



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΝΑΥΤΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Βασίλειος Βενέρης

**Υπολογιστική Μελέτη
Έγχυσης Καυσίμου Πολλαπλών Παλμών
σε Δίχροτους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel**

Εξεταστική επιτροπή:

Επιβλέπων: Α. Καϊκτσης, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Μέλη: Ν. Κυρτάτος, Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Χ. Παπαδόπουλος, Αναπληρωτής Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Ιούλιος 2021

Ευχαριστίες

Με τη Διπλωματική μου Εργασία ολοκληρώνω τις σπουδές μου στη Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένειά μου και τους φίλους μου για την υποστήριξή τους καθ' όλη την διάρκεια του κύκλου σπουδών μου και ιδιαίτερα στην ολοκλήρωση της Διπλωματικής Εργασίας. Στη συνέχεια, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον Καθηγητή κ. Α. Καϊκτσή και τον Υποψήφιο Διδάκτορα κ. Ξ. Βούβακο για τη βοήθεια και καθοδήγησή τους στην εκπόνηση της διπλωματικής εργασίας και στην αντιμετώπιση των τεχνικών προβλημάτων που προέκυψαν κατά τη διάρκειά της. Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω τα μέλη της εξεταστικής επιτροπής, Καθηγητή κ. Ν. Κυρτάτο και Αναπληρωτή Καθηγητή κ. Χ. Παπαδόπουλο.

Σύνοψη

Αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η μελέτη, με χρήση Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής, εναλλακτικών στρατηγικών έγχυσης καυσίμου σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel, με στόχο τη μείωση των παραγόμενων αέριων ρύπων, συγκεκριμένα των οξειδίων του αζώτου (NO_x), διατηρώντας σε ικανοποιητικά επίπεδα τον βαθμό απόδοσης του κινητήρα και τις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης (soot). Εδώ, πραγματοποιείται επέκταση του προφίλ έγχυσης καυσίμου από έναν κύριο παλμό σε πολλαπλούς παλμούς ανά κύκλο, με την προσθήκη προέγχυσης και πολλαπλών παλμών μετέγχυσης. Διερευνάται η επίδραση των παραμέτρων έγχυσης του νέου προφίλ (όπως χρονισμός της έγχυσης, ποσοστό εγχύσεως καυσίμου ανά παλμό κλπ.) στη λειτουργία του κινητήρα στην περιοχή του πλήρους φορτίου, ώστε με κατάλληλη αναπροσαρμογή τους να βρεθεί το νέο προφίλ που βελτιώνει περισσότερο τους στόχους (τελική συγκέντρωση NO_x για αποδεκτά επίπεδα σωματιδίων αιθάλης και βαθμού απόδοσης), χωρίς να απαιτούνται σχεδιαστικές αλλαγές στον κινητήρα. Η παραπάνω τεχνική έγχυσης (split injection) έχει ήδη εφαρμοστεί με επιτυχία στην αυτοκινητοβιομηχανία.

Αρχικά, μελετάται μια περίπτωση αναφοράς, χαρακτηριζόμενη από συνεχές προφίλ έγχυσης. Στη συνέχεια, γίνεται εκτενής παραμετρική ανάλυση με συστηματική μεταβολή των παραμέτρων προφίλ με πολλαπλούς παλμούς, και επιλέγεται το προφίλ που αντιστοιχεί σε καλά χαρακτηριστικά αναφορικά με τις εκπομπές ρύπων και την αποδοτικότητα του κινητήρα. Τα υπολογιστικά αποτελέσματα χαρακτηρίζονται με χρήση οπτικοποίησης του ροϊκού πεδίου και χαρτών θερμοκρασίας – λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα (χάρτες T-φ).

Περιεχόμενα

Περιεχόμενα	3
1. Εισαγωγή	4
1.1 Ναυτικοί Κινητήρες και Ρύποι	4
1.2 Σκοπός της Διπλωματικής Εργασίας.....	5
2. Δίχρονος Ναυτικός Κινητήρας Diesel	7
2.1 Περιγραφή Δίχρονου Ναυτικού Κινητήρα Diesel.....	7
2.1.1 <i>Ιστορική Αναδρομή</i>	7
2.1.2 <i>Αρχή Λειτουργίας Δίχρονου Κινητήρα Diesel</i>	7
2.2 Συστήματα Έγχυσης Κοινού Συλλέκτη (Common Rail System – CRS)	9
2.3 Σχηματισμός Ρύπων	10
2.3.1 <i>Γενικά</i>	10
2.3.2 <i>Οξείδια του Αζώτου (NOx)</i>	11
2.3.3 <i>Σωματίδια Αιθάλης (Soot)</i>	13
2.3.4 <i>Διατάξεις και Κανονισμοί</i>	15
2.3.5 <i>Τεχνικές Μείωσης Ρύπων</i>	16
2.3.6 <i>Στρατηγικές Έγχυσης Καυσίμου</i>	18
3. Προσομοίωση Κινητήρα και Λογισμικό Βελτιστοποίησης	21
3.1 Κώδικας Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής KIVA-3	21
3.2 Χαρακτηριστικά Κινητήρα.....	21
3.3 Περίπτωση Αναφοράς	23
3.4 Θεωρία Βελτιστοποίησης.....	27
3.4.1 <i>Μέθοδοι Βελτιστοποίησης</i>	28
3.5 Ανάλυση Αποτελεσμάτων με τη χρήση Χαρτών T – φ.....	30
4. Παραμετρική Διερεύνηση Προβλήματος	32
4.1 Περιγραφή του Προβλήματος	32
4.2 Παραμετρική Διερεύνηση του Προβλήματος	32
4.2.1 <i>Πρώτη Παραμετρική Ανάλυση</i>	33
4.2.2 <i>Δεύτερη Παραμετρική Ανάλυση</i>	35
5. Σύγκριση Αποτελεσμάτων	76
6. Συμπεράσματα	92
Βιβλιογραφία	94

1. Εισαγωγή

1.1 Ναυτικοί Κινητήρες και Ρύποι

Το ενδιαφέρον για την επίδραση των αέριων ρύπων στον ανθρώπινο οργανισμό και στο περιβάλλον από την παγκόσμια βιομηχανική δραστηριότητα, άρχισε να εκδηλώνεται μετά τα μέσα του 20^{ου} αιώνα. Φαινόμενα όπως η ομίχλη αιθάλης στο Λονδίνο το 1952 και το φωτοχημικό νέφος του Λος Άντζελες τη δεκαετία του 1980 οδήγησαν στη θέσπιση κανονισμών για την μείωση των παραγόμενων αέριων ρύπων. Σκοπός ήταν η προστασία του ανθρώπινου οργανισμού και της ατμόσφαιρας από τα πιο επιβλαβή καυσαέρια παραγόμενα από τις θερμικές μηχανές, τα οποία είναι τα οξειδία του αζώτου (NOx), τα οξειδία του θείου (SOx), τα σωματίδια αιθάλης (soot), οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες και τα αέρια που συμβάλλουν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου.

Καθώς τα πλοία είναι το βασικότερο μέσο μεταφοράς αγαθών παγκοσμίως, η ναυτιλιακή δραστηριότητα αποτελεί σημαντική πηγή αέριων εκπομπών, συμβάλλοντας συσσωρευτικά στα συνολικά προβλήματα ποιότητας του αέρα. Η εξέλιξη των πλοίων έχει οδηγήσει στη χρήση θερμικών μηχανών για την κάλυψη των αναγκών πρόωσης και παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Η πιο διαδεδομένη τεχνολογία είναι οι δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες Diesel, και σε μικρότερο ποσοστό οι τετράχρονοι ναυτικοί κινητήρες Diesel. Σε περιορισμένες εφαρμογές γίνεται χρήση θερμικών στροβιλομηχανών, οι οποίες αντικαταστάθηκαν από τον κινητήρα Diesel λόγω της υψηλότερης θερμοδυναμικής απόδοσης αυτού.

Η επίδραση των ναυτιλιακών εκπομπών στη ρύπανση του περιβάλλοντος και στη διακινδύνευση της ανθρώπινης υγείας ώθησε τη ναυτική βιομηχανία σε δύο κατευθύνσεις για την αντιμετώπιση του προβλήματος. Η πρώτη κατεύθυνση αφορά στη διατήρηση ή και βελτίωση του βαθμού απόδοσης των ναυτικών κινητήρων, προσπαθώντας ταυτόχρονα να επιτευχθεί μείωση των ρυπογόνων εκπομπών από τη λειτουργία των πλοίων. Η δεύτερη αφορά στη θέσπιση αυστηρότερων κανονισμών από κρατικούς και διεθνείς οργανισμούς, όπως ο Διεθνής Ναυτιλιακός Οργανισμός (International Maritime Organization - IMO), σχετικά με τα επιτρεπτά όρια εκπομπών σε διεθνή πλαίσια αλλά και σε συγκεκριμένες γεωγραφικές περιοχές (Emission Control Areas – ECAs). Ως εκ τούτου, δημιουργήθηκαν νέες τεχνολογικές εφαρμογές για την ικανοποίηση των κανονισμών, όπως εξελιγμένα συστήματα έγχυσης καυσίμου, καλύτερη αναμειξιμότητα καυσίμου-αέρα, συστήματα επεξεργασίας καυσαερίων, κ.α. Συγκεκριμένα, οι κανονισμοί που αφορούν στον περιορισμό της εναέριας ρύπανσης από τα πλοία είναι το παράρτημα VI της σύμβασης MARPOL, “Regulations for the prevention of air pollution from ships” (1997), με εφαρμογή τον Μάιο του 2005, το οποίο θέτει περιορισμούς στην περιεκτικότητα των καυσαερίων των πλοίων σε οξειδία του αζώτου και θείου, καθώς και ουσίες που καταστρέφουν το στρώμα του όζοντος. Το παραπάνω παράρτημα τροποποιήθηκε το 2008 σχετικά με τις εκπομπές σε NOx και στη περιεκτικότητα του καυσίμου σε θείο. Παράλληλα, τον Νοέμβριο του 2020 ο IMO ενέκρινε τροπολογίες στο ανωτέρω παράρτημα, για την εισαγωγή του δείκτη σχεδιασμού ενεργειακής αποδοτικότητας για υπάρχοντα πλοία (EEXI). [4].

Ταυτόχρονα, η ανάπτυξη των υπολογιστών οδήγησε στην εφαρμογή μεθόδων υπολογιστικής ρευστομηχανικής (Computational Fluid Dynamics – CFD) για τη μελέτη της ροής και καύσης των κινητήρων Diesel. Με τη χρήση CFD, παρέχεται η δυνατότητα της εκτενούς ανάλυσης των παραμέτρων καύσης και της περαιτέρω κατανόησης του μηχανισμού σχηματισμού των αέριων ρύπων. Έτσι, διευκολύνεται η εφαρμογή νέων τεχνικών για τη μείωση των αέριων ρύπων χωρίς να απαιτείται αλλαγή της ποιότητας καυσίμου.

1.2 Σκοπός της Διπλωματικής Εργασίας

Αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η μελέτη εναλλακτικών στρατηγικών έγχυσης καυσίμου σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel, με στόχο τη μείωση των παραγόμενων αέριων ρύπων, συγκεκριμένα των NO_x, διατηρώντας σε ικανοποιητικά επίπεδα τον βαθμό απόδοσης του κινητήρα και τις εκπομπές σωματιδίων αιθάλης. Αναλυτικότερα, πραγματοποιείται επέκταση του προφίλ έγχυσης καυσίμου από έναν κύριο παλμό σε πολλαπλούς παλμούς ανά κύκλο, με την προσθήκη προέγχυσης και πολλαπλών παλμών μετέγχυσης. Εδώ, διερευνάται η επίδραση των παραμέτρων έγχυσης του νέου προφίλ (όπως χρονισμός της έγχυσης, ποσοστό εγχύσεως καυσίμου ανά παλμό κλπ.) στη λειτουργία του κινητήρα, ώστε με κατάλληλη αναπροσαρμογή τους να βρεθεί το νέο προφίλ που ικανοποιεί τους στόχους, χωρίς να απαιτούνται σχεδιαστικές αλλαγές στον κινητήρα. Η παραπάνω τεχνική έγχυσης (split injection) έχει ήδη εφαρμοστεί με επιτυχία στην αυτοκινητοβιομηχανία. Η παρούσα διπλωματική αποτελεί συνέχεια παλαιότερων διπλωματικών εργασιών [1], [2], [3], στις οποίες μελετήθηκε η χρήση διπλού παλμού με προέγχυση/μετέγχυση και τριπλός παλμός με συνδυασμό των δύο.

Στο πλαίσιο της παρούσας διπλωματικής εργασίας χρησιμοποιήθηκε ο κώδικας υπολογιστικής ρευστοδυναμικής KIVA-3 για την αριθμητική προσομοίωση δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel της κατασκευάστριας εταιρείας Winterthur Gas & Diesel (WinGD). Στόχος είναι η εύρεση ενός προσεγγιστικά βέλτιστου προφίλ έγχυσης καυσίμου σε συνθήκες πλήρους φορτίου, μέσω μιας εκτενούς παραμετρικής ανάλυσης των παραμέτρων του προφίλ έγχυσης καυσίμου, έτσι ώστε να επιτυγχάνεται η μείωση των NO_x, με διατήρηση καλών επιπέδων στην ειδική κατανάλωση καυσίμου (Specific Fuel Oil Consumption - SFOC) και στις εκπομπές soot. Για την κατανόηση και ερμηνεία των αποτελεσμάτων της παρούσας μελέτης, χρησιμοποιούνται μέσα οπτικοποίησης του ροϊκού πεδίου και χάρτες θερμοκρασίας - λόγου ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα (χάρτες T-φ).

Ακολούθως παρατίθεται η δομή της παρούσα διπλωματικής εργασίας:

- Στο Κεφάλαιο 2, παρουσιάζονται οι βασικές αρχές λειτουργίας του κινητήρα Diesel και του συστήματος έγχυσης κοινού συλλέκτη (Common Rail System - CRS). Πραγματοποιείται ανάλυση των μηχανισμών σχηματισμού των ρύπων στους κινητήρες Diesel, και, τέλος, παρουσιάζεται μια βιβλιογραφική ανασκόπηση προηγούμενων σχετικών μελετών.
- Στο Κεφάλαιο 3, παρατίθενται τα χαρακτηριστικά του κινητήρα RTflex58T-B που χρησιμοποιήθηκε για την πραγματοποίηση των υπολογισμών της παρούσας εργασίας. Επιπλέον, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα μιας

περίπτωσης αναφοράς, απλού παλμού, με βάση τα οποία τέθηκαν οι επιθυμητοί στόχοι και έγινε η σύγκριση των αποτελεσμάτων. Τέλος, γίνεται μια σύντομη αναφορά σε έννοιες βελτιστοποίησης.

- Στο Κεφάλαιο 4, γίνεται περιγραφή του προβλήματος, και παρουσιάζονται και αναλύονται τα αποτελέσματα εκτενούς παραμετρικής ανάλυσης. Βάσει πολλαπλών δοκιμών και με τη βοήθεια αποτελεσμάτων από προηγούμενες εργασίες, γίνεται η επιλογή του κατάλληλου νέου προφίλ εγχύσεως.
- Στο Κεφάλαιο 5, συγκρίνονται τα αποτελέσματα του τελικού νέου προφίλ, το οποίο επιλέχθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, με αυτά της περίπτωσης αναφοράς.
- Στο Κεφάλαιο 6, παρατίθενται τα συμπεράσματα που εξάγονται από το πλαίσιο της συγκεκριμένης έρευνας και αναφέρονται προτάσεις για μελλοντική έρευνα, σε συνέχεια της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

2. Δίχρονος Ναυτικός Κινητήρας Diesel

2.1 Περιγραφή Δίχρονου Ναυτικού Κινητήρα Diesel

2.1.1 *Ιστορική Αναδρομή*

Ο κινητήρας Diesel έλαβε την ονομασία του από τον Γερμανό εφευρέτη Rudolf Diesel. Ο Diesel αφοσιώθηκε από το 1885 στην κατασκευή ενός θερμικού κινητήρα έναυσης με συμπίεση (Compression Ignition – CI) που θα αντικαταστούσε τις κλασσικές ατμομηχανές της εποχής οι οποίες είχαν μεγάλες θερμικές απώλειες. Σε συνεργασία με την εταιρία Maschinenfabrik - Augsburg AG (MAN), κατάφερε να κατασκευάσει το 1897 τον πρώτο λειτουργικό κινητήρα Diesel με απόδοση 26.2%, έναντι των διαδεδομένων της τότε εποχής ατμομηχανών, με απόδοση μόλις 10%. Στα επόμενα χρόνια, ο κινητήρας αποκτά μεγάλη φήμη και εισήχθη στα οχήματα και στα πλοία [11]. Βασικότερο χαρακτηριστικό του κινητήρα είναι η αυτανάφλεξη του καυσίμου, σε σχέση με του κινητήρες Otto, που απαιτούν εξωτερική θερμική πηγή για την επίτευξη ανάφλεξης. Σημαντική επίσης διαφορά είναι η δυνατότητα της ικανοποιητικής λειτουργίας του κινητήρα με καύσιμα χαμηλής ποιότητας. Πλέον οι απαιτήσεις πρόωσης των εμπορικών πλοίων ικανοποιούνται από τους βραδύστροφους κινητήρες Diesel [5].

