



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΝΑΥΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Ανδρέας – Μίνως Γ. Ζομπανάκης

**Μελέτη και βελτιστοποίηση φαινομένων καύσης
σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα 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, Ιούλιος 2010

Ευχαριστίες

Φθάνοντας προς το τέλος των σπουδών μου στη Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, θα ήθελα να εκφράσω την ευγνωμοσύνη μου προς τους ανθρώπους οι οποίοι συνεισφέρουν στην εξασφάλιση υψηλού επιπέδου εκπαίδευσης για τους φοιτητές του Ε.Μ.Π.

Ιδιαίτερες ευχαριστίες οφείλω στον Επίκουρο Καθηγητή κ. Α. Καϊκτσή και στον Επιστημονικό Συνεργάτη κ. Χρ. Χρυσάκη, η βοήθεια και η καθοδήγηση των οποίων υπήρξε απαραίτητη για την ολοκλήρωση της παρούσας εργασίας. Επίσης, ευχαριστώ τον συμφοιτητή μου Π. Ανδρεάδη, η εργασία του οποίου και η βοήθειά του υπήρξαν καταλυτικές για την πραγματοποίηση της διπλωματικής μου εργασίας. Ακόμη, 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 για τη βοήθεια και τη συνεργασία τους όλα αυτά τα χρόνια, και την οικογένειά μου για την υποστήριξή της.

Πίνακας Περιεχομένων

Ευχαριστίες	2
Πίνακας Περιεχομένων	3
Κατάλογος Πινάκων	5
Κατάλογος Εικόνων	6
Κατάλογος Διαγραμμάτων	7
Σύνοψη	10
1 Εισαγωγή	11
1.1 Εκπομπές ρύπων και Ναυτικοί Κινητήρες Diesel	11
1.2 Σκοπός της παρούσας εργασίας	12
2 Αρχές Λειτουργίας Δίχρονων Ναυτικών Κινητήρων Diesel	14
2.1 Κύκλοι Λειτουργίας	14
2.2 Συστήματα Έγχυσης Καυσίμου	15
2.2.1 Σύστημα Έγχυσης Κοινού Συλλέκτη (Common Rail System, CRS)	15
2.3 Καύση σε Κινητήρες Diesel	19
2.3.1 Φάσεις της Καύσης	20
2.4 Σχηματισμός Ρύπων	21
2.4.1 Σχηματισμός NO	23
2.4.2 Σχηματισμός NO ₂	24
2.4.3 Σχηματισμός Σωματιδίων Αιθάλης	24
3 Αριθμητική Προσομοίωση Ροής και Καύσης σε Δίχρονο Ναυτικό Κινητήρα Diesel	26
3.1 Προσομοίωση βελτιστοποίηση φαινομένων καύσης σε κινητήρες Diesel: Βιβλιογραφική επισκόπηση	26
3.2 Χαρακτηριστικά του κινητήρα RT-flex58T-B	29
3.3 Αριθμητική Προσομοίωση (κώδικας KIVA-3 και μοντέλο καύσης)	32
3.4 Ρύθμιση παραμέτρων του μοντέλου καύσης	34
4. Βελτιστοποίηση με Χρήση Εξελικτικών Αλγορίθμων	42
4.1 Διατύπωση του Προβλήματος Βελτιστοποίησης	42
4.2 Μέθοδοι Βελτιστοποίησης	42
4.2.1 Εξελικτικοί Αλγόριθμοι	42
4.2.2 Πολυκριτηριακή Βελτιστοποίηση	43
4.3 Σύζευξη κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3 και λογισμικού βελτιστοποίησης EASY	45
4.3.1 Παράμετροι Βελτιστοποίησης	46
5. Βελτιστοποίηση Προφίλ Έγχυσης Καυσίμου	47
5.1 Η Τεχνική Προέγχυσης Καυσίμου	47
5.2 Διατύπωση του Προβλήματος Βελτιστοποίησης	47
5.2.1 Περίπτωση Αναφοράς	47
5.2.2 Μεταβλητές Σχεδίασης και Χώρος Αναζήτησης	48
5.2.3 Αντικειμενικές Συναρτήσεις	49
5.2.4 Περιορισμοί	49
5.2.5 Υπολογιστικό Προφίλ Έγχυσης με Παρουσία Προέγχυσης	49
5.2.6 Ανάλυση της Διεργασίας της Καύσης με Χρήση Χαρτών T – φ	52
5.3 Αποτελέσματα	53
5.3.1 Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς	53
5.3.2 Πρόβλημα με Περιορισμό στο Ελάχιστο Ωφέλιμο Έργο	69
6 Ανάλυση Ευαισθησίας σε Πλήρες Φορτίο	72

7 Συμπεράσματα – Προτάσεις	81
Πηγές.....	83

Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 1: Κανονισμοί εκπομπών οξειδίων του αζώτου (NO _x) για αργόστροφους κινητήρες (RPM<130) σύμφωνα με τον οργανισμό IMO (International Maritime Organization).	11
Πίνακας 2: Βασικά χαρακτηριστικά του κινητήρα RT-flex58T-B, σε φορτίο 25%. ..	29
Πίνακας 3: Τιμές χαρακτηριστικών γωνιών και διαμέτρων των οπών εγχυτήρων του κινητήρα RT-flex58T-B.....	30
Πίνακας 4: Χαρακτηριστικά συστοιχίας υπολογιστών «Hydra» της σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π.....	46
Πίνακας 5: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: όρια παραμέτρων προφίλ έγχυσης (μεταβλητές σχεδίασης).....	49
Πίνακας 6: Τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων για τις λύσεις A – E, οι οποίες σημειώνονται στο Διάγραμμα 16.....	53
Πίνακας 7: Τιμές των μεταβλητών σχεδίασης (προφίλ έγχυσης) για τις λύσεις A – E, οι οποίες σημειώνονται στο Διάγραμμα 16.	54
Πίνακας 8: Στοιχεία σχετιζόμενα με την ειδική κατανάλωση καυσίμου, σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, για τις λύσεις A-E.	68
Πίνακας 9: Πρόβλημα με περιορισμό στο ελάχιστο ωφέλιμο έργο: όρια παραμέτρων προφίλ έγχυσης (μεταβλητές σχεδίασης).....	69

Κατάλογος Εικόνων

Εικόνα 1: Τυπική διάταξη συστήματος έγχυσης κοινού συλλέκτη (Common Rail System - CRS) (Wärtsilä Switzerland, 2004).	16
Εικόνα 2: Εγκατάσταση συστήματος CRS σε κινητήρα της σειράς RT-flex της εταιρίας Wärtsilä Switzerland (Wärtsilä Switzerland, 2004).	17
Εικόνα 3: Σκαριφηματική παράσταση διάταξης δικτύου υψηλής πίεσης στο σύστημα CRS κινητήρα της σειράς RT-flex της εταιρίας Wärtsilä Switzerland (Wärtsilä Switzerland, 2004).	18
Εικόνα 4: Φάσεις της καύσης σε διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Κυρτάτος, 1993).	21
Εικόνα 5: Σχηματική απεικόνιση μηχανισμών καύσης (Heywood, 1998).	22
Εικόνα 6: Χρονική αλληλουχία φάσεων σχηματισμού σωματιδίων αιθάλης (Borman & Regland, 1988).	25
Εικόνα 7: Ορισμός των γωνιών έγχυσης $\hat{\alpha}$ και $\hat{\beta}$	29
Εικόνα 8: Διάγραμμα ροής της υπολογιστικής διαδικασίας βελτιστοποίησης (Ανδρεάδης, 2008).	45
Εικόνα 9: Σχηματική απεικόνιση προφίλ έγχυσης καυσίμου με παρουσία προέγχυσης. Τρεις μεταβλητές σχεδίασης (έναρξη προέγχυσης - SOPI, έναρξη της κύριας έγχυσης - SOMI, και ποσοστό μάζας προέγχυσης - PMF) φαίνονται από τα βέλη της Εικόνας (Ανδρεάδης, 2008).	48
Εικόνα 10: Χάρτης T – φ, για πίεση 60 bar και χρόνο ολοκλήρωσης 2 ms (Kitamura et al., 2002).	52
Εικόνα 11: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: Ισοϋψείς καμπύλες του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα στο επίπεδο των εγχυτήρων, για τις λύσεις C και E, σε επιλεγμένα χρονικά στιγμιότυπα κατά τη φάση της προέγχυσης.	59
Εικόνα 12: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: Ισοϋψείς καμπύλες του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα στο επίπεδο των εγχυτήρων, για τις λύσεις C και E, σε επιλεγμένα χρονικά στιγμιότυπα κατά τη φάση της κύριας έγχυσης.	62
Εικόνα 13: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: Ισοϋψείς καμπύλες της θερμοκρασίας στο επίπεδο των εγχυτήρων, για τις λύσεις C και E, σε επιλεγμένα χρονικά στιγμιότυπα κατά τη φάση της προέγχυσης.	63
Εικόνα 14: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: Ισοϋψείς καμπύλες της θερμοκρασίας στο επίπεδο των εγχυτήρων, για τις λύσεις C και E, σε επιλεγμένα χρονικά στιγμιότυπα κατά τη φάση της κύριας έγχυσης.	64
Εικόνα 15: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: χάρτες T – φ για τις λύσεις C και E, σε επιλεγμένα χρονικά στιγμιότυπα.	66

Κατάλογος Διαγραμμάτων

Διάγραμμα 1: Πειραματικό προφίλ έγχυσης καυσίμου.....	35
Διάγραμμα 2: Πειραματική καμπύλη πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου.....	35
Διάγραμμα 3: Καθαρός ρυθμός έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, όπως προκύπτει από την πειραματική καμπύλη πίεσης, με χρήση της σχέσης του Heywood (1998).	36
Διάγραμμα 4: Πειραματική και υπολογισθείσα καμπύλη πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Η υπολογισθείσα καμπύλη είναι αντιπροσωπευτική των δοκιμών που έγιναν μεταβάλλοντας τις παραμέτρους του χαρακτηριστικού χρόνου τ	37
Διάγραμμα 5: Πειραματική και υπολογισθείσα καμπύλη πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Η υπολογισθείσα καμπύλη είναι αντιπροσωπευτική των δοκιμών που έγιναν μεταβάλλοντας τις παραμέτρους του χαρακτηριστικού χρόνου τ	37
Διάγραμμα 6: Πειραματική (με βάση τη μετρηθείσα πίεση, και χρήση της σχέσης του Heywood) και υπολογισθείσες καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Οι υπολογισθείσες καμπύλες αντιστοιχούν σε διαφορετικές ρυθμίσεις της εξάρτησης του συντελεστή f από τον βαθμό εξέλιξης της καύσης.	38
Διάγραμμα 7: Πειραματική και υπολογισθείσα καμπύλη πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Η υπολογισθείσα καμπύλη είναι αντιπροσωπευτική των δοκιμών που έγιναν μεταβάλλοντας τις σταθερές του μοντέλου διάσπασης του spray καυσίμου.	38
Διάγραμμα 8: Πειραματική και υπολογισθείσες καμπύλες πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Οι υπολογισθείσες καμπύλες αντιστοιχούν σε ποσότητες καυσαερίων 0% και 10% κατά moles στο αρχικό μίγμα.....	39
Διάγραμμα 9: Πειραματική και υπολογισθείσες καμπύλες πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Οι υπολογισθείσες καμπύλες αντιστοιχούν σε διαφορετικές αντιπροσωπευτικές ρυθμίσεις των παραμέτρων των φυσικών μοντέλων. Η καμπύλη με μαύρο χρώμα αντιστοιχεί στις ρυθμίσεις που χρησιμοποιήθηκαν στη μελέτη βελτιστοποίησης του προφίλ έγχυσης καυσίμου.....	40
Διάγραμμα 10: Πειραματική και υπολογισθείσες καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Οι υπολογισθείσες καμπύλες αντιστοιχούν σε διαφορετικές αντιπροσωπευτικές ρυθμίσεις των παραμέτρων των φυσικών μοντέλων. Η καμπύλη με μαύρο χρώμα αντιστοιχεί στις ρυθμίσεις που χρησιμοποιήθηκαν στη μελέτη βελτιστοποίησης του προφίλ έγχυσης καυσίμου.....	40
Διάγραμμα 11: Ορισμός μη κυριαρχούμενων λύσεων σε πρόβλημα με δύο αντικειμενικές συναρτήσεις. Το σύνολο των μη κυριαρχούμενων λύσεων συνιστά το μέτωπο Pareto.	44
Διάγραμμα 12: Υπολογιστικό και πειραματικό προφίλ έγχυσης, στην περίπτωση αναφοράς σε μερικό φορτίο.....	50
Διάγραμμα 13: Υπολογιστικό και πειραματικό προφίλ έγχυσης, στην περίπτωση αναφοράς σε μερικό φορτίο. Οι κάθετες γραμμές οριοθετούν το χρονικό διάστημα στο οποίο το προφίλ θεωρείται σταθερό.	50
Διάγραμμα 14: Αντιπροσωπευτικά προφίλ έγχυσης καυσίμου για λειτουργία σε πλήρες φορτίο (Ανδρεάδης, 2008).....	51
Διάγραμμα 15: Αντιπροσωπευτικά προφίλ έγχυσης καυσίμου για λειτουργία σε μερικό φορτίο.....	51

Διάγραμμα 16: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: μέτωπο Pareto για τις γενιές 0, 5, 10, 17. Οι λύσεις που σημειώνονται με βέλη αναλύονται λεπτομερώς στο κείμενο.	53
Διάγραμμα 17: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: καμπύλες πίεσης συναρτήσκει της γωνίας στροφάλου, για τις βέλτιστες λύσεις A, B, C, και για την περίπτωση αναφοράς.....	55
Διάγραμμα 18: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: καμπύλες πίεσης συναρτήσκει της γωνίας στροφάλου, για τις βέλτιστες λύσεις D, E, και για την περίπτωση αναφοράς	56
Διάγραμμα 19: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσκει της γωνίας στροφάλου, για τις βέλτιστες λύσεις A, B, C, και για την περίπτωση αναφοράς.....	56
Διάγραμμα 20: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσκει της γωνίας στροφάλου, για τις βέλτιστες λύσεις D, E, και για την περίπτωση αναφοράς.....	57
Διάγραμμα 21: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: μέγιστη θερμοκρασία, συναρτήσκει της γωνίας στροφάλου, για τα υπολογιστικά κελιά στην περιοχή του πώματος, για τη λύση C.....	60
Διάγραμμα 22: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: μέγιστη θερμοκρασία, συναρτήσκει της γωνίας στροφάλου, για τα υπολογιστικά κελιά στην περιοχή του πώματος, για τη λύση E.	61
Διάγραμμα 23: Πρόβλημα με περιορισμό στο ελάχιστο ωφέλιμο έργο: μέτωπο Pareto για αντιπροσωπευτικές γενιές. Οι λύσεις που σημειώνονται με βέλη αναλύονται λεπτομερώς στο κείμενο.	70
Διάγραμμα 24: Πρόβλημα με περιορισμό στο ελάχιστο ωφέλιμο έργο: καμπύλες πίεσης συναρτήσκει της γωνίας στροφάλου, για τις βέλτιστες λύσεις A, B, και για την περίπτωση αναφοράς.	71
Διάγραμμα 25: Πρόβλημα με περιορισμό στο ελάχιστο ωφέλιμο έργο: καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσκει της γωνίας στροφάλου, για τις βέλτιστες λύσεις A, B, και για την περίπτωση αναφοράς.....	71
Διάγραμμα 26: Ανάλυση ευαισθησίας: καμπύλες πίεσης συναρτήσκει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές της γωνίας Έναρξης Προέγχυσης (SOPI), και για την περίπτωση H.	73
Διάγραμμα 27: Ανάλυση ευαισθησίας: καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσκει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές της γωνίας Έναρξης Προέγχυσης (SOPI), και για την περίπτωση H.	73
Διάγραμμα 28: Ανάλυση ευαισθησίας: καμπύλες πίεσης συναρτήσκει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές της γωνίας Έναρξης Κύριας Έγχυσης (SOMI), και για την περίπτωση H.	74
Διάγραμμα 29: Ανάλυση ευαισθησίας: καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσκει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές της γωνίας Έναρξης Κύριας Έγχυσης (SOMI), και για την περίπτωση H.	74
Διάγραμμα 30: Ανάλυση ευαισθησίας: καμπύλες πίεσης συναρτήσκει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές του Ποσοστού Μάζας Προέγχυσης (PMF), και για την περίπτωση H.	75
Διάγραμμα 31: Ανάλυση ευαισθησίας: καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσκει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές του Ποσοστού Μάζας Προέγχυσης (PMF), και για την περίπτωση H.	75
Διάγραμμα 32: Ανάλυση ευαισθησίας: καμπύλες πίεσης συναρτήσκει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές της Μείωσης Εγγεόμενης Μάζας (MR), και για την περίπτωση H.	76

Διάγραμμα 33: Ανάλυση ευαισθησίας: καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές της Μείωσης Εγγεόμενης Μάζας (MR), και για την περίπτωση Η.....	76
Διάγραμμα 34: Τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων (συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου και ειδική κατανάλωση καυσίμου) για διαφορετικές τιμές της Έναρξης Προέγχυσης (SOPI). Η τιμή της Περίπτωσης Η είναι -12.4° aTDC.	77
Διάγραμμα 35: Τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων (συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου και ειδική κατανάλωση καυσίμου) για διαφορετικές τιμές της Έναρξης Κύριας Έγχυσης (SOMI). Η τιμή της Περίπτωσης Η είναι 4.1° aTDC.....	78
Διάγραμμα 36: Τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων (συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου και ειδική κατανάλωση καυσίμου) για διαφορετικές τιμές του Ποσοστού Μάζας Προέγχυσης (PMF). Η τιμή της Περίπτωσης Η είναι 11.6%.	78
Διάγραμμα 37: Τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων (συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου και ειδική κατανάλωση καυσίμου) για διαφορετικές τιμές της Μείωσης Εγγεόμενης Μάζας (MR). Η τιμή της Περίπτωσης Η είναι 3.7%.	79

Σύνοψη

Τα τελευταία χρόνια η μόλυνση του περιβάλλοντος έχει αναδειχθεί ως ένα από τα σημαντικότερα κοινωνικά προβλήματα. Σημαντικό μερίδιο ευθύνης φέρουν οι αέριοι ρύποι, οι οποίοι προέρχονται εν μέρει από τους κινητήρες εσωτερικής καύσεως. Ως συνέπεια, έχουν θεσπιστεί διεθνώς κανονισμοί, οι οποίοι περιορίζουν τις επιτρεπόμενες εκπομπές ρύπων από τις μονάδες παραγωγής ενέργειας, συμπεριλαμβανομένων των ναυτικών κινητήρων Diesel. Έτσι, κύριος στόχος των κατασκευαστών ναυτικών κινητήρων είναι σήμερα ο περιορισμός των κύριων εκπεμπόμενων ρύπων, οι οποίοι είναι τα οξείδια του αζώτου (NO_x) και τα σωματίδια αιθάλης (soot). Η ανάπτυξη του συστήματος έγχυσης κοινού συλλέκτη (Common Rail) και η εφαρμογή του στους σύγχρονους ναυτικούς κινητήρες προσφέρει τη δυνατότητα μείωσης των ρύπων, με κατάλληλη διαμόρφωση του προφίλ έγχυσης καυσίμου.

Στην παρούσα εργασία διερευνάται η δυνατότητα μείωσης των κύριων ρύπων σε μεγάλο δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel, με βελτιστοποίηση του προφίλ έγχυσης του καυσίμου παρουσία προέγχυσης, με έμφαση στη λειτουργία σε μερικό φορτίο (25%). Εν προκειμένω, γίνεται προσομοίωση της ροής και καύσης εντός του κυλίνδρου, με χρήση του κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3. Η βελτιστοποίηση επιτυγχάνεται με σύζευξη του κώδικα KIVA-3 με το λογισμικό βελτιστοποίησης EASY, το οποίο είναι βασισμένο σε εξελικτικούς αλγορίθμους. Στο πρόβλημα βελτιστοποίησης, οι μεταβλητές σχεδίασης καθορίζουν το προφίλ έγχυσης, ενώ οι αντικειμενικές συναρτήσεις είναι οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου και η ειδική κατανάλωση καυσίμου. Οι βέλτιστες λύσεις προσδιορίζονται με χρήση του μετώπου Pareto.

Τα αποτελέσματα της παρούσας μελέτης έδειξαν ότι οι βέλτιστες λύσεις χαρακτηρίζονται, εν γένει, από έναρξη της προέγχυσης στο διάστημα -13° έως -7° γωνίας στροφάλου, με μάζα προέγχυσης μεταξύ 15% και 19% της συνολικά εγχέομενης μάζας καυσίμου. Αναφορικά με τις αντικειμενικές συναρτήσεις, αντιπροσωπευτικά αποτελέσματα βελτιστοποίησης δείχνουν ότι είναι δυνατή η μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων κατά 15%, σε συμφωνία με τις απαιτήσεις των κανονισμών για το 2011, με μικρή αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, κατά περίπου 1%. Με χρήση οπτικοποίησης των αποτελεσμάτων, αναλύονται επιλεγμένες λύσεις του μετώπου Pareto.

Τέλος, παρουσιάζεται μια παραμετρική ανάλυση ευαισθησίας, στο πλαίσιο της οποίας μελετάται η επίδραση των μεταβλητών σχεδίασης στις αντικειμενικές συναρτήσεις. Εν προκειμένω, γίνεται μια συστηματική μεταβολή των τιμών των μεταβλητών σχεδίασης γύρω από τις τιμές μιας βέλτιστης λύσης για λειτουργία σε πλήρες φορτίο, η οποία έχει προκύψει από αντίστοιχη πρόσφατη μελέτη (Ανδρεάδης, 2008). Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι ο χρονισμός της κύριας έγχυσης έχει ιδιαίτερα σημαντική επίδραση στα τελικά επίπεδα οξειδίων του αζώτου, καθώς και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.

1 Εισαγωγή

1.1 Εκπομπές ρύπων και Ναυτικοί Κινητήρες Diesel

Μια από τις κυριότερες συνιστώσες της σύγχρονης έρευνας στους κινητήρες εσωτερικής καύσης αποτελεί ο περιορισμός των εκπεμπόμενων ρύπων. Αναφορικά με τους ναυτικούς κινητήρες Diesel, η επιβολή κανονισμών για τη ναυτιλία από την Ευρωπαϊκή Ένωση (European Commission - Directorate General Environment, 2005) έχει καταστήσει το θέμα της μείωσης των κύριων ρύπων (οξειδία του αζώτου, σωματίδια αιθάλης) πρώτη προτεραιότητα.

Πιο συγκεκριμένα, το 1997 ο Οργανισμός IMO (International Maritime Organization) υιοθέτησε τον κανονισμό της MARPOL 73/78, Annex VI, σχετικά με τις εκπομπές ρύπων. Σε αυτόν τίθενται όρια στις εκπομπές οξειδίων του θείου (SO_x) και οξειδίων του αζώτου (NO_x), τα οποία είναι αυστηρότερα σε παράκτιες περιοχές ή κοντά σε λιμάνια (Emission Control Areas - ECAs) (MEPC, 2008). Σε αυτές τις περιοχές, η περιεκτικότητα του χρησιμοποιούμενου καυσίμου σε θείο δεν μπορεί να υπερβαίνει τα 15,000 ppm. Σε συμφωνία με τους παραπάνω κανονισμούς, η Επιτροπή για την Προστασία του Θαλάσσιου Περιβάλλοντος (Marine Environment Protection Committee) κατέληξε, τον Οκτώβριο του 2008, σε τρία επίπεδα κανονισμών (Tiers) για τους νέους κινητήρες, βλ. Πίνακα 1. Από τον Πίνακα 1 προκύπτει ότι οι εκπομπές NO_x πρέπει να ελαττωθούν κατά 15% έως το 2011, και 80% έως το 2016 στις περιοχές ECA. Χαρακτηριστικό της σημασίας της μείωσης των εκπομπών NO_x από τους ναυτικούς κινητήρες είναι ότι σε αυτούς οφείλεται το 15% της παγκόσμιας εκπομπής NO_x (Lloyds Register, 1992), ενώ είναι υπεύθυνοι μόνο για το 3% της παγκόσμιας εκπομπής CO₂. Κανονισμοί που αφορούν στην παραγωγή σωματιδίων αιθάλης δεν έχουν ανακοινωθεί ακόμη, ωστόσο αναμένονται στο προσεχές μέλλον.

Πίνακας 1: Κανονισμοί εκπομπών οξειδίων του αζώτου (NO_x) για αργόστροφους κινητήρες (RPM<130) σύμφωνα με τον οργανισμό IMO (International Maritime Organization).

	Ημερομηνία Εγκατάστασης	NO_x [g/kWh]
Tier I	01/2000	17.0
Tier II	01/2011	14.4
Tier III (ECAs only)	01/2016	3.4

Μικρότερης σημασίας αέριοι ρύποι από ναυτικούς κινητήρες Diesel είναι το μονοξείδιο του άνθρακα (CO), και οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC).

Σήμερα, η διαδικασία εξέλιξης κινητήρων μπορεί να τύχει σημαντικής υποστήριξης από την υπολογιστική μελέτη της ροής και καύσης εντός του κυλίνδρου, με χρήση μεθόδων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (Computational Fluid Dynamics

- CFD). Στην παρούσα εργασία, γίνεται χρήση της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, με στόχο τη μελέτη και βελτιστοποίηση της ροής και καύσης σε μεγάλο δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel.

1.2 Σκοπός της παρούσας εργασίας

Η παρούσα εργασία αποτελεί συνέχεια προγενέστερων υπολογιστικών μελετών βελτίωσης της λειτουργίας μεγάλου δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel, με χρήση προφίλ έγχυσης του καυσίμου με παρουσία προέγχυσης. Τέτοιες προσπάθειες αναφέρονταν: (α) στη μελέτη της επίδρασης διαφορετικών προφίλ έγχυσης στις εκπομπές NO_x και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου, σε πλήρες φορτίο (Κοντούλης, 2008, Kontoulis et al., 2008), (β) στη βελτιστοποίηση του προφίλ έγχυσης με παρουσία προέγχυσης σε πλήρες φορτίο, με σύζευξη κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής με κώδικα βελτιστοποίησης (Ανδρεάδης, 2008, Andreadis et al., 2009).

Σε συνέχεια των παραπάνω εργασιών, στην παρούσα διπλωματική εργασία επιχειρούνται τα ακόλουθα: (α) Η υπολογιστική βελτιστοποίηση του προφίλ έγχυσης μεγάλου βραδύστροφου δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel της εταιρίας Wärsilä Switzerland, σε μερικό φορτίο (25% του μέγιστου φορτίου του κινητήρα), στις 66.1 RPM. Σημειώνεται ότι η λειτουργία σε μερικό φορτίο είναι ιδιαίτερα σημαντική από περιβαλλοντική άποψη, καθώς σχετίζεται με πλεύση σε παράκτιες περιοχές και περιοχές κοντά σε λιμάνια. (β) Η παραμετρική ανάλυση ευαισθησίας γύρω από μια βέλτιστη λύση, σε πλήρες φορτίο. Η συγκεκριμένη βέλτιστη λύση έχει προκύψει στο πλαίσιο της εργασίας των Andreadis et al. (2009). Εδώ, μία κάθε φορά από τις μεταβλητές σχεδίασης που καθορίζουν το προφίλ έγχυσης μεταβάλλεται, ενώ οι τιμές των υπολοίπων διατηρούνται σταθερές, και μελετάται η επίδραση της μεταβολής στις αντικειμενικές συναρτήσεις (εκπομπές NO_x, και ειδική κατανάλωση καυσίμου). Σε όλες τις περιπτώσεις, τα υπολογισθέντα ροϊκά πεδία αναλύονται με χρήση τρισδιάστατης οπτικοποίησης των αποτελεσμάτων.

Η δομή της παρούσας διπλωματικής εργασίας έχει ως εξής: Στο *Κεφάλαιο 2*, παρουσιάζονται οι βασικές αρχές λειτουργίας δίχρονων ναυτικών κινητήρων Diesel, καθώς και η λειτουργία του συστήματος έγχυσης κοινού συλλέκτη. Επίσης, γίνεται αναφορά σε θέματα καύσης και σχηματισμού ρύπων σε ναυτικούς κινητήρες Diesel. Στο *Κεφάλαιο 3*, παρουσιάζεται αρχικά μια βιβλιογραφική επισκόπηση της έρευνας με αντικείμενο τη βελτίωση της λειτουργίας ναυτικών κινητήρων Diesel (μείωση των εκπομπών ρύπων, αύξηση του βαθμού απόδοσης). Ακολούθως, παρουσιάζονται σημαντικά δεδομένα του κινητήρα που μελετάται στην παρούσα εργασία, και γίνεται αναφορά στον κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3, με έμφαση στο χρησιμοποιούμενο μοντέλο καύσης. Στο *Κεφάλαιο 4*, γίνεται αναφορά σε μεθοδολογίες βελτιστοποίησης, με έμφαση σε Εξελικτικούς Αλγόριθμους, καθώς και στη σύζευξη του κώδικα KIVA-3 με το λογισμικό βελτιστοποίησης EASY. Στο *Κεφάλαιο 5*, διατυπώνεται το πρόβλημα βελτιστοποίησης, και παρουσιάζονται και αναλύονται αποτελέσματα βελτιστοποίησης του προφίλ έγχυσης καυσίμου σε μερικό φορτίο, με στόχο την ταυτόχρονη ελαχιστοποίηση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Στο *Κεφάλαιο 6*, παρουσιάζεται μια παραμετρική ανάλυση

ευαισθησίας, στο πλαίσιο της οποίας μελετάται η επίδραση των μεταβλητών σχεδίασης στις αντικειμενικές συναρτήσεις. Εν προκειμένω, γίνεται μια συστηματική μεταβολή των τιμών των μεταβλητών σχεδίασης γύρω από τις τιμές μιας βέλτιστης λύσης για λειτουργία σε πλήρες φορτίο, η οποία έχει προκύψει από αντίστοιχη πρόσφατη μελέτη (Ανδρεάδης, 2008). Τέλος, στο *Κεφάλαιο 7*, παρατίθενται τα συμπεράσματα της παρούσας διπλωματικής εργασίας, και προτείνονται κατευθύνσεις για μελλοντική έρευνα, σε συνέχεια της παρούσας.

2 Αρχές Λειτουργίας Δίχρονων Ναυτικών Κινητήρων Diesel

2.1 Κύκλοι Λειτουργίας

Σε έναν δίχρονο κινητήρα, ο πλήρης κύκλος λειτουργίας ολοκληρώνεται σε δύο παλινδρομικές κινήσεις του εμβόλου, δηλαδή σε μία πλήρη περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα.

Ο αέρας και εν συνεχεία τα καυσαέρια ακολουθούν μια διαδρομή μέσα στον κύλινδρο 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. Στο εσωτερικό του κυλίνδρου παλινδρομεί το έμβολο, το οποίο συνδέεται, μέσω του βάκτρου και του ζυγώματος, με τον διωστήρα, και αυτός με τη σειρά του με τον στροφαλοφόρο άξονα. Ένας κύκλος λειτουργίας αποτελείται από δύο χρόνους:

1^{ος} Χρόνος Λειτουργίας (καύση – εκτόνωση - έναρξη εξαγωγής και σάρωσης)

Στις $25^{\circ} - 10^{\circ}$ γωνίας στροφάλου (ίσως και λίγο αργότερα) πριν το ΑΝΣ (Άνω Νεκρό Σημείο), οι συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας είναι κατάλληλες για την αυτανάφλεξη του καυσίμου, καθώς σε εκείνη τη στιγμή το έμβολο έχει συμπιέσει σε ικανοποιητικό βαθμό τον αέρα, για την έγχυση και αυτανάφλεξη του καυσίμου. Το εγχεόμενο καύσιμο διασπάται σε μικρού μεγέθους σταγονίδια, τα οποία εν συνεχεία εξατμίζονται και καίγονται μέχρι λίγο αργότερα από τις 20° (μετά το ΑΝΣ). Από τη θέση αυτή του εμβόλου μέχρι και τις 11° περίπου μετά το ΑΝΣ, συνεχίζεται η εκτόνωση των παραγόμενων από την καύση αερίων. Κατά τη φάση της καύσης και της εκτόνωσης, λαμβάνει χώρα η απόδοση του ωφέλιμου έργου. Με το τέλος της εκτόνωσης ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής, περίπου στις 125° , καθώς το έμβολο κατέρχεται αποκαλύπτει τις θυρίδες εισαγωγής.

2^{ος} Χρόνος Λειτουργίας (πέρασ σάρωσης και εξαγωγής – συμπίεση)

Στην αρχή του 2^{ου} Χρόνου, το έμβολο βρίσκεται στο Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ, 180° μετά το ΑΝΣ). Οι θυρίδες εισαγωγής διατηρούνται ανοικτές μέχρι τις 225° περίπου (αναλόγως της μηχανής). Μέσω των θυρίδων εισαγωγής, εισέρχεται στον κύλινδρο ο, πεπιεσμένος από τον υπερπληρωτή, αέρας εισαγωγής, ωθώντας τα καυσαέρια προς τη βαλβίδα εξαγωγής (απόπλυση του κυλίνδρου). Το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής ορίζει το πέρασ της σάρωσης. Ορισμένοι κατασκευαστές επιτρέπουν στη βαλβίδα εξαγωγής να παραμείνει ανοικτή μέχρι και $240 - 270^{\circ}$ μετά το ΑΝΣ. Καθώς το έμβολο κατευθύνεται προς το ΑΝΣ, συμπιέζει τον αέρα στο εσωτερικό του κυλίνδρου (οι θυρίδες εισαγωγής βρίσκονται πλέον χαμηλότερα από το έμβολο), δημιουργώντας εκ νέου τις κατάλληλες συνθήκες για τον ψεκασμό του καυσίμου.

Σημειώνεται ότι, κοντά στο ΑΝΣ και σε υψηλά φορτία, η πίεση σε έναν μεγάλο δίχρονο ναυτικό κινητήρα μπορεί να ξεπερνά τα 100 bar, και η

θερμοκρασία τους 500° C. Προφανώς, κατά τη φάση της συμπίεσης απαιτείται κατανάλωση έργου.

