείται από τις επί τοις εκατό (%) ως προς τη συνολική μάζα συγκεντρώσεις αιθάλης που κυμαίνονται από 1% έως 25%.

Η ανάλυση της καύσης με χρήση χαρτών T – φ είναι χρήσιμη διότι υποδεικνύει τις τοπικές συνθήκες θερμοκρασίας και λόγου καυσίμου – αέρα (για κάθε γωνία στροφάλου) για τις οποίες δημιουργούνται NO_x και αιθάλη. Συνεπώς, η χρήση των χαρτών παρέχει τη δυνατότητα για προτάσεις βελτίωσης των τοπικών συνθηκών, με σκοπό την επίτευξη εκπομπής καυσαερίων χαμηλής συγκέντρωσης NO_x και αιθάλης. Είναι σημαντικό να διευκρινιστεί ότι η συγκεκριμένη ανάλυση προβλέπει μόνο τον σχηματισμό αιθάλης (και όχι την οξείδωση της), με συνέπεια τα συμπεράσματα για πιθανή μείωση ή όχι της συγκέντρωσης αιθάλης να είναι ποιοτικά.



Εικόνα 24: Στατικός χάρτης T – φ, για συνθήκες πίεσης 60 bar και χρόνο 2ms [38].

4.4 Επίδραση Τεχνικών Προέγχυσης Καυσίμου στις Εκπομπές Ρύπων

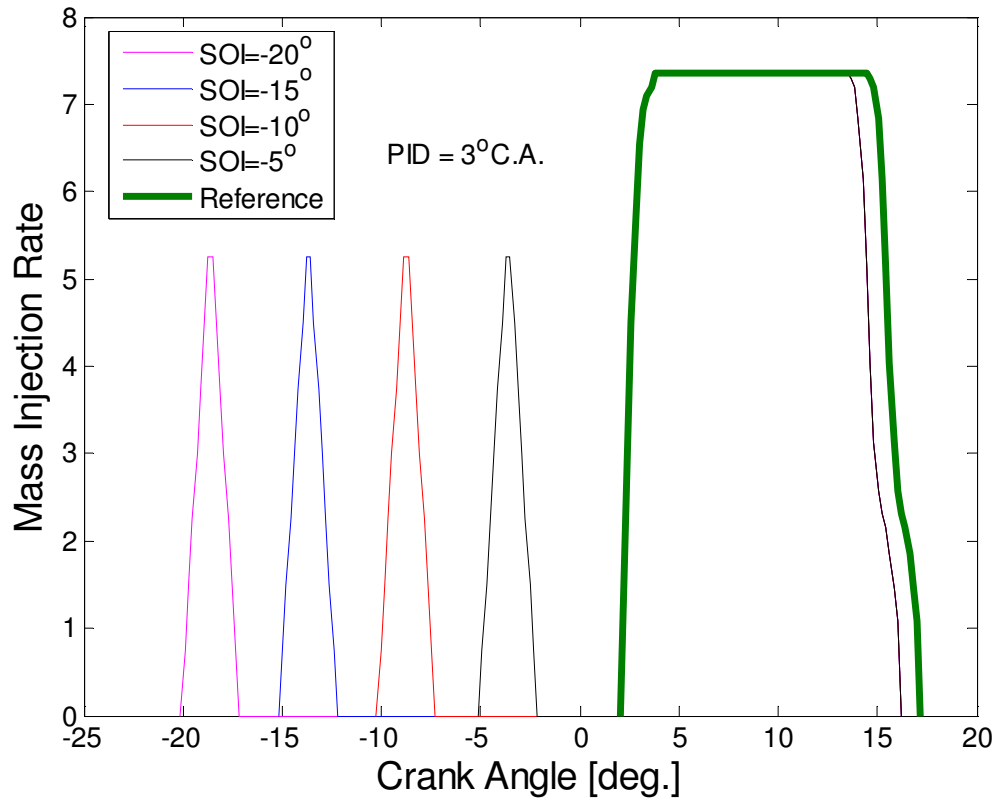
Η επίδραση των τεχνικών προέγχυσης στη λειτουργία και τις εκπομπές του ναυτικού κινητήρα RTA58T θα ερευνηθεί συγκρίνοντας με τη λειτουργία σε συνθήκες αναφοράς, που αντιστοιχούν στο προσεγγιστικό συνεχές προφίλ έγχυσης (Διάγραμμα 16). Ακολουθώντας, μεταβάλλουμε συστηματικά την έναρξη και τη διάρκεια της προέγχυσης, και σχολιάζουμε τα προκύπτοντα σημαντικά συμπεράσματα που αφορούν στην απόδοση του κινητήρα και τις εκπομπές NO_x και αιθάλης.

4.4.1 Παράμετροι Έγχυσης Καυσίμου

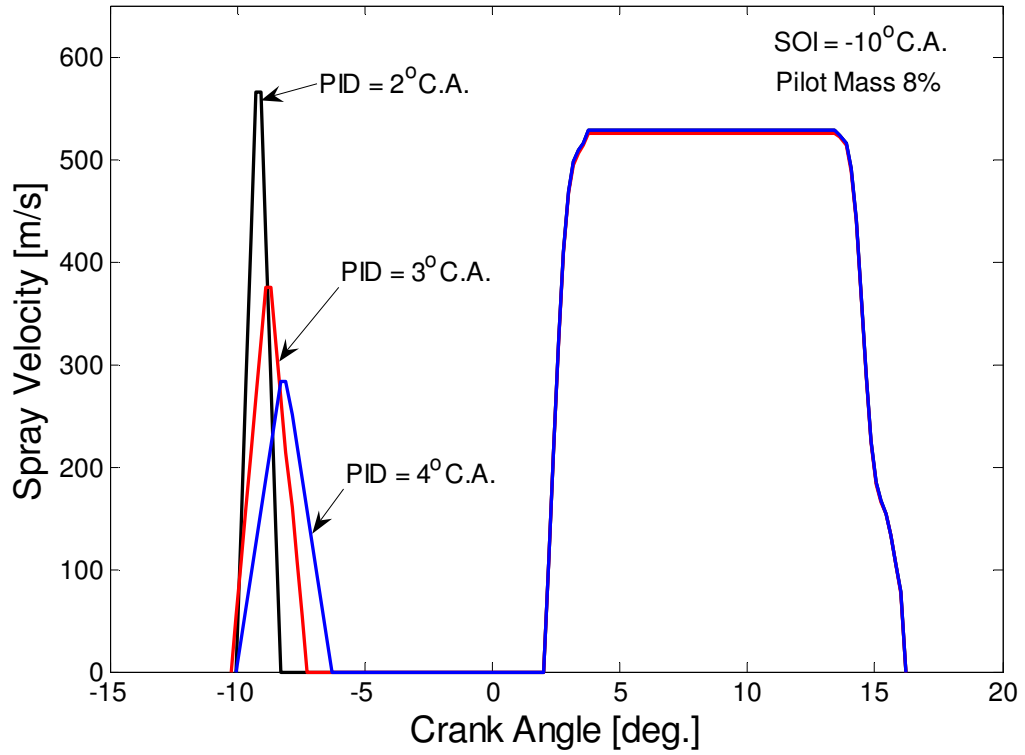
Λαμβάνοντας υπόψη τις αντίστοιχες μελέτες σε κινητήρες της αυτοκινητοβιομηχανίας, ψεκάζεται ποσοστό της τάξεως του 8% της συνολικής μάζας εγχυόμενου καυσίμου πριν το ANΣ, ενώ ταυτόχρονα η συνολική μάζα της λειτουργίας αναφοράς και η γωνία της κύριας έγχυσης των 2° μετά το ANΣ παραμένουν σταθερές. Το προφίλ της προέγχυσης μοντελοποιείται ως τρίγωνο, λόγω της μικρής διάρκειάς της. Η μικρή διάρκεια οφείλεται στο μικρό ποσοστό του 8% της μάζας προέγχυσης (ως προς τη συνολική), με σκοπό να διατηρούνται οι ταχύτητες ψεκασμού σε ικανοποιητικά πεδία τιμών (συγκρίσιμες με αυτές της κύριας έγχυσης). Έτσι από τη μία επιτυγχάνεται λεπτός διασκορπισμός του καυσίμου, και από την άλλη το καύσιμο δεν προσκρούει στα τοιχώματα του κυλίνδρου ή στην κεφαλή του εμβόλου. Η επιλογή του τριγωνικού προφίλ της προέγχυσης δεν είναι αυθαίρετη, αλλά αντιθέτως, συμφωνεί απόλυτα με σύγχρονες αντίστοιχες μελέτες ταυτοποίησης του σχήματος του προφίλ προέγχυσης [3]. Η ταχύτητα

ψεκασμού κατά την κύρια έγχυση παραμένει η ίδια με την αντίστοιχη στην περίπτωση αναφοράς.

Συνέπεια της διατήρησης της συνολικής μάζας είναι η κύρια έγχυση να διαρκεί 14.2° (στην περίπτωση αναφοράς, η συνολική διάρκεια είναι 15.2°). Η έναρξη της προέγχυσης (Start of Pilot Injection – SOI) ποικίλει από -20° έως -5° σε σχέση με το ΑΝΣ, με διάστημα μεταβολής 5°. Η διάρκεια της προέγχυσης (Pilot Injection Duration - PID) για καθεμία από τις παραπάνω περιπτώσεις είναι 2°, 3° και 4°. Αντιπροσωπευτικά προφίλ και ταχύτητες έγχυσης παρουσιάζονται στα Διαγράμματα 22 και 23, αντίστοιχα.



Διάγραμμα 22: Προφίλ έγχυσης.



Διάγραμμα 23: Ταχύτητες ψεκασμού.

4.4.2 Παρουσίαση και Σχολιασμός Αποτελεσμάτων

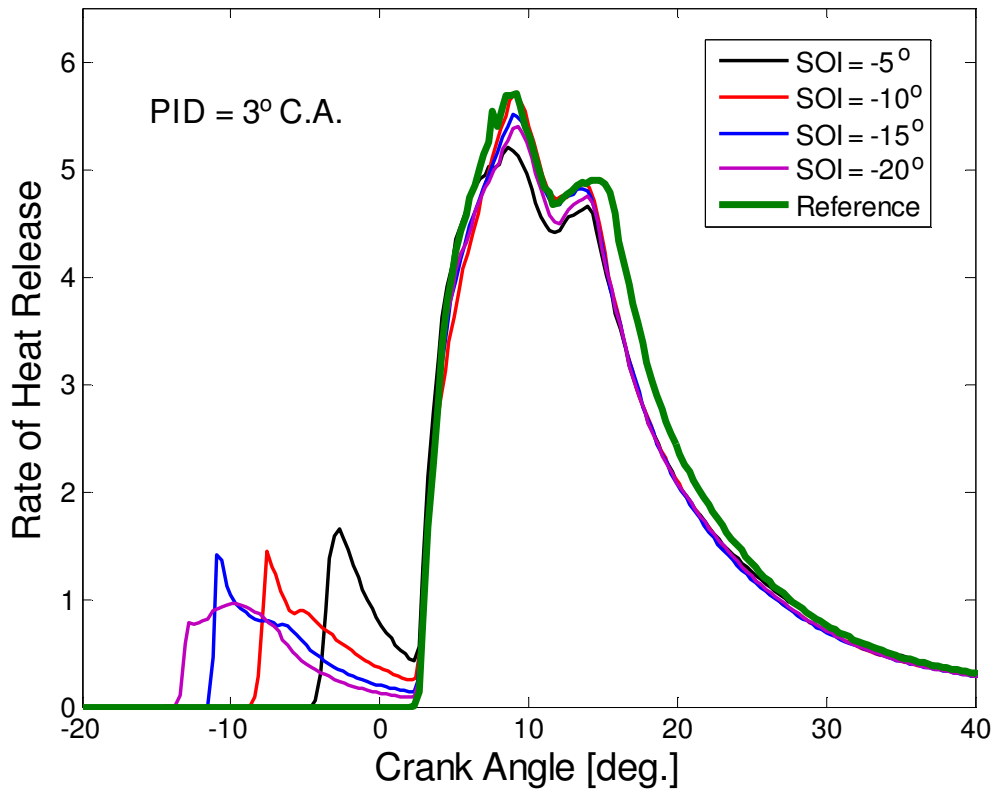
Οι χρονικές ιστορίες των ρυθμών έκλυσης θερμότητας για τις περιπτώσεις με ύπαρξη προέγχυσης παρουσιάζονται στα Διαγράμματα 24 και 25. Η μορφή όλων των καμπυλών (στο τμήμα που αντιστοιχεί στην κύρια έγχυση) παρουσιάζει και στα δύο διαγράμματα δύο κορυφές, διότι η μεγάλη εγκάρσια ταχύτητα του αέρα απομακρύνει γρηγορότερα τα καυσαέρια από την εκάστοτε περιοχή του εγχυτήρα, και τα οδηγεί σε περιοχές μπροστά από τον επόμενο εγχυτήρα (κατά τη διεύθυνση της εγκάρσιας συστροφής). Έτσι, τα καυσαέρια καταλαμβάνουν περιοχές, όπου υπήρχε οξυγόνο, με συνέπεια τη μείωση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Ωστόσο, η δέσμη του εγχυόμενου καυσίμου αλληλεπιδρά με τη στροβιλιζόμενη αέρια μάζα, παράγοντας νέα τύρβη, με αποτέλεσμα οξυγόνο από άλλες περιοχές του κυλίνδρου να οδηγείται και πάλι σε περιοχές πλούσιες σε καύσιμο. Αποτέλεσμα είναι η νέα ανάμιξη του καυσίμου με το οξυγόνο, η οποία οδηγεί στην περαιτέρω καύση και στη νέα αύξηση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας [32].