2.1.2 *Αρχή Λειτουργίας Δίχρονου Κινητήρα Diesel*

Ο δίχρονος ναυτικός κινητήρας Diesel αποτελεί ουσιαστικά βραδύστροφο ναυτικό κινητήρα και εκτελεί έναν κύκλο λειτουργίας σε δύο χρόνους. Οι δίχρονοι κινητήρες είναι απλούστερες σε διάταξη κατασκευές, και καταλαμβάνουν μεγαλύτερο χώρο σε σχέση με τους τετράχρονους. Επιπρόσθετα, έχουν την δυνατότητα καύσης χειρότερης ποιότητας καυσίμου λόγω του ότι έχουν περισσότερο χρόνο και χώρο για να πραγματοποιηθεί η καύση [5]. Οι σύγχρονοι βραδύστροφοι κινητήρες λειτουργούν σε εύρος ταχύτητας περιστροφής από 57 rpm έως 129 rpm. Η μελέτη λειτουργίας θα πραγματοποιηθεί για ναυτική βραδύστροφη υπερπληρούμενη μηχανή.

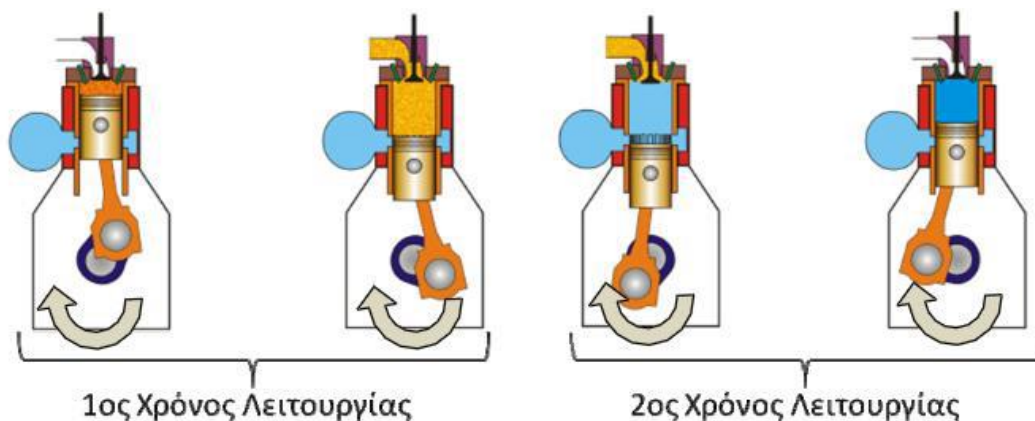
1^{ος} Χρόνος Λειτουργίας (καύση – εκτόνωση – έναρξη εξαγωγής και σαρώσεως)

Όταν το έμβολο βρίσκεται κοντά στο Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ), όπου ολοκληρώνεται η συμπίεση του αέρα, πραγματοποιείται η έγχυση του καυσίμου. Οι συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίες που επικρατούν εντός του θαλάμου καύσης είναι τέτοιες ώστε να προκαλούν την αυτανάφλεξη και καύση του μείγματος καυσίμου – αέρα. Η έγχυση μπορεί να ξεκινήσει από τις -25° προ του ΑΝΣ έως τις 5° και η διάρκειά της να είναι μέχρι και τις 20° μετά το ΑΝΣ. Ακολουθεί η εκτόνωση των καυσαερίων, ωθώντας το έμβολο προς το ΚΝΣ και η απόδοση ωφέλιμου έργου. Μετά τις περίπου 120° από το ΑΝΣ ανοίγουν οι βαλβίδες εξαγωγής όπου και το μεγαλύτερο μέρος το καυσαερίων εξέρχεται από τον θάλαμο. Περί τις 140° μετά το ΑΝΣ αποκαλύπτονται οι θυρίδες εισαγωγής αέρα. Η πίεση στο θάλαμο είναι μικρότερη της πίεσεως σαρώσεως και ως εκ τούτου ο εισαγόμενος αέρας εκτοπίζει τα εναπομείναντα καυσαέρια στον κύλινδρο προς την βαλβίδα εξαγωγής (απόπλυση).

2^{ος} Χρόνος Λειτουργίας (τέλος εξαγωγής και σαρώσεως – συμπίεση)

Το έμβολο ωθείται προς το ΑΝΣ από τον στροφαλοφόρο άξονα. Οι θυρίδες εισαγωγής παραμένουν ανοιχτές έως και τις 230° μετά το ΑΝΣ, όπου και καλύπτονται από το έμβολο. Σε κάποιους κινητήρες για μερικές μοίρες ακόμη οι βαλβίδες εξαγωγής παραμένουν ανοιχτές για καλύτερη απόπλυση του κυλίνδρου. Με το κλείσιμο τους πραγματοποιείται η συμπίεση του αέρα.

Στην Εικόνα 1 παρουσιάζεται μια σχηματική αναπαράσταση των χρόνων που περιγράφηκαν παραπάνω.



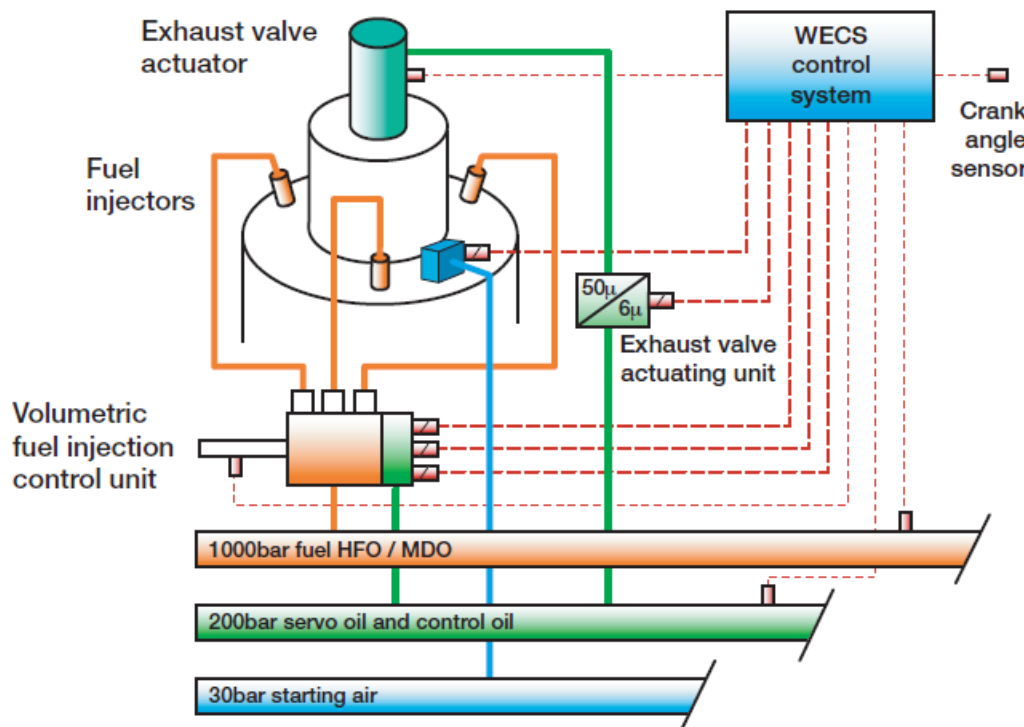
Εικόνα 1: Σχηματική αναπαράσταση χρόνων λειτουργίας δίχρονου κινητήρα Diesel [1].

Για την αύξηση ισχύος των ναυτικών μηχανών χρησιμοποιείται σε πολλές περιπτώσεις σύστημα στροβιλοπλήρωσης για την αύξηση της πίεσης του αέρα εισαγωγής (υπερπλήρωση), με εκμετάλλευση της ενέργειας των καυσαερίων. Μετέπειτα απαιτείται ψύξη του αέρα πλήρωσης για αύξηση της πυκνότητάς του. Ο στροβιλο-υπερπληρωτής αυξάνει την παροχή και την πυκνότητα του αέρα, δίνοντας τη δυνατότητα αύξησης της ποσότητας εγχεόμενου καυσίμου ώστε να αυξηθεί ισχύς, διατηρώντας το ίδιο μέγεθος κινητήρα [5].

2.2 Συστήματα Έγχυσης Κοινού Συλλέκτη (Common Rail System – CRS)

Η έγχυση του καυσίμου λαμβάνει χώρα κατά τη φάση ολοκλήρωσης της συμπίεσης του αέρα, όπου οι συνθήκες εντός του θαλάμου καύσης ευνοούν τη διεργασία της καύσης. Μέχρι το τέλος του 20^{ου} αιώνα, τα πιο διαδεδομένα συστήματα έγχυσης καυσίμου στα πλοία ήταν μηχανικά, υποκινούμενα από τη λειτουργία του κινητήρα. Αυτός ο τύπος συστήματος φέρει έναν αριθμό εμβόλων – αντλιών που αντιστοιχούν στον αριθμό κυλίνδρων της μηχανής. Τα έμβολα παλινδρομούν οδηγούμενα από τα έκκεντρα ενός εκκεντροφόρου άξονα, που με την σειρά του περιστρέφεται βάσει μετάδοσης της περιστροφικής κίνησης από τον στροφαλοφόρο άξονα της μηχανής, έτσι ώστε να διατηρείται ο κατάλληλος χρονισμός. Το καύσιμο στη συνέχεια οδηγείται στην αντλία, και με την κίνηση των εμβόλων γύρω από τον άξονα της αντλίας δημιουργείται η απαιτούμενη υψηλή πίεση για την έγχυση του καυσίμου [5]. Έτσι, ο χρονισμός και η ποσότητα του καυσίμου ανά εμβολισμό συνδέεται δυναμικά με τη μεταβολή της λειτουργίας του κινητήρα.

Η ανάγκη για πλήρη έλεγχο της διεργασίας της καύσης, με στόχο τη βέλτιστη κατανάλωση καυσίμου και τη μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων οδήγησε προς την καινοτομία συστημάτων ελεγχόμενης καύσης. Επιτυχημένη εφαρμογή στους ναυτικούς κινητήρες ήταν το σύστημα έγχυσης κοινού συλλέκτη καυσίμου (CRS), όπου η έγχυση ελέγχεται ηλεκτρονικά προσφέροντας ευελιξία στη ρύθμιση των παραμέτρων έγχυσης καυσίμου (βλ. Εικόνα 2).



Εικόνα 2: Διάταξη Common Rail System ναυτικού κινητήρα Diesel RT-flex της εταιρίας WinGD [16].

Στο συγκεκριμένο σύστημα η αντλία χαμηλής πίεσης καταθλίβει το καύσιμο από τη δεξαμενή στην αντλία υψηλής πίεσης. Στη συνέχεια, μια σειρά αντλιών υψηλής πίεσης οδηγούν το καύσιμο, υπό σταθερή πίεση (περί τα 1000 bar), στον κοινό συλλέκτη (common rail). Ακολούθως, το καύσιμο διανέμεται στους εγχυτήρες από τη μονάδα ελέγχου έγχυσης καυσίμου του κάθε κυλίνδρου. Η κάθε μονάδα ελέγχεται ηλεκτρονικά από μια κεντρική μονάδα ελέγχου (Injection Control Unit - ICU) μέσω ενός ειδικού δικτύου λαδιού. Η κεντρική μονάδα στέλνει σήμα σε μια ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα να ανοίξει, και πραγματοποιείται ο ψεκασμός καυσίμου. Έτσι, το παραπάνω σύστημα έχει τη δυνατότητα να καθορίζει πλήρως το χρονικό προφίλ της έγχυσης και την ποσότητα του εγχεόμενου καυσίμου [33]. Εν γένει, το CRS αποτελεί μικρότερο σε μέγεθος σύστημα από το προγενέστερο σύστημα μηχανικής έγχυσης.

Η χρήση του συστήματος κοινού συλλέκτη στις ναυτικές εφαρμογές είναι πλέον πολύ διαδεδομένη, και τα πλεονεκτήματά του είναι τα ακόλουθα:

- Ανεξαρτησία μεταξύ αντλίας υψηλής πίεσης και εγχυτήρων. Κατ' αυτόν τον τρόπο η πίεση έγχυσης καυσίμου δεν επηρεάζεται από τις στροφές του κινητήρα, και ο κάθε εγχυτήρας μπορεί και ελέγχεται ανεξάρτητα από τους υπόλοιπους.
- Μεγάλη ακρίβεια στον έλεγχο του ανοίγματος και κλεισίματος της βαλβίδας, καθιστώντας δυνατή τη ρύθμιση του χρονισμού έγχυσης αλλά και του αριθμού των ψεκασμών στον ίδιο κύκλο λειτουργίας του κινητήρα.
- Μηχανική ανεξαρτησία των εγχυτήρων από την αντλία καυσίμου. Έτσι, επιτυγχάνεται ο πλήρης έλεγχος σε όλα τα εύρη λειτουργίας του κινητήρα, γεγονός το οποίο οδηγεί σε καλύτερη ποιότητα καύσης και συνεπώς μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων και μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Ταυτόχρονα, έχουμε καλύτερη ανταπόκριση του κινητήρα σε χαμηλά φορτία και κατά την εκκίνησή του.
- Μικρότερο μέγεθος έναντι των μηχανικών συστημάτων έγχυσης, εξοικονομώντας χώρο στο μηχανοστάσιο.

Το σύστημα του κοινού συλλέκτη που περιγράφηκε εδώ παρέχει πλήρη αυτονομία του συστήματος έγχυσης, και καθιστά δυνατή την εφαρμογή των στρατηγικών έγχυσης καυσίμου που μελετώνται στην παρούσα εργασία.

2.3 Σχηματισμός Ρύπων

2.3.1 *Γενικά*

Ένα από τα σημαντικότερα ζητήματα που καλείται να αντιμετωπίσει η παγκόσμια ναυτιλιακή κοινότητα είναι η μείωση των αέριων ρύπων από τη ναυτιλιακή δραστηριότητα. Όπως σημειώνεται στο Κεφάλαιο 1, οι κυριότεροι αέριοι ρύποι που παράγονται από τους ναυτικούς κινητήρες Diesel είναι τα οξειδία του αζώτου (NO_x), τα οξειδία του θείου (SO_x), τα σωματίδια αιθάλης (soot), οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC) και τα αέρια του θερμοκηπίου.

Από τις παραπάνω εκπομπές, η μόνη που δεν επηρεάζεται από τις συνθήκες καύσης αλλά από το ίδιο το καύσιμο είναι τα οξειδία του θείου. Τα ναυτιλιακά καύσιμα είναι χαμηλότερης ποιότητας καύσιμα έναντι των υπολοίπων καυσίμων μεταφορών, και έχουν υψηλότερη περιεκτικότητα σε θείο. Κατά την καύση δημιουργούνται υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες, και το θείο οξειδώνεται και σχηματίζει διοξείδιο του θείου (SO₂), και ένα μικρό μέρος του οξειδώνεται σε τριοξείδιο του θείου (SO₃). Προς αντιμετώπιση των παραγόμενων εκπομπών σύμφωνα με το αναθεωρημένο παράρτημα VI της MARPOL, τα οξειδία του θείου ελέγχονται με περιορισμούς τόσο σε περιοχές ελέγχου εκπομπών (Emission Control Areas – ECAs) όσο και εκτός αυτών, και τίθενται (εμμέσως) όρια στην περιεκτικότητα των καυσαερίων σε θείο. Αυτό πραγματοποιείται με χρήση καυσίμων χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο ή με συστήματα επεξεργασίας καυσαερίων (scrubbers) [7].