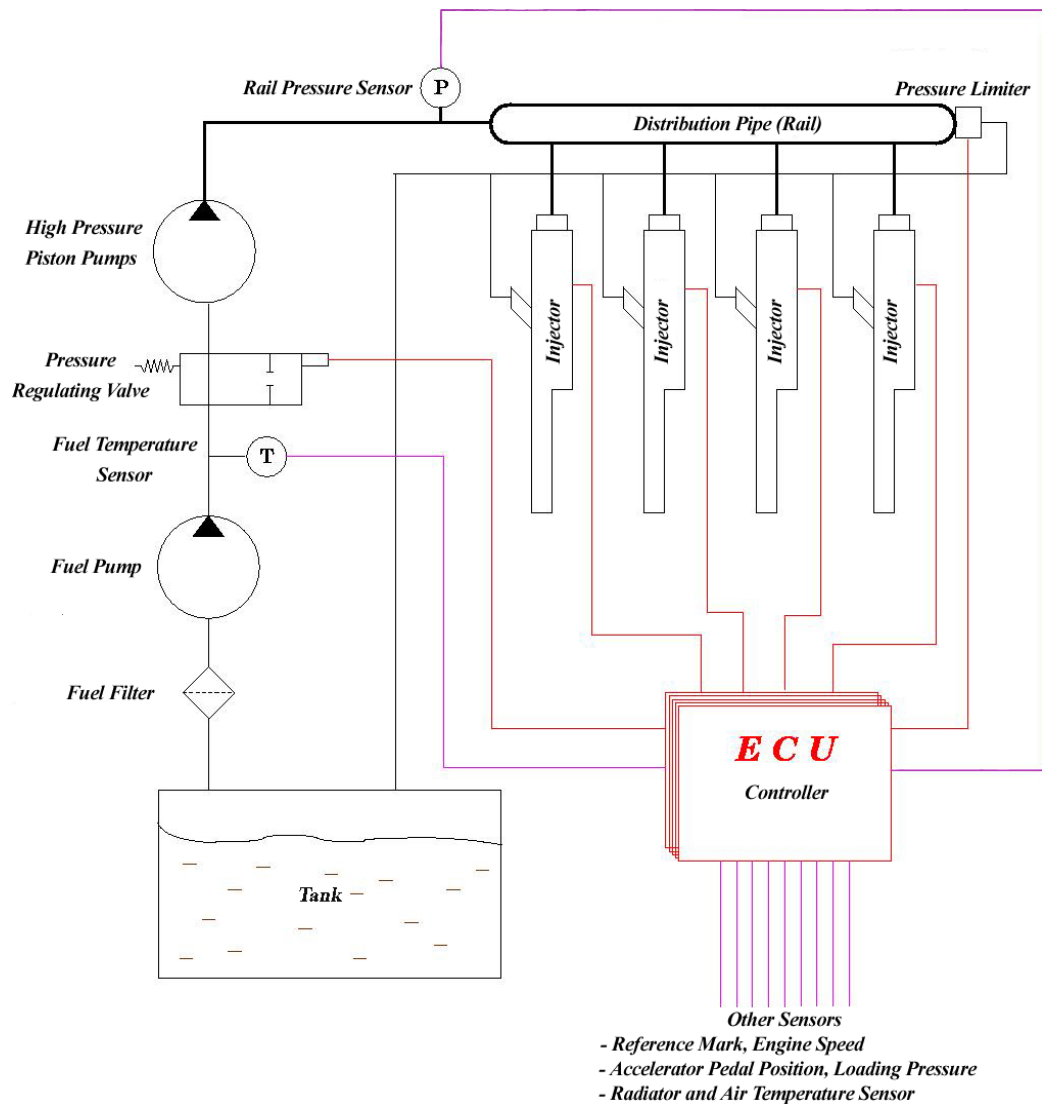
2.2 Συστήματα Έγχυσης Καυσίμου

Η έγχυση του καυσίμου είναι μια διεργασία η οποία πρέπει να χαρακτηρίζεται από μεγάλη ακρίβεια, καθώς το σύστημα έγχυσης οφείλει να ρυθμίζει επακριβώς την ψεκαζόμενη μάζα, τον χρόνο έναρξης και τη διάρκειά της έγχυσης, χωρίς παρουσία επίσταξης. Τέλος, είναι απαραίτητος ο διασκορπισμός του καυσίμου μέσα στον θάλαμο καύσης, ώστε να επιτυγχάνεται η καλύτερη δυνατή ανάμιξη με τον αέρα. Τα σημαντικότερα συστήματα έγχυσης που χρησιμοποιούνται σε μεγάλους ναυτικούς κινητήρες είναι το μηχανικό και αυτό του κοινού συλλέκτη καυσίμου (Common Rail System, CRS), με το δεύτερο να χαρακτηρίζεται από σημαντικά πλεονεκτήματα. Η εφαρμογή του CRS είναι απαραίτητη για την παρουσία και βελτιστοποίηση προφίλ έγχυσης με προέγχυση, που μελετάται στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας. Για τον λόγο αυτόν, παρατίθενται στη συνέχεια στοιχεία για τη λειτουργία του συστήματος κοινού συλλέκτη.

2.2.1 Σύστημα Έγχυσης Κοινού Συλλέκτη (Common Rail System, CRS)

Η βασικότερη καινοτομία του συστήματος κοινού συλλέκτη είναι το γεγονός ότι ο ψεκασμός του καυσίμου δεν εξαρτάται πλέον από τη μηχανική σύνδεση με τα υπόλοιπα μέρη της μηχανής όπως τα έκκεντρα, και έτσι δεν εξαρτάται και από τη συχνότητα περιστροφής της μηχανής. Ο έλεγχος της έγχυσης γίνεται ηλεκτρονικά, με αποτέλεσμα να μπορεί να ελεγχθεί πλήρως ο χρονισμός της. Έτσι, καθίσταται εφικτή η ύπαρξη πολλαπλών εγχύσεων ανά κύκλο, με επιθυμητό χρονισμό. Επιπλέον, το σύστημα CRS επιτρέπει τη διατήρηση υψηλής πίεσης ψεκασμού, ανεξαρτήτως της μάζας του εγχεόμενου καυσίμου και του αριθμού στροφών της μηχανής.

Μια τυπική διάταξη ενός συστήματος έγχυσης κοινού συλλέκτη παρουσιάζεται στην Εικόνα 1. Η αντλία χαμηλής πίεσης (Fuel Pump) καταθλίβει το καύσιμο από τη δεξαμενή καυσίμου στην αντλία υψηλής πίεσης (High Pressure Pump). Η τελευταία αυξάνει την πίεση του καυσίμου, και αυτό οδηγείται στον συλλέκτη (Rail Unit), ο οποίος βρίσκεται σε υψηλή πίεση. Ο συλλέκτης τροφοδοτεί τους εγχυτήρες με καύσιμο υψηλής πίεσης. Οι εγχυτήρες ελέγχονται ηλεκτρονικά από μικροεπεξεργαστές. Όταν οι εγχυτήρες ενεργοποιούνται, ανοίγει μια υδραυλική βαλβίδα, και το καύσιμο εγχύεται στον κύλινδρο. Βασικό πλεονέκτημα του CRS είναι ότι η αντλία υψηλής πίεσης και ο εγχυτήρας είναι μονάδες ανεξάρτητες μεταξύ τους, με αποτέλεσμα να επιτυγχάνεται υψηλή πίεση (και ταχύτητα) έγχυσης σε οποιοδήποτε εύρος στροφών, και, επιπλέον, να είναι εφικτή η δυνατότητα ελέγχου της λειτουργίας του κάθε εγχυτήρα ξεχωριστά.



Εικόνα 1: Τυπική διάταξη συστήματος έγχυσης κοινού συλλέκτη (Common Rail System - CRS) (Wärtsilä Switzerland, 2004).

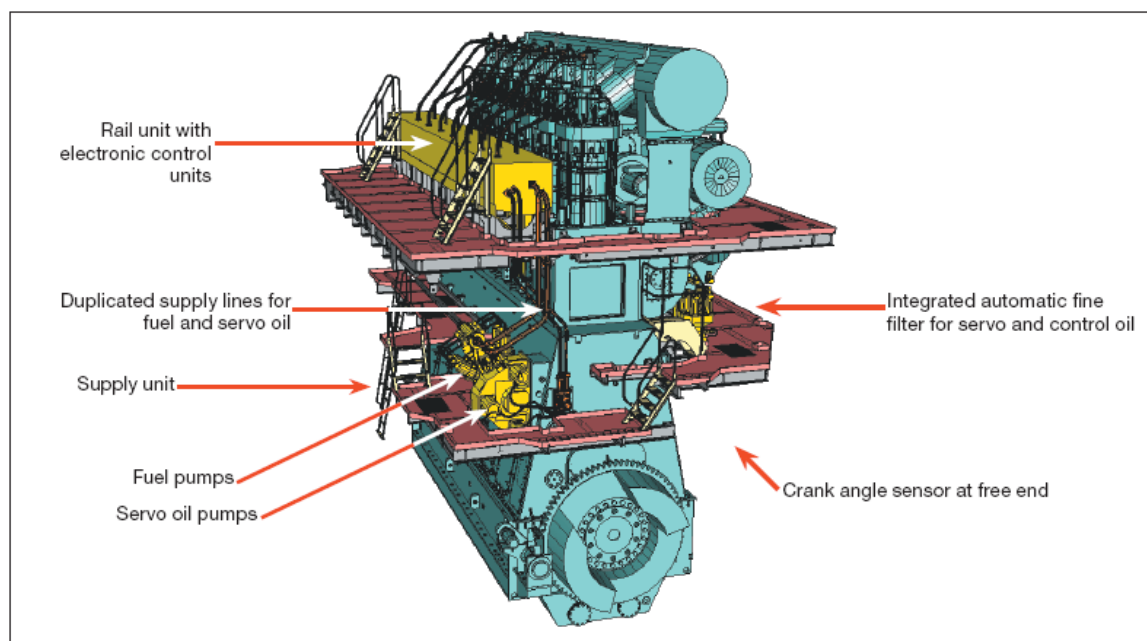
Το σύστημα CRS της κατασκευάστριας εταιρίας Wärtsilä Switzerland αποτελείται από τις εξής μονάδες (Wärtsilä Switzerland, 2004):

- Μονάδα αγωγών (Rail Unit), η οποία περιλαμβάνει τους αγωγούς 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, και τοποθετείται συνήθως στο προωαίο ή πρυμναίο τμήμα του στροφαλοφόρου άξονα της μηχανής.
- Ολοκληρωμένη αυτόματη εγκατάσταση φίλτρων ελαίου (Integrated Automatic Fine Oil Filter).
- Μονάδα ενεργοποίησης και ελέγχου λειτουργίας της βαλβίδας εξαγωγής των καυσαερίων (Exhaust Valve Actuator & Control Unit).

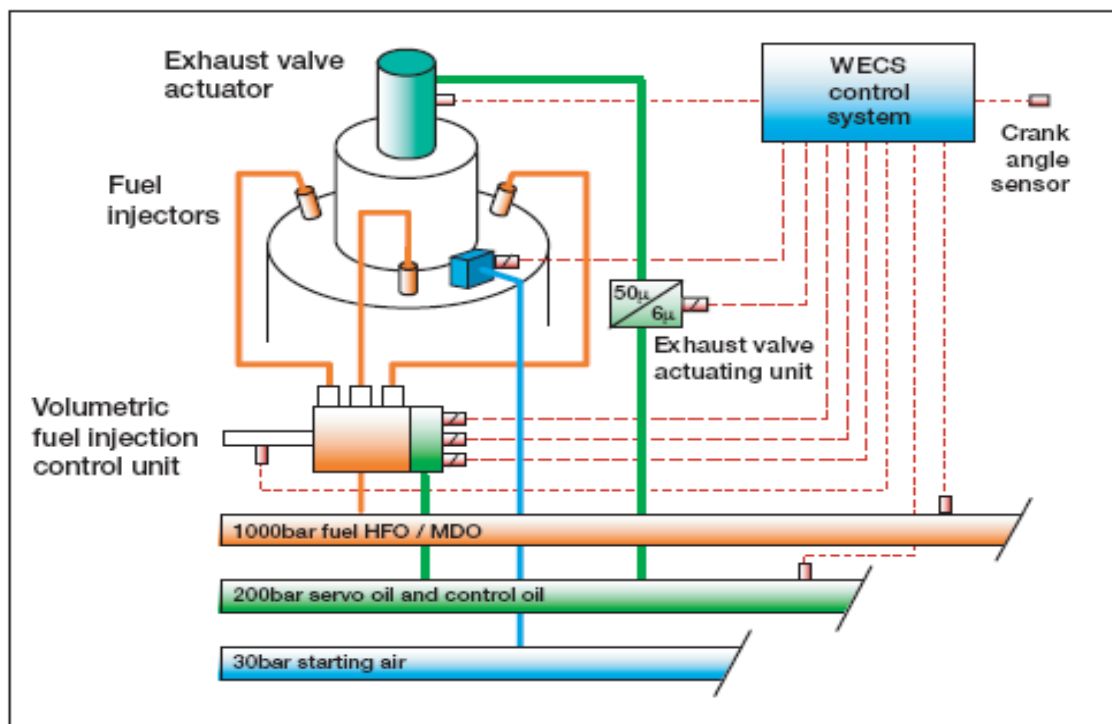
- Ολοκληρωμένη ηλεκτρονική μονάδα έγχυσης (Injection Control Unit), ελέγχου λειτουργίας μηχανής (Engine Control Unit) και ανάγνωσης γωνίας στροφάλου.

Σε συμφωνία με την παραπάνω γενική περιγραφή, το σύστημα κοινού συλλέκτη του κινητήρα της σειράς RT-flex της εταιρίας Wärtsilä Switzerland που θα μελετηθεί στην παρούσα εργασία συνιστά ένα δίκτυο ρευστών υψηλής πίεσης, το οποίο 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, τάξεως 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, το οποίο περιλαμβάνει τοπικά φίλτρα, τροφοδοτικές αντλίες, ψυγεία και ιξωδόμετρα. Στην Εικόνα 2 παρουσιάζεται μια τυπική εγκατάσταση του CRS στον δίχρονο ναυτικό κινητήρα RT-flex της κατασκευάστριας εταιρίας Wärtsilä Switzerland. Η απεικόνιση της διάταξης του δικτύου υψηλής πίεσης παρουσιάζεται στην Εικόνα 3.

Με βάση τα προαναφερθέντα, αλλά και από τη μέχρι τώρα εμπειρία από την εφαρμογή του συστήματος CRS, μπορούμε να πούμε πως το σύστημα προσφέρει ισορροπία φορτίου μεταξύ των κυλίνδρων, πλήρη έλεγχο φορτίου, χαμηλή κατανάλωση καυσίμου, καλύτερη ποιότητα καύσης σε όλο το εύρος στροφών και φορτίου, βελτιωμένη λειτουργία σε χαμηλές στροφές, γρήγορη επιτάχυνση, χαμηλά επίπεδα εκπομπών των κύριων ρύπων (σωματίδια αιθάλης και οξείδια του αζώτου), καθώς και μειωμένες επικαθίσεις εξανθρακωμάτων, γεγονός που συνεπάγεται μεγαλύτερα διαστήματα ανάμεσα σε διαδοχικές συντηρήσεις.



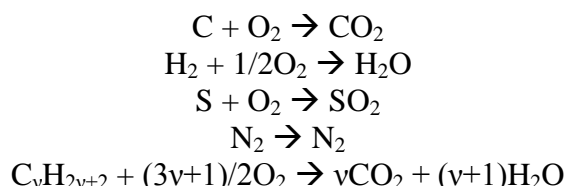
Εικόνα 2: Εγκατάσταση συστήματος CRS σε κινητήρα της σειράς RT-flex της εταιρίας Wärtsilä Switzerland (Wärtsilä Switzerland, 2004).



Εικόνα 3: Σκαριφηματική παράσταση διάταξης δικτύου υψηλής πίεσης στο σύστημα CRS κινητήρα της σειράς RT-flex της εταιρίας Wärtsilä Switzerland (Wärtsilä Switzerland, 2004).

2.3 Καύση σε Κινητήρες Diesel

Στα φαινόμενα της καύσης λαμβάνουν χώρα εξώθερμες αντιδράσεις στοιχείων ή χημικών ενώσεων με οξυγόνο. Στους κινητήρες εσωτερικής καύσης, η καύση συντελείται μεταξύ των συστατικών που υπάρχουν στο καύσιμο και τον αέρα, στον οποίο υπάρχει το οξυγόνο. Η θεωρητικά τέλεια καύση του καυσίμου αποτυπώνεται στις εξής χημικές αντιδράσεις:



Οι παραπάνω αντιδράσεις δείχνουν ότι προϊόντα της τέλει καύσης είναι το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2), το νερό (H_2O), το διοξείδιο του θείου (SO_2) και το άζωτο (N_2).

Στους δίχρονους ναυτικούς κινητήρες η καύση λαμβάνει χώρα με περίσσεια αέρα, δηλαδή με ολικό λόγο ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα μικρότερο της μονάδας ($\phi_{total} < 1$).

Ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα, ϕ , ορίζεται ως εξής:

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

Όπου,

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

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

Η παρουσία ρύπων όπως τα οξείδια του αζώτου (NO_x), τα σωματίδια αιθάλης (soot), οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC) και το μονοξείδιο του άνθρακα (CO) οφείλεται στο γεγονός ότι στην πράξη υπάρχει ατελής καύση και στο γεγονός ότι κάποιες από τις αντιδράσεις δεν γίνονται πλήρως προς μία κατεύθυνση (Καϊκτής, 2006). Η σύσταση των καυσαερίων εξαρτάται από τις τοπικές συνθήκες θερμοκρασίας, πίεσης και λόγου ισοδυναμίας καυσίμου - αέρα.

2.3.1 Φάσεις της Καύσης

Η διεργασία της καύσης σε κινητήρα Diesel μπορεί να διακριθεί σε τέσσερις φάσεις, οι οποίες εξαρτώνται από τις συνθήκες στον θάλαμο καύσης (πίεση και θερμοκρασία). Αυτές παρουσιάζονται στην Εικόνα 4, με τη βοήθεια διαγράμματος ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Rate Of Heat Release - ROHR). Οι φάσεις της καύσης είναι οι εξής:

1^η Φάση: Καθυστέρηση Ανάφλεξης (Ignition Delay)

Πρόκειται για το διάστημα μεταξύ της έναρξης της έγχυσης του καυσίμου και της έναρξης της καύσης. Διαρκεί $3^{\circ} - 20^{\circ}$ γωνίας στροφάλου, που αντιστοιχούν στα σημεία a και b της Εικόνα 4. Οι αιτίες αυτής της καθυστέρησης είναι πρώτον η χρονική διάρκεια που απαιτείται για την εξάτμιση και την ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα, καθώς και η χημική καθυστέρηση λόγω της χημικής κινητικής. Όταν η φάση αυτή διαρκεί υπερβολικά μεγάλο χρονικό διάστημα, η έναυση γίνεται βίαια κοντά στο ΑΝΣ, προκαλώντας υπερβολική αύξηση της πίεσης, θόρυβο, και μηχανική και θερμική καταπόνηση των διαφόρων εξαρτημάτων της μηχανής.

2^η Φάση: Καύση Προετοιμασμένου Μίγματος (Prepared Mixture Combustion)

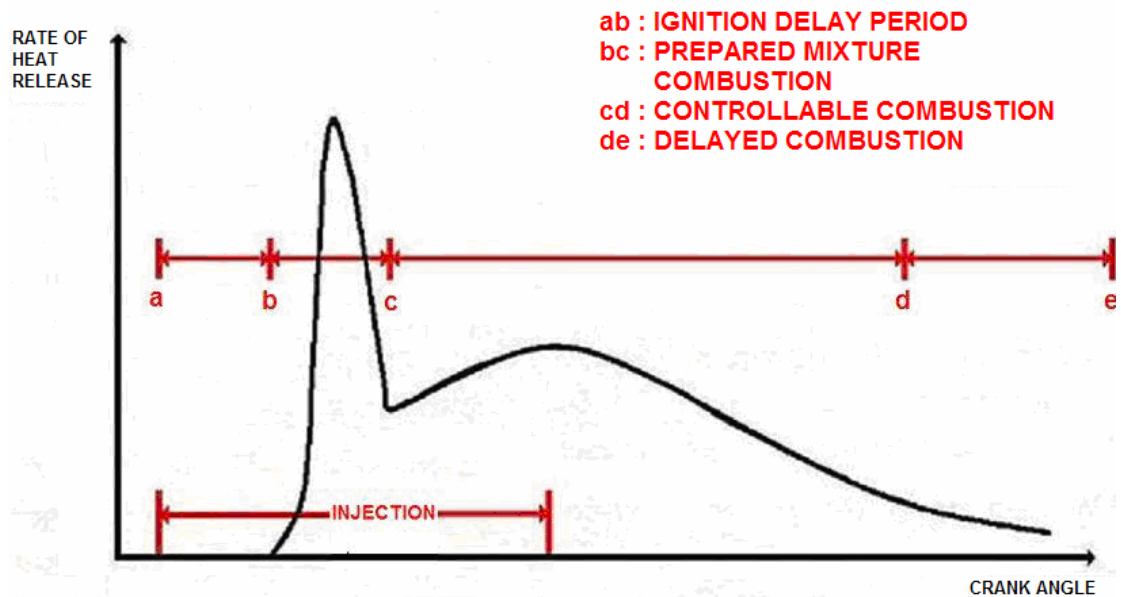
Αντιστοιχεί στο τμήμα b – c του διαγράμματος ROHR, και διαρκεί $5^{\circ} - 10^{\circ}$, κατά τις οποίες λαμβάνει χώρα απότομη ανάφλεξη του αναμειγμένου καυσίμου. Σε αυτή τη φάση ενδέχεται λόγω της αύξησης της πίεσης να έχουμε εκρηκτική καύση, με αρνητικές επιπτώσεις στη λειτουργία του κινητήρα. Για την αποφυγή αυτού του φαινομένου, πρέπει να μειωθεί η διάρκεια της πρώτης φάσης.

3^η Φάση: Ελεγχόμενη Καύση (Controllable Combustion)

Πρόκειται για τη φάση με τη μεγαλύτερη διάρκεια. Αντιστοιχεί στο τμήμα c – d του διαγράμματος ROHR. Σε αυτή τη φάση, η πίεση και η θερμοκρασία είναι κατάλληλες ώστε το εγχέομενο καύσιμο να καίγεται σχεδόν αμέσως με φλόγα διάχυσης. Ο λόγος για τον οποίο η παρούσα φάση ονομάζεται φάση ελεγχόμενης καύσης είναι το γεγονός ότι η ταχύτητα και η ποσότητα του εγχέομενου καυσίμου, καθώς και η πίεση στο εσωτερικό του κυλίνδρου και ο στροβιλισμός του αέρα, μπορούν να ελεγχθούν, ώστε να η καύση να λαμβάνει χώρα με ελεγχόμενο ρυθμό.

4^η Φάση: Επίκαυση (Delayed Combustion)

Πρόκειται για τη φάση μετά το σημείο d της Εικόνας 4 μέχρι το τέλος της καύσης. Σε αυτήν τη φάση, η καύση συνεχίζεται μέχρι να καεί όλη η ποσότητα του καυσίμου. Η καθυστερημένη καύση είναι ανεπιθύμητη, καθώς προκαλεί υπερθέρμανση στην βαλβίδα εξαγωγής και σε τμήμα της επιφάνειας του εμβόλου.



Εικόνα 4: Φάσεις της καύσης σε διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Κυρτάτος, 1993).

2.4 Σχηματισμός Ρύπων

Οι δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες Diesel που χρησιμοποιούνται σήμερα επιβαρύνουν το περιβάλλον με ρύπους. Οι κύριοι ρύποι είναι τα οξείδια του αζώτου (μονοξείδιο και διοξείδιο του αζώτου - NO_x) και τα σωματίδια αιθάλης (soot). Άλλοι παραγόμενοι ρύποι είναι οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC) και, εξαιτίας της αυξημένης περιεκτικότητας των χρησιμοποιούμενων ναυτικών καυσίμων σε θείο, τα οξείδια του θείου (SO_x).

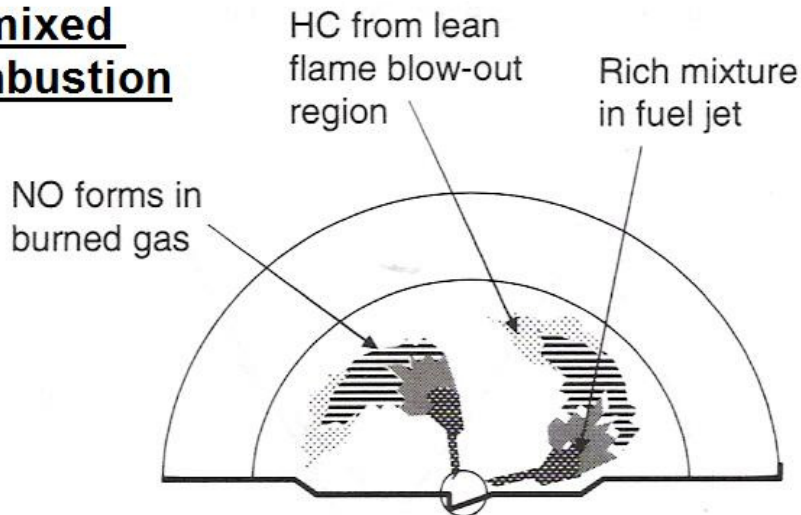
Για τον περιορισμό της παραγωγής ρύπων εντός του κυλίνδρου, έχουν προταθεί διαφορετικές λύσεις. Σημαντικότερες από αυτές είναι οι εναλλακτικές τεχνικές έγχυσης του καυσίμου, η προσθήκη νερού στον κύλινδρο, η ανακυκλοφορία καυσαερίων (Exhaust Gas Recirculation – EGR), και η χρήση καυσίμου χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο (Κυρτάτος, 1993).

Ο σχηματισμός των ρύπων εξαρτάται κυρίως από τη ρευστομηχανική και τη χημεία της καύσης. Όπως είναι φυσικό, στο εσωτερικό του θαλάμου καύσεως δεν είναι δυνατό να επιτυγχάνεται πάντα και παντού τέλεια ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα ο τοπικός λόγος ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα, ϕ , να έχει τιμές διαφορετικές από την ολική (αυτή που προκύπτει από την ολική μάζα του καυσίμου και του αέρα). Οι διεργασίες παραγωγής των ρύπων είναι διαφορετικές στις δύο κύριες φάσεις της καύσης, την προαναμεμιγμένη καύση και την ελεγχόμενη από την ανάμιξη καύση.

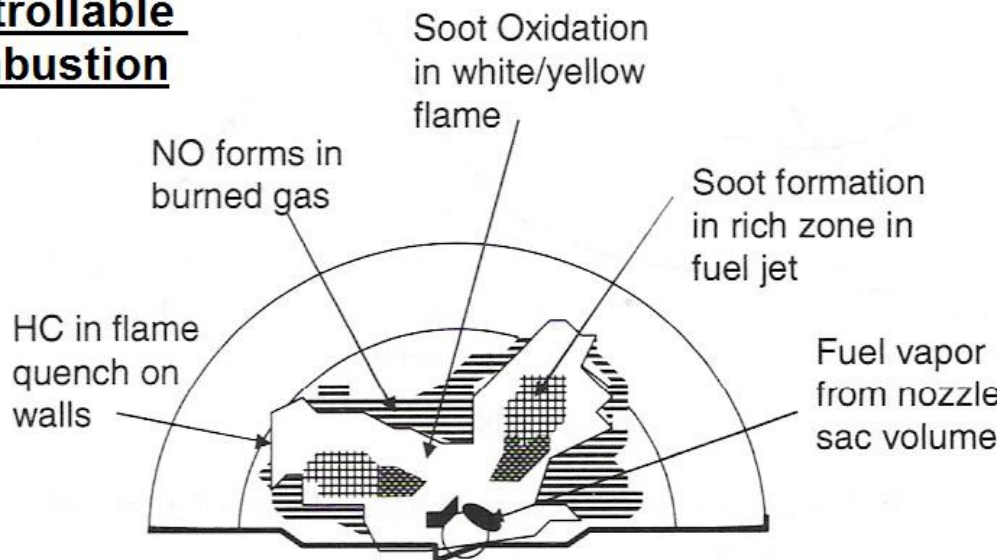
Στην Εικόνα 5 παρουσιάζονται σχηματικά οι δύο φάσεις της καύσης, υποδεικνύοντας τον τρόπο σχηματισμού των σημαντικότερων ρύπων. Πιο συγκεκριμένα, το μονοξείδιο του αζώτου σχηματίζεται σε περιοχές υψηλής

θερμοκρασίας της φλόγας, ενώ οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες οφείλονται είτε στο σβήσιμο της φλόγας σε περιοχές φτωχές σε καύσιμο, είτε στην ελλειπή ανάμιξη με αέρα καυσίμου που εγύεται κατά τα τελικά στάδια της έγχυσης. λόγω της καθυστερημένης έγχυσης καυσίμου προς το τέλος της διαδικασίας της καύσης. Η δημιουργία σωματιδίων αιθάλης συντελείται στις πλούσιες σε καύσιμο περιοχές, σε συνθήκες υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Σγμαντικό ποσοστό των παραχθέντων σωματιδίων οξειδώνεται στη συνέχεια, καθώς έρχεται σε επαφή με το οξυγόνο.

Premixed Combustion



Mixing Controllable Combustion

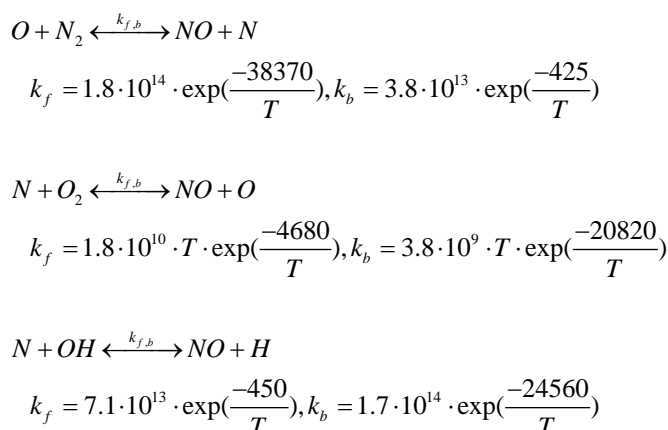


Εικόνα 5:Σχηματική απεικόνιση μηχανισμών καύσης (Heywood, 1998).

2.4.1 Σχηματισμός NO

Το μονοξείδιο του αζώτου (NO) αποτελεί το 80 – 90% των συνολικά σχηματιζόμενων NO_x σε κινητήρες Diesel. Διακρίνονται δύο μηχανισμοί σχηματισμού αυτού. Κατά τον πρώτο, λαμβάνει χώρα οξείδωση του ατμοσφαιρικού μοριακού αζώτου σε υψηλές θερμοκρασίες στην περιοχή των καυσαερίων (θερμικό NO – thermal NO), ενώ κατά τον δεύτερο δημιουργείται NO στην περιοχή της φλόγας μέσω αντιδράσεων του μοριακού αζώτου με ελεύθερες ρίζες υδρογονοανθράκων, σε περιοχές πλούσιες σε καύσιμο (άμεσο NO – prompt NO).

Το θερμικό NO αποτελεί το μεγαλύτερο τμήμα του συνολικά σχηματιζόμενου NO. Οι περιοχές παραγωγής θερμικού NO χαρακτηρίζονται από υψηλές θερμοκρασίες, και ταυτόχρονα μικρή περίσσεια αέρα. Ο σχηματισμός θερμικού NO περιγράφεται με ικανοποιητική ακρίβεια από τον διευρυμένο μηχανισμό Zeldovich, αποτελούμενο από τρεις αμφίδρομες αντιδράσεις (Pundir, 2007):



Όπου,

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

T, τοπική θερμοκρασία σε K.

Η πρώτη αντίδραση αντιστοιχεί στην αποσύνθεση του μοριακού αζώτου μέσω συγκρούσεων με ατομικό οξυγόνο. Οι δύο πρώτες αντιδράσεις είναι γνωστές ως μηχανισμός Zeldovich. Η τρίτη αντίδραση εισήχθη από τους Lavoie et al. (1970), συμπληρώνοντας τον μηχανισμό Zeldovich.

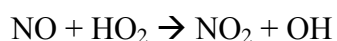
Ο σχηματισμός άμεσου NO με ταχείς ρυθμούς στην περιοχή της φλόγας αποδείχθηκε από τον Fenimore (1971). Ο σχηματισμός του άμεσου NO οφείλεται στην αντίδραση του N₂ του αέρα με ρίζες υδρογονοανθράκων, σε περιοχές πλούσιες σε καύσιμο. Ο ρυθμός σχηματισμού του άμεσου NO έχει μικρή εξάρτηση από τη

θερμοκρασία, και συμβάλλει σε μικρό βαθμό στις εκπομπές NO στους κινητήρες εσωτερικής καύσης.

2.4.2 Σχηματισμός NO₂

Το NO₂ αποτελεί το 10 – 20% των παραγομένων οξειδίων του αζώτου κατά τη διαδικασία της καύσης σε έναν κινητήρα Diesel. Πρόκειται για ιδιαίτερα επιβλαβή ρύπο ο οποίος προκαλεί προβλήματα στο αναπνευστικό και κυκλοφορικό σύστημα του ανθρώπου, ενώ μέσω φωτόλυσης δημιουργεί όζον (O₃), το οποίο επιβαρύνει το φαινόμενο του θερμοκηπίου (Carel, 1998).

Η δημιουργία του NO₂ κατά τη διάρκεια της καύσης οφείλεται στην αντίδραση (Pundir, 2007):



Το NO₂ μετατρέπεται εκ νέου σε NO και O₂ όταν αντιδράσει με ατομικό οξυγόνο στην περιοχή των καυσαερίων. Η αντίδραση αυτή δεν λαμβάνει χώρα εάν τα καυσαέρια προλάβουν να αναμιχθούν με τον ψυχρότερο αέρα. Σε αυτή την περίπτωση οδηγούμαστε σε μεγάλες συγκεντρώσεις NO₂.

2.4.3 Σχηματισμός Σωματιδίων Αιθάλης

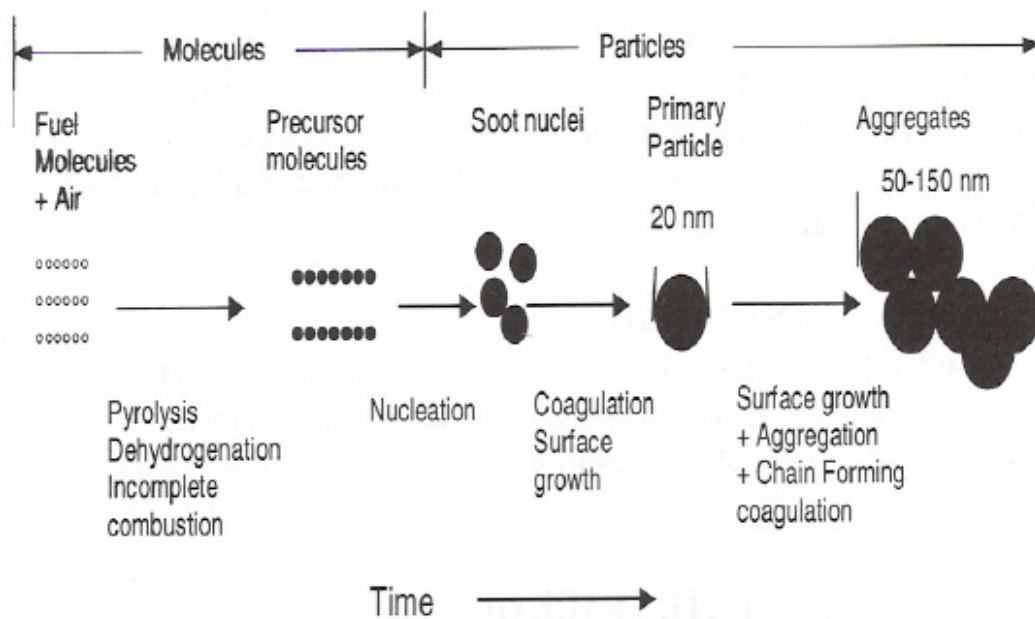
Τα σωματίδια αιθάλης συνιστούν στερεές συσσωματώσεις, πλούσιες σε άνθρακα. Σχηματίζονται τόσο σε φλόγες προανάμιξης (ταχεία καύση), όσο και σε φλόγες διάχυσης (ρυθμιζόμενη καύση), σε περιοχές στις οποίες το μίγμα καυσίμου – αέρα είναι πλούσιο σε καύσιμο.

Τα σωματίδια αιθάλης γίνονται αντιληπτά ως μαύρος καπνός στην εξαγωγή, είναι δε υπεύθυνα για σοβαρές αναπνευστικές παθήσεις, καθώς και για καρκινογενέσεις. Σωματίδια με μέγεθος μικρότερο των 2.5 μm είναι αναπνεύσιμα, προσβάλλοντας το αναπνευστικό σύστημα. Το 90% των παραγομένων σωματιδίων αιθάλης κατά τη διάρκεια της καύσης είναι μικρότερου μεγέθους από 2.5 μm.

Στην Εικόνα 6 παρουσιάζεται η χρονική αλληλουχία των διαφόρων φάσεων σχηματισμού των σωματιδίων αιθάλης.