Στο Διάγραμμα 24, απεικονίζονται οι ρυθμοί έκλυσης θερμότητας για σταθερή διάρκεια προέγχυσης, ίση με 3° . Όταν η προέγχυση λαμβάνει χώρα αρκετά νωρίς, και συγκεκριμένα -20° και -15° από το ΑΝΣ, μεσολαβεί αρκετός χρόνος μεταξύ της αρχής της έγχυσης και της έναυσης του μίγματος καυσίμου- αέρα, γεγονός που επιτρέπει την καλύτερη ανάμιξη του μίγματος. Αξιοσημείωτη είναι η μορφή της καμπύλης του ρυθμού έκλυσης θερμότητας που αντιστοιχεί σε γωνία έναρξης έγχυσης -20° , η οποία είναι αρκετά διαφορετική από τις υπόλοιπες, διότι αντιστοιχεί σε ανάμιξη καυσίμου – αέρα μεγάλης διάρκειας, δημιουργώντας έτσι ένα περισσότερο ομοιογενές μίγμα.

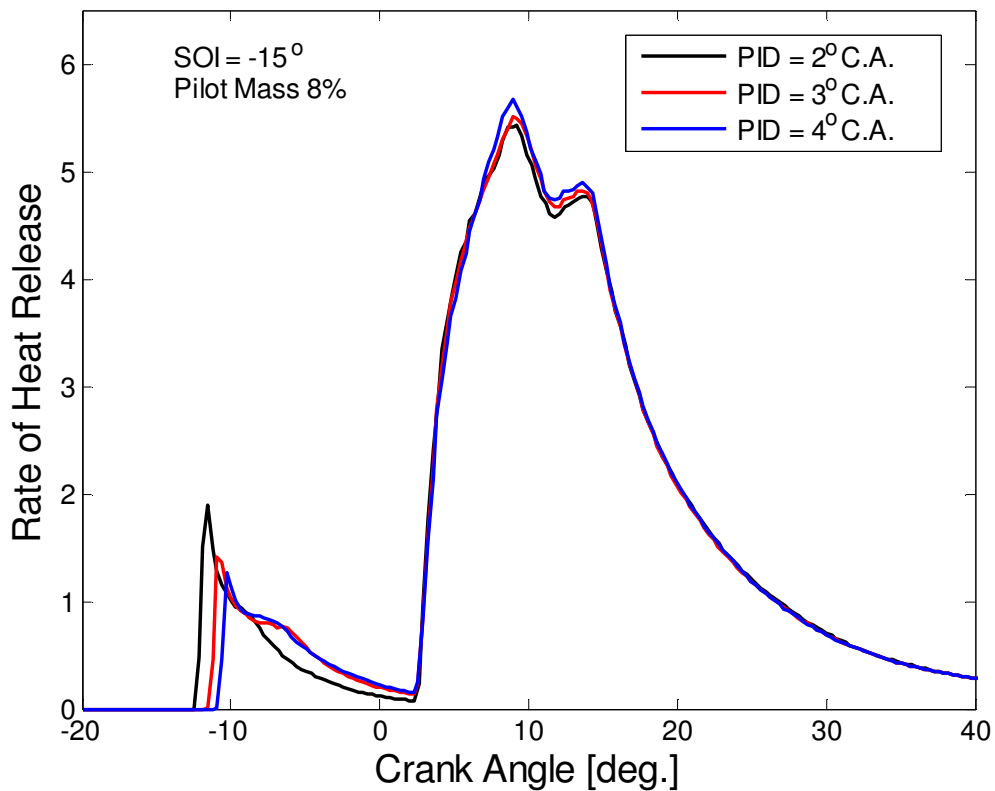
Στο Διάγραμμα 25, απεικονίζονται οι ρυθμοί έκλυσης θερμότητας για γωνία έναρξης προέγχυσης -15° , και διάρκεια 2° , 3° και 4° . Στην περίπτωση προέγχυσης με τη μικρότερη διάρκεια των 2° , η έναυση λαμβάνει χώρα ενωρίτερα, σε σύγκριση με τις άλλες δύο περιπτώσεις, με αποτέλεσμα τη δημιουργία υψηλότερου τοπικού μεγίστου στην καμπύλη του ρυθμού έκλυσης θερμότητας πριν το ΑΝΣ. Από την παραπάνω παρατήρηση, συμπεραίνεται ότι ο ψεκασμός του καυσίμου με έντονο ρυθμό συντελεί σε γρήγορη ατμοποίηση με μεγάλους τοπικούς λόγους καυσίμου – αέρα. Ο εντονότερος (σε σχέση με τις άλλες δύο περιπτώσεις των 3° και 4°) ρυθμός προέρχεται από το γεγονός ότι η ίδια μάζα καυσίμου (8% της συνολικής) πρέπει να ψεκαστεί στον χώρο καύσης σε μικρότερο χρονικό διάστημα, το οποίο αντιστοιχεί σε μεγαλύτερες ταχύτητες του spray (Διάγραμμα 23).

Στα Διαγράμματα 26 και 27 παρουσιάζονται η υπολογισθείσα αύξηση του αδιάστατου ωφέλιμου έργου (η αδιαστατοποίηση γίνεται ως προς την περίπτωση αναφοράς), καθώς και η τελική συγκέντρωση των NO_x , αντίστοιχα, συναρτήσει της έναρξης της έγχυσης (Start Of Injection – SOI) και της διάρκειας της προέγχυσης (Pilot Injection Duration – PID). Στα ίδια διαγράμματα παρουσιάζονται και τα αντίστοιχα αποτελέσματα της λειτουργίας αναφοράς (Περίπτωση Α) [39-40].

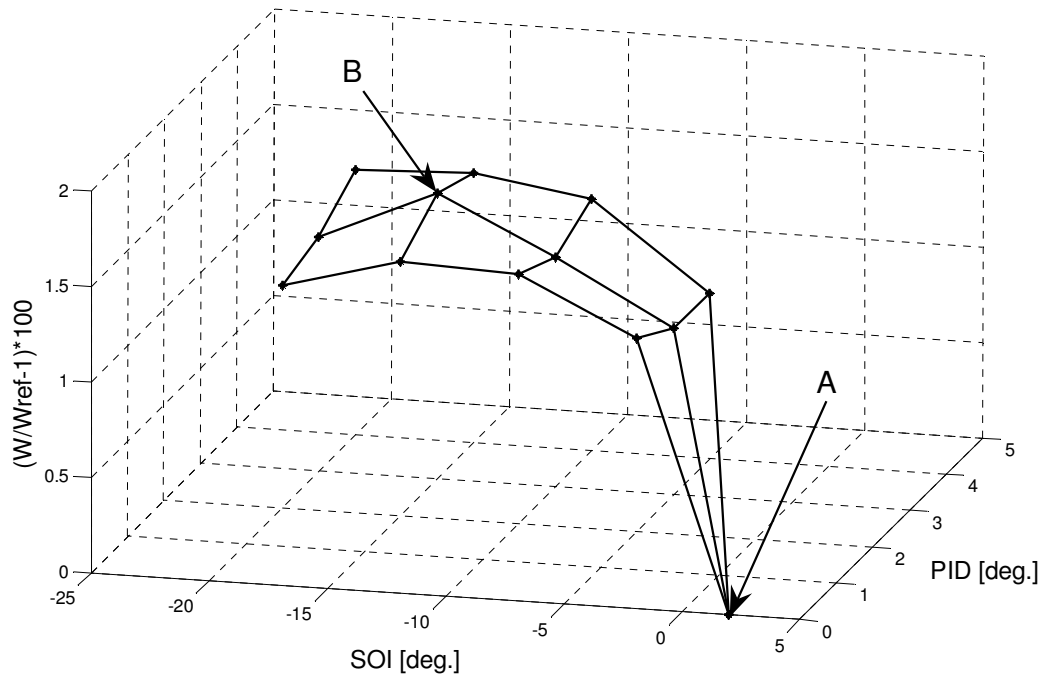
Αύξηση τόσο του ωφέλιμου έργου, όσο και της τελικής συγκέντρωσης των NO_x παρατηρείται για όλες τις περιπτώσεις προέγχυσης. Όμως, η προσεκτική παρατήρηση των Διαγραμμάτων 26 και 27 αποκαλύπτει ότι η λειτουργία του κινητήρα βελτιστοποιείται για γωνία έναρξης προέγχυσης -15° από το ΑΝΣ και αντίστοιχη διάρκεια 3° (Περίπτωση Β). Κάτω από αυτές τις συνθήκες επιτυγχάνεται σχετική αύξηση του ωφέλιμου έργου κατά 1.5% με μικρή αύξηση της τελικής συγκέντρωσης των NO_x της τάξεως του 2.2% (η σύγκριση γίνεται πάντα με την περίπτωση αναφοράς Α). Σημειώνουμε ότι, στην Περίπτωση Β, η μέγιστη πίεση στον κύλινδρο αγγίζει τα 159 bar.



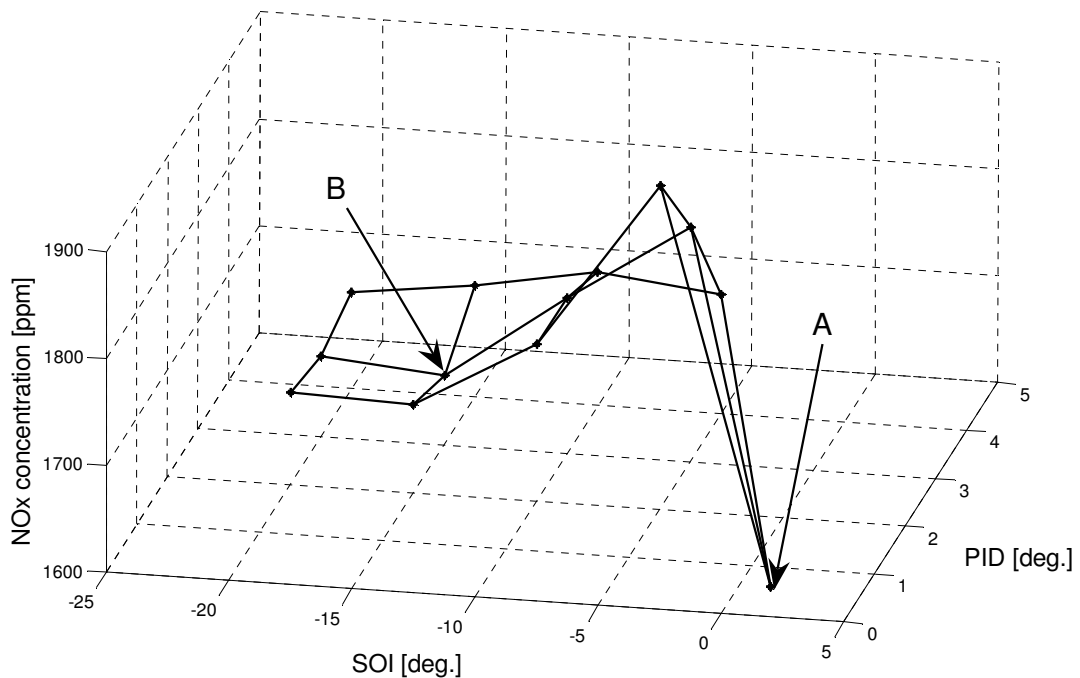
Διάγραμμα 24: Μεταβολή του ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για σταθερή διάρκεια προέγχυσης 3°, και ποικίλες γωνίες έναρξης προέγχυσης.