Οι υπόλοιποι παραγόμενοι ρύποι εξαρτώνται τόσο από τις συνθήκες του θαλάμου καύσης, δηλαδή την πίεση, την τοπική θερμοκρασία εντός του θαλάμου καύσης και τον λόγο ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα, όσο και από την ποιότητα του καυσίμου και κυλινδρελαίου.

Οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες δημιουργούνται κατά την ατελή καύση σε περιοχές φτωχές σε οξυγόνο, όταν το η φλόγα έρχεται σε επαφή με τα τοιχώματα του κυλίνδρου και από επιστάξεις καυσίμου από τον νεκρό χώρο στα ακροφύσια των εγχυτήρων κατά το τέλος του κύκλου. Επιπλέον, η δημιουργία άκαυστων υδρογονανθράκων ευνοείται σε συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας που απέχουν από τις αντίστοιχες συνθήκες καύσης κοντά στο ΑΝΣ. Αυτό το φαινόμενο παρατηρείται κυρίως σε χαμηλά φορτία, που οι συνθήκες δεν είναι κατάλληλες ώστε να γίνει με επιθυμητό τρόπο η καύση των υδρογονανθράκων. Ωστόσο, η τελική περιεκτικότητα των καυσαερίων σε HC είναι μικρή λόγω του υπερπληρούμενου αέρα, δημιουργώντας περίσσεια οξυγόνου, έτσι ώστε να λαμβάνει χώρα η οξείδωσή τους, παράγοντας διοξείδιο του άνθρακα και νερό.

Ένα ακόμη αποτέλεσμα της ατελούς καύσης είναι η παραγωγή μονοξειδίου του άνθρακα (CO). Σε περιοχές πλούσιες σε καύσιμο, η τέλεια καύση είναι αδύνατη, με αποτέλεσμα να παράγεται CO. Στους ναυτικούς κινητήρες, οι οποίοι λειτουργούν με φτωχά μείγματα καυσίμου – αέρα, οι εκπομπές σε CO είναι μικρές, και λόγω του αυξημένου χρόνου παραμονής το μονοξείδιο του άνθρακα οξειδώνεται σε διοξείδιο του άνθρακα (CO₂), το οποίο είναι υπεύθυνο για το φαινόμενο του θερμοκηπίου, και η παραγωγή του είναι αναπόφευκτη.

Κύριος στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι ο περιορισμός της εκπομπής NO_x, λόγω της δυσκολίας και σημασίας περιορισμού τους. Η ανάλυση των μηχανισμών σχηματισμού τους γίνεται στα παρακάτω υποκεφάλαια.

2.3.2 Οξείδια του Αζώτου (NO_x)

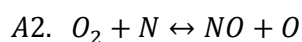
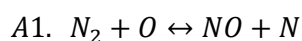
Οι κυριότερες ενώσεις NO_x που παράγονται από τους κινητήρες Diesel είναι το μονοξείδιο του αζώτου (NO) και το διοξείδιο του αζώτου (NO₂).

Το κυριότερο συστατικό των NO_x είναι το μονοξείδιο του αζώτου. Η βασικότερη πηγή του είναι το ατμοσφαιρικό (μοριακό) άζωτο και δευτερεύουσα πηγή

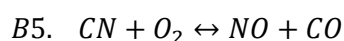
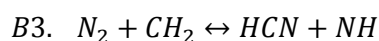
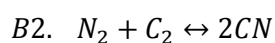
είναι η περιεκτικότητα καυσίμου σε άζωτο. Ωστόσο, η τελευταία αποτελεί μικρό ποσοστό του αζώτου που παρουσιάζεται εντός του θαλάμου καύσης [34]. Ο σχηματισμός του πραγματοποιείται κατά τρεις τρόπους:

- Θερμικό NO (thermal) στην περιοχή των καυσαερίων
- Άμεσο NO (prompt) στην περιοχή της φλόγας
- Ενδιάμεσο NO στην περιοχή περίσσειας αέρα

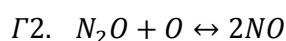
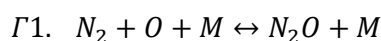
Το θερμικό NO σχηματίζεται σε υψηλές θερμοκρασίες όπου υπάρχει περίσσεια O₂, O και OH, και αποτελεί το 80% με 95% των παραγόμενων NO. Ο ρυθμός εξέλιξης του θερμικού μηχανισμού καθορίζεται από την αντίδραση A1, παρακάτω. Η διάσπαση του ισχυρού τριπλού δεσμού N₂ απαιτεί μεγάλη ενέργεια ενεργοποίησης, και επομένως είναι εφικτή μόνο σε υψηλές θερμοκρασίες, της τάξης των 1800 K και άνω. Ταυτόχρονα, ο θερμικός μηχανισμός εξαρτάται από την παρακάτω αντίδραση A2, αλλά σε μικρότερο βαθμό, η οποία απαιτεί περίσσεια σε O₂ και έχει αρκετά χαμηλότερη ενέργεια ενεργοποίησης. Τονίζεται ότι ο σχηματισμός του θερμικού NO ευνοείται στους βραδύστροφους ναυτικούς Diesel, όπου η καύση γίνεται με πιο αργό ρυθμό, και υπάρχει επαρκής χρόνος για τον σχηματισμό του. Οι αντιδράσεις του μηχανισμού για τον σχηματισμό θερμικού NO (μηχανισμός Zeldovich) είναι [8], [9]:

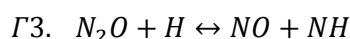


Το άμεσο NO σχηματίζεται από το διαθέσιμο N₂ και τις ελεύθερες ρίζες (radicals) υδρογονανθράκων που προέρχονται από το καύσιμο, στην περιοχή της φλόγας. Ο ταχύς μηχανισμός βάσει του οποίου δημιουργείται το άμεσο NO λαμβάνει χώρα σε περιοχές πλούσιες σε καύσιμο και χαμηλότερες θερμοκρασίες συγκριτικά με τον θερμικό μηχανισμό. Με αύξηση της θερμοκρασίας, η παραγωγή ελευθέρων ριζών O, CH και CH₂ εντείνεται, και ως εκ τούτου και ο ρυθμός εξέλιξης του μηχανισμού. Κάποιες ενδεικτικές αντιδράσεις του ταχέως μηχανισμού (ή μηχανισμού Fenimore) για τον σχηματισμό του άμεσου NO είναι [9]:

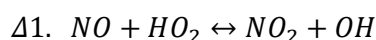


Ο μηχανισμός σχηματισμού ενδιάμεσου NO είναι αποτέλεσμα του σχηματισμού υποξειδίου του αζώτου (N₂O), και στη συνέχεια της αντίδρασής του με το ατομικό υδρογόνο και το ατομικό οξυγόνο, προς σχηματισμό NO. Ο σχηματισμός εντείνεται σε περιοχές περίσσειας αέρα και με τη αύξηση της πίεσης. Ο ενδιάμεσος μηχανισμός αντιστοιχεί στις ακόλουθες αντιδράσεις [9]:

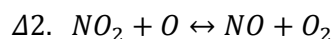




Το διοξείδιο του αζώτου αποτελεί το 10% με 30% των παραγόμενων NOx στους κινητήρες Diesel. Το NO₂ είναι ένα πολύ ισχυρό οξειδίο, και πιο τοξικό από το NO ως προς τον ανθρώπινο οργανισμό. Ο σχηματισμός του προκύπτει από τον μετασχηματισμό του NO σε NO₂, στις περιοχές της φλόγας, σύμφωνα με τον ακόλουθο μηχανισμό:



Ωστόσο, στην περιοχή των καυσαερίων, το NO₂ αντιδρά με το ατομικό οξυγόνο και μετασχηματίζεται πάλι σε NO, και συνεπώς μειώνεται το ποσοστό του NO₂ που παράγεται από τη διεργασία της καύσης. Ο μηχανισμός μετασχηματισμού του σε NO είναι:



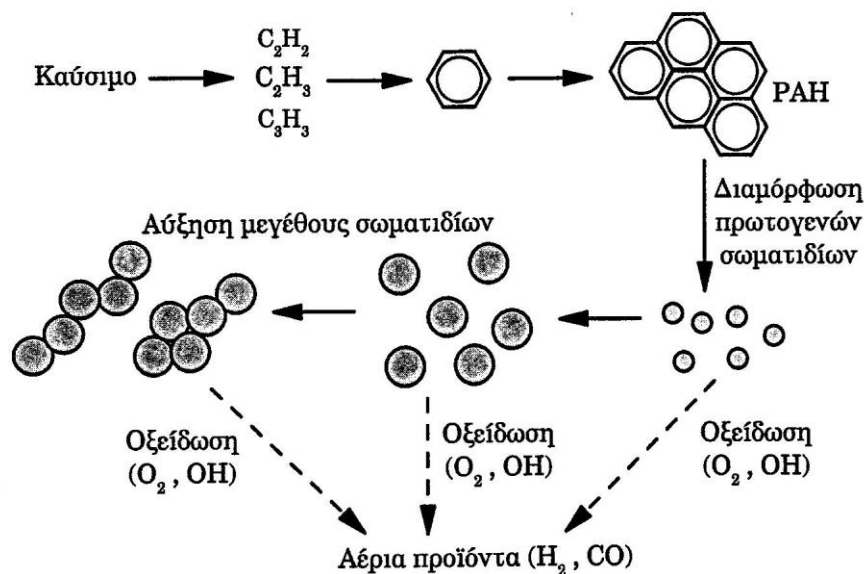
Όμως, λόγω της ανάμειξης των θερμών καυσαερίων με τον ψυχρό αέρα σαρώσεως μειώνεται η θερμοκρασία των καυσαερίων και σταματάει η ενδόθερμη αντίδραση αποσύνθεσης του NO₂ [8].

2.3.3 Σωματίδια Αιθάλης (Soot)

Αποτέλεσμα της ατελούς καύσης των υδρογονανθράκων είναι η παραγωγή σωματιδίων αιθάλης. Σε ένα μικρότερο ποσοστό, στην παραγωγή αιθάλης συμβάλλει και το κυλινδρέλαιο. Σε θερμοκρασίες άνω των 500 °C, τα σωματίδια αιθάλης αποτελούνται από συστάδες ακανόνιστα διατεταγμένων μικρών σφαιρικών σωματιδίων άνθρακα τα οποία αποκαλούνται πρωτογενή σωματίδια. Σε θερμοκρασίες κάτω των 500 °C, η πορώδης επιφάνεια των σωματιδίων αιθάλης προσφέρει την ικανότητα προσρόφησης μοριακών ενώσεων υψηλού μοριακού βάρους, όπως βαρέων μετάλλων, πολυκυκλικών αρωματικών υδρογονανθράκων, θεικών και νιτρικών αλάτων και άλλων καρκινογόνων ουσιών [34]. Το φαινόμενο σχηματισμού των σωματιδίων αιθάλης εξαρτάται από τον λόγο ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα και από τη θερμοκρασία, ενώ το μέγεθός τους κυμαίνεται από τα 10 nm έως τα 100 nm. Στους κινητήρες Diesel οι μεγαλύτερες συγκεντρώσεις αιθάλης παρατηρούνται στη κεντρική περιοχή του ψεκασμού, όπου το μείγμα καυσίμου – αέρα είναι πλούσιο, και οι θερμοκρασίες είναι άνω των 1200 K. Σε χαμηλότερες θερμοκρασίες δεν ευνοείται ο σχηματισμός των τρισδιάστατων σωματιδίων λόγω της απουσίας ελεύθερων ριζών. Έτσι, κατά την έναρξη της έγχυσης έχουμε απότομη αύξηση της συγκέντρωσης, και όταν η έγχυση σταματάει η πολύ υψηλή τιμή συγκέντρωσης μειώνεται σημαντικά. Επίσης, για θερμοκρασίες άνω των 2000 K, το φαινόμενο περιορίζεται λόγω της οξειδωσης της αιθάλης [8]. Τα σωματίδια αιθάλης θωρούνται από τους πλέον επικίνδυνους ρύπους λόγω του ότι η εισπνοή τους μπορεί να προκαλέσει ασθένειες και καρκινογενέσεις στο αναπνευστικό σύστημα. Σε μικρά μεγέθη (κάτω των 25 nm) επικάθονται στις κυψελίδες των πνευμόνων, προκαλώντας βλάβες. Έρευνες καταδεικνύουν αυξημένη νοσηρότητα και θνησιμότητα σε αστικά κέντρα εξαιτίας των αιρούμενων σωματιδίων αιθάλης [9].

Η φυσικοχημική διεργασία παραγωγής των σωματιδίων αιθάλης είναι ιδιαίτερα περίπλοκη, και μέχρι και σήμερα πραγματοποιούνται έρευνες για κατανόηση του μηχανισμού της. Από την ήδη υπάρχουσα γνώση επί του πεδίου, έχουν καταδειχθεί τέσσερα βασικά στάδια κατά τον σχηματισμό της αιθάλης [9], [34] (βλ. και Εικόνα 3):

- Σε πρώτο στάδιο, οι πολυκυκλικοί αρωματικοί υδρογονάνθρακες (polycyclic aromatic hydrocarbons – PAH) θεωρούνται οι πρόδρομοι του σχηματισμού αιθάλης. Η παρουσία του ακετυλενίου (C_2H_2), το οποίο παράγεται κατά την καύση σε περιοχές πλούσιες σε καύσιμο, ευνοεί την επιφανειακή επέκταση των χημικών ενώσεων PAH.
- Σε δεύτερο στάδιο, πραγματοποιείται ο σχηματισμός των πρωτογενών σωματιδίων από την ένωση των PAH. Κατά αυτόν τον τρόπο διαμορφώνονται οι αρχικοί πυρήνες μικρής διαμέτρου αιθάλης.
- Στο τρίτο στάδιο πραγματοποιείται η αύξηση του μεγέθους των πρωτογενών σωματιδίων και η απόκτηση τρισδιάστατης μορφής (σχεδόν σφαιρική) μέσω μια σειράς μηχανισμών. Αρχικά λαμβάνει χώρα η περεταίρω επιφανειακή ανάπτυξή τους με την παρουσία υδρογονανθράκων, είτε μέσω χημικών αντιδράσεων με το ακετυλένιο είτε μέσω της αφυδρογόνωσης, δημιουργώντας σωματίδια με μεγάλο κλάσμα άνθρακα. Ταυτόχρονα, οι συγκρούσεις μεταξύ των πυρήνων οδηγούν σε συνένωσή τους. Όταν πλέον έχει σταματήσει η επιφανειακή ανάπτυξη, η συσσωμάτωση των σωματιδίων δημιουργεί μεγαλύτερες αλυσίδες σωματιδίων αιθάλης. Τα παραγόμενα σωματίδια εμπεριέχουν μεγάλο ποσοστό σε άνθρακα (περίπου στα 10^5 έως 10^6 άτομα άνθρακα).
- Στο τελευταίο στάδιο του σχηματισμού τους πραγματοποιείται οξείδωση των σωματιδίων αιθάλης με ενώσεις όπως OH , O ή O_2 . Αποτέλεσμα της οξείδωσης είναι η δημιουργία αέριων προϊόντων και η μείωση της μάζας των σωματιδίων. Η διεργασία αυτή εξαρτάται από την τοπική θερμοκρασία του θαλάμου, την πίεση και τον βαθμό ανάμειξης του μίγματος καυσίμου – αέρα. Ο ρυθμός οξείδωσης μεγιστοποιείται όταν η συγκέντρωση του O_2 και ελεύθερων ριζών OH αυξάνεται από την ανάμιξη με τον αέρα. Με την πτώση της θερμοκρασίας ο ρυθμός οξείδωσης μειώνεται. Στους κινητήρες Diesel, στους οποίους οι αναπτυσσόμενες θερμοκρασίες είναι υψηλές, γύρω στο 90% της παραγόμενης αιθάλης (και περισσότερο) οξειδώνεται.



Εικόνα 3: Μηχανισμός σχηματισμού αιθάλης [9].