Αρχικά παράγονται οι πρώτοι πυρήνες σχηματισμού αιθάλης (precursor molecules), λόγω ατελούς καύσης (incomplete combustion) και πυρόλυσης (pyrolysis) του καυσίμου. Στην συνέχεια, οι πυρήνες αυτοί υφίστανται επιφανειακή επέκταση (surface growth) και λόγω προσθήκης C₂H₂ (nucleation) αποκτούν τριδιάστατη μορφή. Στο επόμενο στάδιο (chain forming coagulation) λαμβάνει χώρα συσσωρευση (Aggregation) ή/και δημιουργία νέων πυρήνων, έως ότου η θερμοκρασία των καυσαερίων (λόγω της εκτόνωσης) μειωθεί. Ιδιαίτερας σημασίας

είναι το γεγονός ότι συγχρόνως λαμβάνει χώρα αφυδρογόνωση (dehydrogenation) και οξείδωση (oxidation). Σε κινητήρες Diesel, η θερμοκρασία φτάνει μέχρι τους 2800 K επιτρέποντας έτσι την οξείδωση ποσοστού έως και 90% της παραχθείσας αιθάλης. Έτσι, με την πάροδο του χρόνου η συγκέντρωση των σωματιδίων αιθάλης μειώνεται χαρακτηριστικά.



Εικόνα 6: Χρονική αλληλουχία φάσεων σχηματισμού σωματιδίων αιθάλης (Borman & Regland, 1988).

Σημειώνεται, τέλος, ότι κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης τα σωματίδια απορροφούν μεγάλα μόρια υδρογονανθράκων τα οποία δεν έχουν καεί, καθώς επίσης και συμπυκνώσεις κυλινδρελαίου, νερό, θεικές ενώσεις και ανόργανες ενώσεις από τους καταλύτες του καυσίμου και μεταλλικά σωματίδια από μέρη της μηχανής.

3 Αριθμητική Προσομοίωση Ροής και Καύσης σε Δίχρονο Ναυτικό Κινητήρα Diesel

3.1 Προσομοίωση βελτιστοποίηση φαινομένων καύσης σε κινητήρες Diesel: Βιβλιογραφική επισκόπηση

Το μεγαλύτερο μέρος των βιβλιογραφικών αναφορών σχετικά με τη μείωση των ρύπων από κινητήρες Diesel αφορά σε κινητήρες αυτοκινήτων ή βαρέων οχημάτων. Τμήμα των αντίστοιχων προσπαθειών σχετίζεται με τη διερεύνηση εναλλακτικών στρατηγικών έγχυσης, όπως η παρουσία προέγχυσης στο προφίλ έγχυσης του καυσίμου. Η συγκεκριμένη στρατηγική εφαρμόστηκε αρχικά ως μέθοδος περιορισμού του θορύβου της αυτανάφλεξης. Στη συνέχεια, θεωρήθηκε κατάλληλη για την επίτευξη καλύτερης ανάμιξης καυσίμου-αέρα, γεγονός που οδηγεί σε καλύτερες συνθήκες καύσης και μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων, βλ. Chryssakis et al., 2006, Benajes et al., 2001, Ανδρεάδης, 2008, Andreadis et al., 2009. Συγκεκριμένα, η έρευνα των Chryssakis et. al. (2006) βασίστηκε τόσο σε πειραματικά όσο και σε υπολογιστικά αποτελέσματα, τα τελευταία με χρήση του κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3V. Τα αποτελέσματα της συγκεκριμένης εργασίας κατέδειξαν ότι η τελική συγκέντρωση των οξειδίων του αζώτου μειώνεται με αύξηση της χρονικής απόστασης μεταξύ της προέγχυσης και της κύριας έγχυσης. Η ίδια έρευνα αναφέρει την ακριβώς αντίθετη συμπεριφορά αναφορικά με τη συγκέντρωση των σωματιδίων αιθάλης, η οποία όμως επηρεάζεται σε μεγάλο βαθμό και από τις συνθήκες λειτουργίας της μηχανής. Τέλος, σε σχέση με την απόδοση της μηχανής, η ίδια έρευνα έδειξε ότι η ειδική κατανάλωση καυσίμου 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.

Στην έρευνα των Benajes et al. (2001) διατυπώνεται η άποψη ότι τεχνικές έγχυσης με προέγχυση μπορούν να μειώσουν την ειδική κατανάλωση, με μικρή, όμως, επίδραση στην τελική συγκέντρωση σωματιδίων αιθάλης και μη αμελητέα αύξηση στις εκπομπές οξειδίων του αζώτου. Η συγκεκριμένη έρευνα βασίστηκε, αποκλειστικά, σε πειραματικές μετρήσεις σε έναν μονοκύλινδρο πετρελαιοκινητήρα. Ο κινητήρας δοκιμάστηκε σε διαφορετικούς αριθμούς στροφών και φορτία. Κατά τη διάρκεια των δοκιμών:

- Η συνολική εγχεόμενη μάζα καυσίμου παρέμεινε σταθερή σε κάθε κύκλο λειτουργίας, με αποτέλεσμα η ειδική κατανάλωση να είναι συνάρτηση μόνο του παραγόμενου έργου.
- Η έναρξη της κύριας έγχυσης παρέμεινε, σε όλες τις δοκιμές, σταθερή.
- Η επιλογή της χρονικής διαφοράς σε μοίρες γωνίας στροφάλου μεταξύ προέγχυσης και κύριας έγχυσης έγινε με βάση τον αριθμό των στροφών: χαμηλές στροφές – μικρή χρονική απόσταση, σε μοίρες γωνίας στροφάλου.

Η γενική διαπίστωση στην εργασία των Benajes et al. (2001) ήταν η μείωση της ειδικής κατανάλωσης, σε όλες τις πραγματοποιηθείσες δοκιμές με παρουσία προέγχυσης. Η μείωση αυτή σχετίζεται με την εγγεόμενη κατά την προέγχυση μάζα καυσίμου, ως ποσοστό της συνολικά εγγεόμενης μάζας. Ταυτόχρονα, η εξάρτηση της ειδικής κατανάλωσης από τη χρονική διαφορά προέγχυσης – κύριας έγχυσης δεν φαίνεται να είναι μονοσήμαντη, αν και μεγάλη χρονική απόσταση αντιστοιχεί σε μείωση της ειδικής κατανάλωσης. Οι δοκιμές σε μέγιστο φορτίο κατέδειξαν ότι δεν υπάρχει σημαντική επίδραση της εν λόγω χρονικής διαφοράς στις συγκεντρώσεις οξειδίων του αζώτου και σωματιδίων αιθάλης.

Στις εργασίες του Κοντούλη (2008) και των Kontoulis et al. (2008a, 2008b) μελετήθηκαν εναλλακτικές στρατηγικές έγχυσης, με παρουσία προέγχυσης, σε βραδύστροφο ναυτικό κινητήρα Diesel, με χρήση του κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι μπορεί να επιτευχθεί μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου με κατάλληλη επιλογή έναρξης και διάρκειας προέγχυσης και κύριας έγχυσης. Για τον ίδιο συνδυασμό παραμέτρων που επιφέρει μείωση της ειδικής κατανάλωσης, η συγκέντρωση NO_x παρέμεινε αμετάβλητη σε σχέση με τη λειτουργία με συνεχές προφίλ έγχυσης, ενώ η συγκέντρωση των σωματιδίων αιθάλης έτεινε να μειωθεί. Σημαντική μείωση της συγκέντρωσης NO_x παρατηρήθηκε για αργοπορημένη κύρια έγχυση (σε όλες τις περιπτώσεις, μετά το ANΣ). Η καθυστερημένη κύρια έγχυση επιφέρει φυσικά μείωση της μέγιστης πίεσης στον κύλινδρο (μειωμένη μηχανική καταπόνηση), αλλά επιφέρει και μείωση του ωφέλιμου έργου. Τέλος, κατέστη σαφές ότι οι εκπομπές NO_x και σωματιδίων αιθάλης ακολουθούν αντίρροπες τάσεις.

Η εργασία των Yoon et al. (2008) αποτελεί σημαντική πηγή σχετικά με την έρευνα για τη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων από ναυτικούς κινητήρες Diesel. Συγκεκριμένα, εκτελώντας προσομοιώσεις (υπολογιστικής ρευστοδυναμικής) αλλά και πειράματα, οι συγγραφείς μελέτησαν την επίδραση διαφόρων γεωμετρικών χαρακτηριστικών (όπως γεωμετρία εμβόλου και γωνίες εγχυτήρων) και παραμέτρων του προφίλ έγχυσης της μηχανής στις εκπομπές NO_x. Πειράματα οπτικοποίησης της δέσμης του καυσίμου έγιναν σε θάλαμο σταθερού όγκου σε υψηλή πίεση, έτσι ώστε να επιβεβαιωθούν τα υπολογιστικά αποτελέσματα που αφορούν στα χαρακτηριστικά της δέσμης, όπως η γωνία του κώνου της δέσμης και το βάθος διείσδυσης συναρτήσει του χρόνου. Στην ίδια εργασία, μελετήθηκαν οι επιδράσεις δύο διαφορετικών γεωμετριών των ακροφυσίων έγχυσης και του ρυθμού έγχυσης καυσίμου, προκειμένου να μειωθούν οι εκπομπές NO_x. Η μελέτη κατέδειξε μείωση στη συγκέντρωση NO_x κατά 24%, με αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 0.7%.

Οι πιο πρόσφατες έρευνες επικεντρώνονται στη χρήση μεθόδων βελτιστοποίησης οι οποίες βασίζονται κυρίως σε εξελικτικούς αλγορίθμους, με στόχο την εύρεση των ιδανικών τιμών για τις παραμέτρους οι οποίες επηρεάζουν την απόδοση του κινητήρα και τον σχηματισμό ρύπων. Εν προκειμένω, ο βαθμός απόδοσης και οι τελικές συγκεντρώσεις ρύπων λαμβάνονται ως αντικειμενικές συναρτήσεις. Τα προβλήματα αυτά αντιμετωπίζονται άλλοτε μίας αντικειμενικής συνάρτησης (Liu & Reitz, 2005, Senecal & Reitz, 2000, Tanner & Srinivasan, 2008) και άλλοτε ως πολλαπλών αντικειμενικών συναρτήσεων, με χρήση της τεχνικής του μετώπου Pareto (Pareto Front Technique), βλ. Hiroyasu et al., 2002, Shi & Reitz, 2008.

Οι Liu & Reitz (2005) χρησιμοποίησαν τον κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3V σε σύζευξη με ένα γενετικό αλγόριθμο, προκειμένου να μελετήσουν διαφορετικές στρατηγικές έγχυσης, που περιλαμβάνουν έως πέντε παλμούς έγχυσης στον ίδιο κύκλο, σε κινητήρα Diesel αυτοκινήτου. Επιπλέον, μελέτησαν τις επιδράσεις της έντασης του εγκάρσιου στροβιλισμού (swirl ratio), καθώς και της ανακυκλοφορίας καυσαερίων (exhaust gas recirculation - EGR). Ως αντικειμενικές συναρτήσεις χρησιμοποιήθηκαν οι ακόλουθες τρεις: οι τελικές συγκεντρώσεις NO_x και SO_x , καθώς και η ειδική κατανάλωση καυσίμου. Στη συγκεκριμένη εργασία δεν χρησιμοποιήθηκε η τεχνική του μετώπου Pareto για την αξιολόγηση των πιθανών λύσεων, αλλά το πρόβλημα αντιμετωπίστηκε ως ενός στόχου, συνδυάζοντας με συντελεστές βαρύτητας τις τρεις αντικειμενικές συναρτήσεις, καταλήγοντας έτσι σε μία μόνο συνάρτηση προς βελτιστοποίηση (merit function).

Τη μεθοδολογία του μετώπου Pareto χρησιμοποίησαν οι Hiroyasu et. al. (2002), αντιμετωπίζοντας το πρόβλημα της μείωσης των εκπομπών NO_x και SO_x , καθώς και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου ως πρόβλημα πολλαπλών στόχων. Έτσι, παρουσιάστηκε ένα πιο ολοκληρωμένο σύνολο βέλτιστων λύσεων. Με αυτή τη μέθοδο παρουσιάζονται οι ιδανικότερες λύσεις σχετικά με κάθε επιμέρους αντικειμενική συνάρτηση, δίνοντας τη δυνατότητα εκ των υστέρων να επιλέξει κανείς τη λύση που ικανοποιεί κάθε διαφορετική απαίτηση. Εδώ, ο εξελικτικός αλγόριθμος που χρησιμοποιήθηκε δεν συνδυάστηκε με κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, αλλά με θερμοδυναμικό μοντέλο. Στη μελέτη βελτιστοποιήθηκε το προφίλ έγχυσης καυσίμου, ώστε να ρυθμιστεί κατάλληλα ο χρονισμός έγχυσης σε έναν κινητήρα Diesel αυτοκινήτου.

Στις εργασίες του Ανδρεάδη (2008) και των Andreadis et. al. (2009) διερευνήθηκαν εναλλακτικές στρατηγικές έγχυσης με προέγχυση σε βραδύστροφο δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel. Στις εργασίες αυτές χρησιμοποιήθηκε ο κώδικας υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3, συζευγμένος με το λογισμικό βελτιστοποίησης EASY, το οποίο αναπτύχθηκε στη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π., βασίζεται δε σε εξελικτικούς αλγορίθμους. Στόχοι της βελτιστοποίησης ήταν η ταυτόχρονη μείωση της τελικής συγκέντρωσης των οξειδίων του αζώτου (NO_x) και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (Specific Fuel Oil Consumption - SFOC). Η διαδικασία βελτιστοποίησης συνέκλινε σε δύο εναλλακτικές στρατηγικές, με χαρακτηριστικά τη μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου κατά περίπου 15% και την ταυτόχρονη αύξηση του βαθμού απόδοσης κατά περίπου 2%:

1. Προέγχυση ποσότητας καυσίμου περίπου 10-15% της συνολικής, σε γωνία στροφάλου περί τις 30° πριν το Άνω Νεκρό Σημείο. Εδώ, η καθυστέρηση έναυσης είναι αρκετά μεγάλη, με αποτέλεσμα η καύση του καυσίμου της προέγχυσης να λαμβάνει χώρα με φλόγα προανάμιξης.
2. Προέγχυση ποσότητας καυσίμου περίπου 8-11% της συνολικής, σε γωνία στροφάλου περί τις 10° πριν το Άνω Νεκρό Σημείο. Στην περίπτωση αυτή, η καθυστέρηση έναυσης ελαχιστοποιείται, και η καύση του καυσίμου της προέγχυσης πραγματοποιείται με φλόγα διάχυσης.

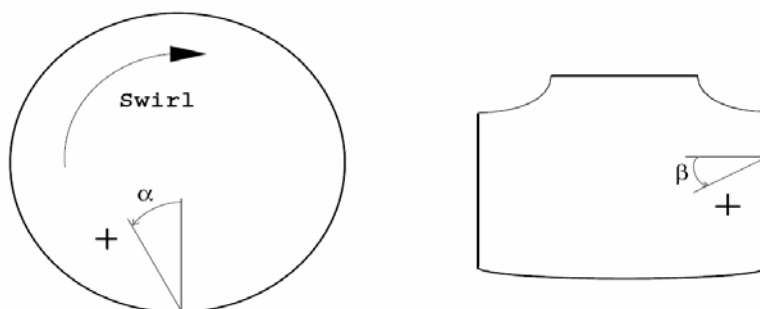
3.2 Χαρακτηριστικά του κινητήρα RT-flex58T-B

Στην παρούσα εργασία έγινε ανάλυση και βελτιστοποίηση των παραμέτρων έγχυσης του μεγάλου δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel RT-flex58T-B της κατασκευάστριας εταιρείας Wärtsilä Switzerland σε φορτίο 25%. Τα βασικά χαρακτηριστικά του κινητήρα, και οι συνθήκες λειτουργίας στο παραπάνω φορτίο παρουσιάζονται στον Πίνακα 2.

Πίνακας 2: Βασικά χαρακτηριστικά του κινητήρα RT-flex58T-B, σε φορτίο 25%.

Τύπος	RT-flex58T-B
Διάμετρος Εμβόλου	580 mm
Διαδρομή Εμβόλου	2416 mm
Ταχύτητα Περιστροφής	66.1 RPM
Μέση Ταχύτητα Εμβόλου	5.32 m/s
Έναρξη Συμπίεσης (από ΑΝΣ)	-96°
Πέρασ Εκτόνωσης (από ΑΝΣ)	120°
Σύστημα Έγχυσης	Κοινού Συλλέκτη - CRS
Αριθμός Εγχυτήρων/ Οπές ανά Εγχυτήρα	3/5
Έναρξη Έγχυσης	-0.8°
Διάρκεια Έγχυσης	7.8°
Ισχύς ανά Κύλινδρο	529.5 kW

Ο κινητήρας διαθέτει τρεις εγχυτήρες καυσίμου σε κάθε κύλινδρο. Κάθε εγχυτήρας έχει πέντε οπές, με σκοπό τον καλύτερο διασκορπισμό του καυσίμου στον χώρο του θαλάμου καύσης. Οι τρεις εγχυτήρες βρίσκονται στην περιφέρεια του πώματος του κυλίνδρου, συμμετρικά ανά 120°. Σε κάθε εγχυτήρα οι οπές έχουν διαφορετική κατεύθυνση, η οποία ορίζεται από τις γωνίες $\hat{\alpha}$ και $\hat{\beta}$ όπως φαίνεται στην Εικόνα 7, καθώς και διαφορετική διάμετρο (μικρότερη από 1 mm).



Εικόνα 7: Ορισμός των γωνιών έγχυσης $\hat{\alpha}$ και $\hat{\beta}$.

Η προσήμανση των γωνιών $\hat{\alpha}$ και $\hat{\beta}$ παρουσιάζεται στον Πίνακα 3 Πίνακας 3. Είναι σαφές, ότι, με εξαίρεση την πρώτη οπή, σε όλες τις υπόλοιπες η κατεύθυνση της έγχυσης ταυτίζεται με αυτή της εγκάρσιας συστροφής.

Πίνακας 3: Τιμές χαρακτηριστικών γωνιών και διαμέτρων των οπών εγχυτήρων του κινητήρα RT-flex58T-B.

Αριθμός Οπής	1	2	3	4	5
Οριζόντια γωνία, $\hat{\alpha}$	-	+	+	+	+
Κάθετη γωνία, $\hat{\beta}$	+	+	+	+	+

Η εγκάρσια συστροφή δημιουργείται από την παρουσία ισχυρής εφαπτομενικής συνιστώσας της ταχύτητας, κατά την εισαγωγή του αέρα σάρωσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου διαμέσου των θυρίδων. Η παρουσία της εγκάρσιας συστροφής συμβάλλει στην καλύτερη απόπλυση του κυλίνδρου από τα καυσαέρια, καθώς και στην καλύτερη ανάμιξη καυσίμου – αέρα, και συνεπώς στη βελτιωμένη ποιότητα της καύσης.

Η ένταση της εγκάρσιας συστροφής εκφράζεται από τον αριθμό swirl (Swirl Number), που ορίζεται ως ο λόγος της γωνιακής ταχύτητας του στροβιλιζόμενου αέρα προς τη γωνιακή ταχύτητα περιστροφής της μηχανής.

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

Όπου,

ω_{swirl} , η γωνιακή ταχύτητα του στροβιλιζόμενου αέρα [Hz],

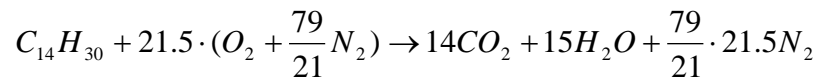
$\omega_{engine} = \frac{2 * \pi * N}{60}$, η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής της μηχανής [Hz],

N , η ταχύτητα περιστροφής της μηχανής [RPM].

Στην παρούσα εργασία, οι συνιστώσες της ταχύτητας που αντιστοιχούν στην εγκάρσια συστροφή ορίζονται στην αρχή της συμπίεσης με τη βοήθεια μιας συνάρτησης Bessel. Σημειώνεται ότι η τιμή ω_{Swirl} αντιστοιχεί σε γραμμικό προφίλ σε συνάρτηση της ακτίνας, το οποίο χαρακτηρίζεται από την ίδια τιμή της γωνιακής στροφορμής με αυτό που ορίζεται 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 στην κατανομή της περιφερειακής ταχύτητας.

Στο πλήρες φορτίο, ο κινητήρας λειτουργεί με ολικό λόγο ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα $\phi = 0.511$ (Κοντούλης, 2008). Στην παρούσα εργασία, μελετάται η λειτουργία σε μερικό φορτίο, 25%. Εδώ, η αντίστοιχη τιμή του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα προκύπτει $\phi = 0.617$, ως εξής:

Για το χρησιμοποιούμενο καύσιμο (δεκατετράνιο), η αντίδραση της στοιχειομετρικής καύσης είναι:



Αυτό σημαίνει ότι για την καύση 1 mole καυσίμου απαιτούνται 21.5 moles οξυγόνου. Άρα έχουμε ότι:

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

Στο συγκεκριμένο φορτίο, η μάζα του εγγεόμενου καυσίμου είναι 26.38 gr, τα οποία καίγονται με 614 gr αέρα. Αυτές οι ποσότητες σε moles είναι 0.13 και 21.29 moles αντίστοιχα. Αυτό προκύπτει καθώς:

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

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

$$N_{C_{14}H_{30}} = \frac{26.38 gr}{198 \frac{gr}{mol}} = 0.13 moles$$

$$N_{air} = \frac{614 gr}{28.84 \frac{gr}{mol}} = 21.29 moles$$

$$N_{O_2} = 0.21 \cdot N_{air} = 0.21 \cdot 21.29 = 4.47 moles$$

Οπότε για την καύση 0.13 moles καυσίμου απαιτούνται 4.47 moles οξυγόνου, άρα ο λόγος των δύο θα είναι:

$$\left(\frac{F}{A}\right)_{actual} = \frac{0.13}{4.47} = 0.029$$

και συνολικά:

$$\phi = \frac{\left(\frac{F}{A}\right)_{actual}}{\left(\frac{F}{A}\right)_{stoch.}} = \frac{0.029}{0.047} = 0.617$$

3.3 Αριθμητική Προσομοίωση (κώδικας KIVA-3 και μοντέλο καύσης)

Τα φυσικά φαινόμενα στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης ενός κινητήρα μπορούν να προσομοιωθούν με χρήση εργαλείων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Σε αυτό το πλαίσιο, επιλύονται αριθμητικά οι διαφορικές εξισώσεις διατήρησης της μάζας, της ορμής και της ενέργειας, με παράλληλη χρήση κατάλληλων φυσικών μοντέλων (μοντέλα τύρβης, διαφασικής ροής, έναυσης, καύσης, κ.α.).

Στην παρούσα εργασία, η προσομοίωση αντιστοιχεί στην πλήρη γεωμετρία του κυλίνδρου (360). Έτσι, το χρησιμοποιούμενο υπολογιστικό πλέγμα μπορεί μελλοντικά να χρησιμοποιηθεί για εφαρμογές οι οποίες χαρακτηρίζονται από μεταβλητό χρονισμό της έγχυσης μεταξύ των τριών εγχυτήρων, δυνατότητα που προσφέρεται από το σύστημα έγχυσης κοινού συλλέκτη. Το υπολογιστικό πλέγμα, όπως αυτό έχει ελεγχθεί και αξιολογηθεί από προγενέστερες μελέτες, βλ. π.χ. Κοντούλης (2008), αποτελείται από περίπου 85,000 κελιά στο ΚΝΣ. Ο υπολογισμός αντιστοιχεί σε κλειστό σύστημα, συγκεκριμένα από -96° μέχρι 120° γωνίας στροφάλου, τιμές που αντιστοιχούν στο κλείσιμο και στο άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής.

Η περιγραφή της διεργασίας της καύσης σε έναν κινητήρα μπορεί να γίνει και με χρήση θερμοδυναμικών μοντέλων, βλ. π.χ. Stiesch, 2003, τα οποία βασίζονται σε ισοζύγια ενέργειας και μάζας σε ομογενείς ζώνες, και έτσι χαρακτηρίζονται από πολύ χαμηλό υπολογιστικό κόστος. Η (υπολογιστικά ακριβή) προσέγγιση της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής υπολογίζει τα μεγέθη του ροϊκού πεδίου σε κάθε κελί του πλέγματος, συναρτήσει του χρόνου, παρέχοντας τη βάση για μια πληρέστερη κατανόηση των θερμοφυσικών διεργασιών. Επιπλέον, αναφορικά με τις διεργασίες σχηματισμού ρύπων, επειδή αυτές εξαρτώνται από τις τοπικές συνθήκες (θερμοκρασίας, πίεσης και στοιχειομετρίας), τα αποτελέσματα της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής αναμένεται να είναι σαφώς ακριβέστερα σε σχέση με τα αντίστοιχα ενός θερμοδυναμικού κώδικα.

Στην παρούσα εργασία, χρησιμοποιήθηκε ο κώδικας υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3 (Amsden, 1993), ο οποίος αποτελεί εξέλιξη του κώδικα KIVA (Amsden et al., 1985). Ο κώδικας που χρησιμοποιήθηκε περιλαμβάνει σειρά φυσικών μοντέλων (διαφασικής ροής, έναυσης, καύσης και σχηματισμού οξειδίων του αζώτου) που αναπτύχθηκαν στην πλειονότητά τους στο Ομοσπονδιακό Πολυτεχνείο της Ζυρίχης. Συγκεκριμένα, το μοντέλο διαφασικής ροής (spray καυσίμου) περιλαμβάνει έναν κλιμακωτό μηχανισμό διάσπασης των σταγονιδίων του καυσίμου (Tanner, 1997, Tanner & Weisser, 1998), ενώ η μοντελοποίηση της έναυσης βασίζεται στην επίλυση μιας κατάλληλης εξίσωσης μεταφοράς (Weisser et al., 1998). Η μοντελοποίηση του σχηματισμού οξειδίων του αζώτου (NO_x) βασίζεται σε έναν λεπτομερή μηχανισμό χημικής κινητικής, που αποτελεί επέκταση του διευρυμένου μηχανισμού Zeldovich (Weisser, 2001). Το χρησιμοποιούμενο καύσιμο είναι το δεκατετράνιο ($\text{C}_{14}\text{H}_{30}$).

Το χρησιμοποιούμενο μοντέλο καύσης είναι τύπου «χαρακτηριστικού χρόνου» (characteristic time combustion model), βλ. Kong et al., 1995. Συγκεκριμένα, στο μοντέλο ο ρυθμός μεταβολής της συγκέντρωσης μιας χημικής ένωσης υπολογίζεται με βάση τη σχέση:

$$\frac{dY_m}{dt} = \frac{Y_m - Y_m^*}{\tau_c}$$

Όπου:

$\frac{dY_m}{dt}$ ο ρυθμός μεταβολής της συγκέντρωσης της ένωσης m

Y_m η τρέχουσα συγκέντρωση της ένωσης m

Y_m^* η συγκέντρωση ισορροπίας της ένωσης m

τ_c χαρακτηριστικός χρόνος, ο οποίος ορίζεται ως εξής:

$$\tau_c = \tau_l + f \cdot \tau_t$$

Όπου:

τ_l χαρακτηριστικός χρόνος, ο οποίος σχετίζεται με τη χημική κινητική της συνολικής αντίδρασης (χαρακτηριστικός χρόνος χημείας). Η τιμή του χρόνου τ_l προκύπτει από τη σχέση:

$$\tau_l = A^{-1} \cdot [C_{14}H_{30}]^{0.75} \cdot [O_2]^{-1.5} \cdot \exp\left(\frac{E}{R \cdot T}\right)$$

Όπου:

$[C_{14}H_{30}]$ και $[O_2]$: οι συγκεντρώσεις δεκατετρανίου και οξυγόνου, αντίστοιχα

E ενέργεια ενεργοποίησης της αντίδρασης

R η παγκόσμια σταθερά των αερίων

T απόλυτη θερμοκρασία

A^{-1} συντελεστής αναλογίας

τ_t χαρακτηριστικός χρόνος που σχετίζεται με την επίδραση της τύρβης (χαρακτηριστικός χρόνος τυρβώδους ανάμιξης). Η σταθερά αυτή προκύπτει από τη σχέση:

$$\tau_t = C_2 k / \varepsilon$$

Όπου:

k η κινητική ενέργεια της τύρβης (ανά μονάδα μάζας)

ε ο ρυθμός σκέδασης (dissipation rate) της κινητικής ενέργειας της τύρβης

C_2 σταθερά με τιμή 0.142.

Οι τιμές των k, ε υπολογίζονται από την επίλυση των εξισώσεων του μοντέλου τύρβης k- ε , στην τροποποιημένη του μορφή από τους Yakhot & Orszag (1986).

f συντελεστής αναλογίας (συντελεστής υστέρησης – delay coefficient), ο οποίος έχει αρχικά την τιμή μηδέν και εν συνεχεία, με την εξέλιξη της καύσης, προσεγγίζει τη μονάδα. Συγκεκριμένα, η τιμή του f δίνεται από τη σχέση:

$$f = \frac{1 - e^{-r}}{0.632}$$

Όπου:

r ο λόγος της συγκέντρωσης προϊόντων προς αυτήν των αντιδρώντων (εκτός του N₂). Με βάση τον ορισμό του r, η τιμή του κυμαίνεται μεταξύ 0 (αρχή της καύσης) και 1 (πέρας της καύσης), αποτυπώνοντας τον βαθμό εξέλιξης της καύσης. Συνεπώς, το μοντέλο θεωρεί την ανάμιξη ακαριαία αμέσως μετά την έναυση (φλόγα προανάμιξης), ενώ η επίδραση της τυρβώδους ανάμιξης καθίσταται ολοένα σημαντικότερη προϊούσης της καύσης.

Η αναφορά στο μοντέλο καύσης υποδεικνύει ότι είναι δυνατή η προσαρμογή αυτού, με κατάλληλη ρύθμιση των μεταβλητών του. Συγκεκριμένα, είναι δυνατή η προσαρμογή του ρυθμού της αντίδρασης μέσω των παραμέτρων που καθορίζουν τους δύο χαρακτηριστικούς χρόνους του μοντέλου. Όπως προαναφέρθηκε, ο ρυθμός της αντίδρασης εξαρτάται εντονότερα από τη χημική κινητική στα αρχικά στάδια της καύσης (χαμηλή θερμοκρασία - «προαναμεμιγμένο» μίγμα), ενώ, κατά την εξέλιξη της συνολικής αντίδρασης, η τυρβώδης ανάμιξη καθίσταται βαθμιαία ο ρυθμιστικός παράγοντας. Προσπάθειες κατάλληλης ρύθμισης των παραμέτρων του μοντέλου παρουσιάζονται στην Παράγραφο 3.4.

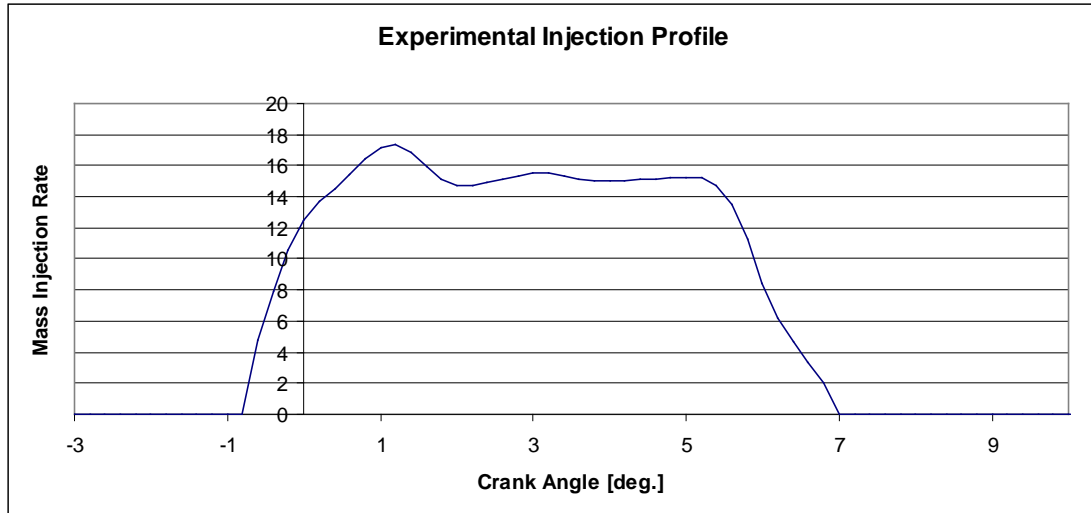
Η αξιοπιστία των αποτελεσμάτων του συγκεκριμένου κώδικα για λειτουργία του κινητήρα της παρούσας εργασίας σε πλήρες φορτίο έχει διαπιστωθεί σε προγενέστερες μελέτες, βλ. Kontoulis et al., 2008, Andreadis et al., 2009.

3.4 Ρύθμιση παραμέτρων του μοντέλου καύσης

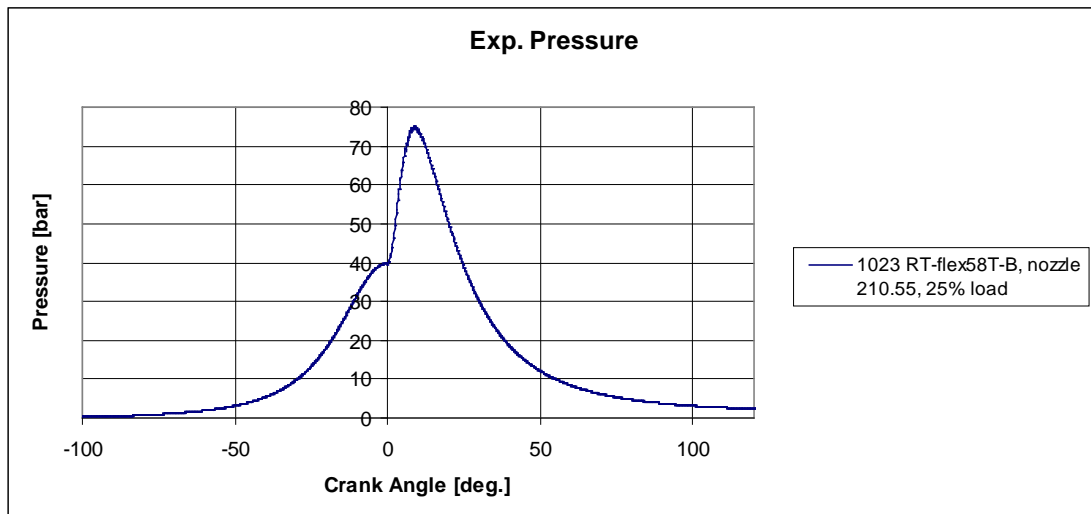
Για τις ανάγκες της παρούσας έρευνας, χρησιμοποιούνται πειραματικά δεδομένα για τον κινητήρα RT-flex58T-B, τα οποία μάς παρασχέθηκαν από την εταιρία Wärtsilä Switzerland. Η βελτιστοποίηση σε μερικό φορτίο, η οποία επιχειρείται στην παρούσα εργασία, αποσκοπεί στη βελτιωμένη λειτουργία σε σχέση με μια υπολογιστική περίπτωση αναφοράς, η οποία προσεγγίζει τις συνθήκες που αντιστοιχούν στα πειραματικά δεδομένα.

Τα πειραματικά δεδομένα που μάς παρασχέθηκαν περιλαμβάνουν το προφίλ έγχυσης (Διάγραμμα 1), με χρονική έναρξη και πέρας της έγχυσης -0.8° και 7° γωνίας στροφάλου, αντίστοιχα, τη συνολικά εγχεόμενη μάζα καυσίμου (26.38 gr), την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής (66.1 RPM), τη διάμετρο της κάθε οπής του εγχυτήρα και την αντίστοιχη κατεύθυνση έγχυσης (γωνίες $\hat{\alpha}$ και $\hat{\beta}$, βλ. Εικόνα 7), τη συνολική μάζα του αέρα στον κύλινδρο (614 gr), και, τέλος, το διάγραμμα πίεσης

συναρτήσει της γωνίας στροφάλου (Διάγραμμα 2). Στο Διάγραμμα 2, η παροχή καυσίμου δίνεται σε αδιάστατη μορφή, $\frac{dm}{d\phi} \cdot \frac{100}{m_{tot}}$.