Διάγραμμα 25: Μεταβολή του ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για σταθερή γωνία έναρξης προέγχυσης -15° από το ΑΝΣ, και ποικίλες διάρκειες προέγχυσης.



Διάγραμμα 26: Σχετική, σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, αύξηση του υπολογισθέντος ωφέλιμου έργου, συναρτήσει της γωνίας έναρξης (SOI) και διάρκειας της προέγχυσης (PID).



Διάγραμμα 27: Υπολογισθείσα τελική συγκέντρωση NO_x , συναρτήσει της γωνίας έναρξης (SOI) και διάρκειας της προέγχυσης (PID).

Τα παραπάνω αποτελέσματα μας οδήγησαν στη διερεύνηση της μείωσης της κατανάλωσης καυσίμου για σταθερό ωφέλιμο έργο (ίσο με αυτό της περίπτωσης αναφοράς A). Εδώ, τα χαρακτηριστικά της περίπτωσης B (SOI=-15°, PID=3°) διατηρούνται, ενώ ταυτόχρονα η συνολική εγχυόμενη μάζα μειώνεται τόσο, ώστε να μένει αμετάβλητο το ωφέλιμο έργο που αντιστοιχεί στην περίπτωση A. Η συστηματική αριθμητική προσομοίωση έδειξε ότι μείωση της συνολικά εγχυόμενης μάζας καυσίμου της τάξεως του 1.7% οδηγεί στο επιθυμητό αποτέλεσμα, με ταυτόχρονη μείωση της τελικής συγκέντρωσης των NO_x κατά 1.1%. Συνεπώς, η συγκεκριμένη στρατηγική έγχυσης, που θα αναφέρεται στη συνέχεια της παρούσας εργασίας ως περίπτωση C, επιτρέπει την επίτευξη του επιθυμητού ωφέλιμου έργου, ενώ ταυτόχρονα επιτυγχάνει μείωση της ειδικής κατανάλωσης, χωρίς να επηρεάζονται τα επίπεδα συγκέντρωσης των εκπομπών NO_x . Πρέπει να σημειωθεί ότι η μείωση της συνολικής μάζας επηρεάζει το προφίλ του ρυθμού έγχυσης, και συγκεκριμένα τη διάρκεια της κύριας έγχυσης, η οποία από 14.2° μειώνεται σε 14°, ώστε το προφίλ της ταχύτητας ψεκασμού στην κύρια έγχυση να διατηρείται σταθερό.

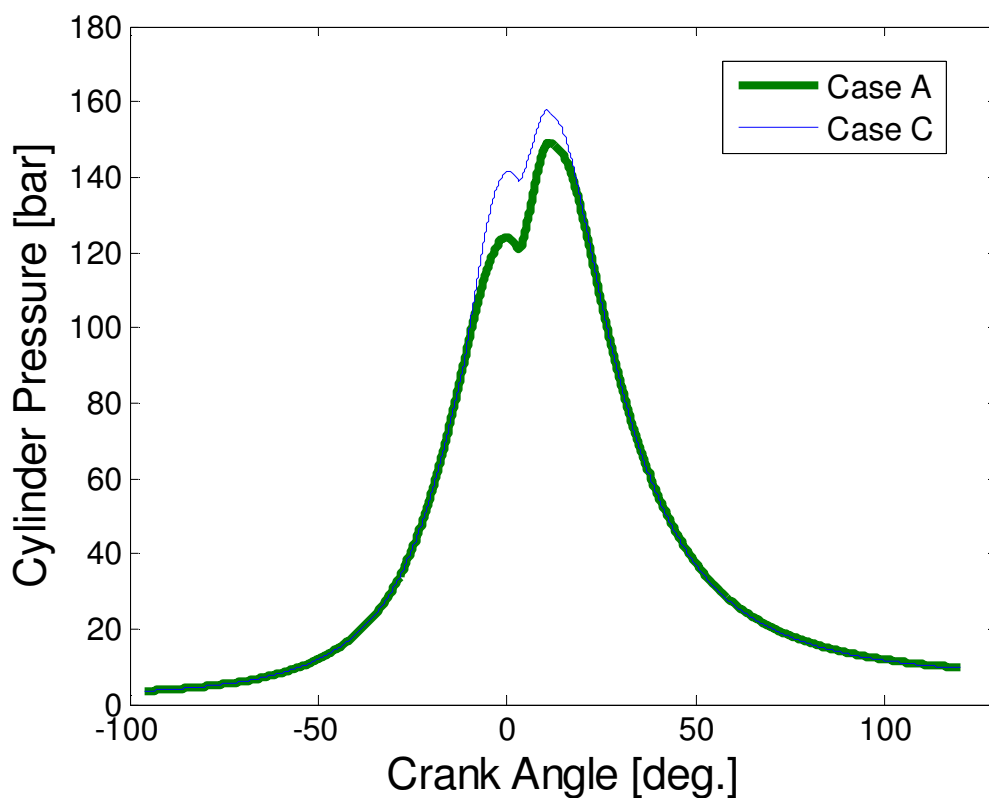
Στη μέχρι τώρα ανάλυση, δεν έχει ληφθεί ιδιαίτερη μέριμνα για τη μέγιστη πίεση που επικρατεί στον κύλινδρο. Στο Διάγραμμα 28 παρουσιάζεται η πίεση στον κύλινδρο συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για την ιδανική περίπτωση C και την περίπτωση αναφοράς A. Η μέγιστη πίεση της περίπτωσης C ανέρχεται σε 157.73 bar, η οποία είναι αισθητά μεγαλύτερη των 149.08 bar (στις συνθήκες αναφοράς). Η υπέρβαση της μέγιστης αποδεκτής πίεσης (εδώ της τάξεως των 150 bar) έχει ως συνέπεια τη μηχανική καταπόνηση του κινητήρα, ενώ η ικανοποίησή της ενδεχομένως να συνεισφέρει σε περαιτέρω μείωση της τελικής συγκέντρωσης των NO_x . Έτσι, έγινε προσπάθεια ικανοποίησης του παραπάνω περιορισμού, η οποία κατέληξε μετά από συστηματικές σειρές αριθμητικών προσομοιώσεων στην αλλαγή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης της περίπτωσης C από 2° σε 3°, ενώ τα χαρακτηριστικά της προέγχυσης (SOI=-15°, PID=3°) διατηρήθηκαν σταθερά (Περίπτωση D). Το προφίλ έγχυσης στην Περίπτωση D μαζί με το προφίλ στην περίπτωσης αναφοράς A παρουσιάζονται στο Διάγραμμα 29, στο οποίο παρατηρείται κοινή γωνία πέρατος της έγχυσης καυσίμου. Στην Περίπτωση D, η μέγιστη πίεση στον κύλινδρο ανέρχεται στα 150.44 bar (αποδεκτή τιμή). Στο Διάγραμμα 30, απεικονίζεται η σύγκριση της χρονικής ιστορίας της επικρατούσας στον κύλινδρο πίεσης της περίπτωσης D με την αντίστοιχη για συνθήκες αναφοράς (Περίπτωση A). Η μείωση αυτή της μέγιστης πίεσης και η ταυτόχρονη μείωση της διάρκειας της ταχείας καύσης του προετοιμασμένου μίγματος συντελούν στην περαιτέρω μείωση των εκπομπών NO_x κατά 10%, σε σύγκριση με την περίπτωση A. Όσον αφορά στο ωφέλιμο έργο της περίπτωσης D, αυτό μειώνεται μόνο κατά 1%, σε σύγκριση με την περίπτωση αναφοράς A.

Τέλος, στα Διαγράμματα 31, 32 και 33, παρουσιάζεται η χωρικά μέση θερμοκρασία στην πρώτη σειρά υπολογιστικών κελιών στις περιοχές του πώματος του κυλίνδρου, της κεφαλής του εμβόλου, και της κεφαλής της βαλβίδας εξαγωγής, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για τις περιπτώσεις A, B, C και D. Το επίπεδο των παραπάνω θερμοκρασιών παρέχει μία σαφή αίσθηση της θερμικής φόρτισης του κινητήρα. Στα διαγράμματα παρατηρούμε ότι η θερμική φόρτιση του κινητήρα σε γωνίες κοντά στο ANΣ είναι μεγαλύτερη για τις περιπτώσεις B, C και D, σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς A, λόγω της πλήρους καύσης του καυσίμου της προέγχυσης. Τα επίπεδα των υπολογισθέντων θερμοκρασιών αντιστοιχούν σε θερμικά φορτία που είναι, σε όλες τις περιπτώσεις, παρόμοια.

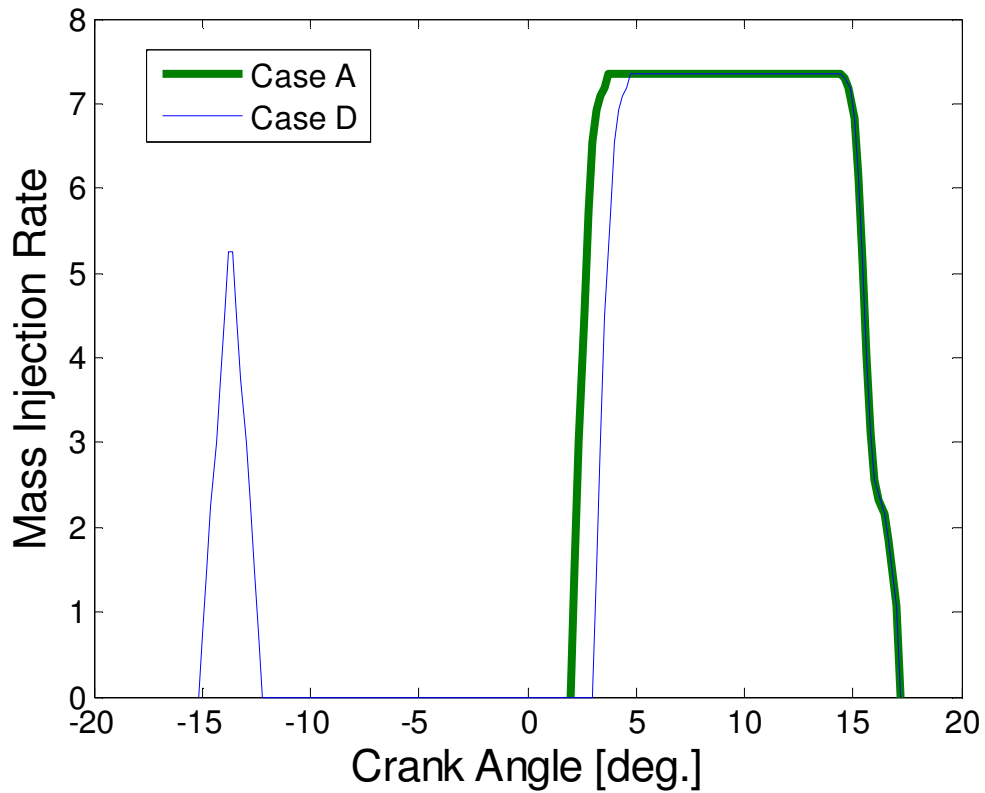
Τα αποτελέσματα των περιπτώσεων A, B, C και D συνοψίζονται στον Πίνακα IX.