Όπως προκύπτει από τα παραπάνω, η ποσότητα της παραγόμενης αιθάλης εξαρτάται από ποικίλους παράγοντες όπως η σύσταση και η συγκέντρωση του καυσίμου, οι συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας, ο χρόνος που απαιτείται για την οξείδωση της, το επίπεδο τυρβώδους ανάμειξης κ.α. Να σημειωθεί ότι όταν οι συνθήκες εντός του θαλάμου καύσης είναι ευνοϊκές για τον σχηματισμό της, η ταχύτητα δημιουργίας είναι αρκετά υψηλή. Η μοντελοποίηση της αιθάλης πραγματοποιείται με βάση τη παραγόμενη και την οξειδούμενη [8],[9].

2.3.4 Διατάξεις και Κανονισμοί

Όπως προαναφέρθηκε, η ανάγκη για προστασία του περιβάλλοντος και της ανθρώπινης υγείας από τους εκπεμπόμενους ρύπους οδήγησε τον Διεθνή Ναυτιλιακό Οργανισμό (International Maritime Organization – IMO) στην επιβολή κανονισμών για τα ανώτατα επιτρεπτά όρια των εκπομπών, με το παράρτημα VI της σύμβασης MARPOL 73/78 για τον περιορισμό της ατμοσφαιρικής ρύπανσης από τα πλοία. Οι περιορισμοί που θέτει το συγκεκριμένο παράρτημα της MARPOL αφορούν στις εκπομπές των πλοίων σε οξειδία του θείου (SO_x) και οξειδία του αζώτου (NO_x), και απαγορεύουν τις εκούσιες εκπομπές ουσιών που καταστρέφουν το όζον (ODS), με τις τελευταίες να ελέγχονται επίσης και από τους κανονισμούς ανακύκλωσης των πλοίων. Ταυτόχρονα, το παράρτημα VI ρυθμίζει επίσης την αποτέφρωση στα πλοία και τις εκπομπές πτητικών οργανικών ενώσεων (VOC) από τα δεξαμενόπλοια. Αντίστοιχοι κανονισμοί για τους ρύπους σε σωματίδια αιθάλης δεν έχουν τεθεί ακόμα, αλλά αναμένονται στο προσεχές μέλλον. Για τις εκπομπές NO_x, τα θεσπισμένα όρια αναφέρονται σε τρία πρότυπα επίπεδα, γνωστά ως Tier I, II & III. Τα δύο αναφέρονται σε παγκόσμιο επίπεδο και το τρίτο έχει εφαρμογή σε συγκεκριμένες περιοχές ελέγχου (Emission Control Areas – ECAs), όπως λιμάνια ή περιοχές περιβαλλοντικής ευαισθησίας [10].

Οι περιορισμοί που θέτει ο Κανονισμός 13 της σύμβασης MARPOL Παράρτημα VI αφορά στους ναυτικούς κινητήρες Diesel με παραγόμενη ισχύ άνω των 130 kW. Οι περιορισμοί είναι συνάρτηση της μέγιστης περιστροφικής ταχύτητας της μηχανής και του έτους κατασκευής, όπως αποτυπώνεται στον Πίνακα 1.

Tier	Date	NOx Limit, g/kWh		
		n < 130	130 ≤ n < 2000	n ≥ 2000
Tier I	2000	17.0	45 · n ^{-0.2}	9.8
Tier II	2011	14.4	44 · n ^{-0.23}	7.7
Tier III	2016†	3.4	9 · n ^{-0.2}	1.96

† In NOx Emission Control Areas (Tier II standards apply outside ECAs).

Πίνακας 1: Όρια εκπομπών οξειδίων του αζώτου (g/kWh) για ναυτικούς κινητήρες Diesel κατά MARPOL Παράρτημα VI. Οι αναγραφόμενες χρονολογίες αφορούν στο έτος κατασκευής της μηχανής [10].

Οι εκπομπές σε οξείδια του θείου περιορίζονται βάσει της περιεκτικότητας του καυσίμου σε θείο. Στον Πίνακα 2 παρουσιάζονται οι περιορισμοί που θέτει ο Κανονισμός 14 του Παραρτήματος VI για τις περιοχές ελέγχου (ECAs) και για πλεύση σε ανοιχτή θάλασσα.

Date	Sulfur Limit in Fuel (% m/m)	
	SOx ECA	Global
2000	1.5%	4.5%
2010.07	1.0%	
2012	0.1%	3.5%
2015		0.5%
2020		

Πίνακας 2: Όρια περιεκτικότητας ναυτλιακών καυσίμων σε θείο κατά MARPOL Παράρτημα VI [10].

Εναλλακτικά, μπορεί να εφαρμοστεί σύστημα επεξεργασίας των καυσαερίων για τη μείωση της συνολικής εκπομπής οξειδίων του θείου από πλοία, περιορίζοντας το συνολικό βάρος των οξειδίων σε 6.0 g SOx/kW·h ή λιγότερο.

Τέλος, για τη διασφάλιση της προστασίας του περιβάλλοντος από το φαινόμενο του θερμοκηπίου λόγω των εκπομπών CO₂ από τους ναυτικούς κινητήρες, υιοθετήθηκαν το 2011 από τον IMO δύο μηχανισμοί, με σκοπό τον έλεγχο της ενεργειακής αποδοτικότητας των πλοίων. Συγκεκριμένα, ο ενεργειακός δείκτης EEDI (Energy Efficiency Design Index) για νέα πλοία, και το ενεργειακό πλάνο SEEMP (Ship Energy Efficiency Management Plan) [10].

2.3.5 Τεχνικές Μείωσης Ρύπων

Η μείωση των παραγόμενων ρύπων από τους κινητήρες Diesel είναι δυνατή σε δύο κατευθύνσεις. Πρώτον με τη χρήση εξωτερικών συστημάτων επεξεργασίας καυσαερίων, και δεύτερον με αναπροσαρμογές στη διεργασία της καύσης.

Όσο αναφορά στις εξωτερικές τεχνικές για μείωση των ρύπων, πραγματοποιείται επεξεργασία των καυσαερίων στην εξαγωγή του κινητήρα. Η αγορά

προσφέρει πολλά συστήματα για την επεξεργασία των καυσαερίων με σκοπό τη μείωση των βασικών εκπομπών των μηχανών Diesel. Μια από τις πιο διαδομένες εφαρμογές είναι η χρήση καταλύτη. Οι καταλύτες οξείδωσης (Diesel Oxidation Catalysts – DOC) αποτελούν μια λύση για την οξείδωση του CO και HC των αιωρούμενων σωματιδίων των καυσαερίων σε ακίνδυνα προϊόντα. Ωστόσο, ο συγκεκριμένος τύπος καταλύτη μπορεί να προάγει την οξείδωση μη επιθυμητών προϊόντων, όπως είναι ο σχηματισμός θεικού οξέος (H_2SO_4) ή θεικών σωματιδίων, συνεισφέροντας στις συνολικές εκπομπές σωματιδίων.

Για τη μείωση των NOx υπάρχουν δύο τύποι καταλύτη οξείδωσης διαθέσιμοι με τη χρήση «αναγωγικών». Ο πρώτος τύπος είναι το σύστημα απορρόφησης NOx (Lean NOx Trap – LNT), όπου τα οξείδια του αζώτου προσροφώνται από ένα μικροπορώδες αργυλοπυριτικό ορυκτό όπως ο ζεόλιθος, και στη συνέχεια, με την παρουσία υδρογονανθράκων, που εμπεριέχονται στο καύσιμο, ανάγονται σε άζωτο. Οι υδρογονάνθρακες προσροφώνται σε χαμηλές θερμοκρασίες από τον ζεόλιθο και απελευθερώνονται σε μια συγκεκριμένη θερμοκρασία για τη μετατροπή των NOx. Ο δεύτερος τύπος είναι η παρεμβολή επιλεκτικού καταλύτη (Selective Catalytic Reduction – SCR) στην εξαγωγή, με χρήση ως αναγωγικού ουρίας ή αμμωνίας, με την πρώτη να είναι προτιμότερη λύση λόγω της μεγαλύτερης ευκολίας στην αποθήκευση και διαχείρισή της. Η ουρία στην πρώτη υδρόλυση στον καταλύτη παράγει αμμωνία και διοξείδιο του άνθρακα, το οποίο αντιδρά με τα NOx, μετατρέποντάς τα σε άζωτο.

Για τη μείωση της αιθάλης, μια τεχνική που χρησιμοποιείται, κυρίως στην αυτοκινητοβιομηχανία, είναι η τοποθέτηση παγίδας σωματιδίων (Diesel Particulate Filters – DPF) στην έξοδο των καυσαερίων. Το πιο διαδεδομένο μέσο διήθησης είναι ο κεραμικός μονόλιθος, που παγιδεύει τα σωματίδια, καθώς τα καυσαέρια ρέουν μέσα από τα πορώδη τοιχώματά του. Μειονέκτημα του συγκεκριμένου συστήματος είναι η ανάγκη για περιοδικό καθαρισμό και η αρνητική επίδραση στη λειτουργία του κινητήρα, καθώς οδηγεί σε πτώση της πίεσης στην έξοδο καυσαερίων, και συνεπώς σε αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου [12], [35]. Τέλος, διαδεδομένη τεχνική μείωσης των ρύπων είναι η τοποθέτηση συσκευών καταιονισμού των καυσαερίων (Exhaust Gas Scrubbers – EGS), μειώνοντας δραστικά τα SOx και τα σωματίδια αιθάλης. Σε αυτό το σύστημα πραγματοποιείται καταιονισμός των καυσαερίων με θαλασσίνο ή γλυκό νερό με προσθήκη αλκαλικού χημικού για ουδετεροποίηση των οξέων.

Εναλλακτικά, έχουν αναπτυχθεί μέθοδοι που επεμβαίνουν στη διεργασία της καύσης του κινητήρα. Στόχος των τεχνικών αυτών είναι η μείωση των εκπομπών που σχετίζονται άμεσα με τις συνθήκες καύσης, όπως είναι τα οξείδια του αζώτου και τα σωματίδια αιθάλης. Διαδεδομένη τεχνική για τη μείωση των NOx είναι η ανακυκλοφορία των καυσαερίων (Exhaust Gas Recirculation – EGR). Στη μέθοδο αυτή, πραγματοποιείται επεξεργασία και ανάμειξη των καυσαερίων του κινητήρα με τον εισαγόμενο αέρα. Αποτέλεσμα είναι η αύξηση των αδρανών αερίων στο θάλαμο καύσης, προκαλώντας μείωση του διαθέσιμου οξυγόνου, και συνεπώς μείωση της θερμοκρασίας καύσης και μείωση των παραγόμενων NOx. Ωστόσο, η συγκεκριμένη μέθοδος συνοδεύεται με αύξηση του μαύρου καπνού, των σωματιδίων και των άκαυστων υδρογονανθράκων [3]. Μια άλλη μέθοδος είναι η αύξηση της υγρασίας του αέρα σαρώσεως. Με αυτό τον τρόπο μειώνεται η θερμοκρασία στην περιοχή της φλόγας λόγω της υψηλής θερμοχωρητικότητας του νερού, ενώ ταυτόχρονα μειώνεται

η συγκέντρωση σε μοριακό οξυγόνο οδηγώντας σε πιο αργό σχηματισμό θερμικού NO [2]. Μια εναλλακτική μέθοδος είναι η χρήση μηχανών καύσης ομογενοποιημένου μείγματος (κινητήρες HCCI). Ουσιαστικά πραγματοποιείται εδώ αναδιαμόρφωση του θαλάμου καύσης, ώστε να διαφέρει ως προς τη μέθοδο ανάφλεξης του μείγματος έναντι των συμβατικών μηχανών. Οι μηχανές HCCI δεν διαθέτουν σπινθηριστή ή εγχυτήρα καυσίμου, και η εκτόνωση του μείγματος συμβαίνει ταυτόχρονα σε πολλαπλές περιοχές όταν το ομογενές μείγμα φτάσει τη χημική ενέργεια ενεργοποίησης, και ελέγχεται πλήρως από τη χημική κινητική του μείγματος. Αποτέλεσμα είναι η χαμηλή θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου και χαμηλές θερμοκρασίες κατά την εκτόνωση, οδηγώντας σε μειωμένες εκπομπές NOx. (Στους συμβατικούς Diesel, η τοπική θερμοκρασία ξεπερνά τους 1800 – 2000 K ευνοώντας την παραγωγή θερμικών NOx). Επιπρόσθετα, απόρροια της καλής προανάμειξης του μείγματος (ομογενές) είναι η απουσία περιοχών πλούσιων σε καύσιμο στον θάλαμο καύσης, γεγονός που συμβάλλει στην ελάττωση των παραγόμενων εκπομπών σωματιδίων αιθάλης [22],[23]. Τέλος, διαδεδομένη τεχνική για τη μείωση των ρύπων στον τομέα της αυτοκινητοβιομηχανίας είναι η πολλαπλή έγχυση καυσίμου (multiple injection). Η δυνατότητα αυτή παρέχεται από τη χρήση του συστήματος κοινού συλλέκτη (CRS), κάνοντας εφικτή την ηλεκτρονικά ελεγχόμενη έγχυση. Η ανάλυση της παραπάνω μεθόδου θα γίνει αναλυτικότερα στο επόμενο υποκεφάλαιο.

2.3.6 Στρατηγικές Έγχυσης Καυσίμου

Αποτελεσματική μέθοδος για τη μείωση των αέριων ρύπων είναι οι εναλλακτικές στρατηγικές έγχυσης καυσίμου. Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η εφαρμογή της μεθόδου πολλαπλών εγχύσεων καυσίμου ανά κύκλο στους δίχροτους ναυτικούς κινητήρες και η διερεύνηση μιας βέλτιστης στρατηγικής έγχυσης. Η αποτελεσματική χρήση της μεθόδου αποτελεί ένα πολυ-παραμετρικό πρόβλημα, και για την κατανόησή της χρειάζεται να αναλυθούν οι επιμέρους παράμετροι που επιδρούν στη λειτουργία του κινητήρα. Με στόχο τη συμμόρφωση με τα θεσπισμένα όρια για τους αέριους ρύπους έχουν πραγματοποιηθεί αρκετές μελέτες όσον αναφορά στη συσχέτιση των εκπομπών με στρατηγικές έγχυσης καυσίμου, κατεδεικνύοντας τη διαμόρφωση του προφίλ της έγχυσης ως ένα δυνατό εργαλείο για την ταυτόχρονη μείωση των εκπομπών σε σωματίδια αιθάλης και οξείδια του αζώτου, με κατάλληλο χρονισμό των εγχύσεων καυσίμου.

Το σημείο έναρξης της έγχυσης έχει πολύ μεγάλη επίδραση στη λειτουργία του κινητήρα. Συγκεκριμένα, ο χρόνος μεταξύ της έναρξης της έγχυσης καυσίμου και της αυτανάφλεξης του μίγματος καυσίμου – αέρα, γνωστός και ως καθυστέρηση ανάφλεξης, αποτελεί κρίσιμο σημείο για την αποδοτικότητα, τις εκπομπές και τον θόρυβο του κινητήρα. Μεγάλη προπορεία έγχυσης οδηγεί σε απότομη αύξηση της πίεσης εντός του κινητήρα μετά την αυτανάφλεξη του μίγματος, και συνεπώς και σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες κατά την καύση. Αντίθετα, η μικρή προπορεία οδηγεί σε συνεχόμενη εκτόνωση και ως εκ τούτου σε λιγότερο απότομη αύξηση της πίεσης και άρα της θερμοκρασίας, καθώς η καύση πραγματοποιείται με πιο αργό ρυθμό. Η αργή καύση παρέχει μεγαλύτερο χρονικό διάστημα για τη συνολική έκλυση της θερμότητας της καύσης, το οποίο συνεπάγεται και χαμηλότερα επίπεδα μέγιστης πίεσης και θερμοκρασίας συγκριτικά με την περίπτωση μίας κύριας έγχυσης καυσίμου ανά κύκλο.