Διάγραμμα 1: Πειραματικό προφίλ έγχυσης καυσίμου.



Διάγραμμα 2: Πειραματική καμπύλη πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου.

Από την πειραματική καμπύλη πίεσης είναι εφικτό να εξαχθεί το αντίστοιχο διάγραμμα του (καθαρού) ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Διάγραμμα 3), με βάση τη σχέση του Heywood (1998):

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot p \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} \cdot V \cdot \frac{dp}{dt}$$

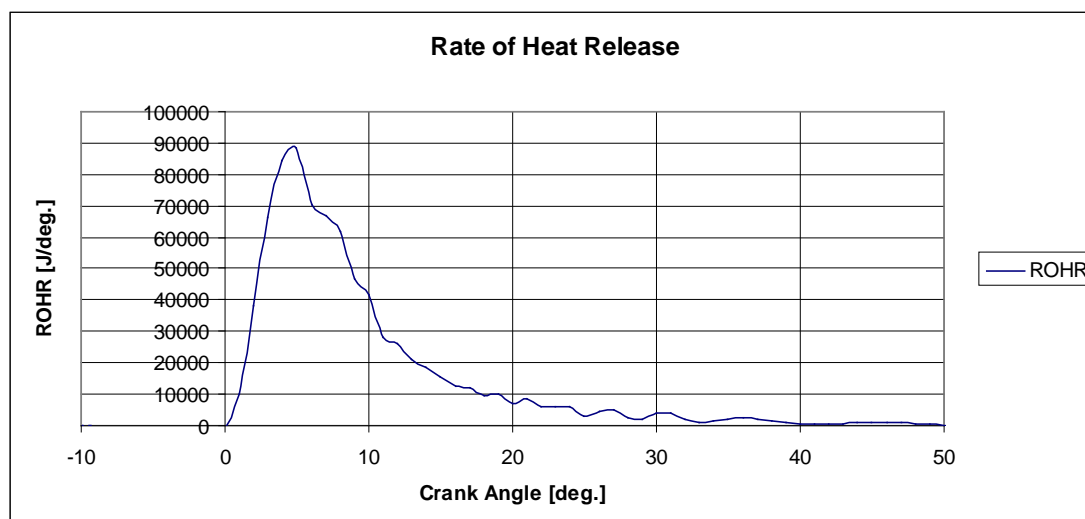
Όπου,

γ , ο ισεντροπικός εκθέτης, c_p/c_v , με τιμή 1.35 για αέρα και 1.26 – 1.3 για καυσαέριο.
 Q , η εκλυόμενη θερμότητα.

p , η στιγμιαία πίεση στον θάλαμο καύσης.

V , ο στιγμιαίος όγκος του θαλάμου καύσης.

Διευκρινίζεται ότι η παραπάνω σχέση παρέχει μόνο τον *καθαρό* ρυθμό έκλυσης θερμότητας, δηλαδή αντιστοιχεί στον ρυθμό έκλυσης θερμότητας λόγω της καύσης, ελαττωμένο κατά τη μεταφερόμενη προς το περιβάλλον ισχύ, λόγω μεταφοράς θερμότητας.

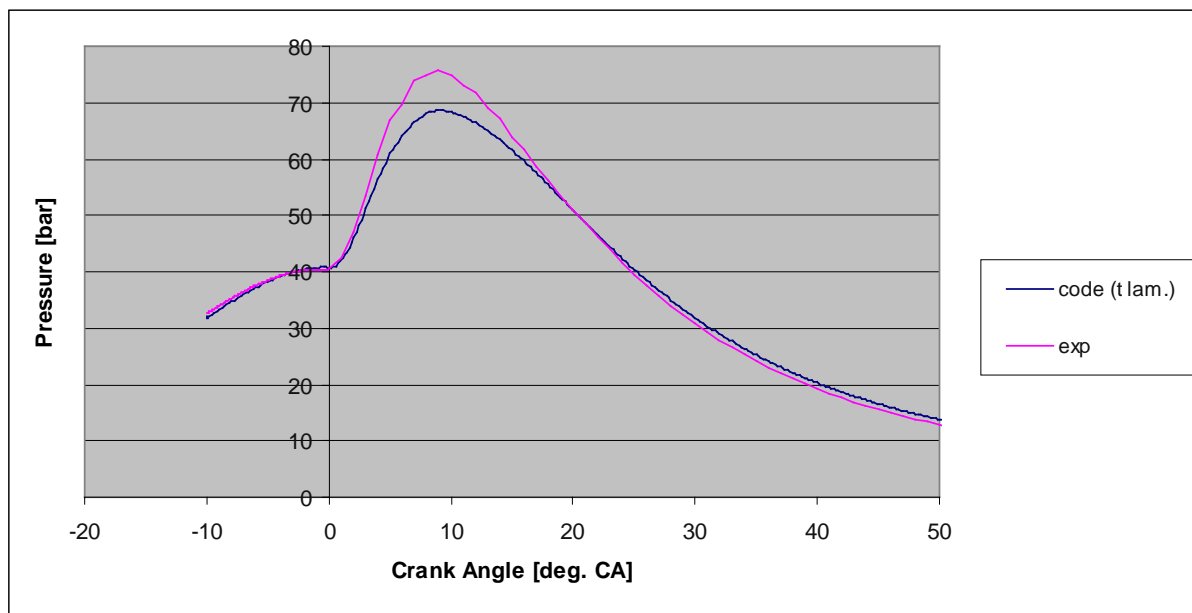


Διάγραμμα 3: Καθαρός ρυθμός έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, όπως προκύπτει από την πειραματική καμπύλη πίεσης, με χρήση της σχέσης του Heywood (1998).

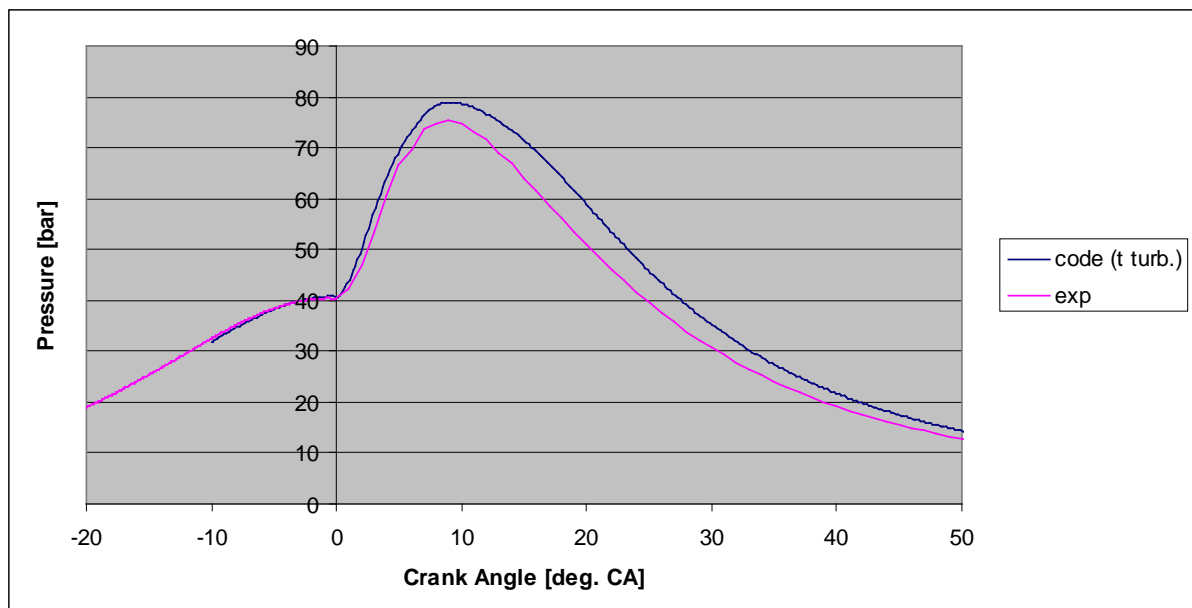
Αρχικός στόχος της αριθμητικής προσομοίωσης είναι η μελέτη της θερμορευστομηχανικής στην περίπτωση αναφοράς. Για τον σκοπό αυτόν, οι συνθήκες του υπολογιστικού προβλήματος πρέπει, κατά το δυνατό, να αντιστοιχούν σε αυτές του πειράματος. Έτσι, πρέπει να επιλεγούν οι συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας στην αρχή της συμπίεσης, ώστε η προκύπτουσα καμπύλη πίεσης κατά τη συμπίεση («κρύα ροή») να είναι εγγύς της πειραματικής. Σημειώνεται ότι οι μετρήσεις έλαβαν χώρα σε αρκετά μεγάλο υψόμετρο, στο οποίο η πίεση του περιβάλλοντος είναι χαμηλότερη από τα επίπεδα της μίας ατμόσφαιρας. Στα δεδομένα που μάς παρασχέθηκαν καταγράφεται η υπερπίεση, σε σχέση με αυτή του περιβάλλοντος. Επίσης, στα δεδομένα είναι καταγεγραμμένη μια εκτίμηση της συνολικής μάζας αέρα, ίση με 614.6 gr. Για γνωστή μάζα αέρα και όγκο εντός του θαλάμου στην αρχή της συμπίεσης (-96°), είναι γνωστός από την καταστατική εξίσωση του τελείου αερίου ο λόγος p/T . Για τη συγκεκριμένη τιμή p/T , δοκιμάστηκαν διαφορετικές τιμές p , T , και από την προσομοίωση της κρύας ροής επιλέχθηκε, μετά από διαδοχικές τιμές, αυτή που αναπαράγει καλύτερα την πειραματική καμπύλη πίεσης. Το ζεύγος τιμών που τελικά προέκυψε ήταν: $p=1.16$ bar, $T=330$ K.

Για τις συγκεκριμένες αρχικές συνθήκες, έγινε ακολούθως προσομοίωση της συνολικής διεργασίας, συμπεριλαμβανόμενης της καύσης. Για την καλύτερη αναπαραγωγή της πειραματικής καμπύλης πίεσης, έγιναν διαδοχικές δοκιμές, με

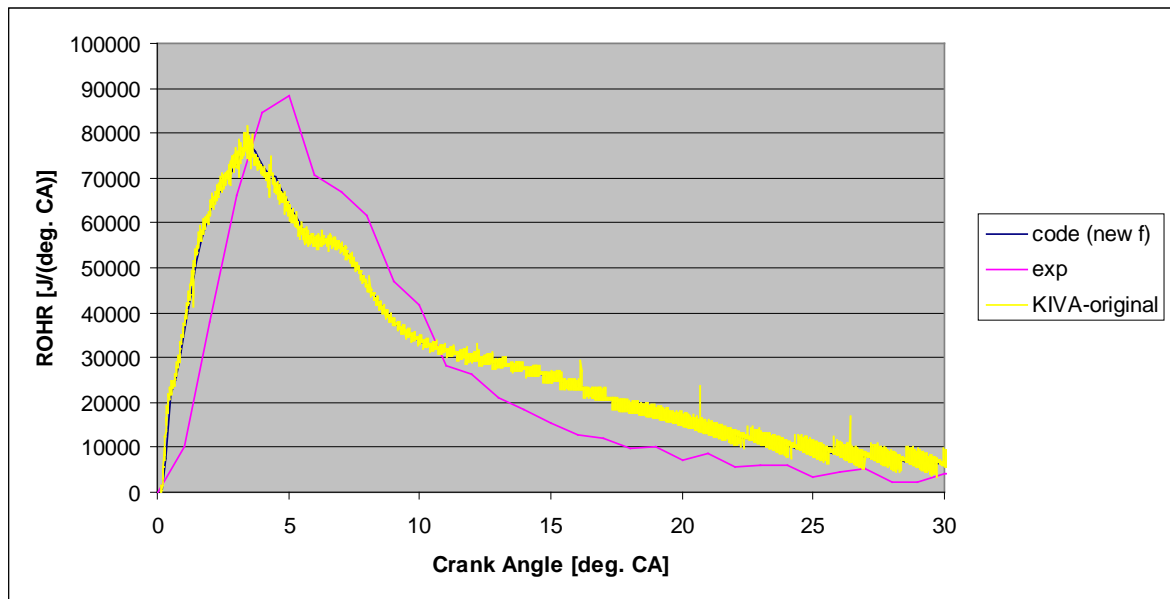
μεταβολή των παραμέτρων που επηρεάζουν τους χαρακτηριστικούς χρόνους του μοντέλου καύσης, t_i και t_c , καθώς και του συντελεστή f . Τέλος, έγιναν δοκιμές μεταβάλλοντας την ελάχιστη τιμή της θερμοκρασίας για την υπολογιστική ενεργοποίηση των χημικών αντιδράσεων, καθώς και σταθερές του μοντέλου διάσπασης του spray καυσίμου.



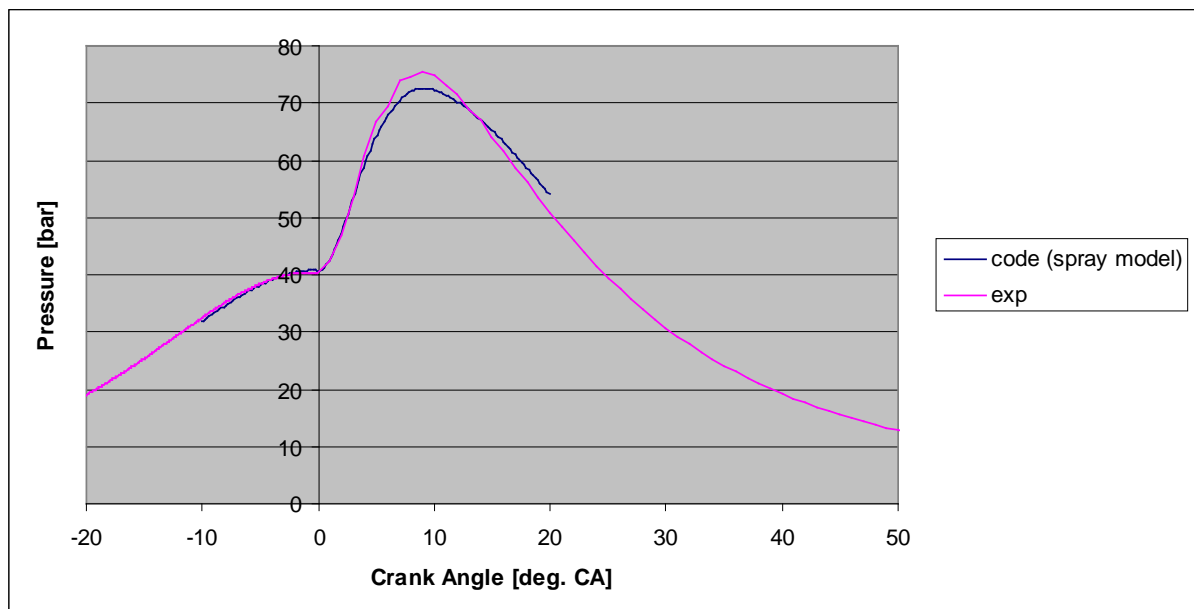
Διάγραμμα 4: Πειραματική και υπολογισθείσα καμπύλη πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Η υπολογισθείσα καμπύλη είναι αντιπροσωπευτική των δοκιμών που έγιναν μεταβάλλοντας τις παραμέτρους του χαρακτηριστικού χρόνου t_i .



Διάγραμμα 5: Πειραματική και υπολογισθείσα καμπύλη πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Η υπολογισθείσα καμπύλη είναι αντιπροσωπευτική των δοκιμών που έγιναν μεταβάλλοντας τις παραμέτρους του χαρακτηριστικού χρόνου t_c .



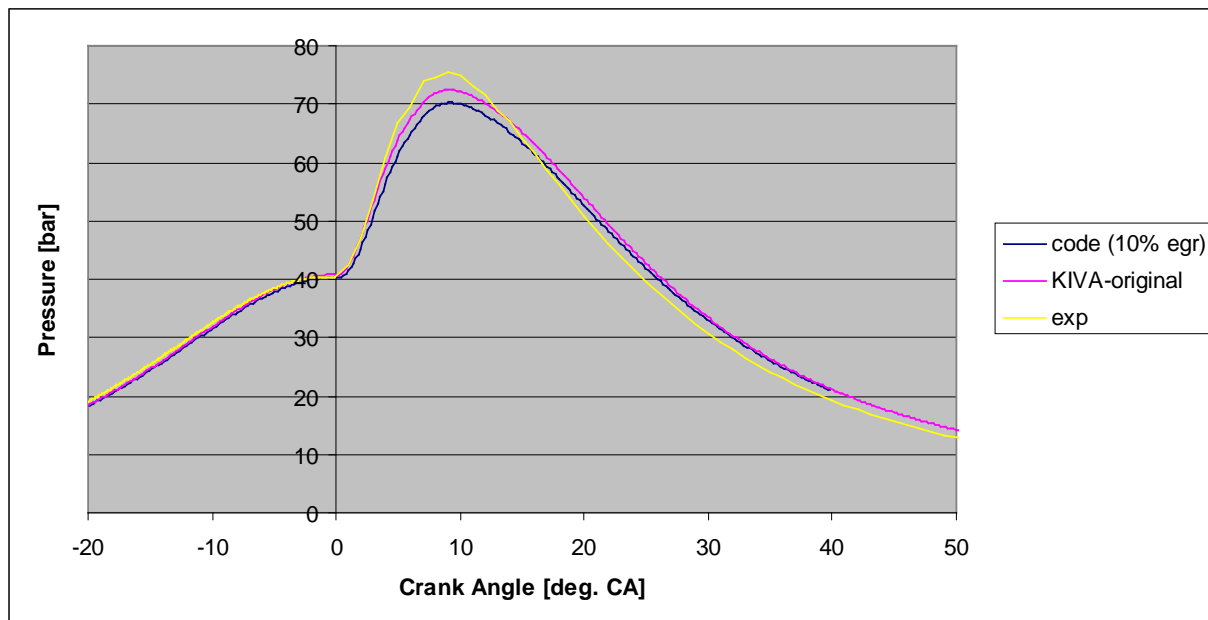
Διάγραμμα 6: Πειραματική (με βάση τη μετρηθείσα πίεση, και χρήση της σχέσης του Heywood) και υπολογισθείσες καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας, συναρτήσει της γωνίας στρόφαλου. Οι υπολογισθείσες καμπύλες αντιστοιχούν σε διαφορετικές ρυθμίσεις της εξάρτησης του συντελεστή f από τον βαθμό εξέλιξης της καύσης.



Διάγραμμα 7: Πειραματική και υπολογισθείσα καμπύλη πίεσης συναρτήσει της γωνίας στρόφαλου. Η υπολογισθείσα καμπύλη είναι αντιπροσωπευτική των δοκιμών που έγιναν μεταβάλλοντας τις σταθερές του μοντέλου διάσπασης του spray καυσίμου.

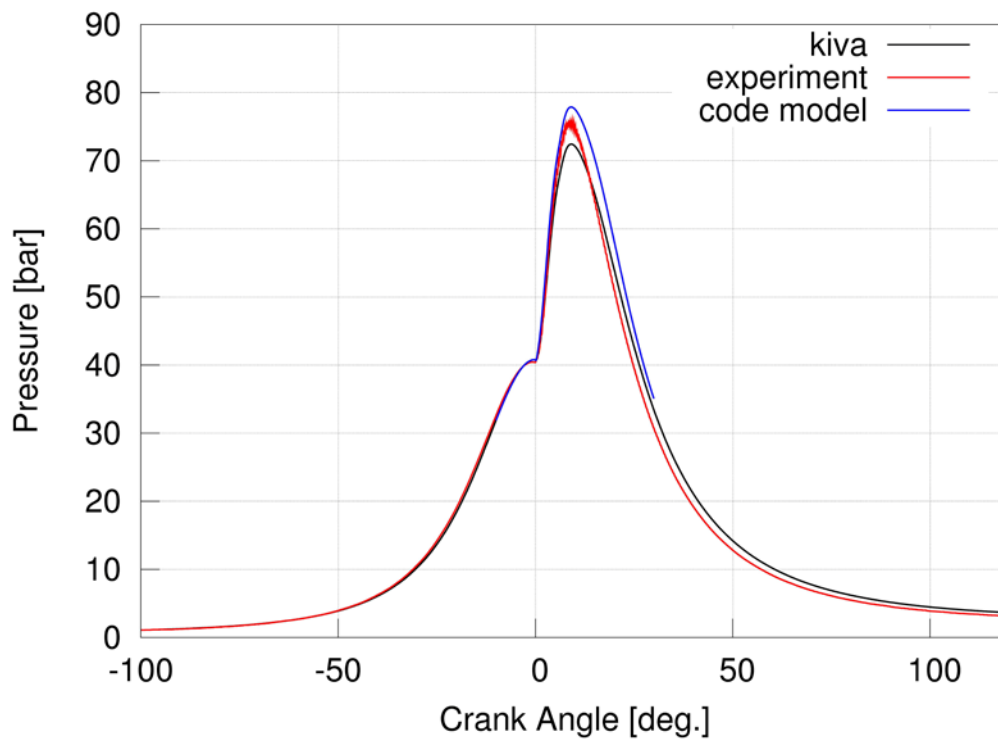
Τέλος, έγιναν δοκιμές με παρουσία καυσαερίου στο αρχικό μίγμα, συγκεκριμένα CO_2 και H_2O , σε σχετική αναλογία moles 14 προς 15, με βάση την αντίδραση της πλήρους καύσης του δεκατετρανίου. Οι συγκεκριμένες δοκιμές

παρουσιάζουν ενδιαφέρον και από τη σκοπιά της εισαγωγής ανακυκλοφορίας καυσαερίων. Οι ποσότητες καυσαερίου που χρησιμοποιήθηκαν στις δοκιμές αντιστοιχούν σε 3%, 5% , 7% και 10% των συνολικών moles του αρχικού μίγματος. Οι δοκιμές κατέδειξαν μικρές μεταβολές στις υπολογισθείσες καμπύλες πίεσης και ρυθμού έκλυσης θερμότητας.

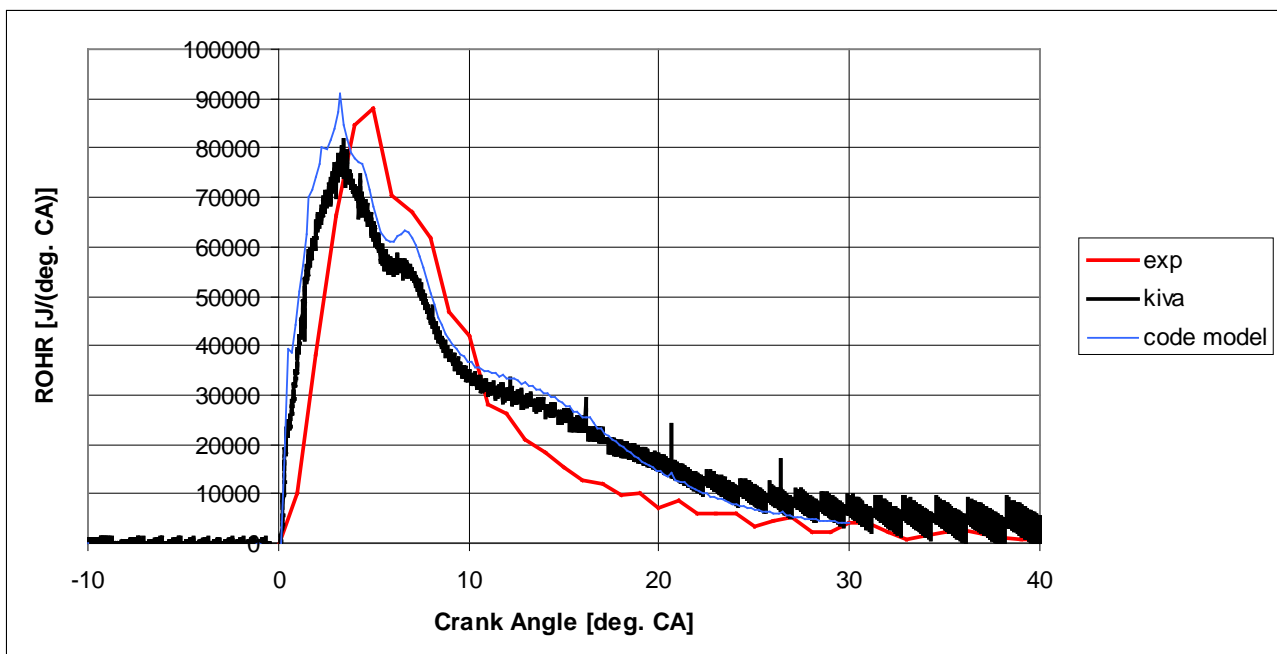


Διάγραμμα 8: Πειραματική και υπολογισθείσες καμπύλες πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Οι υπολογισθείσες καμπύλες αντιστοιχούν σε ποσότητες καυσαερίων 0% και 10% κατά moles στο αρχικό μίγμα.

Από το σύνολο των δοκιμών που πραγματοποιήθηκαν εξήχθη το συμπέρασμα ότι η αρχική ρύθμιση των παραμέτρων των φυσικών μοντέλων, η οποία προέκυψε από προγενέστερες μελέτες για τον ίδιο κινητήρα και λειτουργία σε πλήρες φορτίο, περιγράφει ικανοποιητικά την εξέλιξη της καύσης και σε μερικό φορτίο. Έτσι, η ίδια ρύθμιση διατηρήθηκε για τη μελέτη βελτιστοποίησης του προφίλ έγχυσης καυσίμου σε μερικό φορτίο. Οι προκύπτουσες καμπύλες πίεσης και ρυθμού έκλυσης θερμότητας παρουσιάζονται στα Διαγράμματα 9 και 10, από κοινού με τις αντίστοιχες πειραματικές και άλλες αντισποσωπευτικές υπολογισθείσες καμπύλες.



Διάγραμμα 9: Πειραματική και υπολογισθείσες καμπύλες πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Οι υπολογισθείσες καμπύλες αντιστοιχούν σε διαφορετικές αντιπροσωπευτικές ρυθμίσεις των παραμέτρων των φυσικών μοντέλων. Η καμπύλη με μαύρο χρώμα αντιστοιχεί στις ρυθμίσεις που χρησιμοποιήθηκαν στη μελέτη βελτιστοποίησης του προφίλ έγχυσης καυσίμου.



Διάγραμμα 10: Πειραματική και υπολογισθείσες καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Οι υπολογισθείσες καμπύλες αντιστοιχούν σε διαφορετικές αντιπροσωπευτικές ρυθμίσεις των παραμέτρων των φυσικών μοντέλων. Η καμπύλη με μαύρο χρώμα αντιστοιχεί στις ρυθμίσεις που χρησιμοποιήθηκαν στη μελέτη βελτιστοποίησης του προφίλ έγχυσης καυσίμου.

Από τα Διαγράμματα 9 και 10 συνάγεται ότι τα υπολογιστικά αποτελέσματα είναι σε καλή συμφωνία με τα πειραματικά. Ειδικότερα, αναφορικά με τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας, υπάρχει σε σχέση με το πείραμα υστέρηση μετά τις 3^ο-4^ο γωνίας στροφάλου, με αποτέλεσμα τη διατήρηση της καύσης για περισσότερο χρόνο. Αυτό πιθανώς συμβάλλει σε τοπικά μεγαλύτερα επίπεδα θερμοκρασίας, με αποτέλεσμα την αυξημένη παραγωγή οξειδίων του αζώτου (NO_x). Σημειώνεται ότι η υπολογισθείσα τελική συγκέντρωση NO είναι 3,719 ppm, ενώ η αντίστοιχη πειραματική τιμή είναι NO_x 1,227 ppm. Η παρατηρούμενη τάξη μεγέθους στη διαφορά συνάδει με άλλες υπολογιστικές μελέτες για μεγάλους ναυτικούς κινητήρες Diesel (Wright et al., 2009). Στην παρούσα μελέτη, η βελτιστοποίηση αναφορικά με τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου κάνει χρήση της ποσοστιαίας διαφοράς σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς.

4. Βελτιστοποίηση με Χρήση Εξελικτικών Αλγορίθμων

4.1 Διατύπωση του Προβλήματος Βελτιστοποίησης

Σε ένα πρόβλημα βελτιστοποίησης υπάρχουν μία ή περισσότερες συναρτήσεις προς βελτιστοποίηση (αντικειμενικές συναρτήσεις - π.χ. η τελική συγκέντρωση των παραγόμενων ρύπων ή η ειδική κατανάλωση καυσίμου). Αυτές εξαρτώνται από διάφορες μεταβλητές (μεταβλητές σχεδίασης - π.χ. οι παράμετροι του προφίλ έγχυσης), οι οποίες μεταβάλλονται κατάλληλα ώστε να επιτευχθεί η βελτιστοποίηση (συνήθως: ελαχιστοποίηση των αντικειμενικών συναρτήσεων). Το πεδίο ορισμού των μεταβλητών υπόκειται συνήθως σε συγκεκριμένα όρια (π.χ. αρχή και πέρας της έγχυσης). Συνήθως στο πρόβλημα βελτιστοποίησης τίθενται περιορισμοί (π.χ. μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση), αποκλείοντας έτσι κάποιες από τις προκύπτουσες λύσεις.

4.2 Μέθοδοι Βελτιστοποίησης

Μια μέθοδος βελτιστοποίησης συνιστά τη διαδικασία με την οποία ανιχνεύονται και αξιολογούνται οι πιθανές λύσεις, ώστε να προκύψουν οι βέλτιστες. Από τη μέθοδο εξαρτάται η ταχύτητα σύγκλισης προς τις βέλτιστες λύσεις, αλλά και η πιθανότητα εύρεσης των βέλτιστων λύσεων.

Οι μέθοδοι βελτιστοποίησης διακρίνονται σε αιτιοκρατικές (ντετερμινιστικές) και στοχαστικές. Στην πρώτη κατηγορία εξετάζεται μια γενικευμένη έννοια της παραγωγού της αντικειμενικής συνάρτησης, ενώ στην δεύτερη η αναζήτηση γίνεται κατά οργανωμένα τυχαίο τρόπο. Οι ντετερμινιστικές μέθοδοι απαιτούν μεγάλη προετοιμασία από την πλευρά του προγραμματιστή – μηχανικού (π.χ. σε προβλήματα ρευστοδυναμικής), και ενέχουν τον κίνδυνο η λύση η οποία θα προκύψει ως βέλτιστη να είναι τοπικό ακρότατο και όχι ολικό.

Αντιθέτως, οι στοχαστικοί αλγόριθμοι εφαρμόζονται ανεξαρτήτως του συγκεκριμένου προβλήματος, χαρακτηρίζονται εν γένει από αυξημένες απαιτήσεις σε υπολογιστική ισχύ, αλλά και από σημαντικά υψηλότερες πιθανότητες εντοπισμού του ολικού ακρότατου της αντικειμενικής συνάρτησης.

4.2.1 Εξελικτικοί Αλγόριθμοι

Κύριο χαρακτηριστικό των Εξελικτικών Αλγορίθμων (Evolutionary Algorithms – EA), βλ. π.χ. Thevenin & Janiga, 2008, Cantú-Paz, 1998, είναι το γεγονός ότι διαχειρίζονται πληθυσμούς υποψηφίων λύσεων. Εδώ, η εξέλιξη ενός πληθυσμού ακολουθεί τα πρότυπα της βιολογικής εξέλιξης, σύμφωνα με τα οποία η

εξέλιξη των ειδών εξαρτάται από την επιτυχία της προσαρμογής και την επιβίωση των επικρατέστερων ατόμων. Τα χαρακτηριστικά των συγκεκριμένων ατόμων κάθε γενιάς κληροδοτούνται μέσω της διαδικασίας αναπαραγωγής στην επόμενη, με αποτέλεσμα τα νέα άτομα να συγκεντρώνουν ακόμα καλύτερα χαρακτηριστικά.

Ο λόγος για τον οποίο οι ΕΑ αποτελούν σημαντικό εργαλείο σε προβλήματα βελτιστοποίησης είναι το γεγονός ότι μπορούν να προσαρμόζονται σε οποιοδήποτε πρόβλημα, καθώς απαιτείται μόνο λογισμικό για την αξιολόγηση των υποψηφίων λύσεων, ενώ η διεργασία αναζήτησης των πιθανών λύσεων είναι ανεξάρτητη από τη φύση του προβλήματος. Επίσης, ιδιαίτερα σημαντικό είναι το γεγονός ότι η τυχαίότητα στον τρόπο αναζήτησης των βέλτιστων λύσεων ελαττώνει κατά πολύ τον κίνδυνο να εγκλωβιστεί η αναζήτηση σε κάποιο τοπικό ακρότατο. Εντούτοις, σημαντικό μειονέκτημα των ΕΑ αποτελεί το γεγονός ότι για τον προσδιορισμό των βέλτιστων λύσεων απαιτείται μεγάλος αριθμός αξιολογήσεων. Αυτό έχει ιδιαίτερη σημασία όταν η αξιολόγηση καθεμιάς λύσης γίνεται με χρονοβόρο λογισμικό, όπως στην περίπτωση μας η αξιολόγηση ενός προφίλ έγχυσης καυσίμου με χρήση κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής.

Σε κάθε γενιά υπάρχει ένα σύνολο ατόμων τα οποία χαρακτηρίζονται ως επίλεκτα (ελίτ). Ο χαρακτηρισμός αυτός προκύπτει ύστερα από την αξιολόγηση κάθε ατόμου, κάνοντας χρήση των τιμών των αντικειμενικών συναρτήσεων. Από τα επίλεκτα άτομα προκύπτουν οι γονείς της επόμενης γενιάς. Ο αριθμός των επίλεκτων ατόμων, αλλά και το μέγεθος συνολικά του πληθυσμού κάθε γενιάς, επιλέγονται με βάση προγενέστερη σχετική εμπειρία.

Η αξιολόγηση των ατόμων κάθε γενιάς συνεχίζεται μέχρι να ικανοποιηθεί κάποιο κριτήριο σύγκλισης. Ως κριτήρια σύγκλισης χρησιμοποιούνται συνήθως τα ακόλουθα:

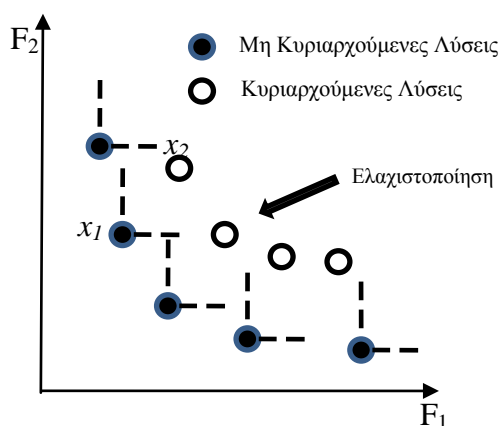
- Η μη περαιτέρω βελτίωση της λύσης μετά από έναν αριθμό αξιολογήσεων ή γενεών.
- Η ομογενοποίηση του πληθυσμού.
- Η ανάλωση του διαθέσιμου υπολογιστικού χρόνου.

4.2.2 Πολυκριτηριακή Βελτιστοποίηση

Συχνά τα προβλήματα βελτιστοποίησης χαρακτηρίζονται από περισσότερες από μία αντικειμενικές συναρτήσεις (προβλήματα πολλαπλών στόχων). Ένας τρόπος αντιμετώπισης των παραπάνω προβλημάτων είναι η δημιουργία μίας αντικειμενικής συνάρτησης, με γραμμικό συνδυασμό των επιμέρους, και χρήση κατάλληλων συντελεστών βαρύτητας. Η συγκεκριμένη προσέγγιση παρουσιάζει το μειονέκτημα ότι η διαδικασία βελτιστοποίησης επηρεάζεται σημαντικά από τις τιμές των συντελεστών βαρύτητας, με αποτέλεσμα τον πιθανό αποκλεισμό λύσεων με επιθυμητά χαρακτηριστικά.