ΠΕΡΙΠΤΩΣΗ	A	B	C	D
ΕΝΑΡΞΗ ΠΡΟΕΓΧΥΣΗΣ [° CA μετά το ΑΝΣ]	-	-15	-15	-15
ΔΙΑΡΚΕΙΑ ΠΡΟΕΓΧΥΣΗΣ [° CA]	-	3	3	3
ΕΝΑΡΞΗ ΚΥΡΙΑΣ ΕΓΧΥΣΗΣ [° CA μετά το ΑΝΣ]	2	2	2	3
ΜΑΖΑ ΠΡΟΕΓΧΥΣΗΣ	0%	8%	7.86%	ΣΥΝΟΛΟ 98.3%
ΜΑΖΑ ΚΥΡΙΑΣ ΕΓΧΥΣΗΣ	100%	92%	90.44%	
ΩΦΕΛΙΜΟ ΕΡΓΟ	100%	101.5%	100%	99%
ΤΕΛΙΚΗ ΣΥΓΚΕΝΤΡΩΣΗ NO_x [ppm]	1626 (Αναφορά)	1662 (+2.2%)	1608 (-1.1%)	1448 (-10%)
ΜΕΓΙΣΤΗ ΠΙΕΣΗ [bar]	149.08	158.97	157.73	150.44

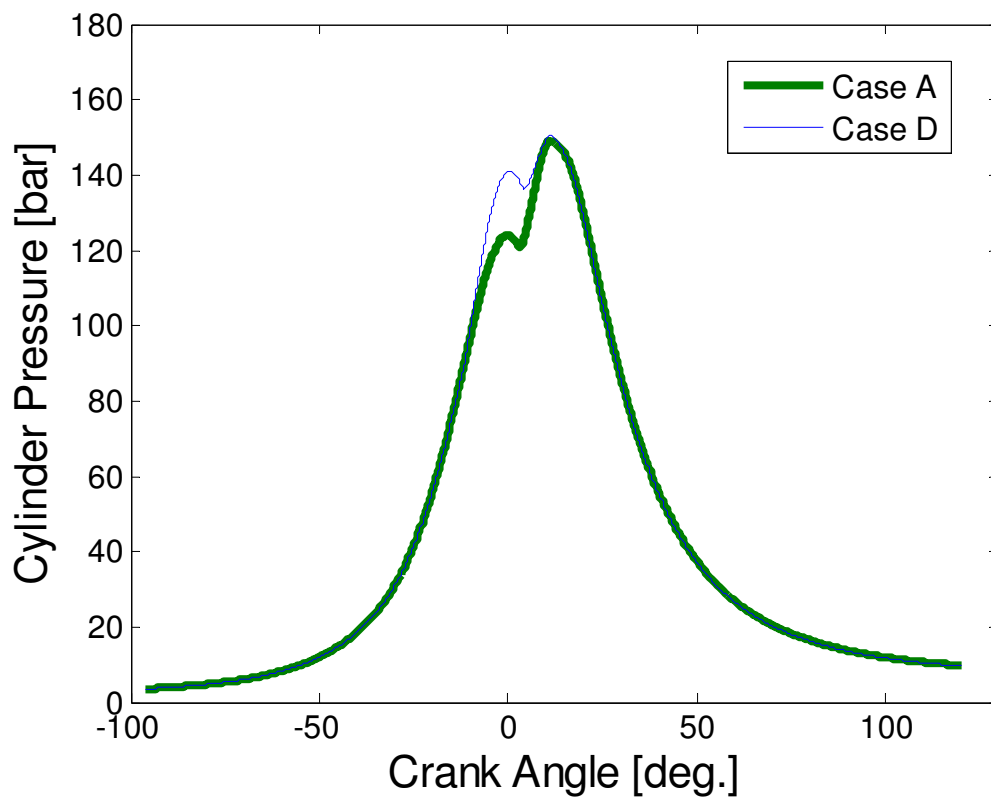
Πίνακας ΙΧ: Χαρακτηριστικά μεγέθη των περιπτώσεων Α, Β, C και D.



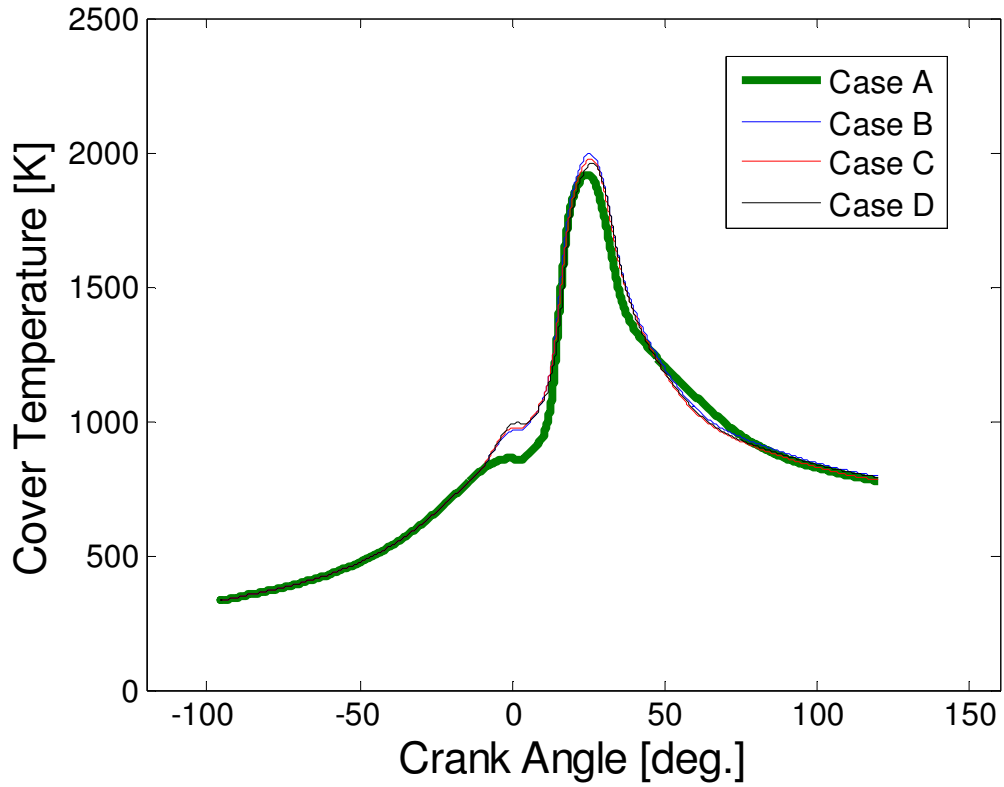
Διάγραμμα 28: Μεταβολή της πίεσης στον κύλινδρο συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για την περίπτωση αναφοράς Α και την πρότυπη περίπτωση C.



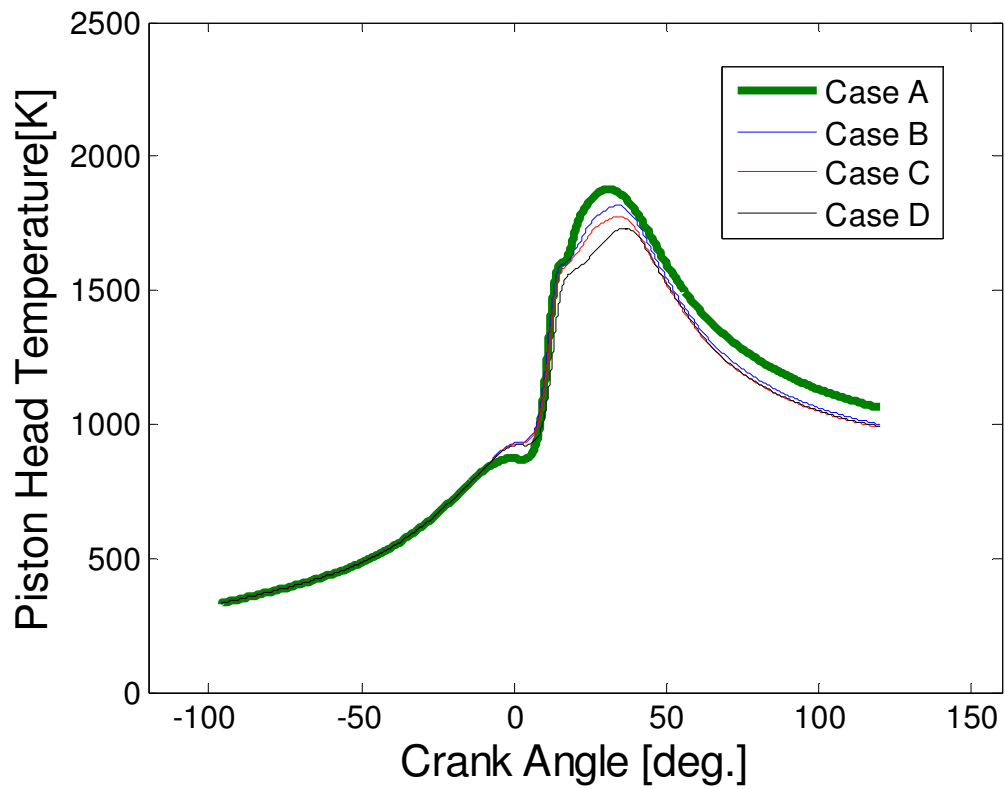
Διάγραμμα 29: Προφίλ έγχυσης, για την περίπτωση αναφοράς A και την πρότυπη περίπτωση D.



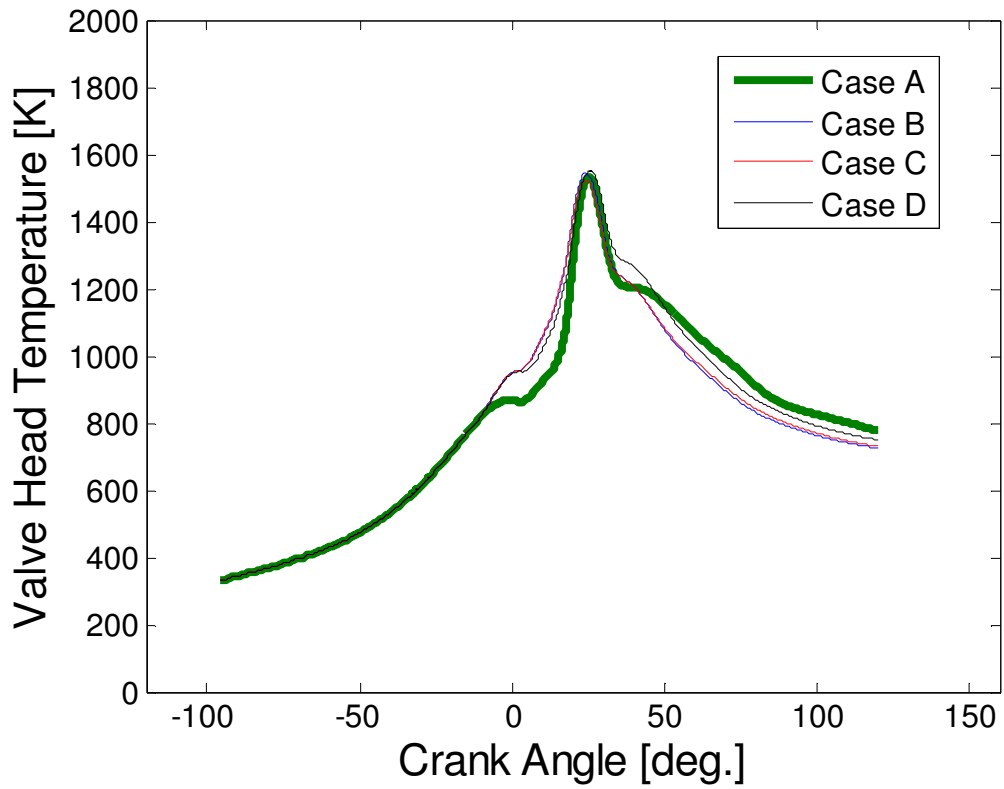
Διάγραμμα 30: Μεταβολή της πίεσης στον κύλινδρο συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για την περίπτωση αναφοράς A και την πρότυπη περίπτωση D.



Διάγραμμα 31: Χωρικά μέση θερμοκρασία στην περιοχή του πώματος του κυλίνδρου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για τις περιπτώσεις A, B, C και D.



Διάγραμμα 32: Χωρικά μέση θερμοκρασία στην περιοχή της κεφαλής του εμβόλου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για τις περιπτώσεις A, B, C και D.



Διάγραμμα 33: Χωρικά μέση θερμοκρασία στην περιοχή της κεφαλής της βαλβίδας εξαγωγής συναρτήσει της γωνίας στρόφαλου, για τις περιπτώσεις A, B, C και D.

4.4.3 Ανάλυση T – φ και Τρισδιάστατη Απεικόνιση των Αριθμητικών Αποτελεσμάτων

Σημαντικά συμπεράσματα για τους μηχανισμούς σχηματισμού NO_x και αιθάλης μπορούν να προκύψουν από την απεικόνιση των τοπικών (σε κάθε υπολογιστικό κελί) θερμοκρασιών, T, και αντίστοιχων λόγων καυσίμου - αέρα, φ, σε χάρτη T – φ (βλ. παρ. 4.3). Επιπλέον, η τρισδιάστατη απεικόνιση (3-D Visualization) της όλης διαδικασίας επιτρέπει την κατανόηση των φαινομένων καύσης, προσφέροντας πληροφορίες για την ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα και τη διαδικασία της καύσης, με συνέπεια τη δυνατότητα για προτάσεις βελτίωσης της διεργασίας. Έτσι, θα μπορούσε να επιτευχθεί ο στόχος της μείωσης των εκπομπών ρύπων, χωρίς να επηρεάζεται η απόδοση και αξιοπιστία του κινητήρα. Η ανάλυση οδηγεί, τόσο στην περίπτωση C, όσο και στην περίπτωση D (πάντα σε σύγκριση με την περίπτωση αναφοράς A), σε συμπεράσματα μεγάλου ενδιαφέροντος, τα οποία θέτουν συγκεκριμένες κατευθύνσεις για τη λειτουργία του κινητήρα σε βελτιωμένες συνθήκες.