Ωστόσο, σημειώνεται αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, καθώς περιορίζεται η ταχεία καύση υπό σταθερή πίεση κοντά στο ΑΝΣ. Ταυτόχρονα, σημαντική παράμετρος για βέλτιστη λειτουργία του κινητήρα είναι το ποσό της μάζας καυσίμου που εγχέεται εντός του διαστήματος καθυστέρησης ανάφλεξης. Όσο μεγαλύτερος είναι ο ρυθμός έγχυσης καυσίμου τόσο μεγαλύτερη είναι η ποσότητα καυσίμου που καίγεται κατά τη φάση προ-ανάμειξης του μίγματος καυσίμου – αέρα, όπου οι συνθήκες δεν είναι ευνοϊκές για την πλήρη καύση, οδηγώντας σε απώλειες ωφέλιμου έργου. Σε συνθήκες πλήρους φορτίου η μείωση της μέγιστης θερμοκρασίας σημαίνει χαμηλότερη παραγωγή σε NO_x, αλλά μεγαλύτερη παραγωγή αιθάλης λόγω δυσκολίας οξειδωσής της, ενώ σε μικρότερα φορτία το φαινόμενο είναι λιγότερο έντονο, λόγω του ότι γενικότερα οι θερμοκρασίες είναι χαμηλές και δεν σχηματίζεται αιθάλη. Συνεπώς, γίνεται αντιληπτό ότι ο χρονισμός της έγχυσης και στη συνέχεια η ποσότητα εγχέομένου καυσίμου ανά παλμό οφείλει να είναι βέλτιστος, ώστε η πολλαπλή έγχυση καυσίμου να καθίσταται αποδοτική [24], [25].

Η πιλοτική έγχυση μικρής ποσότητας καυσίμου κατά τη συμπίεση οδηγεί σε αύξηση της πίεσης και θερμοκρασίας εντός κυλίνδρου πριν την κύρια έγχυση. Το πιλοτικά εγχέομενο καύσιμο έχει επαρκή χρόνο να υποβληθεί σε αντιδράσεις πριν από την έναρξη της εκτόνωσης, και αυτό συνεπάγεται μείωση της καθυστέρησης ανάφλεξης. Αξίζει να σημειωθεί ότι με την παρουσία προέγχυσης βελτιώνεται η συμπεριφορά του κινητήρα κατά την κρύα εκκίνηση και σε χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος. Κατά αυτόν τον τρόπο, έχουμε ελεγχόμενη προανεμιγμένη καύση και ο χαμηλότερος ρυθμός αύξησης της πίεσης και έκλυσης θερμότητας λόγω της μειωμένης καθυστέρησης ανάφλεξης μειώνει αντιστοίχως τον παραγόμενο θόρυβο και τον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου. Με την αύξηση της πιλοτικά εγχέομενης ποσότητας μειώνεται περαιτέρω ο σχηματισμός οξειδίων του αζώτου, αλλά παράλληλα μειώνεται ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα. Οι εκπομπές αιθάλης φαίνονται να αυξάνονται με την παρουσία πιλοτικής έγχυσης. Λόγω της προέγχυσης μεγάλο κλάσμα καυσίμου καίγεται σε λειτουργία καύσης διάχυσης. Υπάρχει επίσης η πιθανότητα το κύριο καύσιμο να εγχυθεί και να καεί σε περιοχές που έχουν έλλειψη σε οξυγόνο, λόγω της καύσης του πιλοτικού καυσίμου, γεγονός που ευνοεί τον σχηματισμό αιθάλης. Ο χρονισμός της πιλοτικής έγχυσης είναι κρίσιμος, ώστε να αποφευχθεί η προαναφερθείσα αύξηση των εκπομπών. Η χρονική καθυστέρηση πρέπει να είναι τέτοια ώστε να δημιουργείται αραιό μίγμα καυσίμου – αέρα από το μεσοδιάστημα μεταξύ των δύο παλμών, και η άνοδος της θερμοκρασίας από την προέγχυση να ευνοεί την οξειδωση της σχηματιζόμενης αιθάλης [26], [35].

Η έγχυση ενός τμήματος του καυσίμου μετά το πέρας της κύριας έγχυσης (μετέγχυση) έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση των πιέσεων και θερμοκρασιών εντός του θαλάμου καύσης, σε σύγκριση με τη συνεχή έγχυση. Πραγματοποιείται καύση μικρότερης ποσότητας καυσίμου κατά την κύρια έγχυση, και, καθώς η μετεγχυόμενη ποσότητα καίγεται μακριά από το ΑΝΣ, οι τοπικές μέγιστες θερμοκρασίες μειώνονται, και ως εκ τούτου και οι εκπομπές σε NO_x, που εξαρτώνται από τη θερμοκρασία. Παράλληλα, το μεσοδιάστημα μεταξύ κύριας έγχυσης και μετέγχυσης μειώνει τον λόγο ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα, και πραγματοποιείται καλύτερη ανάμειξη του μίγματος. Έτσι, καθώς δεν υπάρχουν περιοχές πλούσιες σε καύσιμο μειώνεται και η παραγωγή

σωματιδίων αιθάλης, ενώ η αύξηση της θερμοκρασίας λόγω της μετέγχυσης ενισχύει την οξείδωση της αιθάλης [36].

Κρίσιμο σημείο για την εφαρμογή μετέγχυσης καυσίμου είναι ο καθορισμός του σημείου έναρξής της. Ο κατάλληλος χρονισμός συμβάλει στην καλή ανάμειξη του μετεγχεόμενου καυσίμου με τον αέρα. Σε μελέτη που πραγματοποιήθηκε για μετέγχυση καυσίμου μακριά από την κύρια έγχυση, παρατηρήθηκε ότι οι τοπικές θερμοκρασίες αυξάνονται και ως εκ τούτου και οι εκπομπές NO_x, ενώ τα επίπεδα της παραγόμενης αιθάλης μειώθηκαν λόγω της περεταίρω οξείδωσής της. Επίσης, σημειώνεται ότι η αύξηση της χρονικής απόστασης των δύο παλμών μειώνει το παραγόμενο έργο [27]. Η μετέγχυση μεγάλης ποσότητας καυσίμου σε μικρή απόσταση από το πέρας της κύριας έγχυσης συμβάλλει θετικά στη μείωση των εκπομπών. Πιο συγκεκριμένα, τα παραγόμενα NO_x μειώνονται σημαντικά λόγω των σχετικά χαμηλότερων επιπέδων θερμοκρασίας της φλόγας, και ταυτοχρόνως πραγματοποιείται οξείδωση της ήδη σχηματισμένης αιθάλης ενώ η καλύτερη ανάμειξη καυσίμου δημιουργεί πιο ομοιογενές μίγμα περιορίζοντας τον περεταίρω σχηματισμό αιθάλης χωρίς σημαντική μείωση της ωφέλιμης ισχύος με κατάλληλο χρονισμό της μετέγχυσης καυσίμου [28].

Συνοψίζοντας, το σύστημα κοινού συλλέκτη (CRS) παρέχει τη δυνατότητα διαίρεσης του ενός κύριου παλμού καυσίμου σε πολλαπλές εγχύσεις καυσίμου ανά κύκλο. Η χρήση των κατάλληλα προσαρμοσμένων πολλαπλών εγχύσεων οδηγεί σε καλύτερη αξιοποίηση του οξυγόνου εντός του θαλάμου καύσης, με αποτέλεσμα τη μείωση την παραγόμενης αιθάλης. Αντίστοιχα, οι χαμηλότερες τοπικές θερμοκρασίες λόγω του χαμηλότερου ρυθμού έκλυσης θερμότητας οδηγούν σε μείωση των NO_x. Προγενέστερες μελέτες οδήγησαν στο συμπέρασμα ότι, για την επίτευξη επαρκούς μείωσης των δύο κύριων ρύπων, το ποσοστό του καυσίμου που εγχέεται πιλοτικά και στη μετέγχυση πρέπει να είναι μικρό και μεγάλο, αντιστοίχως. Ωστόσο, η χρήση πολλαπλών εγχύσεων και ειδικότερα των μετεγχύσεων έχει ως αποτέλεσμα την πτώση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα και του παραγόμενου έργου, εάν δεν δοθεί προσοχή στον χρονισμό τους. Στην παρούσα εργασία, διερευνάται η κατάλληλη διαμόρφωση του προφίλ έγχυσης με πολλαπλή προέγχυση και μετέγχυση σε μεγάλο δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel, με κύριο στόχο τη σημαντική μείωση των εκπομπών NO_x.

3. Προσομοίωση Κινητήρα και Λογισμικό Βελτιστοποίησης

3.1 Κώδικας Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής KIVA-3

Η εξέλιξη των ηλεκτρονικών υπολογιστών προσέφερε τη δυνατότητα μοντελοποίησης σύνθετων προβλημάτων πάνω σε ερευνητικά και μηχανικά προβλήματα. Η υπολογιστική ρευστοδυναμική (Computational Fluid Dynamics – CFD) αποτελεί ισχυρό εργαλείο προς την κατανόηση των χημικών διεργασιών και της ροής της διεργασίας καύσης των κινητήρων.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία, ο κώδικας Ρευστοδυναμικής που χρησιμοποιήθηκε είναι ο KIVA-3. Ο κώδικας αποτελεί εξέλιξη του αρχικού KIVA που αναπτύχθηκε από το Los Alamos National Labs το 1985 [13]. Ο κώδικας επιλύει αριθμητικά της εξισώσεις διατήρησης της συμπίεστης ροής (συνέχειας, ορμής και ενέργειας) για να προβλέψει τις διαδικασίες ανάφλεξης, καύσης και σχηματισμού ρύπων στους κινητήρες. Περιλαμβάνει έναν κώδικα δημιουργίας υπολογιστικών πλεγμάτων για πολύπλοκες γεωμετρίες. Οι επιμέρους εξισώσεις διακριτοποιούνται σε στον χώρο και χρόνο με τη χρήση μεθοδολογιών Lagrangian – Eulerian [19].

Ο κώδικας KIVA-3 είναι ανοικτός (open source), προσφέροντας την δυνατότητα τροποποιήσεων και εισαγωγή νέων φυσικών μοντέλων, όπως είναι τα μοντέλα ψεκασμού καυσίμου (spray), έναυσης, καύσης και σχηματισμού ρύπων (NOx και αιθάλη) [13]. Αναλυτικότερα, η μοντελοποίηση του ψεκασμού του καυσίμου βασίζεται σε έναν κλιμακωτό μηχανισμό διάσπασης των σταγονιδίων του καυσίμου [14], [15], και η μοντελοποίηση της έναυσης βασίζεται στην επίλυση μιας εξίσωσης μεταφοράς [16]. Ταυτόχρονα, η μοντελοποίηση του σχηματισμού οξειδίων του αζώτου βασίζεται σε έναν εκτενή μηχανισμό, που αποτελεί περαιτέρω επέκταση του διευρυμένου μηχανισμού Zeldovich [17], ενώ η μοντελοποίηση του σχηματισμού αιθάλης βασίζεται σε ένα φαινομενολογικό μοντέλο της παραγόμενης και της οξειδούμενης αιθάλης [18]. Η χρησιμοποιούμενη έκδοση KIVA-3 εμπεριέχει βελτιώσεις των προγενέστερων, χρησιμοποιώντας ένα πλέγμα δομημένο με μπλοκ που εξαλείφει την ανάγκη διατήρησης μεγάλων περιοχών ανενεργών κελιών, και έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση του υπολογιστικού χρόνου και ανάλυσης πολύπλοκότερων γεωμετριών. Η νεότερη έκδοση του κώδικα αποτελεί την έκδοση KIVA-4, στην οποία διατηρούνται οι δυνατότητες των προηγούμενων εκδόσεων, και έχει γίνει προσθήκη ενός αλγόριθμου μοντελοποίησης της εξάτμισης καυσίμου πολλών συστατικών.

3.2 Χαρακτηριστικά Κινητήρα

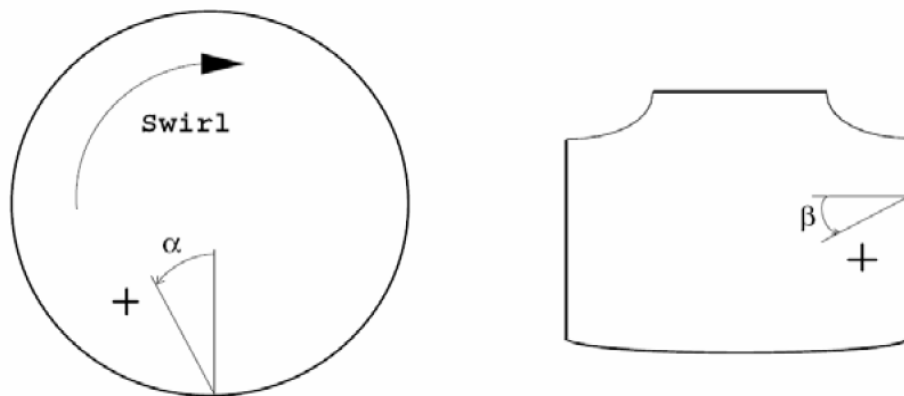
Στην παρούσα διπλωματική εργασία μελετάται με χρήση του κώδικα KIVA-3 η λειτουργία του δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel RT-flex58T-B της κατασκευάστριας εταιρίας WinGD. Τα χαρακτηριστικά του κινητήρα παρατίθενται στον Πίνακα 3.

Τύπος	RT-flex58T-B
Διάμετρος εμβόλου	580 mm
Διαδρομή εμβόλου	2416 mm
Ταχύτητα περιστροφής	105 rpm
Μέση ταχύτητα εμβόλου	8.46 m/s
Κλείσιμο βαλβίδας εξαγωγής (από ΑΝΣ)	-96°
Άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής (από ΑΝΣ)	120°
Σύστημα Εγχύσεως	Common Rail System
Αριθμός εγχυτήρων	3
Μέση ενδεικνύμενη πίεση	19.5 bar
Μέγιστη ισχύ πέδης ανά κύλινδρο	2180 KW

Πίνακας 3: Χαρακτηριστικά κινητήρα RT-flex58T-B [6].

Ο κινητήρας κατά τη λειτουργία του στο πλήρες φορτίο έχει περίσσεια αέρα. Συγκεκριμένα, ο συνολικός λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα είναι: $\phi = 0.511$.

Ο κάθε κύλινδρος διαθέτει τρεις εγχυτήρες οι οποίοι είναι συμμετρικά τοποθετημένοι, ανά 120°. Ο κάθε εγχυτήρας φέρει 5 οπές για την έγχυση καυσίμου, ώστε να επιτυγχάνεται ο καλύτερος διασκορπισμός του, και συνεπώς η δημιουργία πιο ομοιόμορφου μίγματος. Στην Εικόνα 4 παρίστανται σχηματικά η θετική φορά των γωνιών α και β που καθορίζουν την κατεύθυνση έγχυσης της εκάστοτε οπής, καθώς και η φορά του εγκάρσιου στροβιλισμού του αέρα, η οποία στον παρόντα σχεδιασμό ταυτίζεται γενικά με την κατεύθυνση έγχυσης. Η συστροφή αυτή του αέρα οφείλεται στις κατάλληλα διαμορφωμένες θυρίδες εισαγωγής του κινητήρα. Η συστροφή ευνοεί την απόπλυση του κυλίνδρου και την καλύτερη ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα.



Εικόνα 4: Σχηματική απεικόνιση γωνιών έγχυσης α και β .

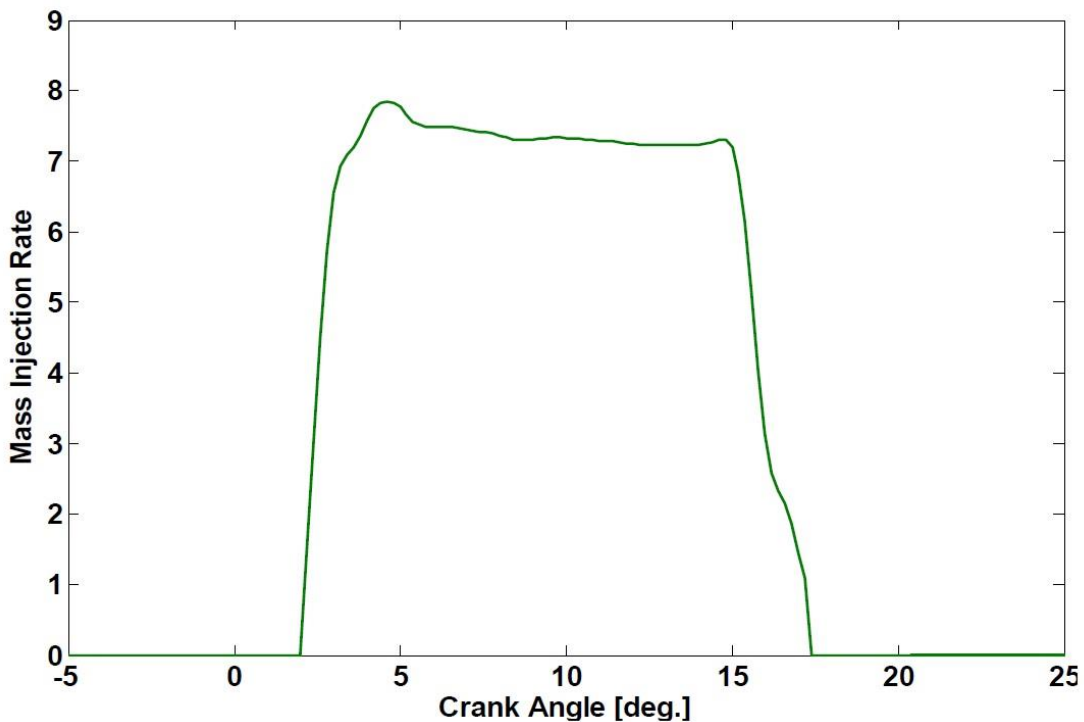
Στον Πίνακα 4 παρουσιάζεται βάσει του άνω συστήματος, η προσήμανση κατεύθυνσης της έγχυσης από καθεμία οπή του εγχυτήρα.