Για την αποφυγή λοιπόν του παραπάνω ενδεχομένου χρησιμοποιείται η μέθοδος του μετώπου Pareto (μέθοδος μη κυριαρχούμενων λύσεων), η οποία

υιοθετείται και στην παρούσα εργασία. Σύμφωνα με αυτή, στην αξιολόγηση κάθε γενιάς προσδιορίζονται τα άτομα για τα οποία ισχύει ότι δεν κυριαρχούνται από κανένα άλλο (δηλαδή ότι δεν υπάρχει άλλο άτομο, το οποίο να χαρακτηρίζεται, για όλες τις αντικειμενικές συναρτήσεις, από καλύτερες τιμές). Η έννοια του μετώπου Pareto παρουσιάζεται σχηματικά για την περίπτωση δύο αντικειμενικών συναρτήσεων στο Διάγραμμα 11.



Διάγραμμα 11: Ορισμός μη κυριαρχούμενων λύσεων σε πρόβλημα με δύο αντικειμενικές συναρτήσεις. Το σύνολο των μη κυριαρχούμενων λύσεων συνιστά το μέτωπο Pareto.

Στο Διάγραμμα 11 παρουσιάζεται το μέτωπο Pareto σε πρόβλημα με δύο αντικειμενικές συναρτήσεις. Η λύση x_1 είναι μια μη κυριαρχούμενη λύση, σε αντίθεση με τη λύση x_2 . Η φύση του μετώπου Pareto παρέχει τη δυνατότητα επιλογής μεταξύ λύσεων με διαφορετικά επίπεδα σύγκλισης σε σχέση με την κάθε αντικειμενική συνάρτηση. Ανάλογα με τη βαρύτητα που θα δοθεί σε καθεμία από τις αντικειμενικές συναρτήσεις, μπορεί να επιλεγεί η κατάλληλη λύση από το μέτωπο Pareto.

Ένα σημαντικό χαρακτηριστικό ενός αλγορίθμου βελτιστοποίησης είναι ο τρόπος καθορισμού της επόμενης γενιάς, που επηρεάζει σημαντικά την πιθανότητα εγκλωβισμού σε τοπικά ακρότατα. Η επιλογή των ατόμων της επόμενης γενιάς καθορίζεται από τον βαθμό στον οποίο ο αλγόριθμος θα κάνει χρήση των χαρακτηριστικών των ατόμων της παρούσας γενιάς. Αυτό επηρεάζει τις ακόλουθες δύο βασικές ιδιότητες του αλγορίθμου:

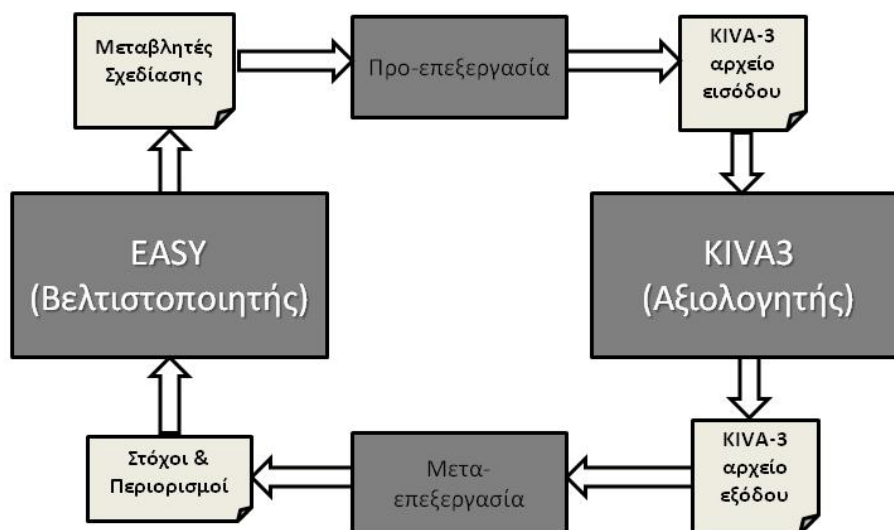
- Δυνατότητα Εξερεύνησης (Exploration), ώστε να εξερευνηθεί με τον καλύτερο και συγχρόνως οικονομικότερο τρόπο ο χώρος των υποψήφιων λύσεων, χωρίς εγκλωβισμό σε τοπικά ακρότατα.
- Δυνατότητα Εκμετάλλευσης (Exploitation), ώστε να γίνει πλήρης και αποδοτική χρήση της υπάρχουσας πληροφορίας, για να προσεγγιστεί αποδοτικά η βέλτιστη λύση.

Στη παρούσα εργασία γίνεται χρήση του αλγορίθμου SPEA-2 (Zitzler et al., 2002).

4.3 Σύζευξη κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3 και λογισμικού βελτιστοποίησης EASY

Κύριο αντικείμενο της παρούσας εργασίας είναι η βελτιστοποίηση του προφίλ έγχυσης καυσίμου του κινητήρα RT-flex58T-B σε μερικό φορτίο, με στόχο την ταυτόχρονη ελαχιστοποίηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών οξειδίων του αζώτου. Για τον σκοπό αυτό, χρησιμοποιείται ο κώδικας υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3, σε σύζευξη με το λογισμικό βελτιστοποίησης EASY (βλ. <http://velos0.ltt.mech.ntua.gr/EASY/>, Karakasis & Giannakoglou, 2006). Εδώ, ο κώδικας KIVA-3 αποτελεί τον αξιολογητή (Evaluator), και το λογισμικό EASY τον βελτιστοποιητή (Optimizer). Η σύζευξη μεταξύ των δύο λογισμικών γίνεται με κατάλληλες ρουτίνες, οι οποίες αναπτύχθηκαν πρόσφατα (Ανδρεάδης, 2008). Η συνολική υπολογιστική διαδικασία παρίσταται σχηματικά στην Εικόνα 8. Με αναφορά στον αξιολογητή (κώδικας KIVA-3), οι ρουτίνες που αναπτύχθηκαν επιτελούν τα ακόλουθα:

- Ρουτίνα προ-επεξεργασίας: δέχεται ως είσοδο τις μεταβλητές σχεδίασης (αρχείο εξόδου του λογισμικού EASY), υπολογίζει το προφίλ έγχυσης, και δημιουργεί το αρχείο εισόδου του κώδικα KIVA-3.
- Ρουτίνα μετ-επεξεργασίας: υπολογίζει τις τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων, καθώς και τις τιμές των περιορισμών, με βάση τα αρχεία εξόδου του κώδικα KIVA-3. Οι προκύπτουσες τιμές μεταφέρονται στο λογισμικό EASY, για τη συνέχιση της διαδικασίας.



Εικόνα 8: Διάγραμμα ροής της υπολογιστικής διαδικασίας βελτιστοποίησης (Ανδρεάδης, 2008).

4.3.1 Παράμετροι Βελτιστοποίησης

Στην παρούσα εργασία, κάθε γενιά αποτελείται από 32 άτομα, εκ των οποίων 15 χρησιμοποιούνται ως γονείς για τη δημιουργία της επόμενης γενιάς. Για την παραγωγή κάθε απογόνου χρησιμοποιούνται 4 γονείς. Η διαδικασία θεωρείται περατωθείσα μετά από 17 γενιές, καθώς παρατηρήθηκε μικρή περαιτέρω βελτίωση των αποτελεσμάτων μετά από 10 γενιές.

Για τους υπολογισμούς χρησιμοποιήθηκε η συστοιχία υπολογιστών (cluster) “Hydra” της Σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. Τα χαρακτηριστικά του υπολογιστικού συστήματος παρουσιάζονται στον Πίνακα 4. Το λογισμικό EASY είναι εγκαταστημένο στον διακομιστή (server), και αναθέτει σε κάθε κόμβο υπολογισμού (compute node) την αξιολόγηση ενός ατόμου (υπολογισμός με χρήση του κώδικα KIVA-3). Με το πέρας της αξιολόγησης, οι κόμβοι επιστρέφουν τα αποτελέσματα στον βελτιστοποιητή, ώστε αυτός να συνθέσει τη νέα γενιά, την οποία διανέμει εκ νέου προς αξιολόγηση στους κόμβους.

Το πλέον χρονοβόρο τμήμα των υπολογισμών σχετίζεται με τον κώδικα KIVA-3: ο κώδικας είναι σειριακός, και κάθε υπολογισμός διαρκεί περίπου 10 ώρες σε έναν πυρήνα. Έτσι, για την επίλυση ενός προβλήματος βελτιστοποίησης (17 γενιές των 32 ατόμων) σε 32 πυρήνες απαιτήθηκε περίπου μία εβδομάδα.

Πίνακας 4: Χαρακτηριστικά συστοιχίας υπολογιστών «Hydra» της σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π.

HYDRA CLUSTER					
Server					
# of Nodes	CPU Frequency [GHz]	Cores/Node	Cores	Memory/Node [Gb]	Memory [Gb]
1	2.3	8	8	8	8
Compute Nodes					
9	1.8	4	36	4	36
7	2.2	4	28	4	28
1	1.8	8	8	10	10
Total					
18			80		82

5. Βελτιστοποίηση Προφίλ Έγχυσης Καυσίμου

5.1 Η Τεχνική Προέγχυσης Καυσίμου

Η τεχνική της προέγχυσης εισήχθη αρχικά με στόχο να μειωθεί ο θόρυβος στους κινητήρες Diesel. Στη συνέχεια, μελετήθηκε η επίδρασή της στη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων. Η εφαρμογή αυτής της τεχνικής κατέστη δυνατή με την εισαγωγή του συστήματος κοινού συλλέκτη.

Κύριος στόχος της παρουσίας προέγχυσης είναι η μείωση των παραγόμενων οξειδίων του αζώτου (NO_x), με την ελάχιστη δυνατή επίδραση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου. Η καύση του καυσίμου της προέγχυσης λαμβάνει χώρα σε χαμηλές θερμοκρασίες, και συνεπώς δεν χαρακτηρίζεται από παραγωγή NO_x .

Το προφίλ έγχυσης καυσίμου με παρουσία προέγχυσης πρέπει να χαρακτηρίζεται από βέλτιστο χρονισμό, ώστε, πέρα από τη μείωση των ρύπων και της ειδικής κατανάλωσης, να αποφεύγονται και άλλες αρνητικές επιπτώσεις στη λειτουργία του κινητήρα. Μια τέτοια επίπτωση είναι η πρόσκρουση του εγγεόμενου καυσίμου στα τοιχώματα του κυλίνδρου, με αποτέλεσμα την περιορισμένη ατμοποίηση, την παρουσία άκαυστων υδρογονανθράκων και σωματιδίων αιθάλης στα καυσαέρια, καθώς και την αύξηση της θερμικής φόρτισης του κινητήρα (Andreadis et al., 2009).

5.2 Διατύπωση του Προβλήματος Βελτιστοποίησης

Στο παρόν Κεφάλαιο, μελετούμε το πρόβλημα βελτιστοποίησης του προφίλ έγχυσης καυσίμου με παρουσία προέγχυσης στον δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel RT-flex58T-B της κατασκευάστριας εταιρίας Wärtsila Switzerland, σε μερικό φορτίο (25% του μέγιστου φορτίου), στις 66.1 RPM. Για λόγους που αναλύθηκαν στο Κεφάλαιο 4, η βελτιστοποίηση έγινε με χρήση εξελικτικών αλγορίθμων. Εδώ, έγινε χρήση του λογισμικού EASY. Για τη διατύπωση του προβλήματος, παραμετροποιήθηκε το προφίλ έγχυσης συναρτήσσει τεσσάρων παραμέτρων (Μεταβλητές Σχεδίασης – Design Variables), και ορίστηκαν τα όριά τους (Χώρος Αναζήτησης – Search Space). Τέλος, καθορίστηκαν οι αντικειμενικές συναρτήσεις (Objective Functions), και οι περιορισμοί του προβλήματος (Constraints).

5.2.1 Περίπτωση Αναφοράς

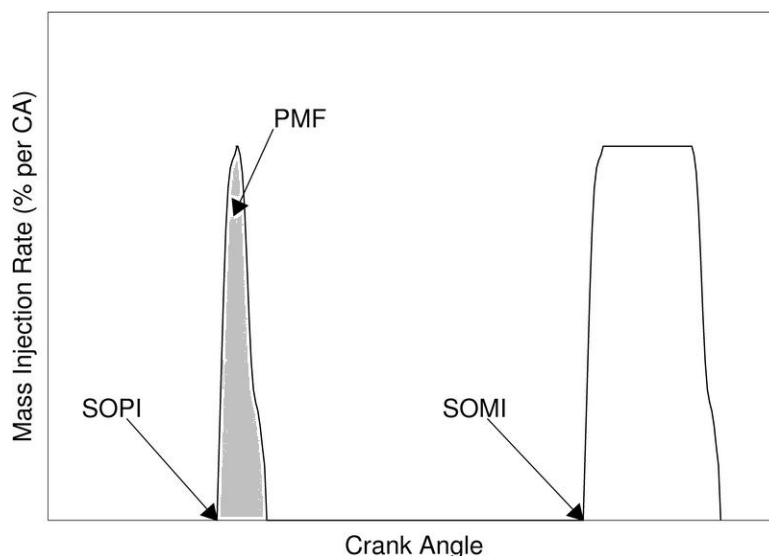
Όπως έχει ήδη αναφερθεί, στο παρόν πρόβλημα βελτιστοποίησης γίνεται χρήση μιας περίπτωσης αναφοράς, η οποία χαρακτηρίζεται από συνεχές προφίλ έγχυσης, για την οποία μάς παρασχέθηκαν πειραματικά δεδομένα από την κατασκευάστρια εταιρία. Η βελτιστοποίηση γίνεται ορίζοντας τις αντικειμενικές συναρτήσεις σε σχέση με τα αντίστοιχα μεγέθη της περίπτωσης αναφοράς, όπως αυτά προκύπτουν από τους υπολογισμούς μας. Η ρύθμιση των φυσικών μοντέλων αντιστοιχεί σε αυτή που προέκυψε από την ανάλυση της Παραγράφου 3.4.

5.2.2 Μεταβλητές Σχεδίασης και Χώρος Αναζήτησης

Στο παρόν πρόβλημα ορίζονται τέσσερις παράμετροι, οι οποίες περιγράφουν το αδιαστατοποιημένο προφίλ έγχυσης. Αυτές είναι (βλ. Εικόνα 9): το χρονικό σημείο της έναρξης της προέγχυσης (Start of Pilot Injection – SOPI), το χρονικό σημείο έναρξης της κύριας έγχυσης (Start of Main Injection – SOMI), το κλάσμα μάζας καυσίμου της προέγχυσης ως προς τη συνολικά εγχεόμενη μάζα (Pilot Mass Fraction – PMF), και το ποσοστό της μείωσης της συνολικά εγχεόμενης μάζας καυσίμου σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς (Mass Reduction – MR), το οποίο ορίζεται ως:

$$MR = \frac{m_{ref} - m_{tot.inj}}{m_{ref}} \cdot 100\%$$

όπου το $m_{tot.inj}$ είναι η συνολική εγχεόμενη μάζα σε μία τυχαία περίπτωση και m_{ref} η εγχεόμενη μάζα στην περίπτωση αναφοράς. Τα όρια των μεταβλητών σχεδίασης καθορίστηκαν λαμβάνοντας υπόψη τα αντίστοιχα όρια που χρησιμοποιήθηκαν σε πρόσφατες μελέτες βελτιστοποίησης σε πλήρες φορτίο (Ανδρεάδης, 2008, Andreadis et al., 2009). Τα όρια που χρησιμοποιήθηκαν στην παρούσα εργασία παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.



Εικόνα 9: Σχηματική απεικόνιση προφίλ έγχυσης καυσίμου με παρουσία προέγχυσης. Τρεις μεταβλητές σχεδίασης (έναρξη προέγχυσης - SOPI, έναρξη της κύριας έγχυσης – SOMI, και ποσοστό μάζας προέγχυσης - PMF) φαίνονται από τα βέλη της Εικόνας (Ανδρεάδης, 2008).

Πίνακας 5: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: όρια παραμέτρων προφίλ έγχυσης (μεταβλητές σχεδίασης).

Μεταβλητές Σχεδίασης (Design Variables)	Εύρος	
	Min	Max
Έναρξη προέγχυσης καυσίμου, SOPI [° CA μετά το ANΣ]	-40	-7
Έναρξη κύριας έγχυσης καυσίμου, SOMI [° CA μετά το ANΣ]	-3	5
Ποσοστό μάζας καυσίμου κατά την προέγχυση, PMF [% της συνολικά εγχεόμενης μάζας καυσίμου]	4	20
Ποσοστό συνολικής μείωσης εγχεόμενης μάζας καυσίμου, MR [% της περίπτωσης αναφοράς]	0	4

5.2.3 Αντικειμενικές Συναρτήσεις

Στο παρόν πρόβλημα βελτιστοποίησης χρησιμοποιήθηκαν δύο αντικειμενικές συναρτήσεις. Η πρώτη είναι η ειδική συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου $m_{NO_x}/\int pdV$ (grNO_x/kWh) ανηγμένη στην τιμή της περίπτωσης αναφοράς. Η δεύτερη είναι η ειδική κατανάλωση καυσίμου (Specific Fuel Oil Consumption - SFOC) $m_{fuel}/\int pdV$ (gr fuel/kWh), επίσης ανηγμένη στην τιμή της περίπτωσης αναφοράς. Ο υπολογισμός του έργου $\int pdV$ γίνεται για το διάστημα από -96° CA έως 120° CA. Περιορίζοντας τον υπολογισμό στο διάστημα -96° έως 120° (κλειστό σύστημα) εισάγεται μια αβεβαιότητα σε σχέση με τον πλήρη κύκλο.

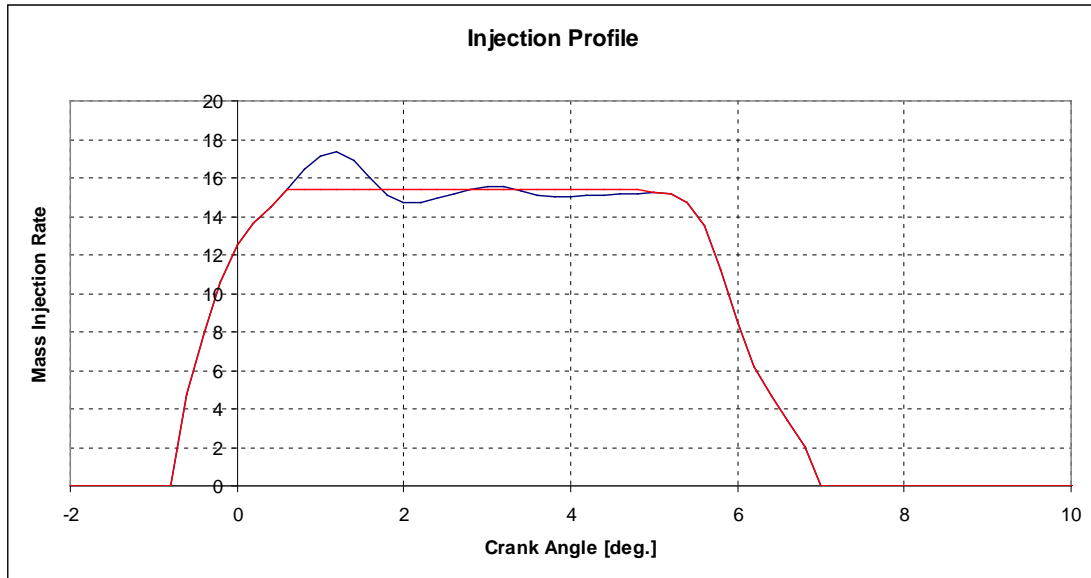
5.2.4 Περιορισμοί

Αρχικά, επιλύεται το πρόβλημα χωρίς περιορισμούς. Γενικά, ο περιορισμός που πρέπει να λαμβάνεται υπόψη σε προβλήματα βελτιστοποίησης κινητήρων είναι αυτός της μέγιστης πίεσης. Ο περιορισμός αυτός είναι σημαντικός για λειτουργία στην περιοχή του πλήρους φορτίου. Σε μερικό φορτίο, επειδή τα επίπεδα πιέσεων είναι κατά πολύ χαμηλότερα, μελετάται το πρόβλημα χωρίς περιορισμούς.

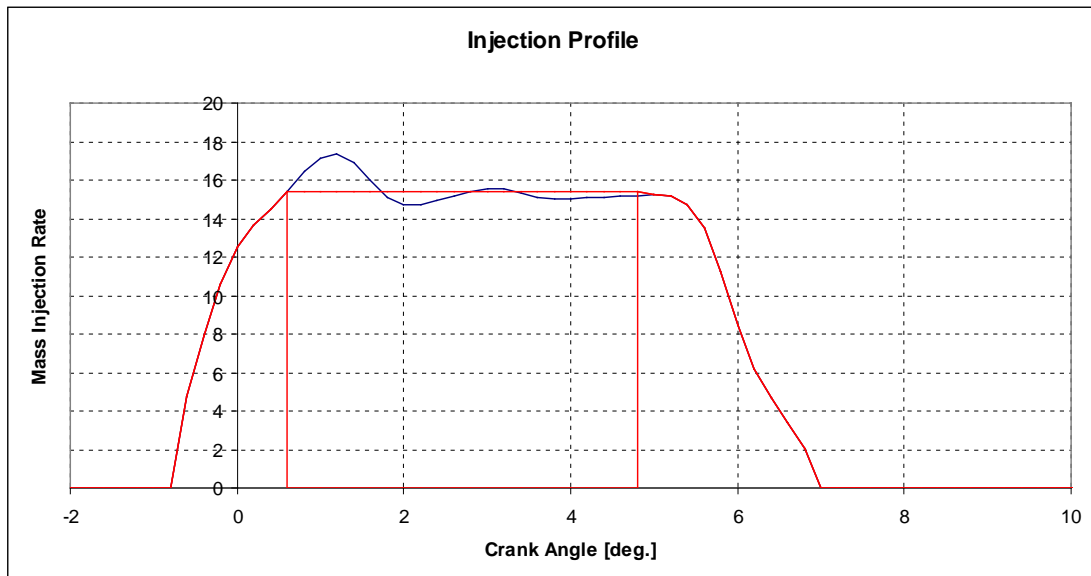
5.2.5 Υπολογιστικό Προφίλ Έγχυσης με Παρουσία Προέγχυσης

Για τις ανάγκες των υπολογισμών, αναπτύχθηκε πρόσφατα κατάλληλη ρουτίνα, η οποία δημιουργεί ένα απλοποιημένο συνεχές προφίλ έγχυσης, με βάση αντίστοιχο πειραματικό (Ανδρεάδης, 2008). Η ίδια ρουτίνα δημιουργεί τα

υπολογιστικά προφίλ έγχυσης με παρουσία προέγχυσης, με βάση τις τιμές των τεσσάρων μεταβλητών σχεδίασης. Η διαμόρφωση του υπολογιστικού προφίλ έγχυσης διατηρεί την αρχή και το τέλος του πειραματικού προφίλ (άνοιγμα και το κλείσιμο της βελόνης του εγχυτήρα). Στο ενδιάμεσο τμήμα, η εγχεόμενη παροχή διατηρείται σταθερή (βλ. Διαγράμματα 12, 13). Έτσι, το προσεγγιστικό υπολογιστικό προφίλ αγνοεί την ταλάντωση της βελόνης, βλ. Διάγραμμα 12.



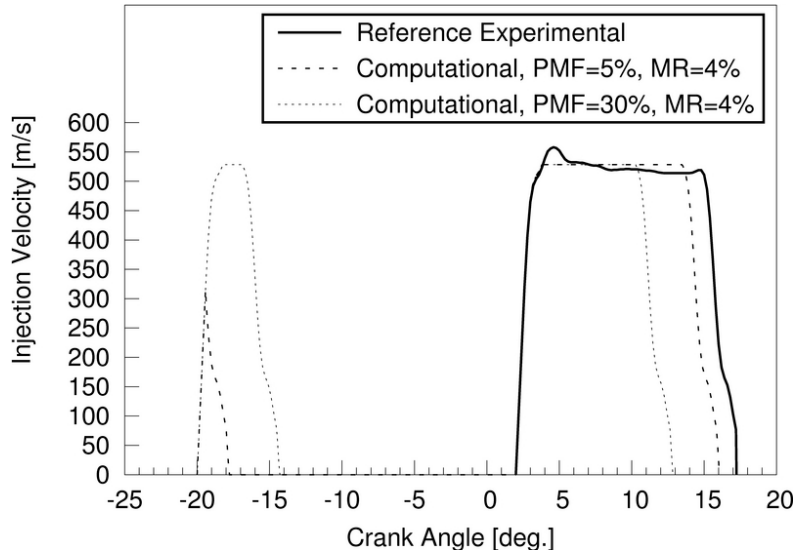
Διάγραμμα 12: Υπολογιστικό και πειραματικό προφίλ έγχυσης, στην περίπτωση αναφοράς σε μερικό φορτίο.



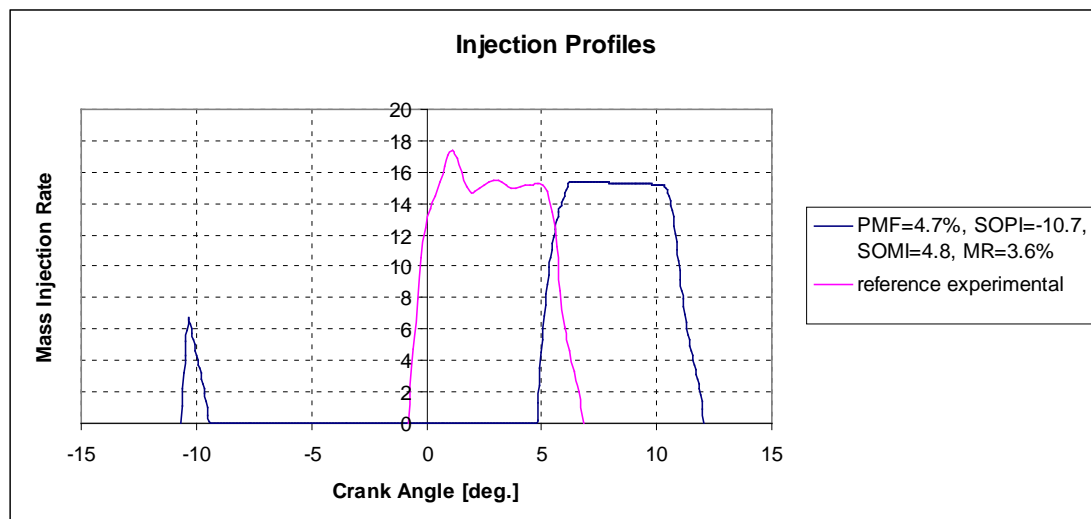
Διάγραμμα 13: Υπολογιστικό και πειραματικό προφίλ έγχυσης, στην περίπτωση αναφοράς σε μερικό φορτίο. Οι κάθετες γραμμές οριοθετούν το χρονικό διάστημα στο οποίο το προφίλ θεωρείται σταθερό.

Η παραπάνω προσέγγιση του προφίλ έγχυσης διευκολύνει τη δημιουργία σύνθετων προφίλ έγχυσης με παρουσία προέγχυσης. Συγκεκριμένα, από το τμήμα που αντιστοιχεί σε σταθερή παροχή, αφαιρείται ένα επιμέρους τμήμα, το οποίο διαμορφώνεται κατάλληλα ως προφίλ προέγχυσης. Η δυναμική του ανοίγματος και κλεισίματος της βελόνης διατηρείται καί στο προφίλ της προέγχυσης.

Στο Διάγραμμα 14 παρουσιάζονται αντιπροσωπευτικά προφίλ έγχυσης με προέγχυση για λειτουργία σε πλήρες φορτίο (Ανδρεάδης, 2008). Στο Διάγραμμα 15 παρουσιάζεται το πειραματικό προφίλ για λειτουργία σε μερικό φορτίο, καθώς και ένα αντιπροσωπευτικό προφίλ έγχυσης με παρουσία προέγχυσης.



Διάγραμμα 14: Αντιπροσωπευτικά προφίλ έγχυσης καυσίμου για λειτουργία σε πλήρες φορτίο (Ανδρεάδης, 2008).



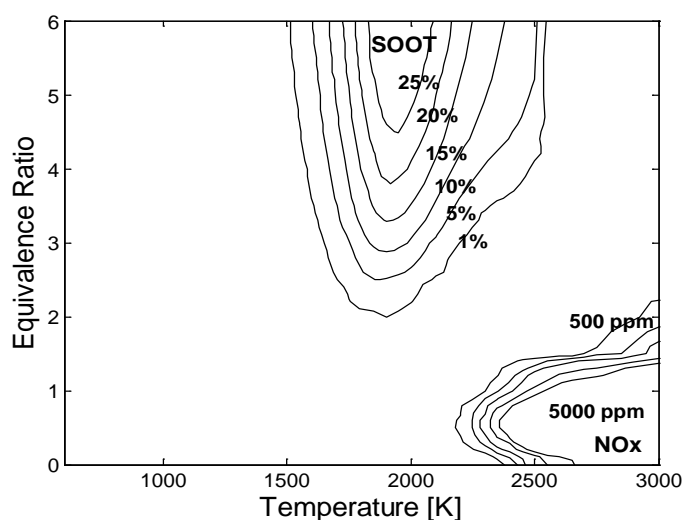
Διάγραμμα 15: Αντιπροσωπευτικά προφίλ έγχυσης καυσίμου για λειτουργία σε μερικό φορτίο.

5.2.6 Ανάλυση της Διεργασίας της Καύσης με Χρήση Χαρτών T – φ

Ο σχηματισμός των διαφόρων ρύπων είναι άμεσα συνδεδεμένος με την τοπική θερμοκρασία, T, και τον τοπικό λόγο ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα, φ. Για την καλύτερη κατανόηση των φαινομένων καύσης σε κινητήρες χρησιμοποιούνται σήμερα ευρέως οι «χάρτες T – φ» (χάρτες θερμοκρασίας – λόγου ισοδυναμίας καυσίμου–αέρα). Οι χάρτες T – φ είναι ισοϋψείς καμπύλες συγκεντρώσεων παραγόμενων NO_x και σωματιδίων αιθάλης, όπως προκύπτουν από συστηματικές σειρές αριθμητικών προσομοιώσεων χημικής κινητικής για διάφορους συνδυασμούς T – φ, υπό σταθερή πίεση. Η συγκεκριμένη μεθοδολογία αναπτύχθηκε αρχικά από τους Kamimoto et al., και στη συνέχεια από τους Bergman και Golovitchev. Σημειώνεται εδώ ότι, αναφορικά με την υπολογιζόμενη συγκέντρωση σωματιδίων αιθάλης, οι υπολογισμοί χημικής κινητικής λαμβάνουν υπόψη μόνο την παραγωγή, και όχι την οξείδωσή τους. Στο πλαίσιο προσομοιώσεων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, οι χάρτες T – φ μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την τοποθέτηση των τιμών όλων των υπολογιστικών κελιών. Έτσι, μπορεί να χαρακτηριστεί συνολικά η διεργασία της καύσης, και να εντοπιστούν χρονικές περιόδους κατά τις οποίες η παραγωγή ρύπων είναι αυξημένη.

Για την ανάλυση αποτελεσμάτων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, μπορούν να χρησιμοποιηθούν ένας ή περισσότεροι (διαφορετικές πιέσεις) χάρτες T – φ. Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιείται ένας χάρτης T – φ, ο οποίος δημιουργήθηκε για πίεση 60 bar, και χρόνο ολοκλήρωσης 2 ms (Kitamura et al., 2002), βλ. Εικόνα 10. Στον χάρτη αποτυπώνονται οι δύο περιοχές σχηματισμού των κύριων ρύπων: το κάτω δεξί άκρο αντιστοιχεί στην περιοχή παραγωγής οξειδίων του αζώτου, ενώ το κεντρικό άνω τμήμα στην περιοχή σχηματισμού σωματιδίων αιθάλης.

Συμπερασματικά, η χρήση χαρτών T-φ διευκολύνει την εξαγωγή συμπερασμάτων αναφορικά με τον σχηματισμό ρύπων, με βάση αποτελέσματα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Επιπλέον, διευκολύνει την ποιοτική αποτίμηση των χρησιμοποιούμενων μοντέλων δημιουργίας ρύπων,

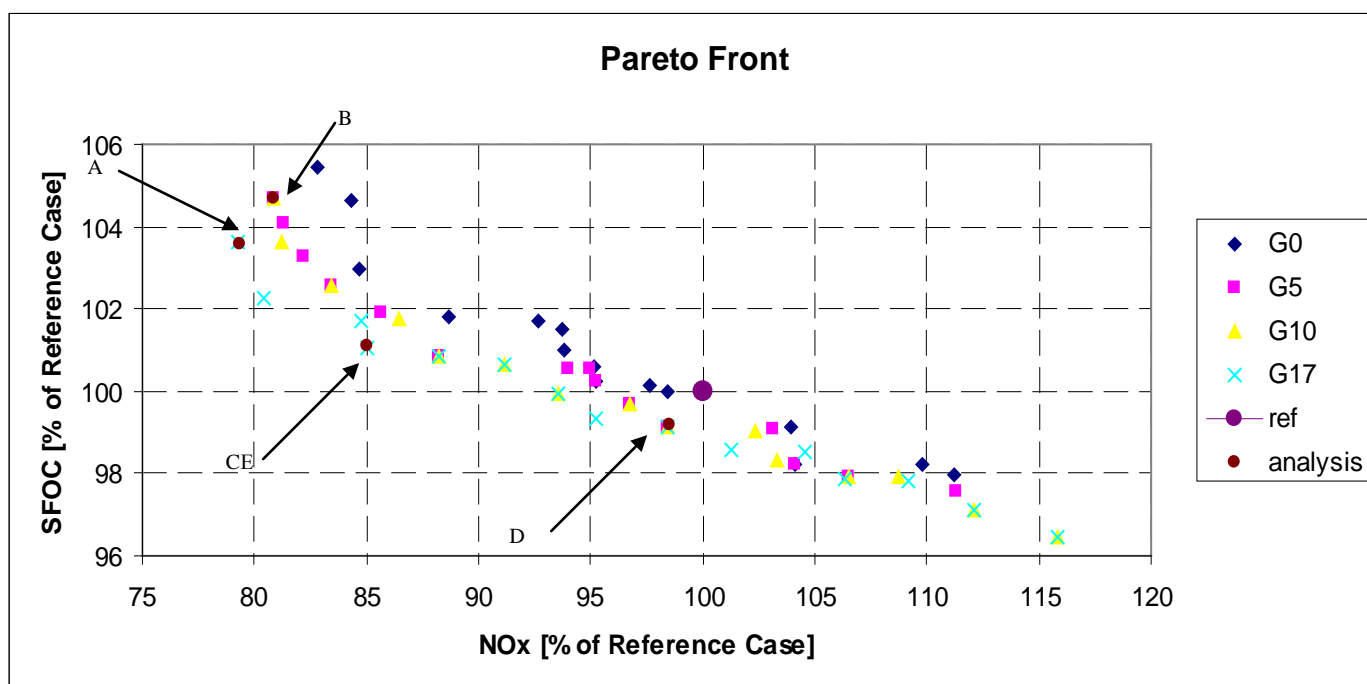


Εικόνα 10: Χάρτης T – φ, για πίεση 60 bar και χρόνο ολοκλήρωσης 2 ms (Kitamura et al., 2002).

5.3 Αποτελέσματα

5.3.1 Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς

Τα αποτελέσματα του προβλήματος βελτιστοποίησης παρουσιάζονται στο Διάγραμμα 16, με τη μορφή του μετώπου Pareto. Εδώ, παρουσιάζονται μη κυριαρχούμενες λύσεις, τόσο για την τελευταία γενιά, όσο και για ενδιάμεσες γενιές. Στο Διάγραμμα 16 σημειώνονται με βέλη κάποιες λύσεις οι οποίες αναλύθηκαν περαιτέρω. Αυτές παρουσιάζουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον, καθώς είτε χαρακτηρίζονται από σημαντική μείωση της μίας εκ των δύο αντικειμενικών συναρτήσεων, είτε αντιστοιχούν σε βέλτιστο συμβιβασμό μεταξύ των δύο. Οι αντίστοιχες τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων παρουσιάζονται στον Πίνακα 6. Τέλος, οι αντίστοιχες τιμές των μεταβλητών σχεδίασης (που καθορίζουν το προφίλ έγχυσης) παρουσιάζονται στον Πίνακα 7.