Σύγκριση Περιπτώσεων A και C

Στην Εικόνα 25, φαίνεται η διαδικασία έγχυσης του καυσίμου σε συνδυασμό με τις επικρατούσες τιμές των τοπικών θερμοκρασιών και αντίστοιχων λόγων καυσίμου – αέρα, για το οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων της περίπτωσης C. Επιπλέον, στην ίδια εικόνα, παρατίθενται οι τιμές T, φ όλων των υπολογιστικών κελιών σε αντίστοιχο χάρτη, για συγκεκριμένες γωνίες στροφάλου της περίπτωσης C, αλλά και της περίπτωσης A, με σκοπό τη σύγκριση.

Όπως αποτυπώνεται στους χάρτες T – φ, για γωνίες στροφάλου που αντιστοιχούν στην περίοδο προέγχυσης, το παραγόμενο μίγμα καυσίμου – αέρα καίγεται πλήρως, ενώ ταυτόχρονα δεν ευνοείται ο σχηματισμός ούτε NO_x , αλλά ούτε αιθάλης. Η πλήρης καύση της εγχυόμενης ποσότητας καυσίμου με αέρα, πριν ξεκινήσει η κύρια έγχυση, αποτυπώνεται στον αντίστοιχο χάρτη T – φ (2° μετά το ANΣ), ο οποίος χαρακτηρίζεται από μηδενικές τιμές φ και μεγάλες τοπικές τιμές T, που κυμαίνονται από 700 K έως 1500 K. Οι αντίστοιχες τοπικές θερμοκρασίες της περίπτωσης A δεν ξεπερνούν τους 700 K, διότι η μόνη διεργασία που λαμβάνει χώρα είναι η συμπίεση. Η κύρια έγχυση τόσο στην περίπτωση C, όσο και στην περίπτωση αναφοράς A, είναι παρόμοια, με τη διαφορά όμως ότι, στην περίπτωση C, η κύρια έγχυση διαρκεί 14° , ενώ στην περίπτωση A 15.2° (ώστε η συνολική εγχυόμενη μάζα καυσίμου να παραμένει σταθερή). Στην περίπτωση C, η κύρια καύση λαμβάνει χώρα κοντά στο ANΣ, και σε περιβάλλον υψηλότερων θερμοκρασιών, γεγονός που ευνοεί τον σχηματισμό NO_x . Όμως, η συγκέντρωση NO_x της περίπτωσης C είναι ελάχιστα μικρότερη από αυτήν της περίπτωσης A, διότι έχει ελαττωθεί η ποσότητα καυσίμου στην κύρια έγχυση της περίπτωσης C (μείωση του λόγου καυσίμου – αέρα). Όσον αφορά στη διάρκεια της έγχυσης, η διαφορά που υφίσταται είναι αρκετά σημαντική, διότι, στην περίπτωση C, η διαδικασία σχηματισμού αιθάλης τερματίζεται νωρίτερα, σε περιβάλλον υψηλότερης θερμοκρασίας. Αυτό οδηγεί στο ασφαλές συμπέρασμα ότι μειώνεται η συγκέντρωση αιθάλης στην εξαγωγή, διότι, από τη μία, παράγεται λιγότερη ποσότητα, και, από την άλλη, λόγω υψηλότερων θερμοκρασιών, αυτή οξειδώνεται με εντονότερο ρυθμό, σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς A. Το παραπάνω συμπέρασμα μπορεί να στοιχειοθετηθεί και από τους χάρτες T – φ, που αντιστοιχούν σε γωνίες στροφάλου 17° και 19° μετά το ANΣ, όπου ο σχηματισμός αιθάλης μειώνεται σημαντικά για την περίπτωση C, σε σύγκριση με την περίπτωση αναφοράς A.

Σύγκριση Περιπτώσεων A και D

Στην Εικόνα 26, φαίνεται η διαδικασία έγχυσης του καυσίμου σε συνδυασμό με τις επικρατούσες τιμές των τοπικών θερμοκρασιών και αντίστοιχων λόγων καυσίμου – αέρα, για το οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων της περίπτωσης D. Επιπλέον, στην ίδια εικόνα, παρατίθενται οι τιμές T, φ όλων των υπολογιστικών κελιών σε αντίστοιχο χάρτη, για συγκεκριμένες γωνίες στροφάλου της περίπτωσης D, αλλά και της περίπτωσης A, με σκοπό τη σύγκριση.

Η ανάλυση των αποτελεσμάτων για την περίοδο προέγχυσης της περίπτωση D είναι παρόμοια με της περίπτωσης C. Συνεπώς, στην περίοδο προέγχυσης της περίπτωσης D, το καύσιμο καίγεται πλήρως με τον αέρα, χωρίς να σχηματίζονται NO_x και αιθάλη. Αναφορικά με την κύρια έγχυση, η έναρξή της είναι στις 3° μετά το ANΣ, και όχι στις 2° , όπως συμβαίνει στις περιπτώσεις A και C. Επίσης, η διατήρηση της ολικής μάζας του καυσίμου σε σταθερό επίπεδο έχει ως αποτέλεσμα το πέρας της έγχυσης στην περίπτωση D να είναι το ίδιο με αυτό της περίπτωσης αναφοράς A (Διάγραμμα 29). Τα χαρακτηριστικά αυτά της κύριας έγχυσης της περίπτωσης D εξηγούν όχι μόνο την παρατηρούμενη υστέρηση της ατμοποίησης και καύσης του καυσίμου στις γωνίες στροφάλου 2° και 4° συγκριτικά με την περίπτωση αναφοράς A, αλλά και την παρόμοια μετέπειτα πορεία της καύσης. Η καθυστερημένη έναρξη της κύριας έγχυσης έχει ως αποτέλεσμα την καύση του μίγματος καυσίμου – αέρα σε χαμηλότερο θερμοκρασιακό περιβάλλον, σε σχέση με τις περιπτώσεις A και C, με συνέπεια να μην ευνοείται η δημιουργία NO_x . Η ταύτιση του πέρατος της κύριας έγχυσης για τις περιπτώσεις A και D δικαιολογεί τον σχηματισμό αιθάλης σε γωνίες στροφάλου μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες της περίπτωσης C, με συνέπεια η τελική συγκέντρωση να είναι πιθανότατα μεγαλύτερη στις περιπτώσεις A και D, σε σύγκριση με την περίπτωση C. Το πιθανό αυτό συμπέρασμα προκύπτει διότι η δημιουργία αιθάλης σε μεγάλες γωνίες στροφάλου μετά το ANΣ δεν συνοδεύεται από έντονους ρυθμούς οξειδωσης, αφού επικρατούν χαμηλότερες θερμοκρασίες (λόγω της εκτόνωσης των καυσαερίων).

Εισαγωγή Εμπειρικής Συνάρτησης Παραγωγής Σωματιδίων Αιθάλης

Περαιτέρω ανάλυση αναφορικά με τη διαδικασία σχηματισμού αιθάλης απεικονίζεται στην Εικόνα 27, όπου διακρίνεται η σύγκριση τρισδιάστατων περιοχών σχηματισμού αιθάλης μέσα στον θάλαμο καύσης για τις περιπτώσεις A, C και D. Οι συγκεκριμένες εικόνες βασίζονται στον καθορισμό μιας συνάρτησης f , η οποία περιγράφει την περιοχή σχηματισμού σωματιδίων αιθάλης του στατικού χάρτη T – φ. Ο καθορισμός της εν λόγω συνάρτησης σχετίζεται τόσο με τη γραμμική εξάρτηση της σχηματιζόμενης αιθάλης από τον λόγο καυσίμου – αέρα, φ, όσο και με την παρατηρούμενη παραβολική εξάρτηση της σχηματιζόμενης αιθάλης από την αντίστοιχη θερμοκρασία του μίγματος καυσίμου – αέρα. Η παραβολική συνάρτηση, που συσχετίζει τη θερμοκρασία με τον σχηματισμό αιθάλης, είναι προφανώς της μορφής:

$$y(T) = a \cdot T^2 + b \cdot T + c$$

Όπου,

y, T, η παραβολική συνάρτηση και η τοπική θερμοκρασία του μίγματος καυσίμου – αέρα, αντίστοιχα.

Οι συντελεστές a , b και c προκύπτουν από την επίλυση του συστήματος 3×3 των γραμμικών εξισώσεων, οι οποίες προκύπτουν από τα ακόλουθα ζεύγη τιμών (παραμετροποίηση του στατικού χάρτη $T - \varphi$):

$$(T_1, y_1) = (1500, 0)$$

$$(T_2, y_2) = (2000, 1)$$

$$(T_3, y_3) = (2500, 0)$$

Συνεπώς, για θερμοκρασίες μικρότερες από 1500 K και υψηλότερες από 2500 K, δεν υφίσταται επίδραση της θερμοκρασίας στον σχηματισμό σωματιδίων αιθάλης, ενώ η μέγιστη επίδραση τίθεται για θερμοκρασία της τάξεως των 2000 K. Από τον προσδιορισμό των συντελεστών a , b και c , και αφού συμπεριληφθεί η γραμμική εξάρτηση της σχηματιζόμενης αιθάλης από το φ , προκύπτει η συνάρτηση παραγωγής σωματιδίων αιθάλης f :

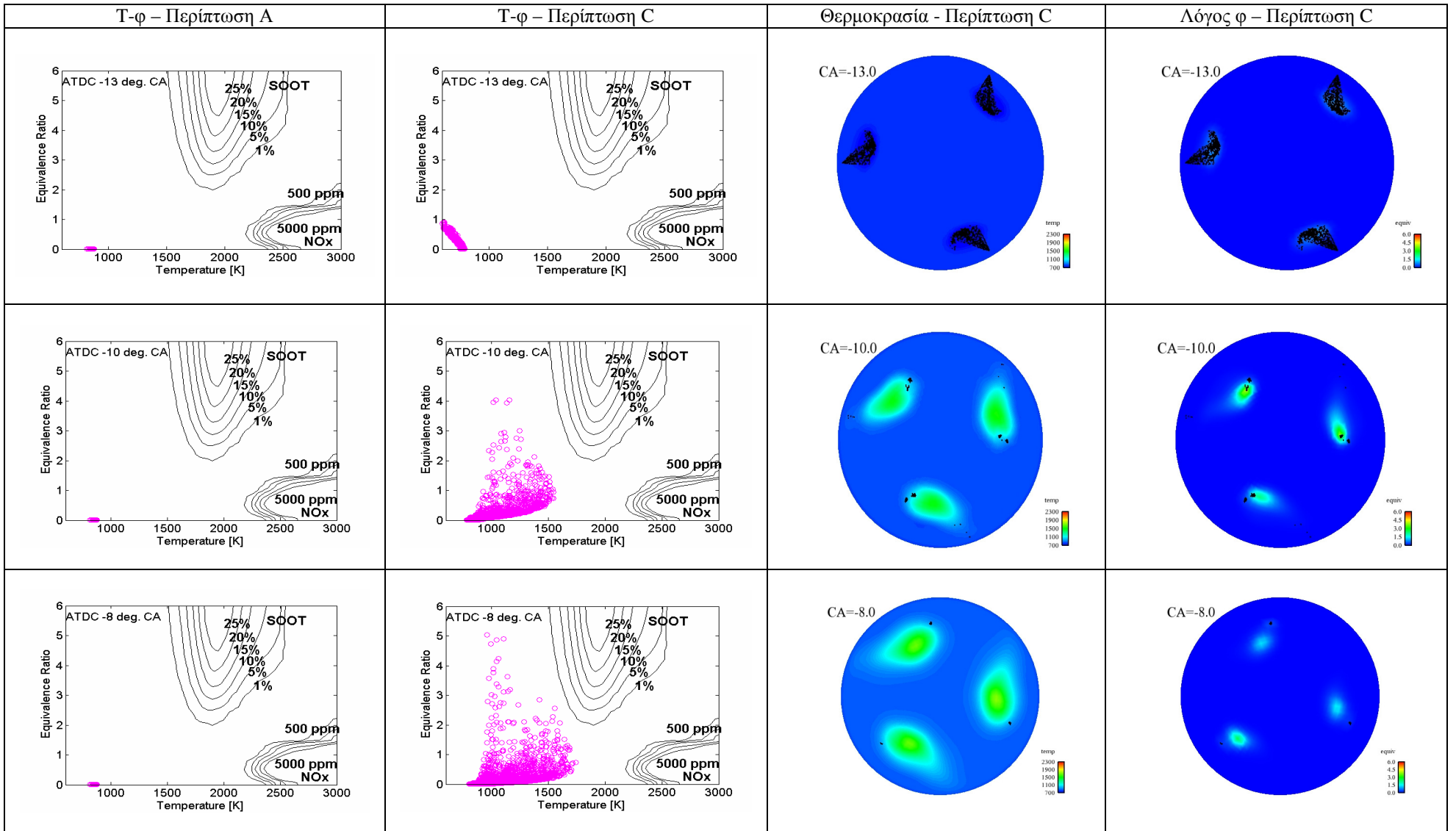
$$f = \varphi \cdot \left(-\frac{1}{250000} \cdot T^2 + \frac{1}{62.5} \cdot T - 15 \right)$$