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

Πίνακας 4: Προσήμανση γωνιών έγχυσης α και β .

3.3 Περίπτωση Αναφοράς

Η μελέτη των διαφορετικών πιθανών προφίλ έγχυσης έγινε σε σχέση με μια περίπτωση αναφοράς (πλήρες φορτίο του κινητήρα με συνεχές προφίλ έγχυσης). Το προφίλ έγχυσης είναι κοινό για όλους τους εγχυτήρες του κυλίνδρου. Το συνεχές προφίλ της περίπτωσης αναφοράς έχει ως σημείο έναρξης της έγχυσης τις 2° μετά το ΑΝΣ, και έχει διάρκεια 15.2°. Το καύσιμο που χρησιμοποιήθηκε στις προσομοιώσεις, για να προσεγγίζει τις ιδιότητες αυτού των δοκιμών από την κατασκευάστρια εταιρία, είναι το δεκατετράνιο ($C_{14}H_{30}$).



Διάγραμμα 1: Αδιαστατοποιημένο προφίλ έγχυσης καυσίμου περίπτωσης αναφοράς.

Στο Διάγραμμα 1 παρουσιάζεται το πειραματικό προφίλ έγχυσης καυσίμου, αδιαστατοποιημένο ως προς την συνολική εγχεόμενη μάζα καυσίμου, ως εξής:

$$\text{Mass Injection Rate} = \frac{dm}{dCA} \frac{100}{m_{TOTAL}}$$

Όπου,

- $\frac{dm}{dCA}$, η εγχεόμενη μάζα καυσίμου ανά γωνία στροφάλου (gr/CA)
- m_{TOTAL} , η συνολική ποσότητα καυσίμου που εγχέεται σε έναν κύκλο (gr)

Παρατηρώντας τη μορφολογία του προφίλ εγχύσεως στο Διάγραμμα 1, εξάγουμε τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Στο διάστημα από τις 2° έως 5° παρατηρείται ταχεία αύξηση του ρυθμού έγχυσης, και ταλάντωσή του περί μια σταθερή τιμή, κοντά στις 5°. Η παραπάνω συμπεριφορά προκύπτει κατά το άνοιγμα της βελόνας έγχυσης και τη σταθεροποίησή της στη θέση έγχυσης.

- Στο διάστημα μεταξύ των 5° και 15° ο ρυθμός έγχυσης παραμένει προσεγγιστικά σταθερός λόγω της μεγάλης διάρκειας έγχυσης, όπου η βελόνα παραμένει σταθερά σηκωμένη.
- Στο τελευταίο διάστημα, μεταξύ των 15° και 17.2°, παρατηρείται έντονη αρνητική κλίση του προφίλ, καθώς μειώνεται ο ρυθμός έγχυσης καυσίμου λόγω του κλεισίματος της βελόνας.

Στον Πίνακα 5 παρουσιάζονται οι συνθήκες λειτουργίας του κυλίνδρου που χρησιμοποιήθηκαν για την προσομοίωση της περίπτωσης αναφοράς.

Πίεση αέρα εισαγωγής	3.52 bar
Θερμοκρασία αέρα εισαγωγής	330 K
Θερμοκρασία χιτωνίου	500 K
Θερμοκρασία επιφάνειας πώματος	500 K
Θερμοκρασία βαλβίδας εξαγωγής	500 K
Θερμοκρασία κορώνας εμβόλου	650 K

Πίνακας 5: Δεδομένα προσομοίωσης περίπτωσης αναφοράς.

Η ένταση του εγκάρσιου στροβιλισμού (Swirl Number) ορίζεται ως το πηλίκο της γωνιακής ταχύτητας στροβιλισμού του αέρα προς τη γωνιακή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα:

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

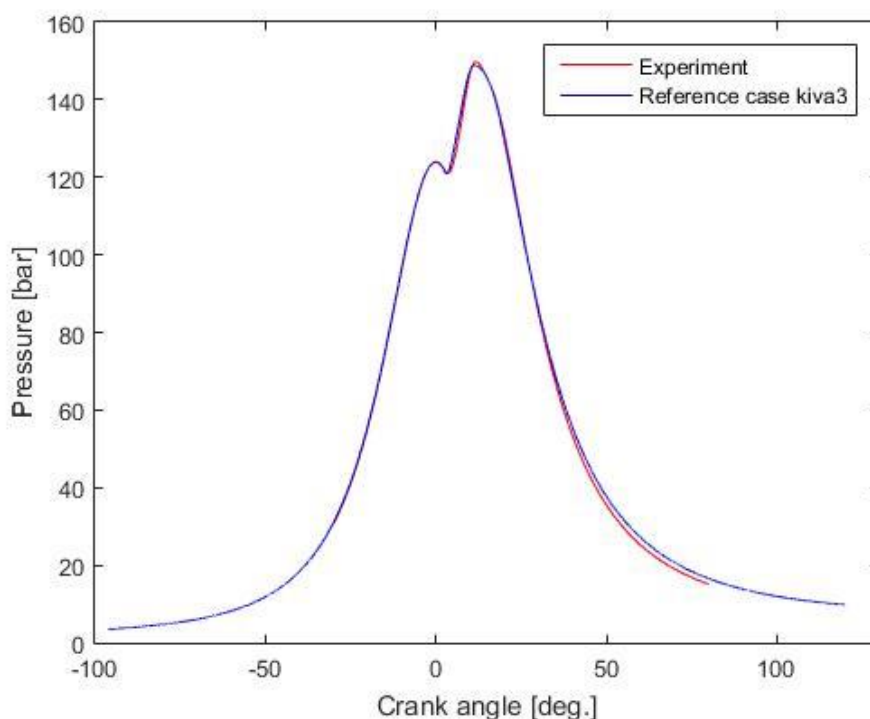
Όπου,

- ω_{swirl} , η γωνιακή ταχύτητα στροβιλισμού του αέρα (Hz)
- $\omega_{engine} = \frac{2\pi N}{60}$, η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (Hz)
- N , η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (RPM)

Η διάταξη των θυρίδων εισαγωγής είναι τέτοια ώστε να προσδίδουν εγκάρσια συστροφή, ή αλλιώς στροβιλισμό, στον εισερχόμενο αέρα. Η συστροφή συμβάλλει στην καλή απόπλυση του κυλίνδρου, η οποία αυξάνεται κατά τη συμπίεση του αέρα, λόγω της διατηρήσεως της στροφορμής, και ευνοείται η διασπορά και ανάμιξη του καυσίμου [5]. Στον παρόντα κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, η περιγραφή του προφίλ των ταχυτήτων του εγκάρσιου στροβιλισμού γίνεται με τη βοήθεια μιας συνάρτησης Bessel, η οποία εκφράζει την επίδραση των τοιχωμάτων του κυλίνδρου στην κατανομή της περιφερειακής ταχύτητας.

Στην προσομοίωση λαμβάνεται υπόψη η πλήρης γεωμετρία του όγκου του κυλίνδρου, παρόλη τη συμμετρία των εγχυτήρων. Έτσι, καθίσταται δυνατή η μελέτη διαφορετικών προφίλ και χρονισμών έγχυσης μεταξύ των τριών εγχυτήρων καυσίμου που προσφέρεται από το σύστημα έγχυσης CRS. Το χρησιμοποιούμενο υπολογιστικό πλέγμα περιλαμβάνει 85,000 κελιά, και το υπολογιστικό εύρος πραγματοποιείται για γωνίες στροφάλου (CA) από -96° έως τις 120° (κλειστό τμήμα του κύκλου). Το σημείο έναρξης της είναι κατά τη φάση της συμπίεσης με καλυμμένες τις θυρίδες σαρώσεως, και υπολογίζονται οι διεργασίες συμπίεσης, καύσης και εκτόνωσης του κινητήρα.

Οι αρχικές συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα για την περίπτωση αναφοράς προέκυψαν από παλαιότερες μελέτες βάσει δοκιμών και επαλήθευσης, ώστε να προσεγγιστεί αρκετά κοντά η πειραματική καμπύλη από την υπολογιστική. Στο Διάγραμμα 2 παρουσιάζεται η υπολογισθείσα και η πειραματική καμπύλη πίεσης της περίπτωσης αναφοράς.



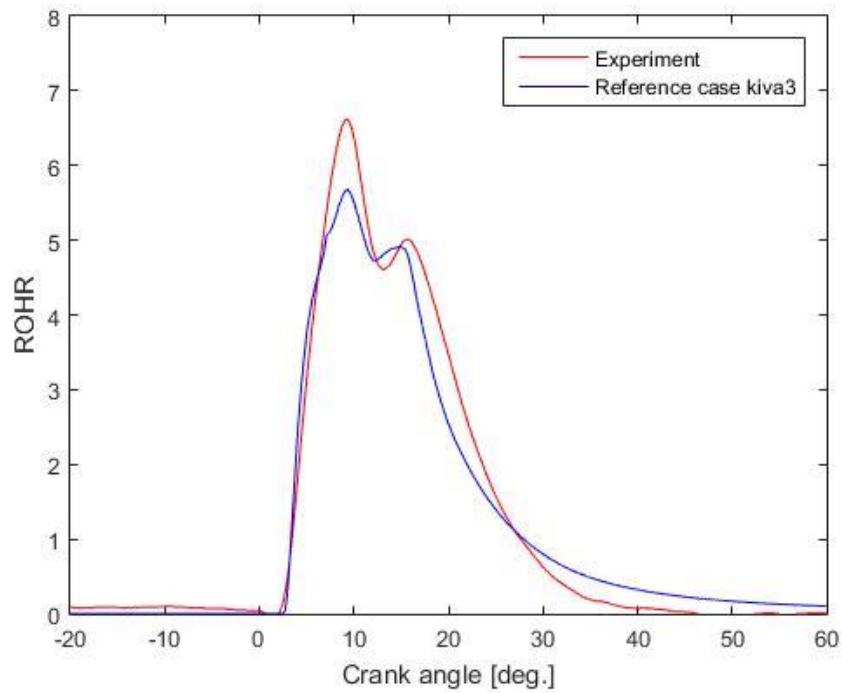
Διάγραμμα 2: Πειραματική και υπολογισθείσα πίεση σε συνάρτηση με τη γωνία στροφάλου για την περίπτωση αναφοράς.

Οι καμπύλες ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Rate of Heat Release – ROHR) παρουσιάζονται στο Διάγραμμα 3. Ο υπολογισμός της πειραματικής καμπύλης γίνεται βάσει της μετρηθείσας καμπύλης πίεσης, η οποία εισάγεται σε κώδικα θερμοδυναμικής και παράγει τον αντίστοιχο ρυθμό έκλυσης θερμότητας. Η αδιαστατοποίηση που πραγματοποιήθηκε είναι η εξής:

$$ROHR = \frac{dQ_{chem}}{dCA} \frac{100}{Q_{chem,tot}}$$

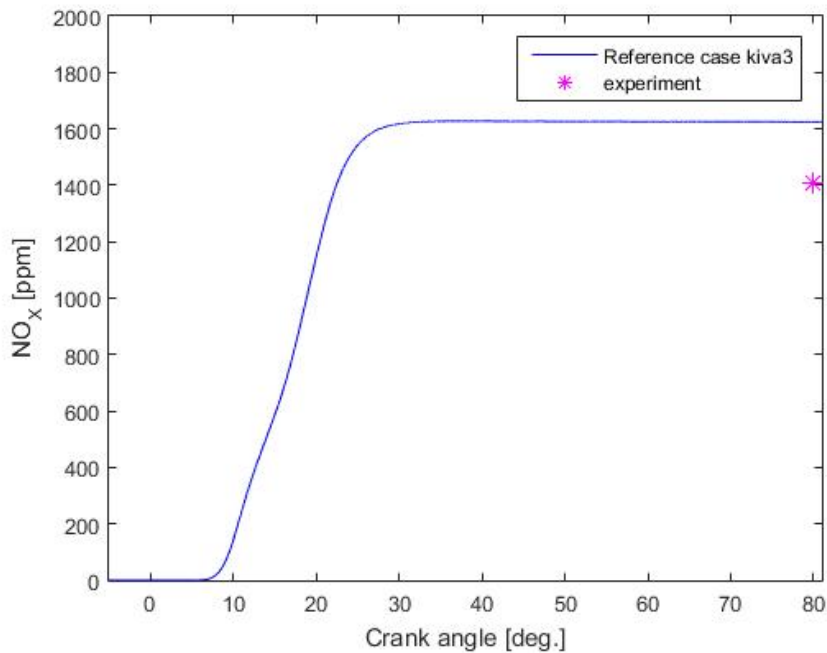
Όπου,

- Q_{chem} , η εκλυόμενη θερμότητα της καύσης (J)
- $Q_{chem,tot}$, η συνολική εκλυόμενη θερμότητα της καύσης (J)



Διάγραμμα 3: Πειραματική και υπολογισθείσα καμπύλη του ρυθμού έκλυση θερμότητας σε συνάρτηση με τη γωνία στροφάλου για την περίπτωση αναφοράς.

Στο Διάγραμμα 4 παρουσιάζεται η συγκέντρωση των οξειδίων του αζώτου στη διάρκεια της διεργασίας και η αντίστοιχη τελική συγκέντρωση των πειραματικών δεδομένων.



Διάγραμμα 4: Πειραματική τελική συγκέντρωση και υπολογισθείσα καμπύλη συγκέντρωσης NO_x σε συνάρτηση με τη γωνία στροφάλου για την περίπτωση αναφοράς.

Από τα Διαγράμματα 2-4 συμπεραίνουμε ότι η προσέγγιση των πειραματικών δεδομένων με τον κώδικα προσομοίωσης είναι αρκετά ικανοποιητική. Συγκεκριμένα, η καμπύλη της πίεσης είναι πολύ κοντά σε αυτή των πειραμάτων. Ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας έχει μια απόκλιση από τα πειραματικά δεδομένα, η οποία συνίσταται κυρίως στο ότι στην προσομοίωση η καύση πραγματοποιείται με αργό ρυθμό, στα τελευταία της στάδια.