Διάγραμμα 16: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: μέτωπο Pareto για τις γενιές 0, 5, 10, 17. Οι λύσεις που σημειώνονται με βέλη αναλύονται λεπτομερώς στο κείμενο.

Πίνακας 6: Τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων για τις λύσεις A – E, οι οποίες σημειώνονται στο Διάγραμμα 16.

	Point A	Point B	Point C	Point D	Point E
NO _x %	79.3	80.9	85.0	98.5	85.0
SFOC %	103.6	104.7	101.1	99.2	101.0

Πίνακας 7: Τιμές των μεταβλητών σχεδίασης (προφίλ έγχυσης) για τις λύσεις A – E, οι οποίες σημειώνονται στο Διάγραμμα 16.

	Point A	Point B	Point C	Point D	Point E
SOPI [°CA]	-36.74	-15.23	-35.26	-7.48	-9.97
SOMI [°CA]	4.91	4.99	4.04	-0.58	3.97
PMF %	15.73	5.74	15.59	10.94	18.58
MR %	3.90	3.79	3.87	3.99	3.87

Με βάση τις τιμές του Πίνακα 6, μπορούν να επιλεγούν, ανάλογα με την προτεραιότητα που θα δοθεί σε κάθε αντικειμενική συνάρτηση, διαφορετικές λύσεις. Εάν δοθεί βαρύτητα σε χαμηλά επίπεδα εκπομπών οξειδίων του αζώτου, μπορούν να επιλεγούν οι λύσεις A ή B. Ενδιαφέρον παρουσιάζουν οι λύσεις C και E: αντιστοιχούν σε μείωση των ειδικών εκπομπών NO_x κατά 15%, σε συμφωνία με τους κανονισμούς του IMO για το 2011, με μικρή επιβάρυνση της ειδικής κατανάλωσης. Είναι αξιοσημείωτο το γεγονός ότι οι λύσεις C και E αντιστοιχούν σε ριζικά διαφορετικές στρατηγικές έγχυσης, αλλά παραπλήσιες τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων. Η πρόωρη προέγχυση στη λύση C (σε περιβάλλον χαμηλής πίεσης) αναμένεται να δημιουργήσει προβλήματα λόγω της αναμενόμενης πρόσκρουσης του spray καυσίμου στα τοιχώματα του κυλίνδρου. Αυτό θα αναλυθεί λεπτομερέστερα στη συνέχεια.

Η διαδικασία βελτιστοποίησης συνεχίστηκε έως την 17^η γενιά. Οι τελικές βέλτιστες λύσεις χαρακτηρίζονται, γενικά, από τις ακόλουθες τάσεις: αρχή της προέγχυσης μεταξύ -13° και -7°, ποσοστό μάζας προέγχυσης μεταξύ 15% και 19%. Για τις υπόλοιπες μεταβλητές σχεδίασης δεν παρατηρήθηκε κάποια εμφανής τάση, καθώς οι τιμές στις βέλτιστες λύσεις καλύπτουν το συνολικό επιτρεπόμενο εύρος.

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει το γεγονός ότι οι λύσεις A και B επιτυγχάνουν παραπλήσια αποτελέσματα αναφορικά με τη μείωση των ρύπων με εντελώς διαφορετική στρατηγική προέγχυσης, και όσον αφορά στον χρονισμό, αλλά και στο ποσοστό μάζας της προέγχυσης. Οι λύσεις A και C χαρακτηρίζονται από παραπλήσια στρατηγική έγχυσης, αλλά παρουσιάζουν διαφορετικά αποτελέσματα, και η διαφορά πρέπει να αποδοθεί στον διαφορετικό χρονισμό της κύριας έγχυσης. Έτσι, διαφαίνεται η μεγάλη σημασία του χρονισμού της κύριας έγχυσης: η καθυστερημένη κύρια έγχυση οδηγεί σε χαμηλότερες θερμοκρασίες καύσης, και συνεπώς μείωση των εκπομπών NO_x (σε βάρος της ειδικής κατανάλωσης), ενώ η πρόωρη κύρια έγχυση οδηγεί σε υψηλά επίπεδα θερμοκρασίας και πίεσης, και συνεπώς σε μειωμένη ειδική κατανάλωση (αλλά αυξημένες εκπομπές NO_x). Τέλος, παρατηρείται ότι το ποσοστό μείωσης της εγχεόμενης μάζας είναι σε όλες τις περιπτώσεις σημαντικό, γεγονός που οδηγεί σε μείωση της ειδικής κατανάλωσης.

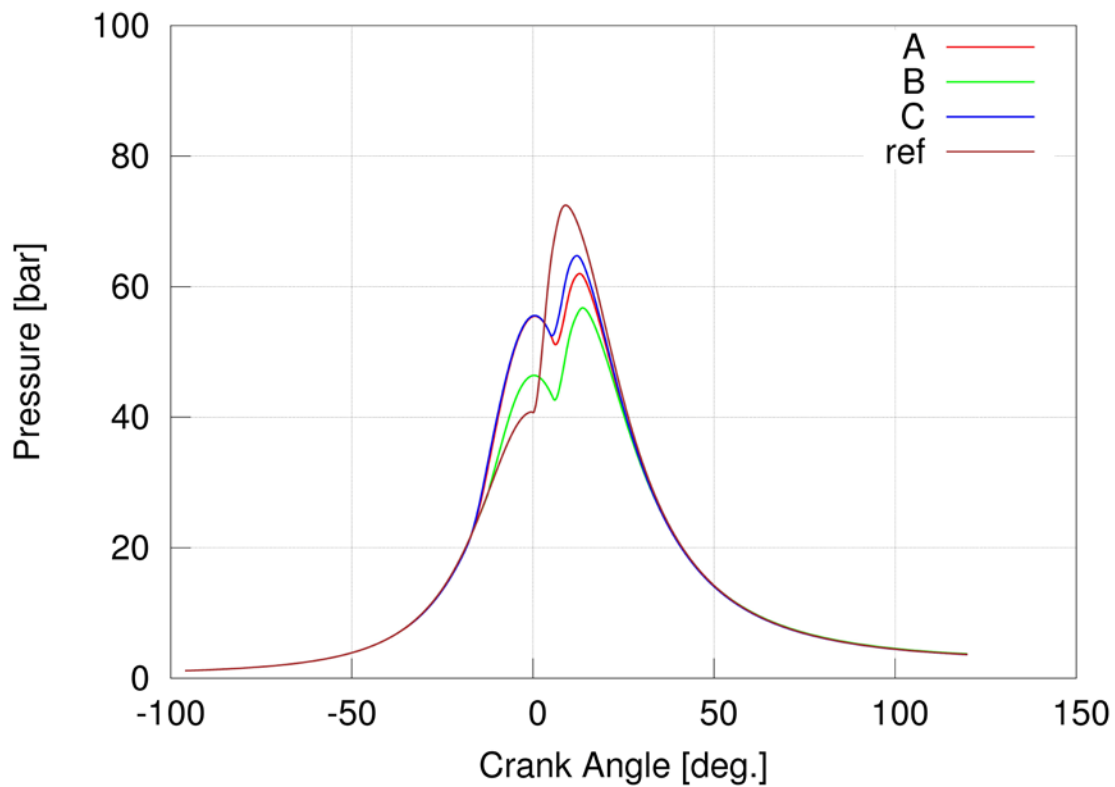
Για τις βέλτιστες λύσεις A-E, οι καμπύλες πίεσης και ρυθμού έκλυσης θερμότητας παρουσιάζονται στα Διαγράμματα 17-18, και 19-20, αντίστοιχα. Σημειώνεται ότι οι τιμές του ρυθμού έκλυσης θερμότητας είναι σε αδιάστατη μορφή:

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

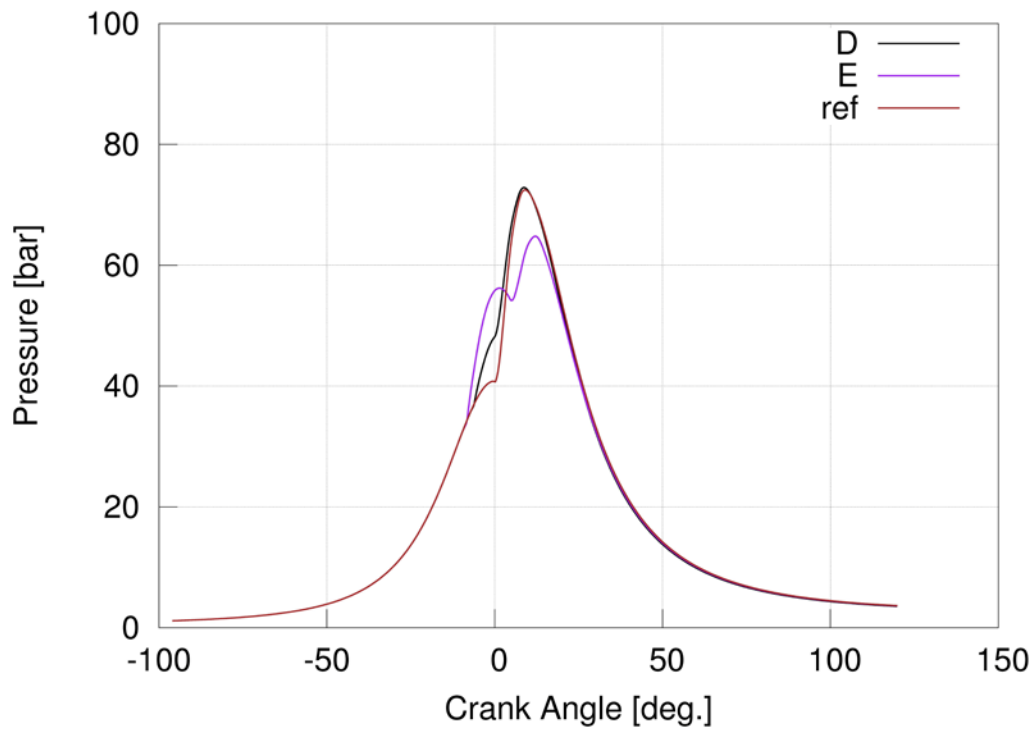
όπου,

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

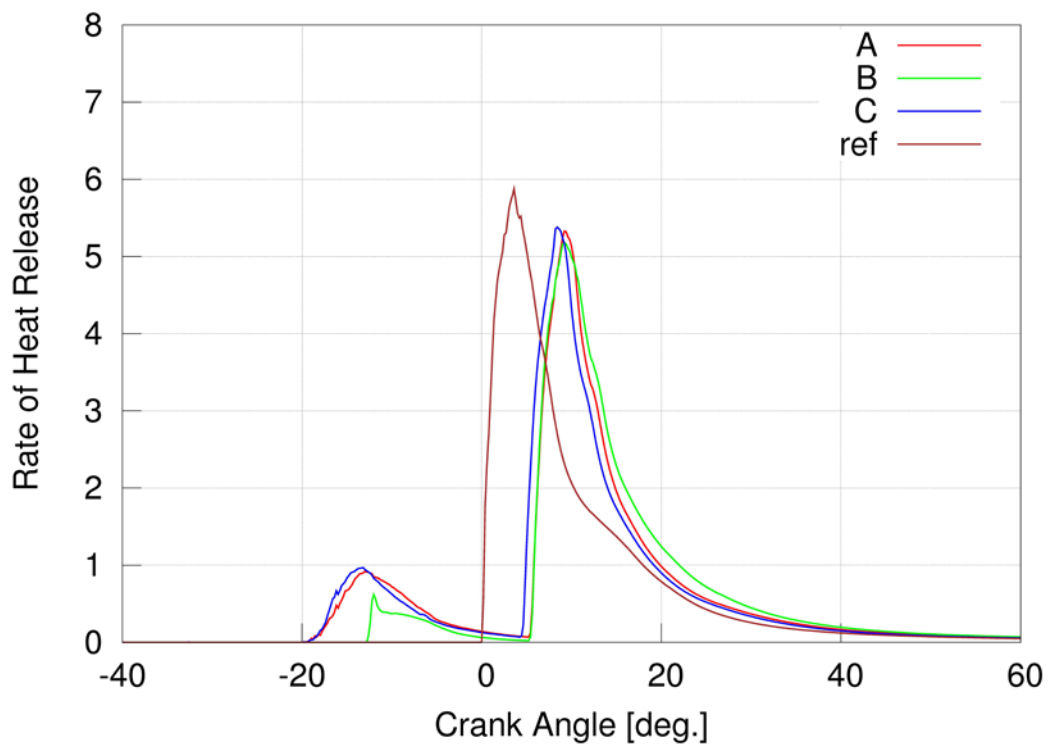
$Q_{chem,tot}$, συνολικά εκλυόμενη θερμότητα καύσης [J].



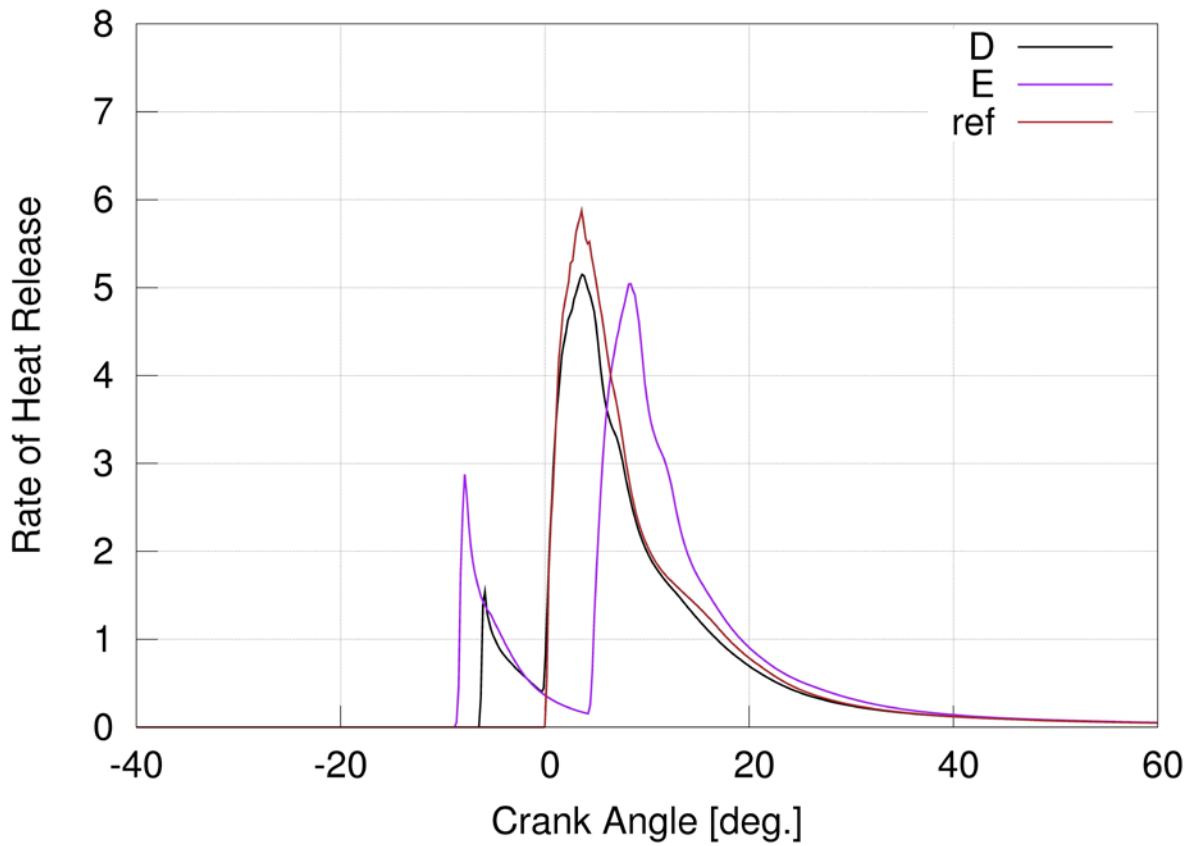
Διάγραμμα 17: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: καμπύλες πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για τις βέλτιστες λύσεις A, B, C, και για την περίπτωση αναφοράς.



Διάγραμμα 18: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: καμπύλες πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για τις βέλτιστες λύσεις D, E, και για την περίπτωση αναφοράς



Διάγραμμα 19: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για τις βέλτιστες λύσεις A, B, C, και για την περίπτωση αναφοράς.



Διάγραμμα 20: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για τις βέλτιστες λύσεις D, E, και για την περίπτωση αναφοράς.

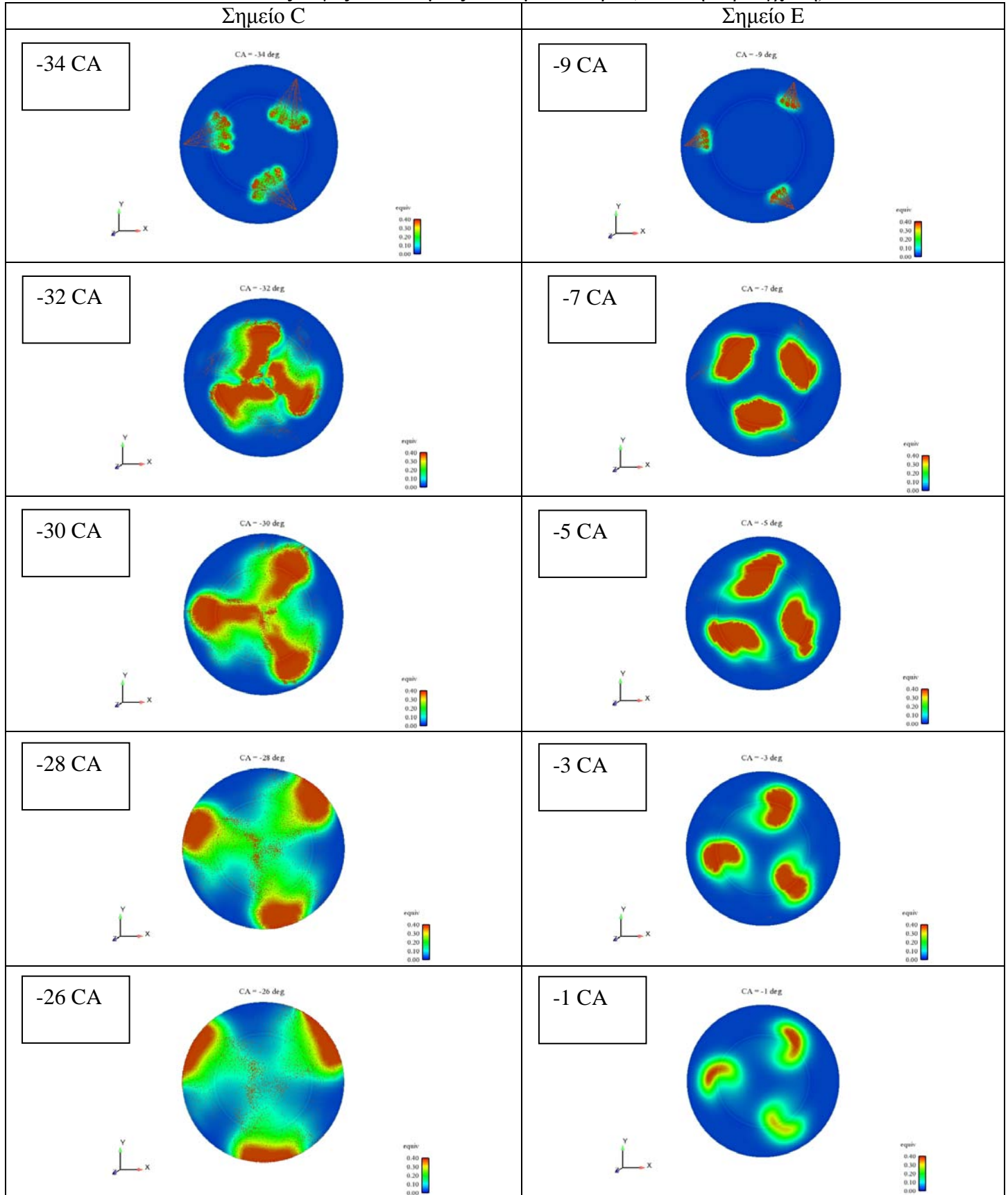
Από τις καμπύλες πίεσης (Διαγράμματα 17, 18) προκύπτει ότι οι λύσεις που χαρακτηρίζονται από χαμηλή ειδική κατανάλωση (D, E, C) χαρακτηρίζονται από υψηλότερη μέγιστη πίεση, σε σχέση με τις υπόλοιπες (A, B) (αύξηση του ωφέλιμου έργου). Γενικά, η μέγιστη πίεση είναι σαφώς χαμηλότερη, σε σύγκριση με αυτή της περίπτωσης αναφοράς.

Από τα Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Διαγράμματα 19, 20) προκύπτει ότι οι λύσεις C και A, στις οποίες η προέγχυση αρχίζει πολύ πριν το ΑΝΣ, χαρακτηρίζονται από μεγάλη καθυστέρηση έναυσης (μεγαλύτερη από 15°). Επιπλέον, ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας κατά την καύση του καυσίμου της προέγχυσης είναι χαμηλός, υποδεικνύοντας την καύση με φλόγα προανάμιξης. Στις υπόλοιπες περιπτώσεις, στις οποίες η προέγχυση γίνεται κοντά στο ΑΝΣ, η καθυστέρηση έναυσης είναι αμελητέα, και η καμπύλη του ρυθμού έκλυσης θερμότητας υποδεικνύει την καύση του καυσίμου της προέγχυσης με φλόγα διάχυσης. Η καύση του καυσίμου της κύριας έγχυσης χαρακτηρίζεται από ποιοτικά όμοιες καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας.

Με χρήση οπτικοποίησης των υπολογισθέντων ροϊκών πεδίων εξάγεται λεπτομερής πληροφορία αναφορικά με τις διεργασίες διάσπασης του spray και καύσης. Η οπτικοποίηση γίνεται με χρήση του λογισμικού Ensign. Εδώ, αναλύονται

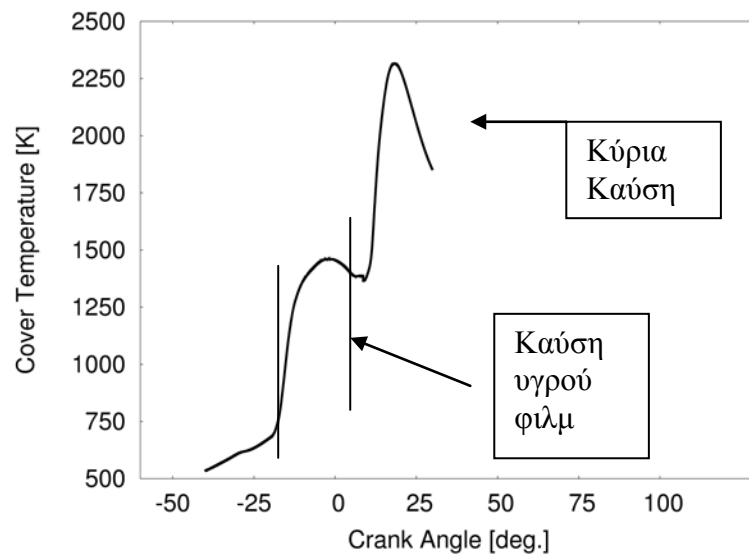
οι αντιπροσωπευτικές λύσεις C και E, οι οποίες χαρακτηρίζονται από πρόωρη και καθυστερημένη προέγχυση, αντίστοιχα. Η οπτικοποίηση γίνεται για τα πεδία θερμοκρασίας και λόγου ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα, καθώς και για το spray καυσίμου, σε επίπεδο κάθετο στον άξονα του κυλίνδρου, διερχόμενο από το επίπεδο των εγχυτήρων. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στις Εικόνες 11-14, για διαφορετικές τιμές της γωνίας στροφάλου.

Τοπικός λόγος ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα (κατά την προέγχυση)

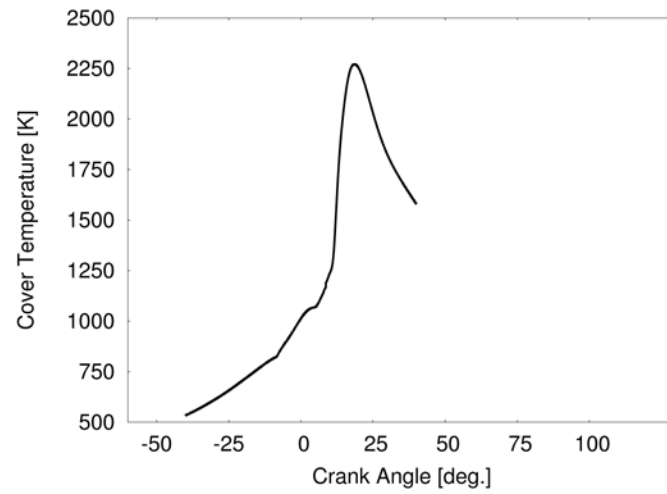


Εικόνα 11: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: Ισοϋψείς καμπύλες του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα στο επίπεδο των εγχυτήρων, για τις λύσεις C και E, σε επιλεγμένα χρονικά στιγμιότυπα κατά τη φάση της προέγχυσης.

Από την οπτικοποίηση των δύο λύσεων καθίσταται εμφανές ότι στην περίπτωση C, στην η προέγχυση γίνεται πολύ νωρίς, οι συνθήκες χαμηλής πίεσης αποτρέπουν την πλήρη διάσπαση του καυσίμου, και οι συνθήκες χαμηλής θερμοκρασίας δυσχεραίνουν την ατμοποίησή του. Έτσι, τμήμα της δέσμης καυσίμου προσκρούει στα τοιχώματα του κυλίνδρου, δημιουργώντας υγρές επικαθήσεις. Οι τελευταίες συντελούν στην παραγωγή άκαυστων υδρογονανθράκων και σωματιδίων αιθάλης, καθώς και στη μόλυνση του λιπαντικού ελαίου. Επίσης, κατά την καύση της αντίστοιχης μάζας καυσίμου, αναμένεται σημαντική αύξηση της θερμικής φόρτισης του κινητήρα. Στα Διαγράμματα 21 και 22 παρουσιάζεται η χρονική εξέλιξη της μέγιστης θερμοκρασίας στα υπολογιστικά κελιά στην περιοχή του πώματος, για τις λύσεις C και E, αντίστοιχα. Παρατηρείται ότι τα επίπεδα θερμοκρασίας κατά την καύση των επικαθήσεων (λύση C) είναι χαμηλότερα, σε σχέση με τα αντίστοιχα της κύριας φάσης της καύσης. Εντούτοις, η αντίστοιχη θερμική καταπόνηση διατηρείται για μη αμελητέο χρονικό διάστημα. Αντίθετα, στην περίπτωση E (καθυστερημένη προέγχυση), η επιπλέον θερμική φόρτιση κατά την καύση της μάζας προέγχυσης είναι αμελητέα.

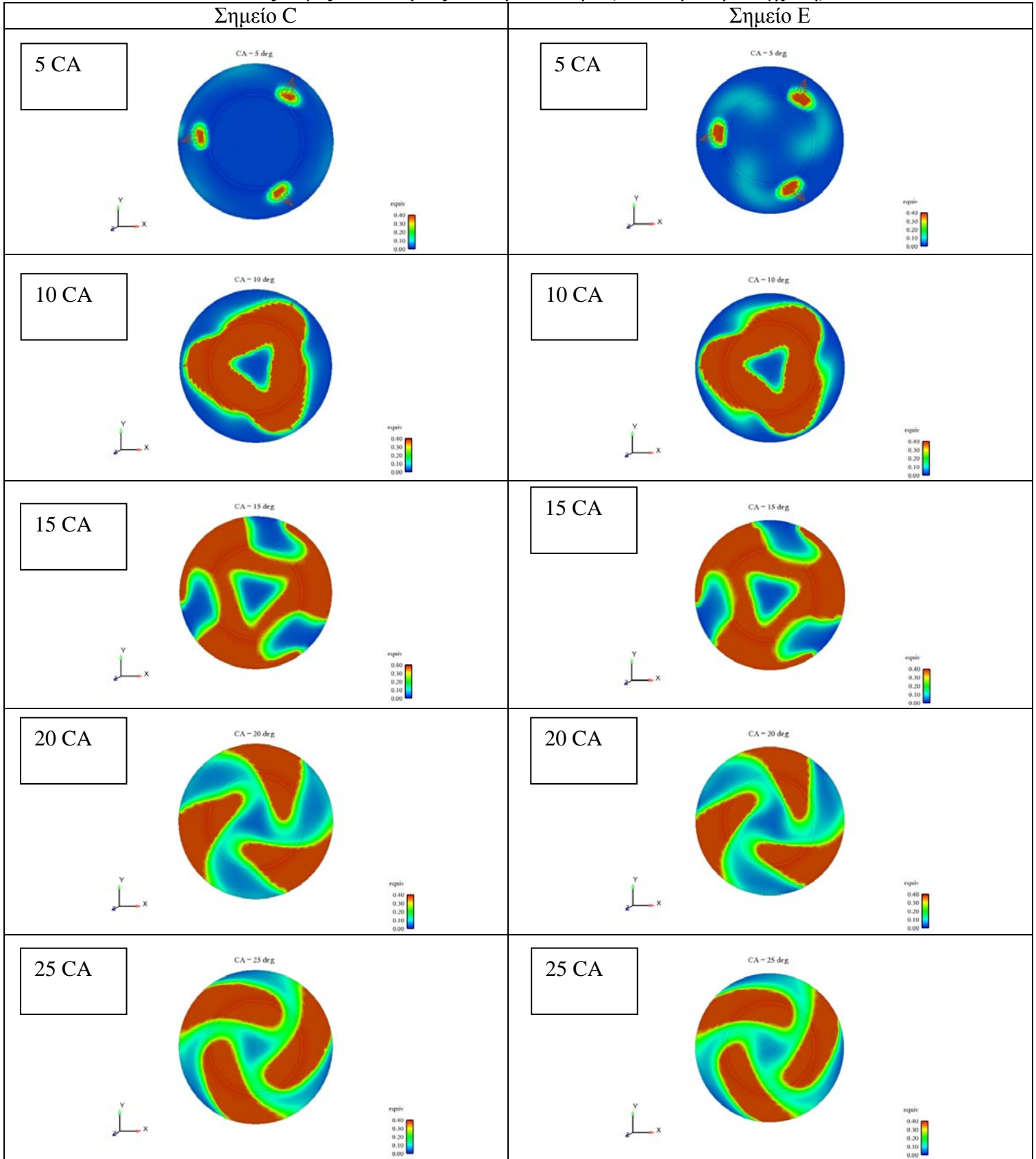


Διάγραμμα 21: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: μέγιστη θερμοκρασία, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για τα υπολογιστικά κελιά στην περιοχή του πώματος, για τη λύση C.



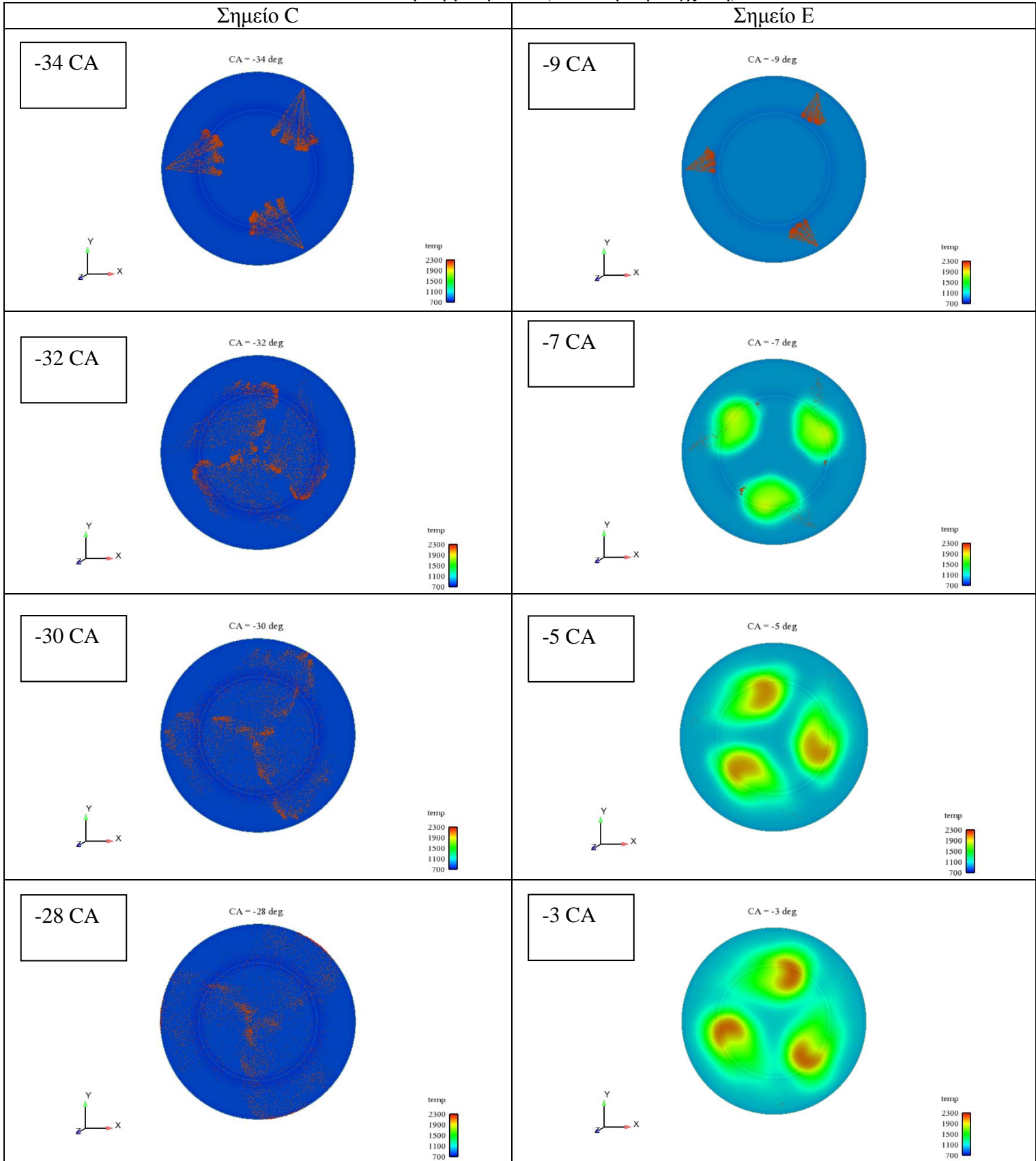
Διάγραμμα 22: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: μέγιστη θερμοκρασία, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για τα υπολογιστικά κελιά στην περιοχή του πώματος, για τη λύση E.