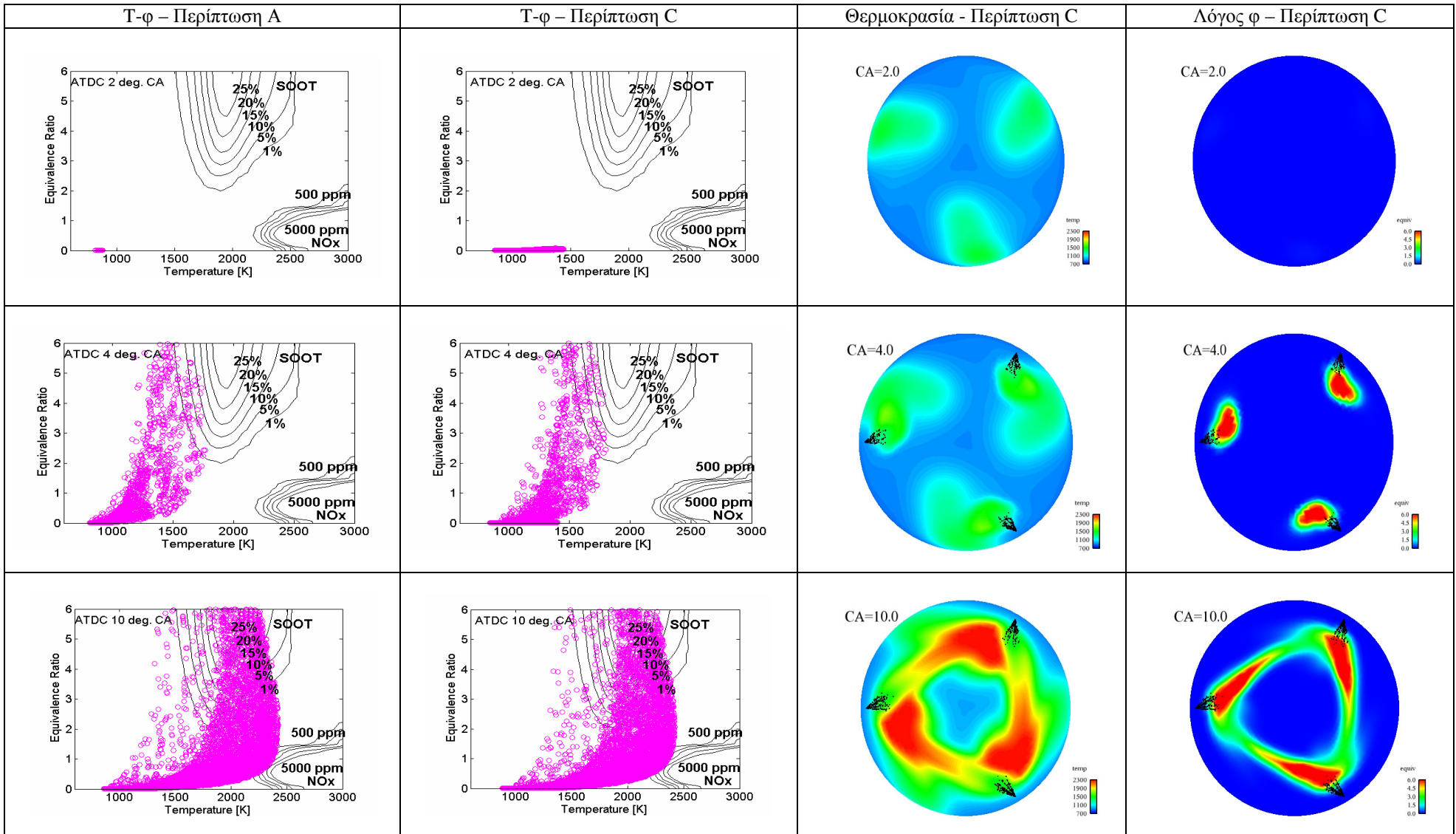
Όπου,

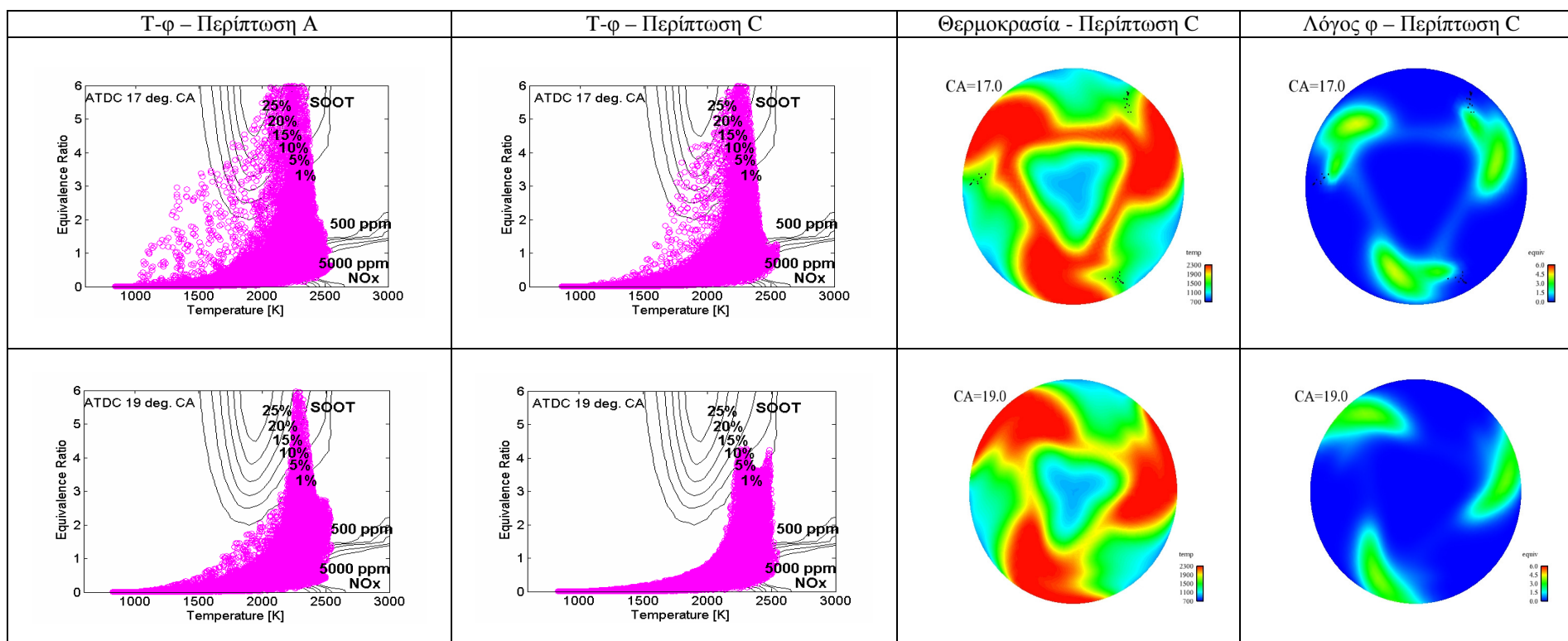
φ, T , οι τοπικές τιμές του λόγου καυσίμου – αέρα και της θερμοκρασίας, αντίστοιχα.

Όταν η συνάρτηση λαμβάνει την τιμή 3 ($f = 3$), δημιουργείται μία ισοεπιφάνεια μέσα στον θάλαμο καύσης, η οποία εσωκλείει όλες τις μεγαλύτερες του 3 τιμές ($f > 3$), οι οποίες περιγράφουν τις περιοχές σχηματισμού αιθάλης του χάρτη με συγκεντρώσεις υψηλότερες από 5%. Εδώ, επιλέγεται το ποσοστό του 5% διότι θεωρείται ότι αποτελεί οριακή τιμή πάνω από την οποία η συγκέντρωση σωματιδίων αιθάλης είναι σημαντική.

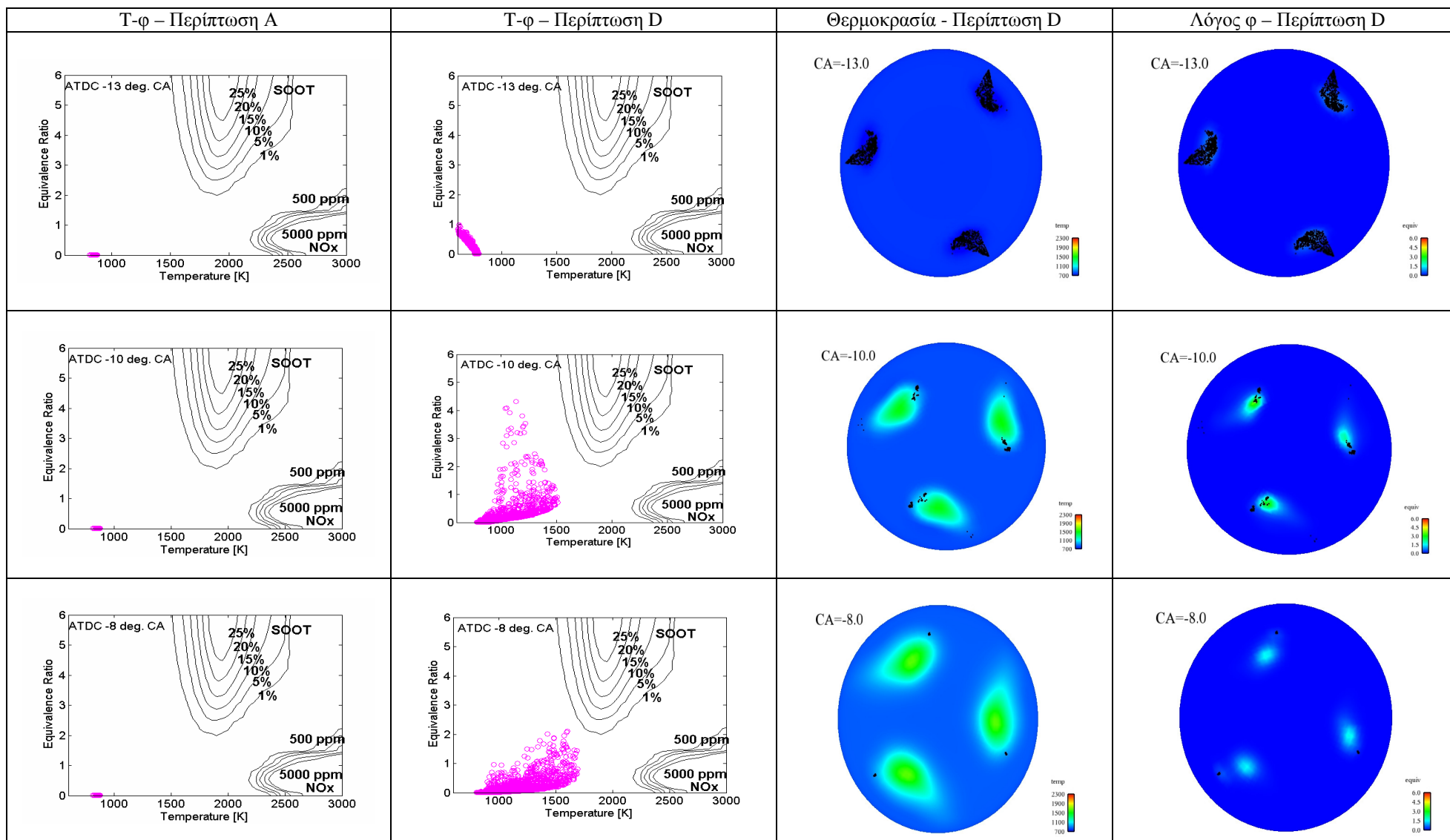
Παρατηρώντας την Εικόνα 27, διαπιστώνεται ότι ο σχηματισμός αιθάλης, στις περιπτώσεις A και C, ξεκινάει 2° μετά την κύρια έγχυση, δηλαδή 4° μετά το ANΣ, και οι περιοχές σχηματισμού αιθάλης για την περίπτωση C είναι λίγο μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες της περίπτωσης A, λόγω της υψηλότερης θερμοκρασίας που επικρατεί στον κύλινδρο. Αντίθετα, στην περίπτωση D, δεν έχει ξεκινήσει ο σχηματισμός αιθάλης, και αυτό οφείλεται στο ότι η κύρια έγχυση της περίπτωσης D καθυστερεί σε σχέση με τις περιπτώσεις A και C κατά 1° . Ωστόσο, στη συνέχεια της έγχυσης, οι τρισδιάστατες περιοχές σχηματισμού σωματιδίων αιθάλης είναι συγκρίσιμες, για όλες τις περιπτώσεις, παρατήρηση που συμφωνεί και με την ανάλυση $T - \varphi$ των Εικόνων 25 και 26. Σημαντική διαφοροποίηση μεταξύ των περιοχών σχηματισμού σωματιδίων αιθάλης των τριών περιπτώσεων εμφανίζεται στο πέρας της κύριας έγχυσης, και συγκεκριμένα από τις 17° μετά το ANΣ και μετέπειτα, οπότε έχει ήδη τελειώσει και η έγχυση της περίπτωσης C. Συνεπώς, στην περίπτωση C, ο σχηματισμός αιθάλης έχει σταματήσει, σε αντίθεση με τις περιπτώσεις A και D, όπου η δημιουργία αιθάλης συνεχίζεται λόγω της παρατεταμένης έγχυσης καυσίμου. Η παραπάνω παρατήρηση καταλήγει με ασφάλεια στο ίδιο συμπέρασμα με αυτό της ανάλυσης $T - \varphi$ των Εικόνων 25 και 26, όπου έγινε λόγος για πιθανή μικρότερη τελική συγκέντρωση αιθάλης στην περίπτωση C σε σχέση με τις περιπτώσεις A και D.