Τέλος, για τον υπολογισμό των παραγόμενων σωματιδίων αιθάλης χρησιμοποιήθηκε το μοντέλο Higoyasu, το οποίο περιγράφει τον ρυθμό μεταβολής της μάζας των σωματιδίων αιθάλης ως εξής [29]:

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{s,f}}{dt} - \frac{dm_{s,ox}}{dt}$$

Όπου,

- $\frac{dm_{s,f}}{dt} = A_f \cdot m_{f,v} \cdot p^{0.5} \cdot e^{\frac{-E_{s,f}}{R \cdot T}}$, ο ρυθμός σχηματισμού αιθάλης
- $\frac{dm_{s,ox}}{dt} = A_{ox} \cdot m_s \cdot p^{1.8} \cdot \frac{p_{O_2}}{p} \cdot e^{\frac{-E_{s,ox}}{R \cdot T}}$, ο ρυθμός οξείδωσης αιθάλης
- $m_{f,v}$, η μάζα του ατμοποιημένου καυσίμου
- m_s , η μάζα των σωματιδίων αιθάλης
- p_{O_2} , η μερική πίεση του μοριακού οξυγόνου
- $E_{s,f}$, η ενέργεια ενεργοποίησης του σχηματισμού αιθάλης, με τιμή ίση με 52,335 kJ/kmol
- $E_{s,ox}$, η ενέργεια ενεργοποίησης της οξείδωσης αιθάλης με τιμή ίση με 58,615 kJ/kmol
- R , η γενική σταθερά των αερίων
- T , η επικρατούσα θερμοκρασία
- p , η επικρατούσα πίεση
- A_f , σταθερά ίση με 1 βάσει προηγούμενης διπλωματικής εργασίας [30]
- A_{ox} , σταθερά ίση με 7×10^{-7} βάσει προηγούμενης διπλωματικής εργασίας [30]

3.4 Θεωρία Βελτιστοποίησης

Στην παρούσα διπλωματική εργασία πραγματοποιείται εκτενής παραμετρική ανάλυση του προφίλ έγχυσης καυσίμου μέσω πολλαπλών δοκιμών. Το νέο προφίλ έγχυσης που επιλέγεται ικανοποιεί τους στόχους που τίθενται, βάσει των οποίων ορίζεται το πρόβλημα προς επίλυση. Για την επίτευξη καλύτερων λύσεων μπορεί να εφαρμοστεί μια μέθοδος βελτιστοποίησης μέσω χρήσης εξελικτικών αλγορίθμων. Σε αυτό το κεφάλαιο γίνεται μια αναφορά, για λόγους πληρότητας, σε βασικές έννοιες από

τη θεωρία της βελτιστοποίησης. Για τη διατύπωση του προβλήματος πρέπει να οριστούν αρχικά οι συναρτήσεις προς βελτιστοποίηση (αντικειμενικές συναρτήσεις), οι οποίες μπορούν να συμπίπτουν με τους στόχους της παραμετρικής ανάλυσης που πραγματοποιείται στην παρούσα εργασία:

- Τελική συγκέντρωση σε οξείδια του αζώτου (NO_x)
- Τελική συγκέντρωση σε σωματίδια αιθάλης (Soot)
- Ειδική κατανάλωση καυσίμου (SFOC)

Οι μεταβλητές που ορίζονται, σε συγκεκριμένο πεδίο ορισμού, αποτελούν τις παραμέτρους από τις οποίες εξαρτώνται οι αντικειμενικές συναρτήσεις, όπως είναι ο χρονισμός καυσίμου, η ποσότητα καυσίμου, κ.α. Στόχος είναι η ελαχιστοποίηση των αντικειμενικών συναρτήσεων υπό κάποιους περιορισμούς που τίθενται για την αποφυγή λύσεων με μη επιθυμητά χαρακτηριστικά.

3.4.1 Μέθοδοι Βελτιστοποίησης

Μέθοδος βελτιστοποίησης ορίζεται η διαδικασία με την οποία γίνεται εύρεση και αξιολόγηση των πιθανών λύσεων ενός προβλήματος, μέχρις ότου βρεθούν οι βέλτιστες. Κριτήριο για τη βελτιστοποίηση αποτελούν οι τιμές των αντικειμενικών συναρτήσεων. Η κατηγοριοποίησή τους γίνεται σε αιτιοκρατικές (deterministic) και στοχαστικές (stochastic).

Οι αιτιοκρατικές μέθοδοι βελτιστοποίησης υπολογίζουν την παράγωγο της αντικειμενικής συνάρτησης ως προς τις μεταβλητές σχεδίασης, με στόχο να βελτιώσουν την τρέχουσα λύση. Έτσι, η ανίχνευση της βέλτιστης λύσης ξεκινά από μια αρχική λύση, και στη συνέχεια υπολογίζεται η πρώτη ή η δεύτερη παράγωγος της αντικειμενικής συνάρτησης ως προς τις μεταβλητές σχεδίασης, και προκύπτει μια βελτιωμένη λύση σε κάθε επανάληψη. Λόγω του ότι οι στόχοι ενδέχεται να είναι αντικρουόμενοι, για κάθε αντικειμενική συνάρτηση που εξετάζεται μεμονωμένα προκύπτουν διαφορετικές τιμές μεταβλητών σχεδίασης για τις αντίστοιχες βέλτιστες λύσεις. Έτσι, το βέλτιστο αποτέλεσμα της αιτιοκρατικής μεθόδου μπορεί να αποτελεί τοπικό και όχι ολικό ακρότατο της αντικειμενικής συνάρτησης που καλείται να βελτιστοποιήσει η μέθοδος.

Οι στοχαστικές μέθοδοι βελτιστοποίησης χρησιμοποιούν τεχνικές που κάνουν χρήση τυχαιότητας στην αναζήτηση των βέλτιστων λύσεων. Η βασική διαφορά τους με τις αιτιοκρατικές είναι ο τύπος αποτελέσματος που παράγουν, καθώς δίνουν ένα πλήθος βέλτιστων λύσεων ανά επανάληψη. Έτσι, η πιθανότητα να εγκλωβιστούν σε τοπικό ακρότατο είναι μικρότερη έναντι των αιτιοκρατικών. Έχουν καλή εφαρμογή σε προβλήματα πολλαπλών στόχων, με κόστος την υψηλότερη απαίτηση υπολογιστικής ισχύς.

Εξελικτικοί Αλγόριθμοι

Βασικό γνώρισμα των εξελεγκτικών αλγορίθμων είναι η δυνατότητα να διαχειρίζονται ταυτόχρονα πολλαπλές πιθανές λύσεις. Η αρχή λειτουργίας τους

βασίζεται στη βιολογική διαδικασία της εξέλιξης, σύμφωνα με την οποία οι οργανισμοί με τα επικρατέστερα χαρακτηριστικά επιβιώνουν. Τα χαρακτηριστικά αυτά κληροδοτούνται στην επόμενη γενιά με τη διαδικασία της αναπαραγωγής, με αποτέλεσμα οι απόγονοι να έχουν καλύτερα χαρακτηριστικά. Έτσι, στους γενετικούς αλγορίθμους η εξέλιξη πραγματοποιείται από την εύρεση των βέλτιστων λύσεων από το σύνολο των πιθανών λύσεων. Στα βασικά χαρακτηριστικά των εξελεγκτικών αλγορίθμων εντάσσεται η χρήση εξελισσόμενου πληθυσμού ατόμων, η εξέλιξη από γενιά σε γενιά εξαρτάται από μια τιμή καταλληλότητας, γίνεται δυναμική διαδοχή της κάθε γενιάς εξαλείφοντας άλλες βάσει της τιμής καταλληλότητας, ενώ υπάρχει κληρονομικότητα κάποιων χαρακτηριστικών στους απογόνους [21].

Πλεονέκτημα των εξελικτικών αλγορίθμων είναι η απλότητα στην υλοποίησή τους, και η δυνατότητα προσαρμογής σε οποιασδήποτε φύσης πρόβλημα, καθώς η μοναδική απαίτησή τους είναι η χρήση κάποιου λογισμικού αξιολόγησης. Η τυχαιότητα των στοχαστικών μηχανισμών που χρησιμοποιούνται στην αναζήτηση λύσεων μειώνει την πιθανότητα να υπάρξει σύγκλιση σε τοπικό ακρότατο. Μειονέκτημά τους είναι η απαίτηση πολλών αξιολογήσεων για την ανίχνευση της βέλτιστης λύσης. Αυτό σημαίνει ότι η διαδικασία μπορεί να καθίσταται αρκετά χρονοβόρα, ανάλογα με το λογισμικό αξιολόγησης.

Για την περαιτέρω κατανόηση των γενετικών αλγορίθμων, θα εξηγηθεί σε αυτό το σημείο ο τρόπος λειτουργίας τους. Σε πρώτο στάδιο, δημιουργείται ένας πληθυσμός των υποψήφιων λύσεων, των αποκαλούμενων γονέων. Το σύνολο αυτό εξελίσσεται σε νέο πληθυσμό, τους απογόνους, με πιθανώς καλύτερα χαρακτηριστικά. Οι απόγονοι υποβάλλονται σε αποτίμηση του επιπέδου ποιότητάς τους ως λύση στο εκάστοτε πρόβλημα, μέσω αξιολόγησης της τιμής της συνάρτησης αποτίμησης (αντικειμενικής συνάρτησης). Μετά την αξιολόγηση, γίνεται επιλογή ορισμένων ατόμων από τους απογόνους για αναπαραγωγή και δημιουργία της επόμενης γενιάς μέσω της παραπάνω διαδικασίας. Όταν ικανοποιείται ένα από τα παρακάτω κριτήρια σύγκλισης, τότε ολοκληρώνεται η διαδικασία:

- Μη περαιτέρω βελτιστοποίηση της λύσης
- Δημιουργία ομογενούς πληθυσμού
- Εξάντληση του διαθέσιμου υπολογιστικού χρόνου

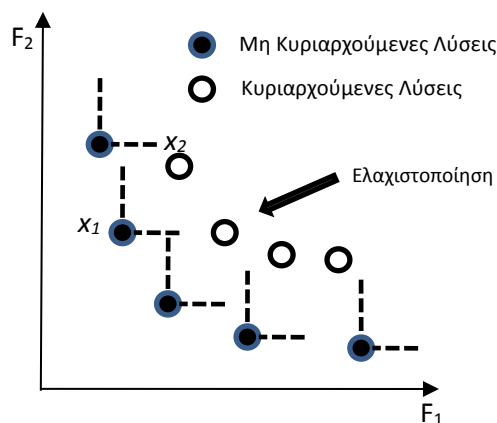
Πολυκριτηριακή Βελτιστοποίηση

Όταν το πρόβλημα βελτιστοποίησης θέτει πολλαπλούς στόχους, δηλαδή έχει δύο ή περισσότερες αντικειμενικές συναρτήσεις προς βελτιστοποίηση, γίνεται χρήση της πολυκριτηριακής βελτιστοποίησης. Η εφαρμογή της μεθόδου σε τέτοιας φύσεως προβλήματα γίνεται με δύο τρόπους.

Πρώτος τρόπος είναι η μετατροπή του προβλήματος σε μονοκριτηριακό μέσω μιας γραμμικής αντικειμενικής συνάρτησης. Οι επιμέρους αντικειμενικές συναρτήσεις λαμβάνουν έναν συντελεστή βαρύτητας στη διαδικασία εύρεσης λύσης. Ωστόσο, η εξάρτηση της βέλτιστης λύσης από τους συντελεστές βαρύτητας του εκάστοτε στόχου

καθίσταται μειονέκτημα της μεθόδου. Ο λόγος είναι ότι εσφαλμένη επιλογή συντελεστών μπορεί να οδηγήσει σε λιγότερο καλές λύσεις.

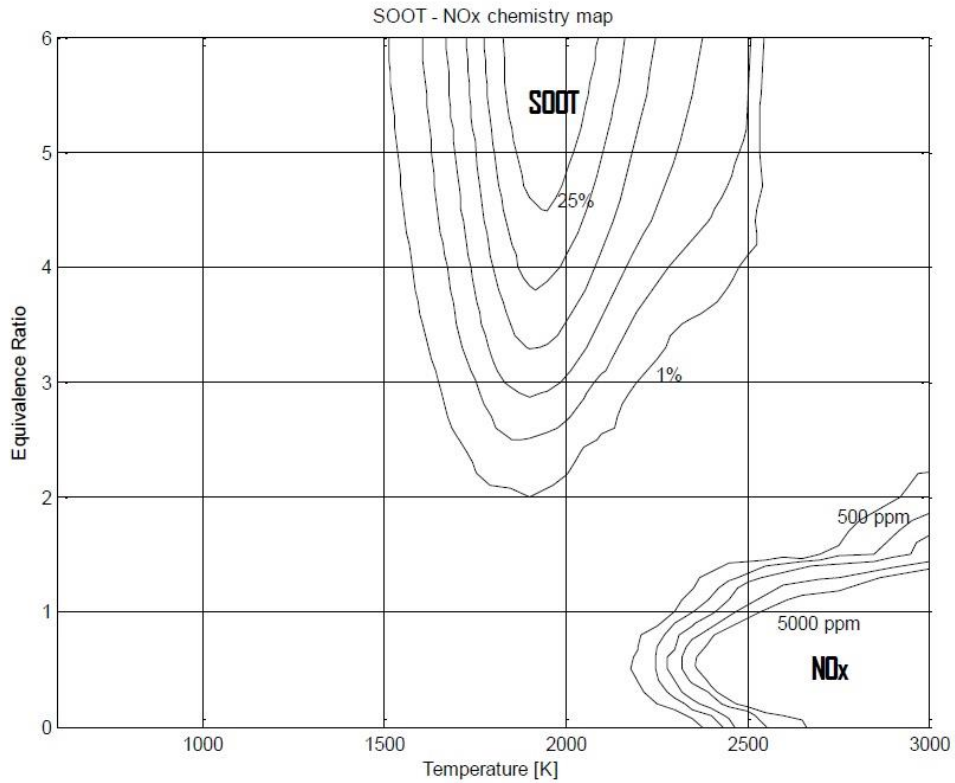
Η δεύτερη μέθοδος, με στόχο την αποφυγή ανακρίβειας της λύσης, κάνει χρήση του μετώπου Pareto. Σύμφωνα με τη μέθοδο, στην αξιολόγηση των λύσεων επιλέγονται μη κυριαρχούμενες λύσεις, δηλαδή δεν υπάρχει άλλη λύση της γενιάς που να οδηγεί σε καλύτερες τιμές όλων των αντικειμενικών συναρτήσεων, σε σύγκριση με τις θεωρούμενες λύσεις.



Εικόνα 5: Σχηματική αναπαράσταση Μετώπου Pareto [1].

3.5 Ανάλυση Αποτελεσμάτων με τη χρήση Χαρτών T – φ

Όπως αναφέρθηκε στο Κεφάλαιο 2, ο σχηματισμός των NOx και soot βρίσκεται σε εξάρτηση από μεγέθη όπως η τοπική θερμοκρασία (T) και ο τοπικός λόγος ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα (φ). Με τη βοήθεια προσομοιώσεων χημικής κινητικής, έχουν δημιουργηθεί οι χάρτες T – φ, εκφράζοντας την σχέση των δύο μεγεθών με τις αντίστοιχες εκπομπές ρύπων. Οι συγκεντρώσεις αναπαρίστανται στους χάρτες με τη μορφή ισοϋψών καμπυλών. Οι χάρτες T – φ αποτελούν χρήσιμο εργαλείο του μηχανικού για την εξαγωγή συμπερασμάτων σχετικά με τον σχηματισμό των παραπάνω ρύπων σε κινητήρες Diesel. Η ανάλυση του μηχανισμού σχηματισμού για τις εκάστοτε συνθήκες μπορεί να γίνει μέσω «στατικών» χαρτών T – φ, όπου η πίεση παραμένει σταθερή, είτε μέσω «δυναμικών» χαρτών T – φ, όπου χρησιμοποιούνται χάρτες για διαφορετικές τιμές πίεσης. Στην παρούσα διπλωματική χρησιμοποιούνται οι στατικοί χάρτες (ένας χάρτης), καθώς για διαφορετικές πιέσεις παραμένουν ποιοτικά όμοιοι.



Διάγραμμα 5: Στατικός χάρτης $T - \phi$, για πίεση 60 bar και χρόνο ολοκλήρωσης 2 ms [31].

Στην περίπτωση ανάλυσης αποτελεσμάτων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, οι τοπικές τιμές του διαγράμματος $T - \phi$ αντιστοιχούν σε ένα κελί του υπολογιστικού πλέγματος για κάποια δεδομένη στιγμή. Με αυτόν τον τρόπο, γίνεται ευκολότερη η ποιοτική κατανόηση του σχηματισμού των οξειδίων του αζώτου και της αιθάλης. Αξίζει να σημειωθεί, ότι οι συγκεντρώσεις σε soot λαμβάνουν υπόψη μόνο την παραγόμενη αιθάλη, και όχι την οξείδωσή της κατά τη διεργασία της καύσης [20].