Τοπικός λόγος ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα (κατά την κύρια έγχυση)



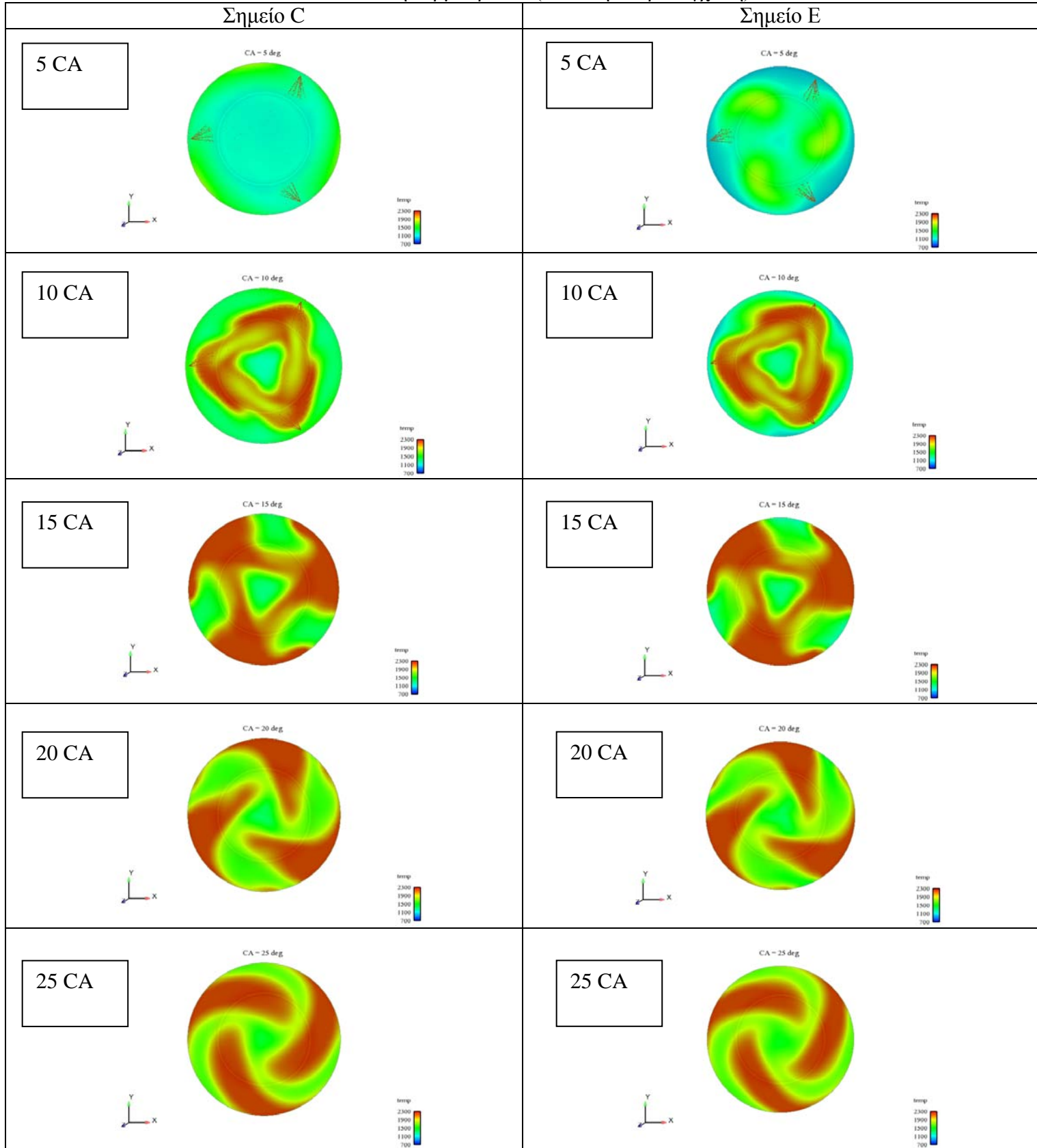
Εικόνα 12: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: Ισοϋψείς καμπύλες του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα στο επίπεδο των εγχυτήρων, για τις λύσεις C και E, σε επιλεγμένα χρονικά στιγμιότυπα κατά τη φάση της κύριας έγχυσης.

Τοπική θερμοκρασία (κατά την προέγχυση)



Εικόνα 13: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: Ισοϋψείς καμπύλες της θερμοκρασίας στο επίπεδο των εγχυτήρων, για τις λύσεις C και E, σε επιλεγμένα χρονικά στιγμιότυπα κατά τη φάση της προέγχυσης.

Τοπική θερμοκρασία (κατά την κύρια έγχυση)

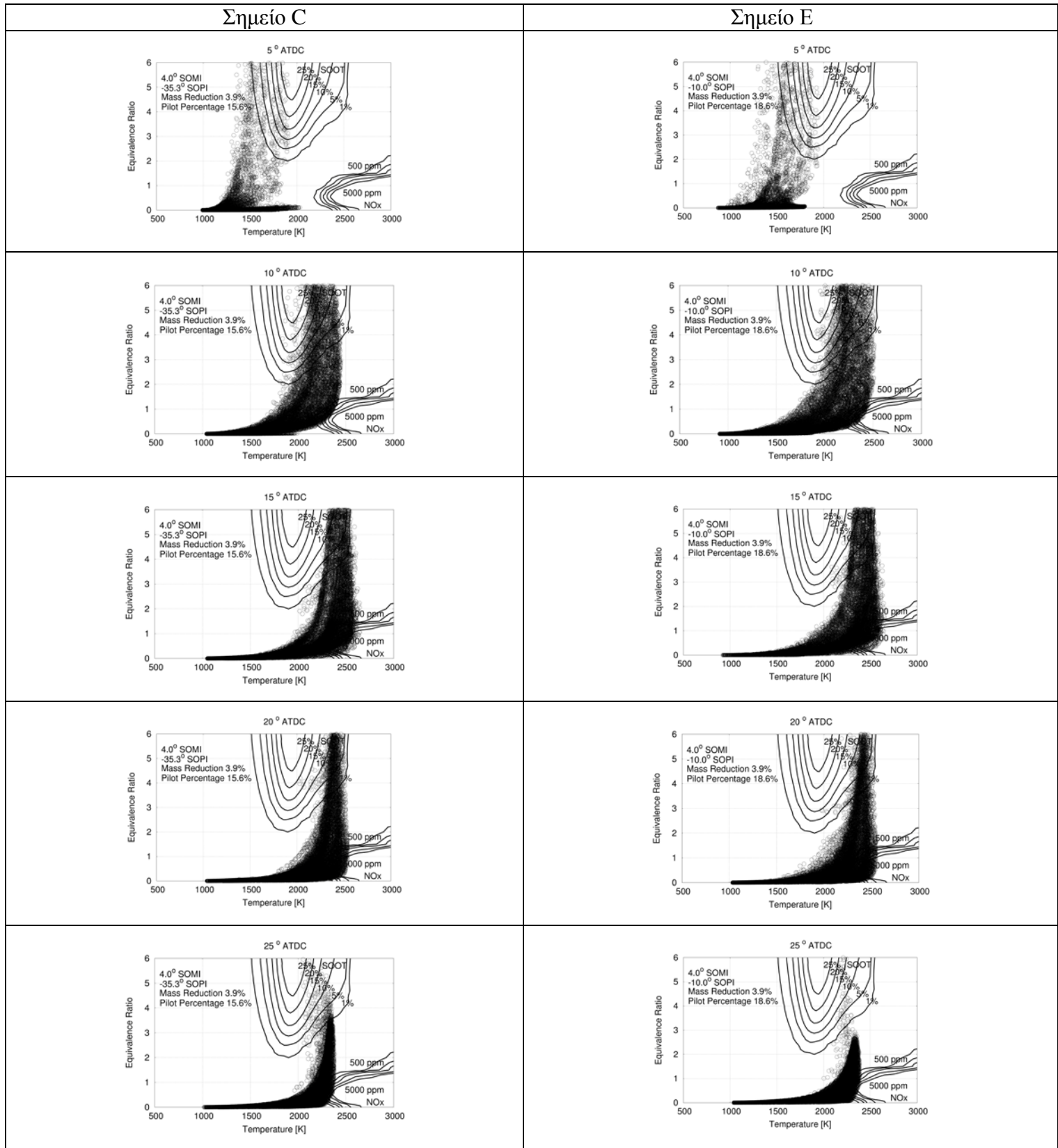


Εικόνα 14: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: Ισοϋψείς καμπύλες της θερμοκρασίας στο επίπεδο των εγχυτήρων, για τις λύσεις C και E, σε επιλεγμένα χρονικά στιγμιότυπα κατά τη φάση της κύριας έγχυσης.

Από την οπτικοποίηση της φάσης της προέγχυσης (Εικόνες 11, 13), σε συνδυασμό με την οπτικοποίηση της υγρής φάσης του καυσίμου, μπορούν να εξαχθούν συμπεράσματα αναφορικά με τη διάσπαση και ατμοποίηση του spray. Στην περίπτωση C (πρόωρη προέγχυση) ένα τμήμα της υγρής δέσμης προσκρούει στα τοιχώματα, πριν να προλάβει να εξατμισθεί. Αντίθετα, στην περίπτωση E (καθυστερημένη προέγχυση), η εξάτμιση και η καύση του καυσίμου της προέγχυσης λαμβάνει χώρα τάχιστα, και σε περιοχές μακριά από τα τοιχώματα.

Η οπτικοποίηση της καύσης του καυσίμου της κύριας έγχυσης (Εικόνες 12, 14) δείχνει ότι η διεργασία συντελείται με παρόμοιο τρόπο και στις δύο περιπτώσεις (C, E). Στην Εικόνα 14 παρατηρείται ότι, στην περίπτωση E, κατά την έναρξη της κύριας έγχυσης, οι περιοχές με θερμό καυσαέριο από την καύση της μάζας προέγχυσης βρίσκονται προ των εγχυτήρων, διευκολύνοντας την έναυση του καυσίμου.

Στην Εικόνα 15 τίθενται οι τιμές T, φ όλων των υπολογιστικών κελιών επί του χάρτη T – φ των Kitamura et al. (2002). Η πληροφορία της Εικόνας 15 μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την ποιοτική σύγκριση των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης στις περιπτώσεις C, E, καθώς και για τον ποιοτικό έλεγχο των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης αναφορικά με την παραγωγή οξειδίων του αζώτου.



Εικόνα 15: Πρόβλημα χωρίς περιορισμούς: χάρτες T – φ για τις λύσεις C και E, σε επιλεγμένα χρονικά στιγμιότυπα.

Από την Εικόνα 15 προκύπτει ότι η παραγωγή NO_x στις περιπτώσεις C, E κυμαίνεται στα ίδια επίπεδα, σε συμφωνία με τα αποτελέσματα της προσομοίωσης. Από τα αποτελέσματα της οπτικοποίησης (πεδίο φ - Εικόνα 12) αναμένεται μέγιστη παραγωγή σωματιδίων αιθάλης περί τις 10^ο γωνίας στροφάλου, γεγονός που επιβεβαιώνεται από τον χάρτη T - φ. Συνολικά, η περίπτωση E χαρακτηρίζεται από επίπεδα παραγωγής σωματιδίων αιθάλης κατά τι χαμηλότερα, σε σχέση με αυτά της περίπτωσης C. Το γεγονός αυτό, μαζί με τα υψηλότερα θερμοκρασιακά επίπεδα της περίπτωσης E (υψηλότεροι ρυθμοί οξείδωσης των σωματιδίων) οδηγεί στο συμπέρασμα ότι η περίπτωση E αντιστοιχεί σε χαμηλότερα τελικά επίπεδα εκπομπών σωματιδίων αιθάλης.

Ενδιαφέρον παρουσιάζει η σύγκριση του ωφέλιμου έργου κάθε περίπτωσης με αυτό της περίπτωσης αναφοράς. Πιο συγκεκριμένα, αναλόγως με τη μείωση της συνολικά εγχεόμενης μάζας καυσίμου σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς για κάθε σημείο θα έχουμε:

Σημείο A: MR = 3.9% of Reference Case

$$SFOC = \frac{\frac{0.961m_{f0}}{xW_0}}{\frac{m_{f0}}{W_0}}$$

Στην περίπτωση αυτή υπάρχει μια αύξηση στην ειδική κατανάλωση κατά 3.6% , αυτό σημαίνει ότι το παραγόμενο έργο σε αυτή την περίπτωση θα είναι:

$$1.036 = \frac{\frac{0.961m_{f0}}{xW_0}}{\frac{m_{f0}}{W_0}} \Rightarrow x = \frac{0.961}{1.036} \Rightarrow x = 0.93$$

Συνεπώς, στην περίπτωση A παράγεται σημαντικά λιγότερο έργο από ό,τι στην περίπτωση αναφοράς. Επαναλαμβάνουμε τη διαδικασία για την περίπτωση D, για την οποία επιτεύχθηκε μείωση στην ειδική κατανάλωση σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς:

Σημείο D: MR = 4% of Reference Case

$$SFOC = \frac{\frac{0.96m_{f0}}{xW_0}}{\frac{m_{f0}}{W_0}}$$

Στην περίπτωση αυτή υπάρχει μείωση στην ειδική κατανάλωση κατά 0.8%, και το παραγόμενο έργο θα είναι, ως ποσοστό:

$$0.992 = \frac{\frac{0.96m_{f0}}{xW_0}}{\frac{m_{f0}}{W_0}} \Rightarrow x = \frac{0.96}{0.992} \Rightarrow x = 0.97$$

Ομοίως υπολογίζεται το ποσοστό του έργου στις υπόλοιπες περιπτώσεις. Όλα τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον Πίνακα 8. Από τον Πίνακα 8 προκύπτει ότι, σε όλες τις βέλτιστες λύσεις A-E, το ωφέλιμο έργο υπολείπεται κατά τουλάχιστον 3%, σε σχέση με αυτό της περίπτωσης αναφοράς. Έτσι, αναδεικνύεται η ανάγκη βελτιστοποίησης του προφίλ έγχυσης θέτοντας ως περιορισμό μια ελάχιστη τιμή για το ωφέλιμο έργο, ίση με αυτή της περίπτωσης αναφοράς.

Πίνακας 8: Στοιχεία σχετιζόμενα με την ειδική κατανάλωση καυσίμου, σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, για τις λύσεις A-E.

	Point A	Point B	Point C	Point D	Point E
MR %	3.90	3.79	3.87	3.99	3.87
SFOC %	103.6	104.7	101.1	99.2	101
Work	0.93	0.92	0.95	0.97	0.95

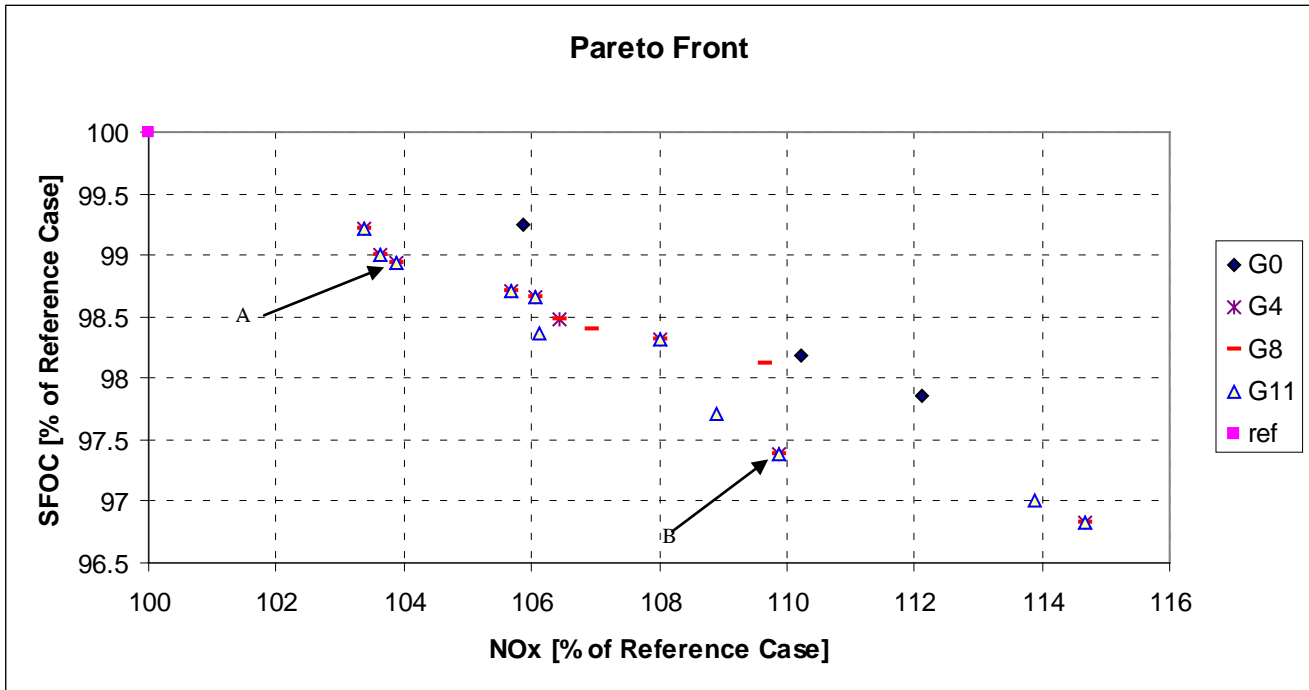
5.3.2 Πρόβλημα με Περιορισμό στο Ελάχιστο Ωφέλιμο Έργο

Στο πλαίσιο της βελτιστοποίησης του προφίλ έγχυσης με περιορισμό στο ελάχιστο ωφέλιμο έργο, τέθηκε ως ελάχιστη αποδεκτή τιμή η τιμή της περίπτωσης αναφοράς. Σε σχέση με το πρόβλημα χωρίς περιορισμούς, μεταβλήθηκαν επίσης το εύρος των ακόλουθων μεταβλητών σχεδίασης: έναρξης προέγχυσης (SOPI), έναρξη κύριας έγχυσης (SOMI). Το εύρος των μεταβλητών σχεδίασης στο νέο πρόβλημα παρουσιάζεται στον Πίνακα 9. Αναφορικά με την έναρξη της προέγχυσης, τα νέα όρια έχουν τεθεί ώστε να αποκλείονται λύσεις με πολύ πρόωρη προέγχυση, οι οποίες χαρακτηρίζονται από υγρές επικαθήσεις καυσίμου στα τοιχώματα. Το πέρας της κύριας έγχυσης μετατέθηκε από τις 5^ο στις 6^ο, ώστε να διευκολυνθεί η περαιτέρω μείωση των εκπομπών NO_x.

Πίνακας 9: Πρόβλημα με περιορισμό στο ελάχιστο ωφέλιμο έργο: όρια παραμέτρων προφίλ έγχυσης (μεταβλητές σχεδίασης).

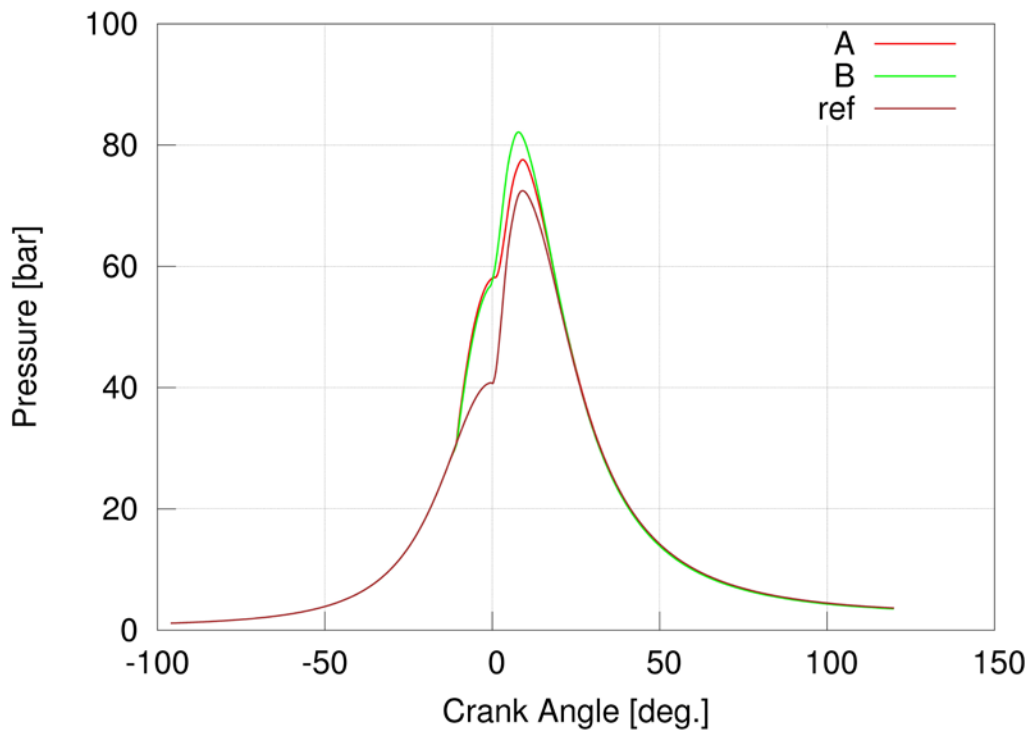
Μεταβλητές Σχεδίασης (Design Variables)	Εύρος	
	Min	Max
Έναρξη προέγχυσης καυσίμου, SOPI [^ο CA μετά το ANΣ]	-25	-7
Έναρξη κύριας έγχυσης καυσίμου, SOMI [^ο CA μετά το ANΣ]	-3	6
Ποσοστό μάζας καυσίμου κατά την προέγχυση, PMF [% της συνολικά εγχεόμενης μάζας καυσίμου]	4	20
Ποσοστό συνολικής μείωσης εγχεόμενης μάζας καυσίμου, MR [% της περίπτωσης αναφοράς]	0	4

Στο Διάγραμμα 23 παρουσιάζεται το μέτωπο Pareto, για αντιπροσωπευτικές γενιές της διαδικασίας της βελτιστοποίησης. Όπως παρατηρείται, σε όλες τις περιπτώσεις υπάρχει αύξηση των επιπέδων NO_x, σε σύγκριση με την περίπτωση αναφοράς. Η πλειοψηφία των λύσεων συνέκλινε προς κάποια συγκεκριμένα χαρακτηριστικά. Συγκεκριμένα, τα άτομα της τελευταίας γενιάς χαρακτηρίζονται από έναρξη της προέγχυσης του καυσίμου στο διάστημα μεταξύ -13^ο και -8^ο, ενώ η έναρξη της κύριας έγχυσης λαμβάνει χώρα μεταξύ -3^ο και 1^ο. Η παρουσία της έναρξης της κύριας έγχυσης στην περιοχή του ANΣ (και όχι πολύ αργότερα) οφείλεται στον περιορισμό του ελάχιστου έργου, και έχει ως απόρροια την παρουσία υψηλών θερμοκρασιών, και συνεπώς την αύξηση της παραγωγής NO_x.

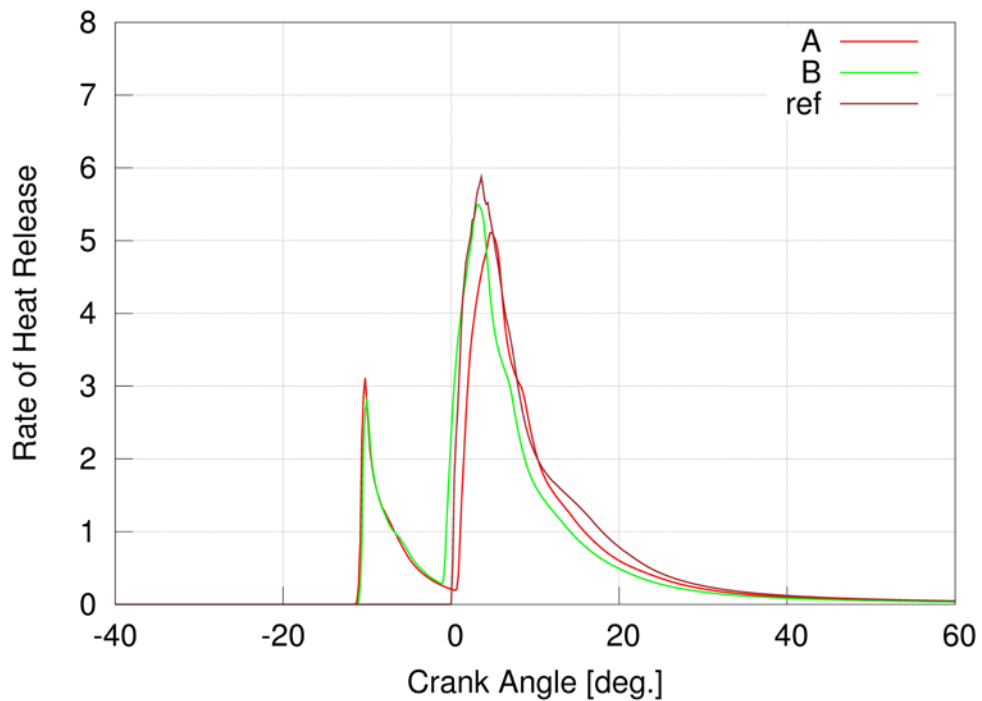


Διάγραμμα 23: Πρόβλημα με περιορισμό στο ελάχιστο ωφέλιμο έργο: μέτωπο Pareto για αντιπροσωπευτικές γενιές. Οι λύσεις που σημειώνονται με βέλη αναλύονται λεπτομερώς στο κείμενο.

Στα Διαγράμματα 24, 25 παρουσιάζονται οι υπολογισθείσες καμπύλες πίεσης και ρυθμού έκλυσης θερμότητας, συναρτήσει του χρόνου, για τις βέλτιστες λύσεις A και B του Διαγράμματος 23, καθώς και για την περίπτωση αναφοράς. Από το Διάγραμμα 24 καθίσταται σαφές ότι η μετάθεση της αρχής της κύριας έγχυσης εγγύτερα προς το ANΣ οδηγεί σε αυξημένα επίπεδα πίεσης, συμβάλλοντας έτσι σε υψηλά επίπεδα ωφέλιμου έργου.



Διάγραμμα 24: Πρόβλημα με περιορισμό στο ελάχιστο ωφέλιμο έργο: καμπύλες πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για τις βέλτιστες λύσεις A, B, και για την περίπτωση αναφοράς.



Διάγραμμα 25: Πρόβλημα με περιορισμό στο ελάχιστο ωφέλιμο έργο: καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για τις βέλτιστες λύσεις A, B, και για την περίπτωση αναφοράς.

6 Ανάλυση Ευαισθησίας σε Πλήρες Φορτίο

Στο παρόν Κεφάλαιο, μελετάται η επίδραση της μεταβολής των μεταβλητών σχεδίασης, οι οποίες καθορίζουν το προφίλ έγχυσης, στις τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων του προβλήματος βελτιστοποίησης (εκπομπές NO_x και ειδική κατανάλωση καυσίμου), σε πλήρες φορτίο. Για τον σκοπό αυτόν, επιλέγεται μία αντιπροσωπευτική βέλτιστη λύση πρόσφατης σχετικής μελέτης (Ανδρεάδης, 2008). Σε αντίθεση με τα αποτελέσματα της παρούσας μελέτης σε μερικό φορτίο, η παραπάνω μελέτη κατέδειξε τη δυνατότητα σημαντικής μείωσης και των δύο αντικειμενικών συναρτήσεων.

Τα αποτελέσματα της μελέτης σε πλήρες φορτίο (Ανδρεάδης, 2008), στο πρόβλημα χωρίς περιορισμούς, καθώς και σε αυτό με περιορισμό στη μέγιστη πίεση (150 bar), συνέκλιναν σε δύο οικογένειες βέλτιστων λύσεων, από τις οποίες η πρώτη χαρακτηρίζεται από έναρξη προέγχυσης περί τις 30° πριν το Άνω Νεκρό Σημείο, ενώ στη δεύτερη η αντίστοιχη τιμή είναι περί τις 10° πριν το Άνω Νεκρό Σημείο. Σε όλες τις βέλτιστες λύσεις των παραπάνω περιπτώσεων, η έναρξη του κύριας έγχυσης είναι καθυστερημένη σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς (συνεχές προφίλ έγχυσης), λαμβάνοντας τιμές μεταξύ 3° και 5° μετά το Άνω Νεκρό Σημείο. Επίσης, η μείωση της συνολικά εγχεόμενης μάζας ήταν σε όλες τις περιπτώσεις μεγαλύτερη από 3.4%.

Η παρούσα ανάλυση ευαισθησίας γίνεται για μεταβολή των μεταβλητών σχεδίασης περί τις τιμές μιας αντιπροσωπευτικής βέλτιστης λύσης σε πλήρες φορτίο (Ανδρεάδης, 2008), η οποία αναφέρεται στο αντίστοιχο κείμενο ως «Περίπτωση Η», και έχει προκύψει για το πρόβλημα με περιορισμό στη μέγιστη πίεση. Οι τιμές των μεταβλητών σχεδίασης και των αντικειμενικών συναρτήσεων της Περίπτωσης Η είναι οι ακόλουθες:

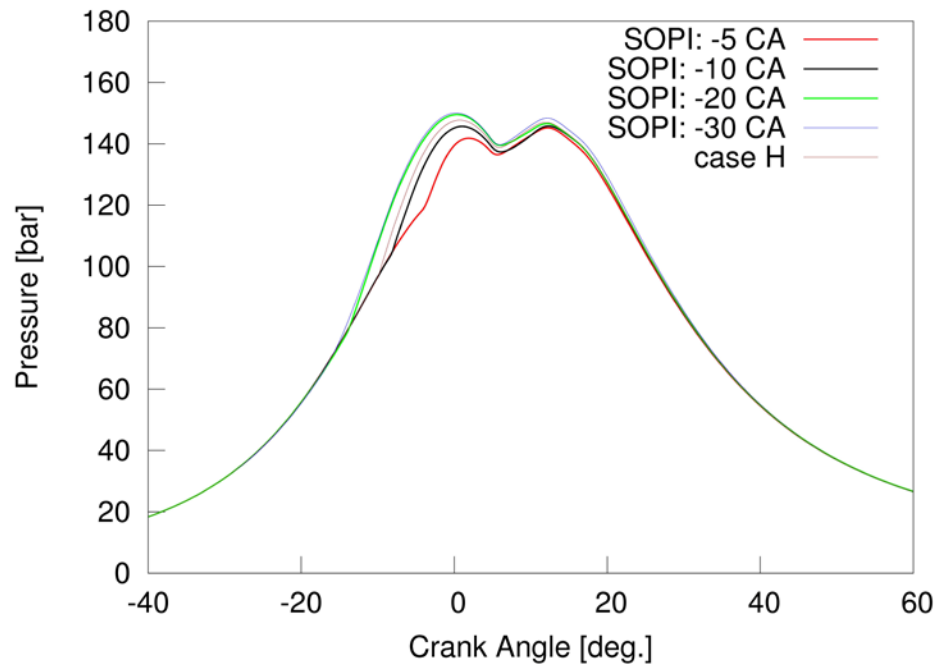
- Έναρξη Προέγχυσης (Start of Pilot Injection – SOPI): **-12.4° aTDC**
- Έναρξη Κύριας Έγχυσης (Start of Main Injection –SOMI): **4.1° aTDC**
- Ποσοστό Μάζας Προέγχυσης (Pilot Mass Fraction – PMF): **11.6%**
- Μείωση Εγχεόμενης Μάζας (Mass Reduction – MR): **3.7%**

- Συγκέντρωση NO_x (% περίπτωσης αναφοράς): **83.7%**
- Ειδική κατανάλωση καυσίμου (Specific Fuel Oil Consumption – SFOC) (% περίπτωσης αναφοράς): **97.6%**

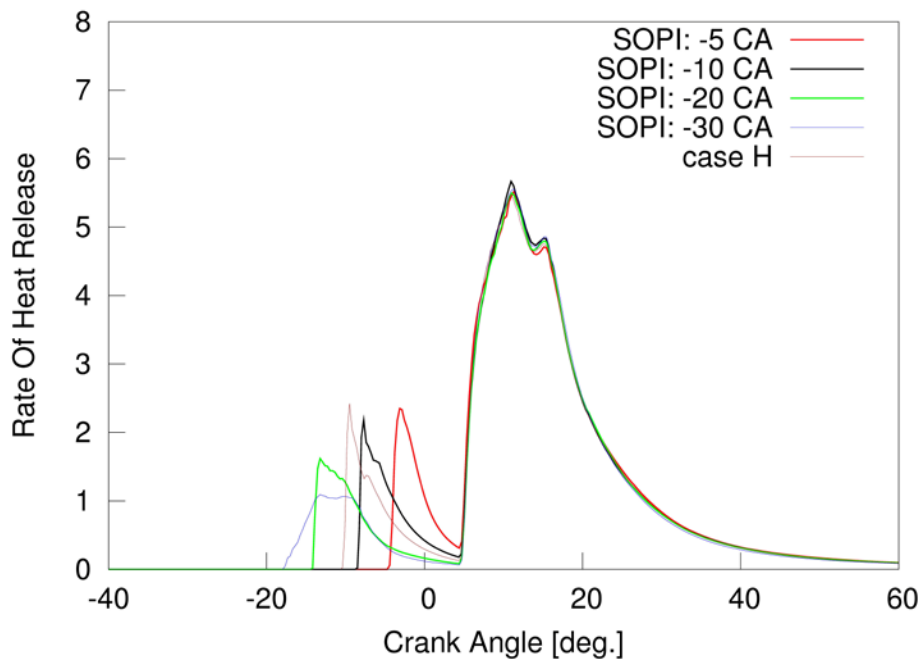
Η ανάλυση ευαισθησίας συνίσταται στη μεταβολή μίας κάθε φορά μεταβλητής σχεδίασης, διατηρώντας τις τιμές των υπολοίπων σταθερές, ίσες με αυτές της Περίπτωσης Η. Οι τιμές των μεταβλητών σχεδίασης στις δοκιμές που έγιναν είναι οι ακόλουθες:

- SOPI [° aTDC]: **-5, -10, -20, -30, -40**
- SOMI [° aTDC]: **0, 1, 2, 3, 4, 5**
- PMF [%]: **5, 10, 15, 20**
- MR [%]: **0, 1, 2, 3, 4**

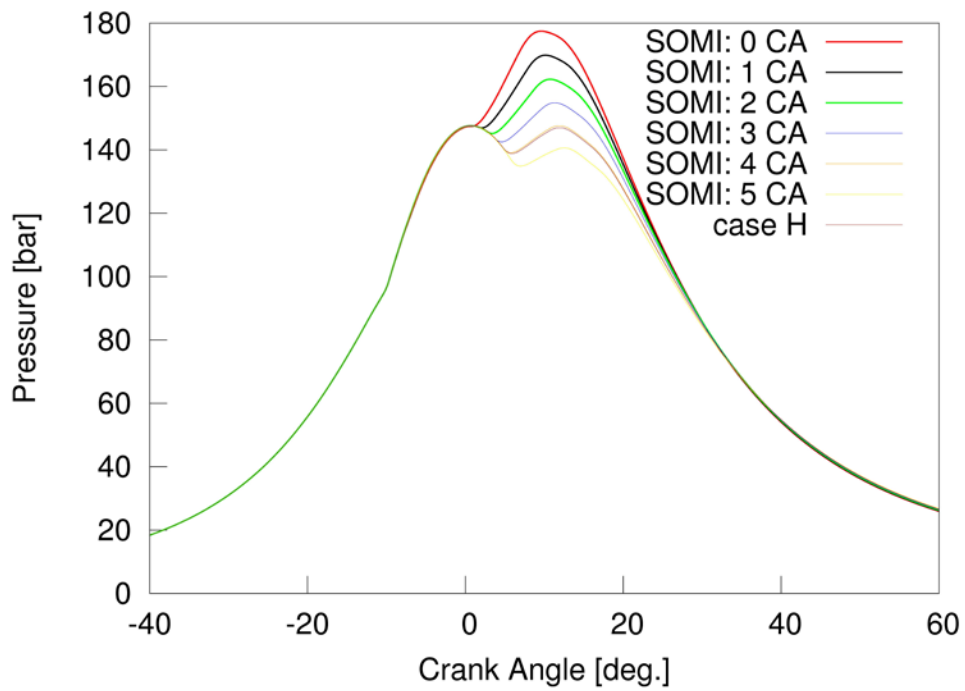
Τα αποτελέσματα που προέκυψαν αναφορικά με τη μεταβολή της πίεσης και του ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου παρουσιάζονται στα Διαγράμματα 26 έως 33.