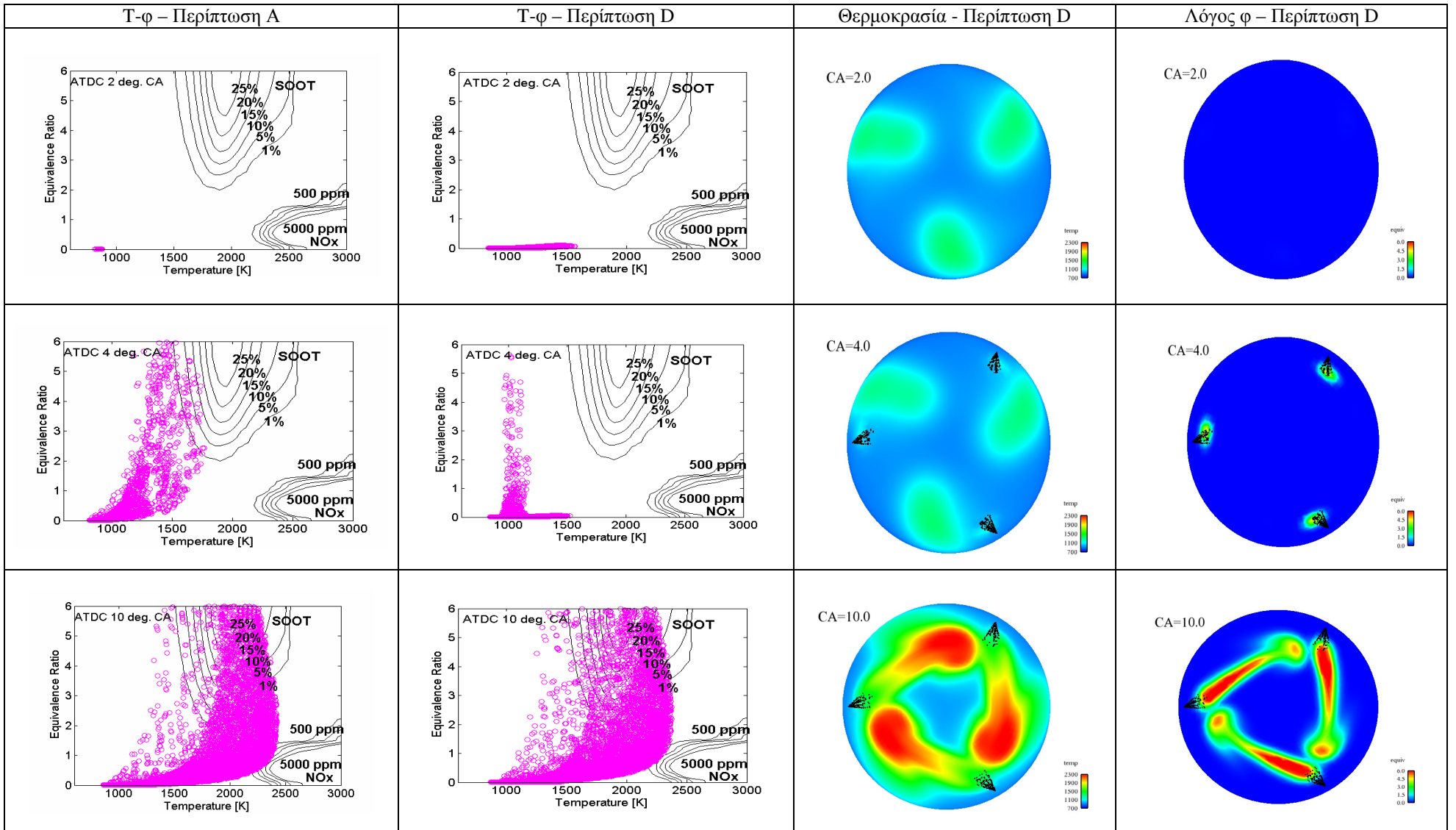


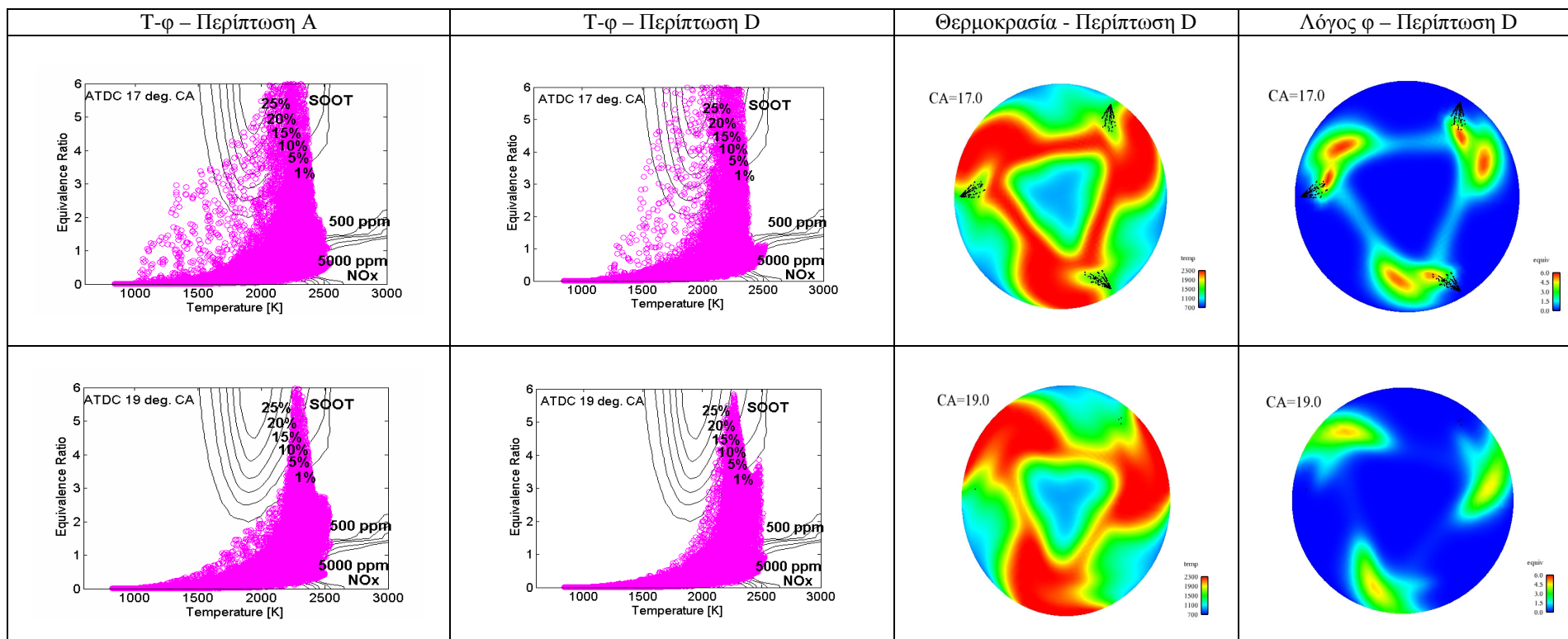







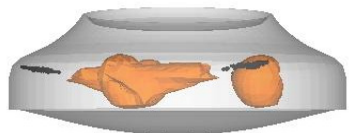
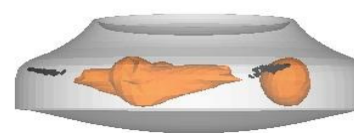
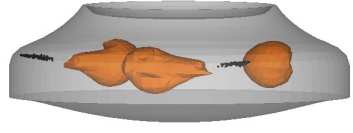
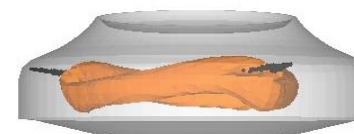

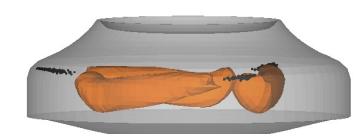
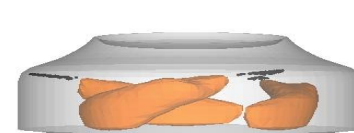
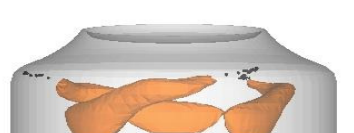
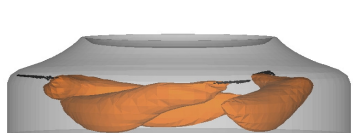


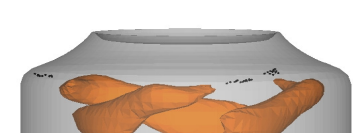
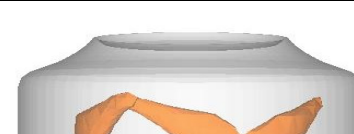


Εικόνα 25: Χάρτες T – φ, για τις περιπτώσεις A και C, για διάφορες τιμές της γωνίας στροφάλου, και αντίστοιχες ισοϋψείς καμπύλες της θερμοκρασίας και του λόγου καυσίμου – αέρα στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων, για την περίπτωση C.







Εικόνα 26: Χάρτες T – φ, για τις περιπτώσεις A και D, για διάφορες τιμές της γωνίας στροφάλου, και αντίστοιχες ισοϋψείς καμπύλες της θερμοκρασίας και του λόγου καυσίμου – αέρα στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων, για την περίπτωση D.

° CA μετά το ANΣ	Περίπτωση A	Περίπτωση C	Περίπτωση D
4			
7			
10			
17			
18			
19			

Εικόνα 27: Περιοχές σχηματισμού αιθάλης (που αντιστοιχούν σε τιμές της συνάρτησης παραγωγής αιθάλης $f > 3$), για τις περιπτώσεις A, C και D, για διάφορες τιμές της γωνίας στροφάλου.