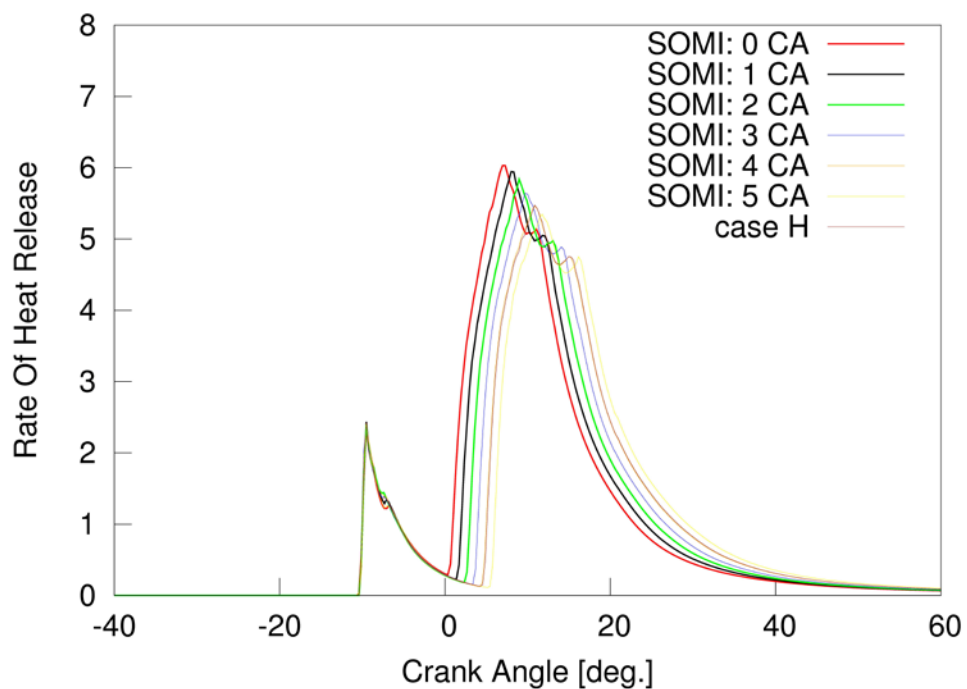
Διάγραμμα 26: Ανάλυση ευαισθησίας: καμπύλες πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές της γωνίας Έναρξης Προέγχυσης (SOPI), και για την περίπτωση Η.



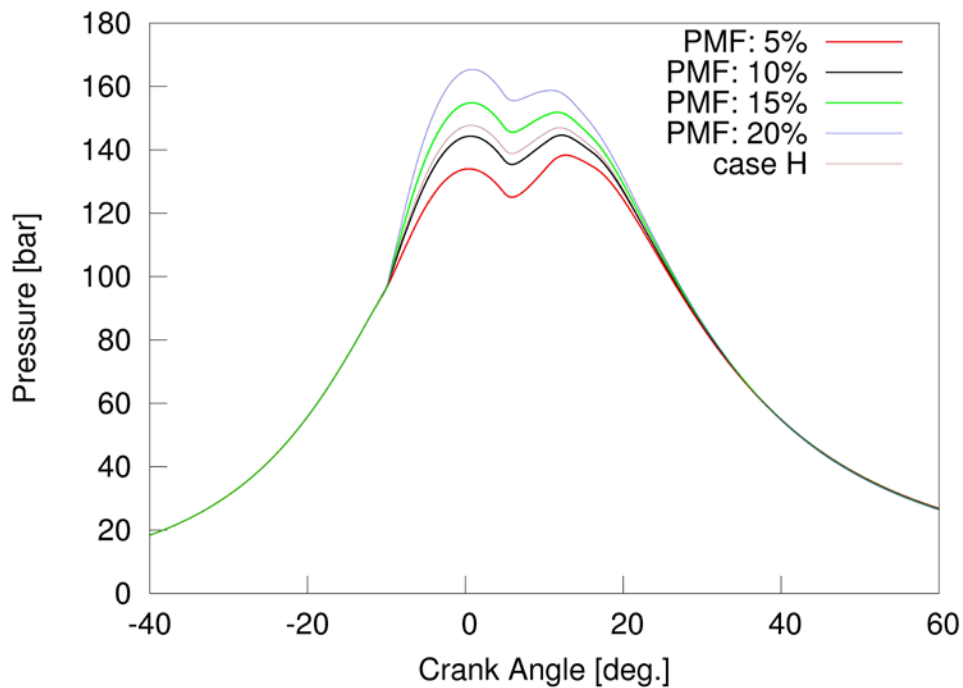
Διάγραμμα 27: Ανάλυση ευαισθησίας: καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές της γωνίας Έναρξης Προέγχυσης (SOPI), και για την περίπτωση Η.



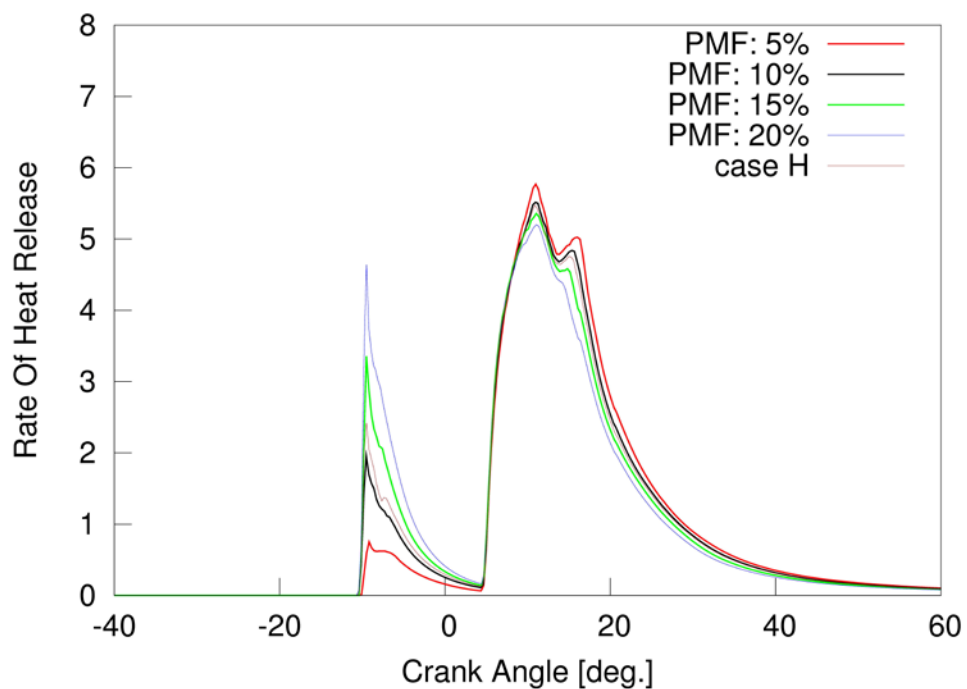
Διάγραμμα 28: Ανάλυση ευαισθησίας: καμπύλες πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές της γωνίας Έναρξης Κόριας Έγχυσης (SOMI), και για την περίπτωση Η.



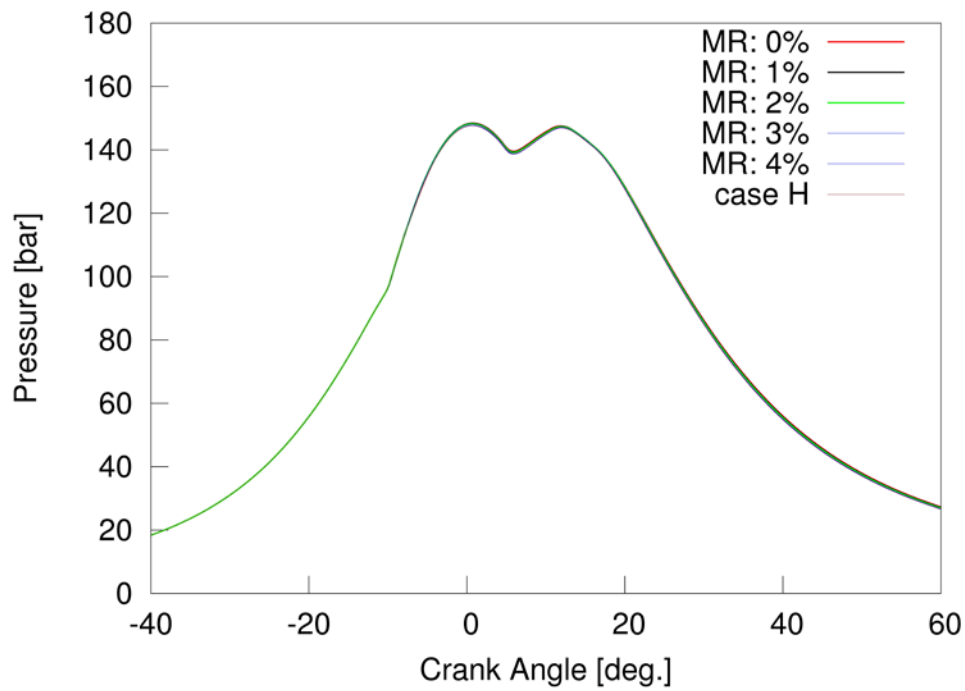
Διάγραμμα 29: Ανάλυση ευαισθησίας: καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές της γωνίας Έναρξης Κόριας Έγχυσης (SOMI), και για την περίπτωση Η.



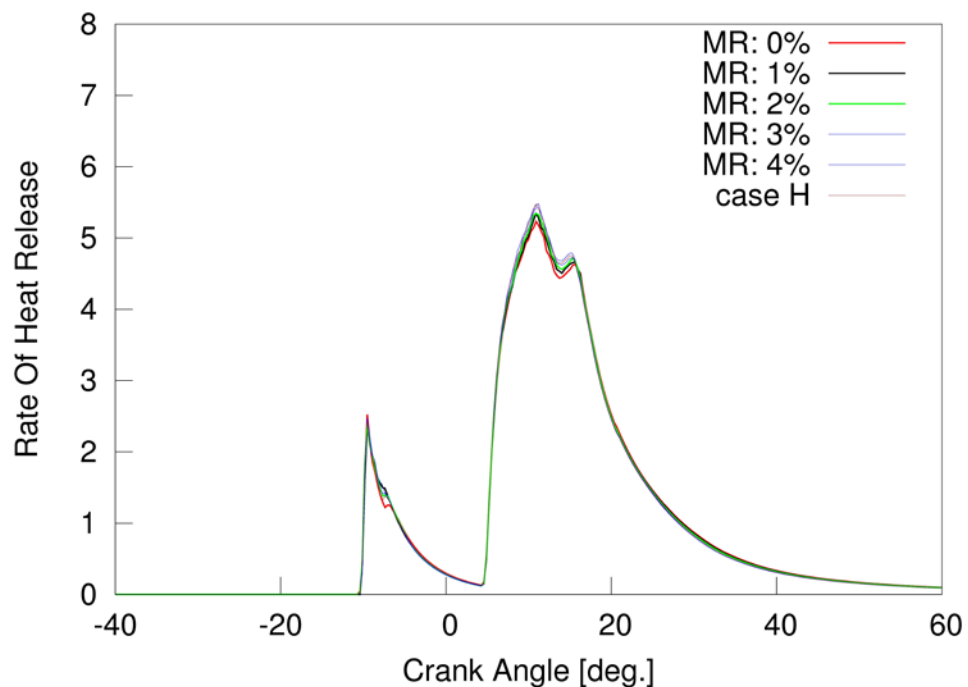
Διάγραμμα 30: Ανάλυση ευαισθησίας: καμπύλες πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές του Ποσοστού Μάζας Προέγχυσης (PMF), και για την περίπτωση Η.



Διάγραμμα 31: Ανάλυση ευαισθησίας: καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές του Ποσοστού Μάζας Προέγχυσης (PMF), και για την περίπτωση Η.



Διάγραμμα 32: Ανάλυση ευαισθησίας: καμπύλες πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές της Μείωσης Εγγεόμενης Μάζας (MR), και για την περίπτωση Η.



Διάγραμμα 33: Ανάλυση ευαισθησίας: καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για διαφορετικές τιμές της Μείωσης Εγγεόμενης Μάζας (MR), και για την περίπτωση Η.

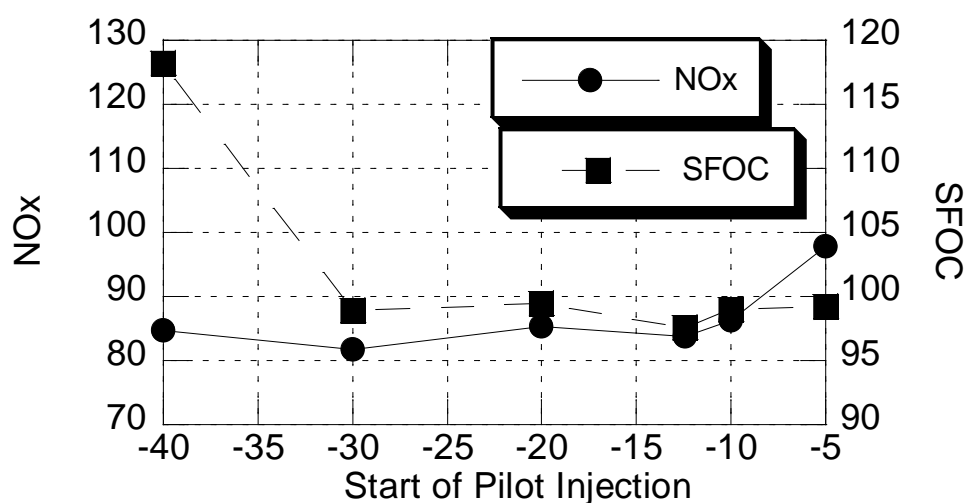
Τα Διαγράμματα 26 και 27 αποτυπώνουν την επίδραση της μεταβολής της γωνίας Έναρξης Προέγχυσης (SOPI). Παρατηρείται ότι, στις περιπτώσεις στις οποίες η έγχυση εκκινά πολύ νωρίς, ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας είναι χαμηλός. Αυτό οφείλεται στις χαμηλές συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας, οι οποίες έχουν ως αποτέλεσμα τη μεγάλη καθυστέρηση έναυσης. Έτσι, λόγω της ανάμιξης καυσίμου-αέρα, η καύση λαμβάνει χώρα με φλόγα προανάμιξης. Η πρόωρη προέγχυση συνοδεύεται από τα μειονεκτήματα που αναλύθηκαν στην Ενότητα 5.3.

Στα Διαγράμματα 28 και 29 παρουσιάζεται η επίδραση της Έναρξης Κύριας Έγχυσης (SOMI) στις καμπύλες πίεσης και ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Οι καμπύλες επιβεβαιώνουν την αναμενόμενη αύξηση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας και της αναπτυσσόμενης μέγιστης πίεσης με τη μετάθεση της κύριας έγχυσης νωρίτερα, δηλαδή εγγύτερα προς το Άνω Νεκρό Σημείο.

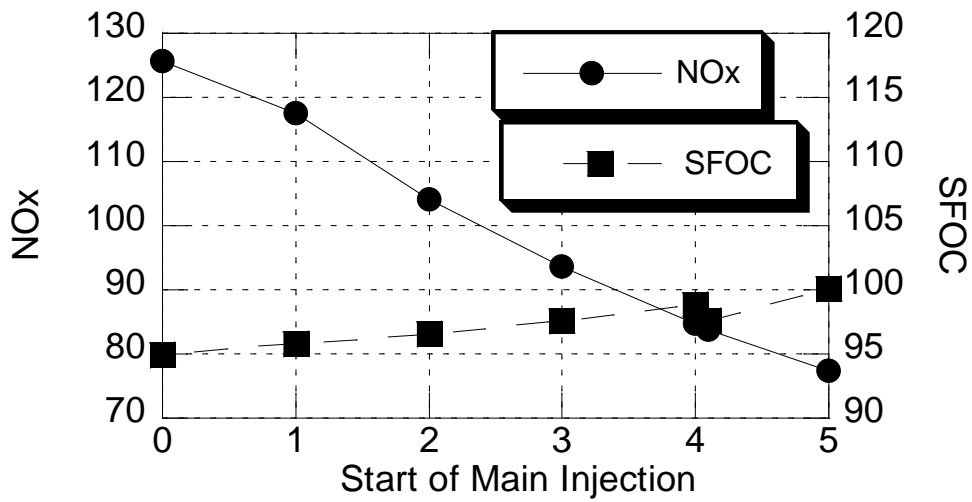
Στα Διαγράμματα 30 και 31 παρουσιάζεται η επίδραση του Ποσοστού Μάζας Προέγχυσης (PMF) στις καμπύλες πίεσης και ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Λόγω της αύξησης της εκλυόμενης θερμότητας, η αύξηση της μάζας προέγχυσης έχει ως αποτέλεσμα τη συνολική αύξηση των επιπέδων πίεσης εντός του κυλίνδρου. Η αρχική φάση της καύσης του καυσίμου της κύριας έγχυσης είναι σε όλες τις περιπτώσεις πρακτικά η ίδια, όπως φαίνεται από τις καμπύλες του Ρυθμού Έκλυσης Θερμότητας. Τέλος, με αύξηση της μάζας προέγχυσης, ελαττώνεται η ένταση της έκλυσης θερμότητας κατά την κύρια φάση της καύσης.

Τέλος, στα Διαγράμματα 32 και 33 παρουσιάζεται η επίδραση της Μείωσης Εγγεόμενης Μάζας (MR) στην πίεση και τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας, και παρατηρούνται μικρές μόνο διαφοροποιήσεις με μεταβολή της συγκεκριμένης μεταβλητής.

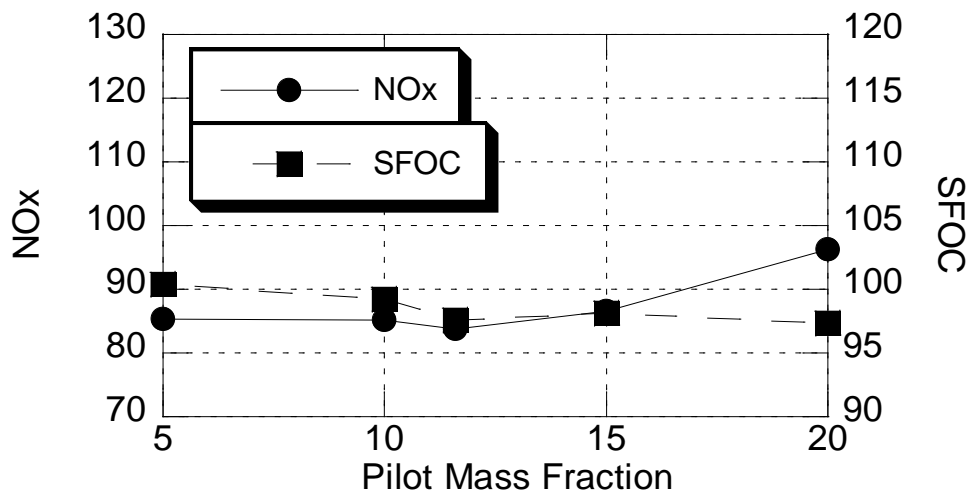
Στα Διαγράμματα 34 – 37 παρουσιάζεται η επίδραση των τεσσάρων μεταβλητών σχεδίασης στις τιμές των δύο αντικειμενικών συναρτήσεων (συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου και ειδική κατανάλωση καυσίμου).



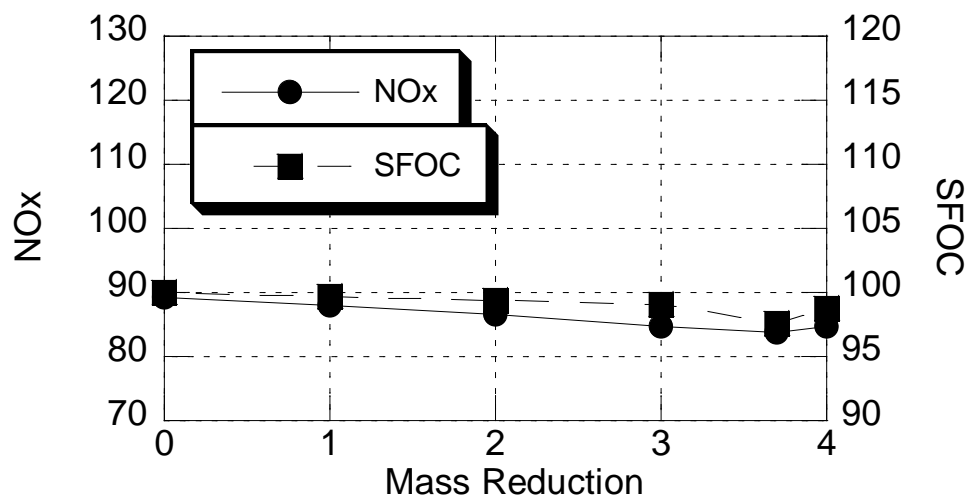
Διάγραμμα 34: Τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων (συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου και ειδική κατανάλωση καυσίμου) για διαφορετικές τιμές της Έναρξης Προέγχυσης (SOPI). Η τιμή της Περίπτωσης Η είναι -12.4° aTDC.



Διάγραμμα 35: Τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων (συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου και ειδική κατανάλωση καυσίμου) για διαφορετικές τιμές της Έναρξης Κύριας Έγχυσης (SOMI). Η τιμή της Περίπτωσης Η είναι 4.1° aTDC.



Διάγραμμα 36: Τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων (συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου και ειδική κατανάλωση καυσίμου) για διαφορετικές τιμές του Ποσοστού Μάζας Προέγχυσης (PMF). Η τιμή της Περίπτωσης Η είναι 11.6%.



Διάγραμμα 37: Τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων (συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου και ειδική κατανάλωση καυσίμου) για διαφορετικές τιμές της Μείωσης Εγγερόμενης Μάζας (MR). Η τιμή της Περίπτωσης Η είναι 3.7%.

Από τα Διαγράμματα 34 – 37 προκύπτει ότι μεγαλύτερη επίδραση στα επίπεδα τιμών των αντικειμενικών συναρτήσεων έχουν η Έναρξη Κύριας Έγχυσης (SOMI) και η Έναρξη Προέγχυσης (SOPI). Για τιμές της μεταβλητής SOPI μεταξύ -30° και -10° , οι τιμές και των δύο αντικειμενικών συναρτήσεων κυμαίνονται σε χαμηλά επίπεδα. Η μεταβολή του χρονισμού της κύριας έγχυσης (μεταβλητή SOMI) έχει μια σχεδόν γραμμική επίδραση στις αντικειμενικές συναρτήσεις. Συγκεκριμένα, τιμές της μεταβλητής SOMI που αντιστοιχούν εγγύτερα προς το Άνω Νεκρό Σημείο έχουν ως αποτέλεσμα μείωση της ειδικής κατανάλωσης (λόγω αύξησης των επιπέδων πίεσης, και του ωφέλιμου έργου), αλλά και αύξηση των εκπομπών NO_x (λόγω αυξημένων επιπέδων θερμοκρασίας). Αντίθετα, αύξηση της τιμής της μεταβλητής SOMI (καθυστέρηση της κύριας έγχυσης) οδηγεί σε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης (μείωση της πίεσης και συνεπώς του ωφέλιμου έργου) και μείωση της τελικής συγκέντρωσης NO_x (μείωση των επιπέδων θερμοκρασίας των καυσαερίων). Έτσι, ο αλγόριθμος βελτιστοποίησης αναζητά έναν συμβιβασμό μεταξύ των αντίθετων τάσεων για τις δύο αντικειμενικές συναρτήσεις, ο οποίος φαίνεται να προκύπτει στην περιοχή της περίπτωσης H (4.1° aTDC, με εύρος διακύμανσης περί την 1° γωνίας στροφάλου).

Σχετικά με τις μεταβλητές PMF (Ποσοστό Μάζας Προέγχυσης) και MR (Μείωση Εγγεόμενης Μάζας), τα Διαγράμματα 36 και 37 δείχνουν ότι η επίδρασή τους στις τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων είναι λιγότερο έντονη. Αύξηση της μάζας προέγχυσης πέρα από 15% έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση των εκπομπών NO_x . Αυτό μπορεί να αποδοθεί στην αύξηση των επιπέδων θερμοκρασίας πριν το Άνω Νεκρό Σημείο, και πιθανώς στην αύξηση των τοπικών τιμών του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα (ϕ), κατά την καύση του καυσίμου προέγχυσης. Τέλος, η μείωση της εγγεόμενης μάζας (μεταβλητή MR) οδηγεί σε χαμηλότερες συγκεντρώσεις NO_x , αλλά και χαμηλότερες τιμές της ειδικής κατανάλωσης (το τελευταίο σε βάρος του συνολικού ωφέλιμου έργου).

Σημειώνεται, τέλος, ότι, όπως προκύπτει από τα Διαγράμματα 34 – 37, οι τιμές των μεταβλητών σχεδίασης της περίπτωσης H αντιστοιχούν σε βέλτιστο συμβιβασμό της ελαχιστοποίησης και των δύο αντικειμενικών συναρτήσεων, δεικνύοντας ότι η διαδικασία βελτιστοποίησης συνέκλινε σε μια βέλτιστη λύση.

7 Συμπεράσματα - Προτάσεις

Στην παρούσα διπλωματική εργασία έγινε βελτιστοποίηση και ανάλυση της επίδρασης των παραμέτρων έγχυσης καυσίμου σε μεγάλο δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel σε μερικό και πλήρες φορτίο. Για τον σκοπό αυτόν, χρησιμοποιήθηκε ο κώδικας υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3, σε σύζευξη με το λογισμικό βελτιστοποίησης EASY, το οποίο είναι βασισμένο σε εξελικτικούς αλγορίθμους.

Η βελτιστοποίηση του προφίλ έγχυσης καυσίμου έγινε για μερικό φορτίο (25%), και στηρίχθηκε σε παραμετροποίηση ενός γενικευμένου προφίλ έγχυσης με παρουσία προέγχυσης, με χρήση τεσσάρων μεταβλητών σχεδίασης. Το πρόβλημα βελτιστοποίησης διατυπώθηκε ως πολυκριτηριακό, με δύο αντικειμενικές συναρτήσεις (προς ελαχιστοποίηση), τη μάζα των οξειδίων του αζώτου ανηγμένη στο ωφέλιμο έργο, και την ειδική κατανάλωση καυσίμου. Η βελτιστοποίηση βασίστηκε στην έννοια του μετώπου Pareto. Η βελτιστοποίηση αρχικά έγινε για πρόβλημα χωρίς περιορισμούς, ενώ στη συνέχεια χρησιμοποιήθηκε ο περιορισμός του ελάχιστου ωφέλιμου έργου ανά κύκλο, ώστε να μην υπολείπεται καμία λύση σε σχέση με μια περίπτωση αναφοράς, η οποία αντιστοιχεί σε συνεχές προφίλ έγχυσης.

Για πρόβλημα χωρίς περιορισμούς, η διαδικασία βελτιστοποίησης σε μερικό φορτίο συνέκλινε σε λύσεις χαρακτηριζόμενες από έναρξη της προέγχυσης στην περιοχή -13° έως -7° , με ποσοστό εγχέομενης μάζας 15% έως 19% της συνολικής. Σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, οι λύσεις του τελικού μετώπου Pareto χαρακτηρίζονται από τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων οι οποίες ικανοποιούν τους κανονισμούς IMO 2011 για τα NO_x , με μικρή επιβάρυνση της ειδικής κατανάλωσης. Αντιπροσωπευτικές βέλτιστες λύσεις αναλύθηκαν με χρήση οπτικοποίησης των αποτελεσμάτων, καθώς και χαρτών T-φ.

Επιπλέον, επιχειρήθηκε η βελτιστοποίηση του προφίλ έγχυσης σε μερικό φορτίο, με περιορισμό στο ελάχιστο ωφέλιμο έργο. Τα αποτελέσματα κατέδειξαν ότι στην περίπτωση αυτή είναι εφικτή η μείωση της ειδικής κατανάλωσης, όχι όμως των εκπομπών NO_x .

Τέλος, έγινε ανάλυση ευαισθησίας σε πλήρες φορτίο, μελετώντας την επίδραση της μεταβολής των μεταβλητών σχεδίασης περί τις τιμές μιας βέλτιστης λύσης (Ανδρεάδης, 2008) στις αντικειμενικές συναρτήσεις. Από τα αποτελέσματα προέκυψε ότι η λύση επηρεάζεται κυρίως από τον χρονισμό της κύριας έγχυσης, καθώς και από τον χρονισμό της προέγχυσης.

Ως συνέχεια της παρούσας εργασίας, προτείνεται η βελτιστοποίηση της λειτουργίας του κινητήρα σε διαφορετικά φορτία, με συνυπολογισμό των εκπομπών σωματιδίων αιθάλης. Επιπλέον, στο πλαίσιο της βελτιστοποίησης του κινητήρα, ενδιαφέρον έχει η περαιτέρω αξιοποίηση των δυνατοτήτων του συστήματος έγχυσης Κοινού Συλλέκτη, για παράδειγμα με διαφοροποίηση του προφίλ έγχυσης μεταξύ των εγχυτήρων.

Πηγές

1. Amsden, A.A., “KIVA-3: A KIVA Program with Block-Structured Mesh for Complex Geometries”, Report LA-12503-MS, Los Alamos National Laboratories, 1993
2. Amsden, A.A. Ramshaw, J.D., O'Rourke P.J., Butler, T.D., “KIVA: A Computer Program for Two- and Three-Dimensional Fluid Flows with Chemical Reactions and Fuel Sprays”, Report LA-10245-MS, Los Alamos National Laboratories, 1985.
3. Andreadis, P., Chryssakis, C., Kaiktsis, L., “Optimization of Injection Characteristics in a Large Marine Diesel Engine, Using Evolutionary Algorithms”, 19th Int. Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting at the SAE Congress, Detroit, MI, April 19, 2009
4. 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
5. 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
6. Bombach, R., Käppeli, B., Hubschmid, W., Boulouchos, K., “Combustion and flame”, 2001
7. Borman, G.L., Regland, K.W., “Combustion Engineering”, McGraw – Hill International Editions, 1988
8. Cantu-Paz, E., “A Survey of Parallel Genetic Algorithms.”, *Calculateurs Paralleles*, 10(2), 1998
9. Carel, R.S., “Health Aspects of Air Pollution”, *Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines: Pollutant Formation and Control*, Academic Press, 1998
10. Chryssakis, C.A., Hagen, J.R., Knafl, A., Hamosfakidis, V., Filipi, Z.S., Assanis, D.N., “In-Cylinder Reduction of PM and NOX Emissions from Diesel Combustion with Advanced Injection Strategies”, *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 41, No. 1-4, pp. 83-102, 2006
11. European Commission Directorate General Environment, “Service Contract on Ship Emissions: Assignment, Abatement and Market-based Instruments”, August 2005
12. Fenimore, C.P., “Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames”, *Proceedings of 13th Symposium on Combustion*, The Combustion Institute, 84 Pittsburgh, pp. 373 – 380, 1971
13. Heywood, J.B., “Internal Combustion Engine Fundamentals”, McGraw – Hill International Editions, 1998
14. Hiroyasu, T., Miki, M., Kamiura, J., Watanabe, S., Hiroyasu, H., “Multi-Objective Optimization of Diesel Engine Emissions and Fuel Economy using Genetic Algorithms and Phenomenological Model”, SAE Technical Paper Series 2002-01-2778, 2002
15. <http://velos0.ltt.mech.ntua.gr/EASY/>

16. Kaiktsis, L., "Numerical Simulation of Flow and Combustion in the RTA58T Engine of Wärtsilä NSD", Technical Report, 2001
17. Kamimoto, T., Bae, M., "High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines", SAE Technical Paper Series 880423, 1988
18. Karakasis, M., Giannakoglou, K.C., "On the Use of Metamodel-Assisted Multi-Objective Evolutionary Algorithms", *Engineering Optimization*, Vol. 38(8), pp. 941-957, 2006
19. 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
20. Kong, S.C., Han, Z., Reitz R.D., "The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation", SAE Technical Paper Series 950278, 1995
21. 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", 18th Int. Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting at the SAE Congress, Detroit, MI, April 13, 2008
22. Kontoulis, P., Chryssakis, C., Kaiktsis, L., "Evaluation of Pilot Injections in a Large Two-Stroke Marine Diesel Engine, Using CFD and T- ϕ Mapping", COMODIA 2008, Sapporo, Japan, July 2008
23. 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
24. Liu, Y., Reitz, R.D., "Optimizing HSDI Diesel Combustion and Emissions Using Multiple Injection Strategies", SAE Technical Paper Series 2005-01-0212, 2005
25. Lloyds Register, "Marine Exhaust Emission Research Programme, Phase II Summary Report", 1992
26. Mazevski, W., Khair, M., "Diesel Emissions and Their Control", SAE International. 2006
27. MEPC.176(58), "Amendments to the Annex of the Protocol of 1997 to amend the International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, 1973, as modified by the Protocol of 1978 relating thereto (Revised MARPOL Annex VI)", October 2008
28. Pundir, B.P., "Engine Emissions", Alpha Science, 2007
29. Pundir, B.P., "Engine Emissions", Alpha Science, 2007
30. Senecal. P.K., Reitz, R.D., "Simultaneous Reductions of Engine Emissions and Fuel Consumption Using Evolutionary Algorithms and Multi-Dimensional Spray and Combustion Modeling", SAE Technical Paper Series 2000-01-1890, 2000
31. Shi, Y., Reitz, R.D., "Assessment of Optimization Methodologies to Study the Effects of Bowl Geometry, Spray Targeting and Swirl Ratio for a Heavy-Duty Diesel Engine Operated at High-Load", SAE Technical Paper Series 2008-01-0949, 2008
32. Stiesch, G., "Modeling Engine Spray and Combustion Processes", Springer, 2003.

33. Tanner, F.X., “Liquid Jet Atomization and Droplet Breakup Modeling of Non-Evaporating Diesel Fuel Sprays”, SAE Technical Paper Series 970050, 1997
34. Tanner, F.X., Srinivasan, S., “Optimization of an Asynchronous Fuel Injection System in Diesel Engines by Means of a Micro-Evolutionary Algorithm and an Adaptive Gradient Method”, SAE Technical Paper Series 2008-01-0925, 2008
35. 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
36. Thevenin, D., Janiga, G., “Optimization and Computational Fluid Dynamics”, Springer Verlag, Berlin, 2008
37. Wärtsilä Switzerland Ltd, “The Sulzer RT-flex Common Rail System Described”, Wärtsilä paper, 2004
38. 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
39. 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
40. Wright Y.M., Boulouchos K., De Paola G., Mastorakos E., “Multi-dimensional Conditional Moment Closure Modelling Applied to a Heavy-duty Common-rail Diesel Engine”, SAE International, 2009
41. Yakhot, V. & Orszag, S.A., “Renormalization Group Analysis of Turbulence. I. Basic Theory”, Journal of Scientific Computing, Vol. 1, pp. 3-51, 1986.
42. Yoon, W.H., Kim, B.S., Kim, K.D., Lee, Y.S., Ghal. S.H., “Optimization of Piston Bowl Shape, Fuel Injection Nozzle and Fuel Injection Rate for the Reduction of NO_x Emissions in a Medium-Speed Diesel Engine”, COMODIA 2008, Sapporo, Japan, July 2008
43. Zitzler, E., Laumanns, M., Thiele, L., “SPEA2: Improving the Strength Pareto Evolutionary Algorithm for Multiobjective Optimization”, Evolutionary Methods for Design, Optimization, and Control, Barcelona, Spain 2002
44. Ανδρεάδης Ν. Π., “Βελτιστοποίηση Παραμέτρων Έγχυσης σε Δίχρονους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel”, Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π., 2008
45. Καϊκτσήs Λ., “Καύση”, Σημειώσεις, Ε.Μ.Π., 2006
46. Κοντούλης, Ι.Π., “Υπολογιστική Μελέτη Εναλλακτικών Στρατηγικών Έγχυσης σε Δίχρονους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel”, Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π., 2008
47. Κοτρογιάννης, Ν.Α., “ Αριθμητική Προσομοίωση Φαινομένων Ροής και Καύσης σε Δίχρονους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel”, Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π., 2006
48. Κυρτάτος, Ν. Π., “Ναυτικοί Κινητήρες Diesel – Θέματα Σχεδίασης και Λειτουργίας”, Εκδόσεις Συμμετρία, 1993
49. Φραγκόπουλος Α. “Υπολογιστική Μελέτη Τεχνικών Έγχυσης Νερού σε Δίχρονους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel”, Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π., 2009