Κεφάλαιο 5° Συμπεράσματα

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας, μελετήθηκε η επίδραση εναλλακτικών στρατηγικών έγχυσης στις εκπομπές οξειδίων του αζώτου (NO_x) και αιθάλης (soot) δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel, με χρήση του κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3. Συγκεκριμένα, έγινε αριθμητική προσομοίωση του δίχρονου ναυτικού κινητήρα RTA58T της Wäertsilä Switzerland. Αρχικά, διερευνήθηκε η επίδραση των αρχικών συνθηκών τόσο στη μηχανική και θερμική καταπονήσή του, όσο και στο ωφέλιμο έργο και στις εκπομπές NO_x . Στη συνέχεια, η μελέτη επικεντρώθηκε στην αναζήτηση κατάλληλου προφίλ έγχυσης, με σκοπό αυτό να μπορεί να τροποποιείται σε προφίλ έγχυσης με προέγχυση, χωρίς να μεταβάλλεται η συνολική μάζα του καυσίμου, και έτσι να είναι δυνατή η σύγκριση της συμπεριφοράς του κινητήρα, όπως αυτή προκύπτει από το αρχικό προφίλ και το αντίστοιχο με προέγχυση. Στόχος ήταν η αναζήτηση ενός κατάλληλου προφίλ έγχυσης με προέγχυση, ώστε να μειώνονται οι εκπομπές NO_x και αιθάλης, και ταυτόχρονα η ειδική κατανάλωση και η μηχανική καταπόνηση του κινητήρα.

Μετά από συστηματικές σειρές αριθμητικών προσομοιώσεων, προέκυψαν σημαντικά συμπεράσματα, και διαμορφώθηκαν σαφείς τάσεις τόσο αναφορικά με τη χρονική ιστορία και τον τρόπο σχηματισμού NO_x και αιθάλης, όσο και με την ειδική κατανάλωση. Τα συμπεράσματα προέκυψαν με βάση τα αριθμητικά αποτελέσματα του κώδικα KIVA-3, τα οποία χρησιμοποιήθηκαν για την ανάλυση των αποτελεσμάτων με χρήση χαρτών T – φ, καθώς και για την τρισδιάστατη απεικόνιση της διαδικασίας έγχυσης και καύσης.

Βρέθηκε ότι η επιλογή κατάλληλης έναρξης και διάρκειας προέγχυσης μπορεί να μειώσει την ειδική κατανάλωση του καυσίμου, αφού η όλη διεργασία λαμβάνει χώρα σε συνθήκες υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας (υψηλό ενεργειακό περιβάλλον), με συνέπεια να αυξάνεται το ωφέλιμο έργο. Για κατάλληλο συνδυασμό έναρξης και χρονικής διάρκειας της προέγχυσης, η συγκέντρωση NO_x δεν επηρεάζεται, ενώ η συγκέντρωση της αιθάλης τείνει να ελαττωθεί. Από την άλλη μεριά, η μετατόπιση της κύριας έγχυσης σε μεγαλύτερες τιμές γωνίας στροφάλου μετά το ANΣ, με στόχο να τηρείται ο περιορισμός της μέγιστης πίεσης και να μην καταπονείται μηχανικά ο κινητήρας, οδηγεί σε σημαντική μείωση των NO_x , σε βάρος όμως του ωφέλιμου έργου. Συνεπώς, συμπεραίνεται ότι οι εκπομπές NO_x και αιθάλης ακολουθούν αντίρροπες τάσεις, δηλαδή η μείωση των NO_x συνεπάγεται αύξηση της συγκέντρωσης της αιθάλης, ενώ αντίθετα ενδεχόμενη μείωση της εκπομπής της αιθάλης συνεπάγεται αύξηση των NO_x .

Με βάση τα παραπάνω, αναδεικνύεται το πρόβλημα της βελτιστοποίησης της λειτουργίας του κινητήρα, με σκοπό να βρεθεί ο κατάλληλος συνδυασμός των παραμέτρων του προφίλ έγχυσης με προέγχυση, ώστε να ικανοποιούνται ταυτόχρονα οι απαιτήσεις για χαμηλή συγκέντρωση NO_x και αιθάλης, χωρίς να επηρεάζεται η απόδοση και η καταπόνηση του κινητήρα. Σήμερα, η χρήση αλγορίθμων βελτιστοποίησης είναι εφικτή λόγω της διαθεσιμότητας παράλληλων υπερυπολογιστών μεγάλης ισχύος. Συνεπώς, η χρήση μίας αυτοματοποιημένης διαδικασίας βελτιστοποίησης μπορεί να οδηγήσει σε περισσότερο ακριβή αποτελέσματα, σε ρεαλιστικούς χρόνους υπολογισμού. Το πρόβλημα της βελτιστοποίησης μπορεί να καθοριστεί ως εξής [41-42]: ως μεταβλητές σχεδίασης μπορούν να τεθούν οι παράμετροι του συνολικού προφίλ έγχυσης, ως στόχοι η μεγιστοποίηση του ωφέλιμου έργου και η ελαχιστοποίηση των ρύπων, και ως περιορισμός η μέγιστη πίεση στον κύλινδρο (Πολυκριτηριακή Βελτιστοποίηση με περιορισμούς (Multi – Objective Optimization)).

Βιβλιογραφία

- [1] Κυρτάτος, Ν. Π., “Ναυτικοί Κινητήρες Diesel – Θέματα Σχεδίασης και Λειτουργίας”, Εκδόσεις Συμμετρία, 1993
- [2] Lloyds Register, “Marine Exhaust Emission Research Programme, Phase II Summary Report”, 1992
- [3] Benajes, J., Molina, S., Garcia, J.M, "Influence of Pre- and Post-Injection on the Performance and Pollutant Emissions in a HD Diesel Engine", SAE Technical Paper Series 2001-01-0526, 2001
- [4] Ishikawa, N., Uekusa, T., Nakada, T., Hariyoshi, R., "DI Diesel Emission Control by Optimized Fuel Injection", SAE Technical Paper Series 2004-01-0117
- [5] Payri, F., Benajes, J., Pastor, J.V., Molina, S., "Influence of the Post-Injection Pattern on Performance, Soot and NO_x Emissions in a HD Diesel Engine", SAE Technical Paper Series 2002-01-0502, 2002
- [6] Park, C., Kook, S., and Bae, C., “Effects of Multiple Injections in a HSDI Diesel Engine Equipped with Common Rail Injection System”, SAE Technical Paper Series 2004-01-0127, 2004
- [7] Chryssakis, C.A., Hagen, J.R., Knafl, A., Hamosfakidis, V., Filipi, Z.S., Assanis, D.N., “In-Cylinder Reduction of PM and NO_x Emissions from Diesel Combustion with Advanced Injection Strategies”, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 41, No. 1-4, pp.83-102, 2006
- [8] European Commission Directorate General Environment, “Service Contract on Ship Emissions: Assignment, Abatement and Market-based Instruments”, August 2005
- [9] Kamimoto, T., Bae, M., “High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines”, SAE Technical Paper Series 880423, 1988
- [10] Bergman, M., Golovitchev, V.I., “Application of Transient Temperature vs. Equivalence Ratio Emission Maps to Engine Simulations”, SAE Technical Paper Series 2007-01-1086, 2007
- [11] Τσιφάκι, Α.Χ., “Μηχανές Εσωτερικής Καύσεως”, Ίδρυμα Ευγενίδη, 1999
- [12] Βούσουρας, Ε.Α., “Μηχανές Εσωτερικής Καύσης”, Αθήνα, 1994
- [13] Wärtsilä Switzerland Ltd, “The Sulzer RT – flex Common Rail System Described”, Wärtsilä paper, 2004
- [14] Stiesch, G., “Modeling Engine Spray and Combustion Processes”, Springer, 2003
- [15] Reitz, R.D., “Computer Modeling of Sprays”, Spray Technology Short Course, Pittsburgh, PA, 1994
- [16] Tatschl, R., v Kunsberg Sarre, C., v Berg, E., “IC – Engine Spray Modeling – Status and Outlook”, Proc 12th Int Multidim Engine Modeling Users Group Meeting, Detroit, MI, 2002
- [17] Arcoumanis, C., Gavaises, M., French, B., “Effect of Fuel Injection Process on the Structure of Diesel Sprays”, SAE Paper 970799, 1997
- [18] Wienzba, A., “Deformation and Breakup of Liquid Drops in a Gas Stream at Nearly Critical Weber Numbers. Experiments in Fluids”, vol. 9, pp. 56 – 64, 1993
- [19] Καϊκτσή, Λ., “Καύση”, Σημειώσεις Ε.Μ.Π., 2006
- [20] Pundir, B.P., “Engine Emissions”, Alpha Science, 2007
- [21] Heywood, J.B., “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw – Hill International Editions, 1998
- [22] Lavoie, G.A., Heywood, J.B., Keck, J.C., “Experimental and Theoretical Investigation of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engine”, Combustion Science Technology, vol. 1, pp. 313 – 326, 1970
- [23] Fennimore, C.P., “Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames”, Proceedings of 13th Symposium on Combustion, The Combustion Institute,

- Pittsburgh, pp. 373 – 380, 1971
- [24] Bowman, C.T., “Kinetics of Pollutant Formation and Destruction in Combustion”, Prog. Energy Combustion Sciences, vol. 1, pp. 33 – 45, 1975
- [25] Henein, N.A., “Diesel Engine Combustion and Emissions”, Engine Emissions: Pollutant Formation and Measurement, Edited by G.S. Springer and D.J. Patterson, Plenum Press, New York, 1973
- [26] Borman, G.L., Regeant, K.W., “Combustion Engineering”, McGraw – Hill International Editions, 1988
- [27] Carel, R.S., “Health Aspects of Air Pollution”, Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines: Pollutant Formation and Control, Academic Press, 1998
- [28] Hiroyasu, H., Kadota, T., Arai, M., “Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions, part 1: Combustion Modeling”, *Bull JSME* **26**, pp. 569 – 575, 1983
- [29] Bombach, R., Käppeli, B., Hubschmid, W., Boulouchos, K., “Combustion and flame”, 2001
- [30] Amsden, A.A., O’Rourke P.J. and Butler T.D., “KIVA II – A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays”, Los Alamos National Laboratory LA-11560-MS, 1989
- [31] Amsden, A.A., “KIVA-3: A KIVA Program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries”, Los Alamos National Laboratory LA-12503-MS, 1993
- [32] Kaiktsis, L., “Numerical Simulation of Flow and Combustion in the RTA58T Engine of Wärtsilä NSD”, Technical Report, 2001
- [33] Κοτρογιάννης, Ν.Α., “Αριθμητική Προσομοίωση Φαινομένων Ροής και Καύσης σε Δίχρονους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel”, Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π., 2006
- [34] Tanner, F.X., Weisser, G., “Simulation of Liquid Jet Atomization for Fuel Sprays by Means of a Cascade Drop Breakup Model“, SAE Technical Paper Series 980808, 1998
- [35] Tanner, F.X., “Liquid Jet Atomization and Droplet Breakup Modeling of Non-Evaporating Diesel Fuel Sprays”, SAE Technical Paper Series 970050, 1997
- [36] Weisser, G., Tanner, F., Boulouchos, K., “Modeling of Ignition and Early Flame Development with Respect to Large Diesel Engine Simulation”, SAE Technical Paper Series 981451, 1998
- [37] Weisser, G., “Modelling of Combustion and Nitric Oxide Formation for Medium-Speed DI Diesel Engines: a Comparative Evaluation of Zero- and Three-Dimensional Approaches”, Ph.D., Thesis, ETH Zurich, Switzerland, 2001
- [38] Kitamura, T., Ito, T., Senda, J., Fujimoto, H., “Mechanism of Smokeless Diesel Combustion with Oxygenated Fuels Based on the Dependency of the Equivalence Ratio and Temperature on Soot Particles Information”, *International Journal of Engine Research*, Vol. 3, No 4, pp. 223-247, 2002
- [39] Kontoulis, P., Chryssakis, C., Kaiktsis, L., “Analysis of Combustion and Emissions in a Large Two-Stroke Marine Diesel Engine, Using CFD and T-φ Mapping”, Proceedings, 18th Int. Multidimensional Engine Modeling User’s Group Meeting at the SAE Congress, Detroit, MI, USA, April 13, 2008
- [40] Kontoulis, P., Chryssakis C., Kaiktsis L., “Evaluation of Pilot Injections in a Large Two-Stroke Marine Diesel Engine, Using CFD and T-φ Mapping”, Accepted, 7th Comodia International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems, Sapporo, Japan, July 28-31, 2008
- [41] Michalewicz, Z., “Genetic Algorithms + Data Structures = Evolutionary Programs”, Springer, 1996
- [42] Mitchell, M., “An Introduction to Genetic Algorithms”, MIT Press, 2001