4. Παραμετρική Διερεύνηση Προβλήματος

4.1 Περιγραφή του Προβλήματος

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η διερεύνηση των πολλαπλών εγχύσεων σε έναν ναυτικό κινητήρα Diesel, με στόχο τη μείωση των εκπομπών (NOx και soot) και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Η μελέτη πραγματοποιήθηκε για εγχύσεις έως και επτά (7) παλμών ανά κύκλο λειτουργίας, σε συνθήκες πλήρους φορτίου. Βασιζόμενοι στα αποτελέσματα προηγούμενων μελετών πάνω στις πολλαπλές εγχύσεις, το προφίλ έγχυσης καυσίμου επεκτάθηκε και μελετήθηκε από τον ένα κύριο παλμό της περίπτωσης αναφοράς σε τρεις προεγχύσεις προ του Άνω Νεκρού Σημείου (ΑΝΣ), μία κύρια έγχυση και τρεις μετεγχύσεις καυσίμου μετά το πέρας του κύριου παλμού. Ο αριθμός των προεγχύσεων και μετεγχύσεων δεν παραμένει σταθερός, καθώς η παρούσα μελέτη έγινε για την εύρεση του νέου προφίλ πολλαπλών εγχύσεων καυσίμου. Η μελέτη πραγματοποιήθηκε σταδιακά, με την προσθήκη παλμών και την ανάλυση των αποτελεσμάτων ύστερα από την κάθε επέκταση. Περαιτέρω επέκταση του προφίλ σε μεγαλύτερο αριθμό παλμών κρίθηκε μη αναγκαία.

Η συγκεκριμένη τεχνική έγχυσης έχει εφαρμοστεί στους κινητήρες της αυτοκινητοβιομηχανίας, με θετική επίδραση στην μείωση των εκπομπών καυσαερίων που εξετάζονται, καθώς και στη διατήρηση του αποδιδόμενου ωφέλιμου έργου.

4.2 Παραμετρική Διερεύνηση του Προβλήματος

Η παραμετροποίηση του προφίλ εγχύσεως αναλύεται στις ακόλουθες επιμέρους μεταβλητές:

- Γωνία έναρξης πρώτης πιλοτικής έγχυσης καυσίμου (Start of 1st Pilot Injection – SoPi1)
- Γωνία έναρξης δεύτερης πιλοτικής έγχυσης καυσίμου (Start of 2nd Pilot Injection – SoPi2), εξαρτώμενη από το μεσοδιάστημα μεταξύ 1ης και 2ης πιλοτικής έγχυσης (dwell between 1st and 2nd Pilot Injection)
- Γωνία έναρξης τρίτης πιλοτικής έγχυσης καυσίμου (Start of 3rd Pilot Injection – SoPi3), εξαρτώμενη από το μεσοδιάστημα μεταξύ 2^{ης} και 3^{ης} πιλοτικής έγχυσης (dwell between 2nd and 3rd Pilot Injection)
- Γωνία έναρξης κύριας έγχυσης καυσίμου (Start of Main Injection – SOMI)
- Γωνία έναρξης πρώτης μετέγχυσης καυσίμου (Start of 1st Post Injection – SoPo1) εξαρτώμενη από το μεσοδιάστημα μεταξύ 1^{ης} μετέγχυσης και κύριας έγχυσης (dwell between 1st Post and Main Injection)
- Γωνία έναρξης δεύτερης μετέγχυσης καυσίμου (Start of 2nd Post Injection – SoPo2) εξαρτώμενη από το μεσοδιάστημα μεταξύ 1^{ης} και 2^{ης} μετέγχυσης (dwell between 1st and 2nd Post Injection)
- Γωνία έναρξης τρίτης μετέγχυσης καυσίμου (Start of 3rd Post Injection – SoPo3) εξαρτώμενη από το μεσοδιάστημα μεταξύ 2^{ης} και 3^{ης} μετέγχυσης, (dwell between 2nd and 3rd Post Injection)

- Ποσοστό επί τις εκατό της συνολικής ποσότητας εγχεόμενου ανά κύκλο λειτουργίας που εγχέεται στην 1^η πιλοτική έγχυση (1st Pilot Mass Fraction – PiMF1)
- Ποσοστό επί τις εκατό της συνολικής ποσότητας εγχεόμενου ανά κύκλο λειτουργίας που εγχέεται στην 2^η πιλοτική έγχυση (2nd Pilot Mass Fraction – PiMF2)
- Ποσοστό επί τις εκατό της συνολικής ποσότητας εγχεόμενου ανά κύκλο λειτουργίας που εγχέεται στην 3^η πιλοτική έγχυση (3rd Pilot Mass Fraction – PiMF3)
- Ποσοστό επί τις εκατό της συνολικής ποσότητας εγχεόμενου ανά κύκλο λειτουργίας που εγχέεται στην 1^η μετέγχυση (1st Post Mass Fraction – PoMF1)
- Ποσοστό επί τις εκατό της συνολικής ποσότητας εγχεόμενου ανά κύκλο λειτουργίας που εγχέεται στην 2^η μετέγχυση (2nd Post Mass Fraction – PoMF2)
- Ποσοστό επί τις εκατό της συνολικής ποσότητας εγχεόμενου ανά κύκλο λειτουργίας που εγχέεται στην 3^η μετέγχυση (3rd Post Mass Fraction – PoMF3)

Να σημειωθεί ότι συνολική εγχεόμενη μάζα καυσίμου παραμένει ίδια με αυτή της περίπτωσης αναφοράς, καθώς και η γωνία έναρξης της κύριας έγχυσης (SOMI = 2° CA). Για τον προσδιορισμό των επιμέρους παραμέτρων τους προβλήματος βασίζομαστε στα συμπεράσματα προγενέστερων μελετών βιβλιογραφίας. Για λόγους απλοποίησης, στο τμήμα της κύριας έγχυσης ο ρυθμός έγχυσης καυσίμου μετά το πλήρες άνοιγμα και πριν το κλείσιμο της βαλβίδας καυσίμου θεωρείται σταθερός. Η επίδραση της ανωτέρω θεώρησης έχει αμελητέα επίδραση στα αποτελέσματα.

4.2.1 Πρώτη Παραμετρική Ανάλυση

Το πρώτο βήμα για τον καθορισμό του προβλήματος της εκτενούς παραμετρικής ανάλυσης είναι η μελέτη των επιμέρους παραμέτρων που περιγράφουν το συνολικό προφίλ έγχυσης με έως τρεις (3) προεγχύσεις. Σύμφωνα με δεδομένα από παλαιότερες διπλωματικές εργασίες, η μελέτη έγινε για συνολική προεγχεόμενη μάζα καυσίμου γύρω στο 3% [2]. Στον Πίνακα 6 παρουσιάζονται οι γωνίες (σε μοίρες στροφάλου) που αντιστοιχούν στην έναρξη των προεγχύσεων (SoPiI) και τα ποσοστά της προεγχεόμενης μάζας καυσίμου επί της συνολικής (PiMF) από κάποιες ενδεικτικές προσομοιώσεις. Τονίζεται ότι σε όλες τις περιπτώσεις η εγχεόμενη μάζα καυσίμου της κάθε προέγχυσης είναι ίση με τη μάζα των υπόλοιπων προεγχύσεων, εφόσον αυτές υπάρχουν.

		SoPiI1 (° CA)	SoPiI2 (° CA)	SoPiI3 (° CA)
Case 1	PiMF= 1%	-30.0	-20.0	-10.0
Case 2		-15.0	-10.0	-5.0
Case 3	PiMF= 1.5%	-20.0	-10.0	-
Case 4		-15.0	-7.5	-
Case 5	PiMF= 3%	-10.0	-	-
Case 6		-30.0	-	-

Πίνακας 6: Γωνίες έναρξης και το αντίστοιχο ποσοστό εγχεόμενου καυσίμου της κάθε προέγχυσης κατά την παραμετρική ανάλυση των πιλοτικών εγχύσεων.

Στον Πίνακα 7 παρουσιάζονται οι υπολογισθείσες τιμές των στόχων του προβλήματος της εκτενούς παραμετρικής ανάλυσης, ανηγμένες ως προς αυτές της περίπτωσης αναφοράς. Συγκεκριμένα, οι παράμετροι που μελετούμε ανά κύκλο είναι τα παραγόμενα NO_x (τελική συγκέντρωση), soot (συνολική παραγόμενη μάζα), SFOC (μάζα να ωφέλιμο έργο) και το ίδιο το ωφέλιμο έργο.

	NO _x (%)	Soot (%)	SFOC (%)	Work (%)
Case 1	91.38	99.27	100.35	99.65
Case 2	92.72	102.12	100.34	99.66
Case 3	92.26	102.07	100.28	99.72
Case 4	93.19	101.37	100.34	99.66
Case 5	91.54	99.34	100.25	99.75
Case 6	90.51	98.89	100.39	99.61

Πίνακας 7: Υπολογισθείσες τιμές των στόχων της παραμετρικής ανάλυσης για τις έξι (6) ενδεικτικές προσομοιώσεις της μελέτης προεγχύσεων.

Όπως παρατηρούμε από τα αποτελέσματα της ανάλυσης, η προσθήκη προεγχύσεων περαιτέρω της μίας έχουν μικρή επίδραση στους στόχους που εξετάζονται, και συνεπώς γίνεται η επιλογή να επεκταθεί το προφίλ έγχυσης μόνο σε μία πιλοτική έγχυση πριν το ANΣ. Αύξηση του εγχεόμενου πιλοτικά καυσίμου αποφεύγεται, καθώς, όπως έδειξαν και οι προσομοιώσεις, λόγω της αύξησης της πίεσης κατά τη συμπίεση παρατηρείται μείωση του ωφέλιμου έργου ανά κύκλο. Παρόλο που όπως φαίνεται ότι σε μεγαλύτερες γωνίες έναρξης της προέγχυσης πριν το ANΣ οι στόχοι μας βελτιώνονται ελαφρώς, αποτρέπεται η επιλογή αυτή λόγω του φαινομένου “wall wetting” [31]. Εξαιτίας των χαμηλών συνθηκών πίεσης και θερμοκρασίας σε αρκετά νωρίς στον κύκλο σε σχέση με το ANΣ, το καύσιμο δεν διασπάται - εξατμίζεται πλήρως, και επικάθεται στα τοιχώματα του χιτωνίου, δημιουργώντας ένα υγρό φιλμ. Η καύση αυτού κατά την κύρια έγχυση οδηγεί θερμική και μηχανική καταπόνηση του κινητήρα, καθώς δημιουργείται ο κίνδυνος μόλυνσης του λιπαντικού λαδιού του κινητήρα.

Έχοντας ολοκληρώσει την παραμετρική ανάλυση των προεγχύσεων, το επόμενο στάδιο είναι η μελέτη της επίδρασης των μετεγχύσεων καυσίμου. Βασίζόμενοι στα ευρήματα της πρώτης παραμετρικής ανάλυσης, το προφίλ έγχυσης που θα επιλέξουμε θα εμπεριέχει μία πιλοτική έγχυση, στις -10° CA, με ποσοστό εγχεόμενου καυσίμου (PiMF) ίσο με 3% της συνολικής μάζας, μία κύρια έγχυση καυσίμου με γωνία έναρξης στις 2° CA, και θα εξετάσουμε τις παραμέτρους του συνολικού προφίλ εγχύσεως με έως τρεις (3) μετεγχύσεις καυσίμου. Λαμβάνοντας υπόψη τα δεδομένα παλαιότερων διπλωματικών εργασιών, το συνολικό μετεγγεόμενο ποσοστό μάζας καυσίμου κυμαίνεται γύρω στο 25% επί της συνολικής μάζας καυσίμου ανά κύκλο [1]. Στον Πίνακα 8 παρουσιάζονται οι γωνίες (σε μοίρες στροφάλου) που αντιστοιχούν στην έναρξη των μετεγχύσεων (SoPoI) και τα ποσοτά της μετεγγεόμενης μάζας καυσίμου (PoMF) από κάποιες ενδεικτικές προσομοιώσεις που πραγματοποιήθηκαν. Τονίζεται ότι, όπως και στην πρώτη παραμετρική ανάλυση, σε όλες τις περιπτώσεις η εγχεόμενη μάζα καυσίμου της κάθε μετέγχυσης είναι ίση με τη μάζα των υπόλοιπων μετεγχύσεων, εφόσον αυτές υπάρχουν.

		SoPol1 (° CA)	SoPio2 (° CA)	SoPol3 (° CA)
Case 7	PoMF = 25%	17.0	-	-
Case 8	PoMF = 12.5%	17.0	24.0	-
Case 9	PoMF = 10%	16.3	23.0	29.6

Πίνακας 8: Γωνίες έναρξης και το αντίστοιχο ποσοστό εγγεόμενου καυσίμου της κάθε μετέγχυσης κατά την παραμετρική ανάλυση των μετεγχύσεων.

Στον Πίνακα 9 παρουσιάζονται οι υπολογισθείσες τιμές των στόχων του προβλήματος της εκτενούς παραμετρικής ανάλυσης, ανηγμένες ως προς αυτές της περίπτωσης αναφοράς. Όπως προαναφέρθηκε, οι παράμετροι που μελετούμε ανά κύκλο είναι τα παραγόμενα οξειδία αζώτου (NO_x), η παραγόμενη αιθάλη (soot), η ειδική κατανάλωση καυσίμου (SFOC), και το ωφέλιμο έργο (work).

	NO _x (%)	Soot (%)	SFOC (%)	Work (%)
Case 7	74.1	68.71	100.28	99.72
Case 8	68.2	94.76	101.97	98.06
Case 9	60.07	142.93	104.61	95.59

Πίνακας 9: Υπολογισθείσες τιμές των στόχων της παραμετρικής ανάλυσης για τις τρεις (3) ενδεικτικές προσομοιώσεις της μελέτης μετεγχύσεων.

Συμπερασματικά, με αύξηση του αριθμού των μετεγχύσεων οι εκπομπές NO_x μειώνονται, ενώ οι αντίστοιχες σε αιθάλη αυξάνονται. Με αύξηση της συνολικής μετεγγεόμενης μάζας καυσίμου προκύπτει σχετική μείωση των εκπομπών, καθώς οι αναπτυσσόμενες θερμοκρασίες δεν ευνοούν τον σχηματισμό NO_x και αιθάλης. Ωστόσο, αυτό έχει αρνητικό αντίκτυπο στην απόδοση του κινητήρα, λόγω των συνθήκων χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας που δημιουργούνται. Με μεγάλη τιμή καθυστέρησης της μετέγχυσης η μείωση του ωφέλιμου έργου εντείνεται περισσότερο.

4.2.2 Δεύτερη Παραμετρική Ανάλυση

Έχοντας ολοκληρώσει την πρώτη παραμετρική ανάλυση (Ενότητα 4.2.1), έχουμε πλέον προσδιορίσει ότι το νέο προφίλ έγχυσης καυσίμου περιλαμβάνει μία πιλοτική έγχυση στις -10° CA με ποσοστό εγγεόμενου καυσίμου (PiMF) ίσο με 3% της συνολικής μάζας, μία κύρια έγχυση, και τρεις (3) μετεγχύσεις καυσίμου συνολικής μάζας εγγεόμενου καυσίμου ίσης με 30% της συνολικής μάζας. Τονίζεται ότι βασικός στόχος της παρούσας εργασίας είναι η μείωση των εκπομπών σε NO_x, με διατήρηση της παρατηρούμενης αύξησης του soot σε αποδεκτά επίπεδα. Για την αποφυγή της μείωσης της απόδοσης του κινητήρα, το μετεγγεόμενο ποσό καυσίμου φθίνει ανά μετέγχυση. Στον Πίνακα 10 παρουσιάζονται τα εγγεόμενα ποσοστά ανά παλμό.

PiMF	PoMF1	PoMF2	PoMF3
3 %	21 %	6 %	3 %

Πίνακας 10: Ποσοστά μάζας εγγεόμενου καυσίμου μετέγχυσης ανά παλμό (πέραν της κύριας έγχυσης).

Στόχος της δεύτερης παραμετρικής ανάλυσης είναι να διερευνηθεί η επίδραση των παρακάτω, στα βασικά μεγέθη που μάς ενδιαφέρουν (ειδική κατανάλωση (SFOC),

παραγόμενο έργο ανά κύκλο (Work), παραγόμενα οξειδία αζώτου (NOx) και παραγόμενα σωματίδια αιθάλης (soot)):

- 1) Παραλλαγή της έναρξης της κύριας έγχυσης (εύρος: +1 βαθμοί CA, έως + 3 βαθμοί CA).
- 2) Με βάση το αποτέλεσμα του (1): Παραλλαγή της έναρξης της κάθε μετέγχυσης (εύρος: 2.5 μοίρες έως 4.5 μοίρες μετά το τέλος της έγχυσης που προηγείται).
- 3) Με βάση το αποτέλεσμα του (1) του (2): Διακύμανση της μείωσης της μάζας (στο εύρος 0% έως 3%)

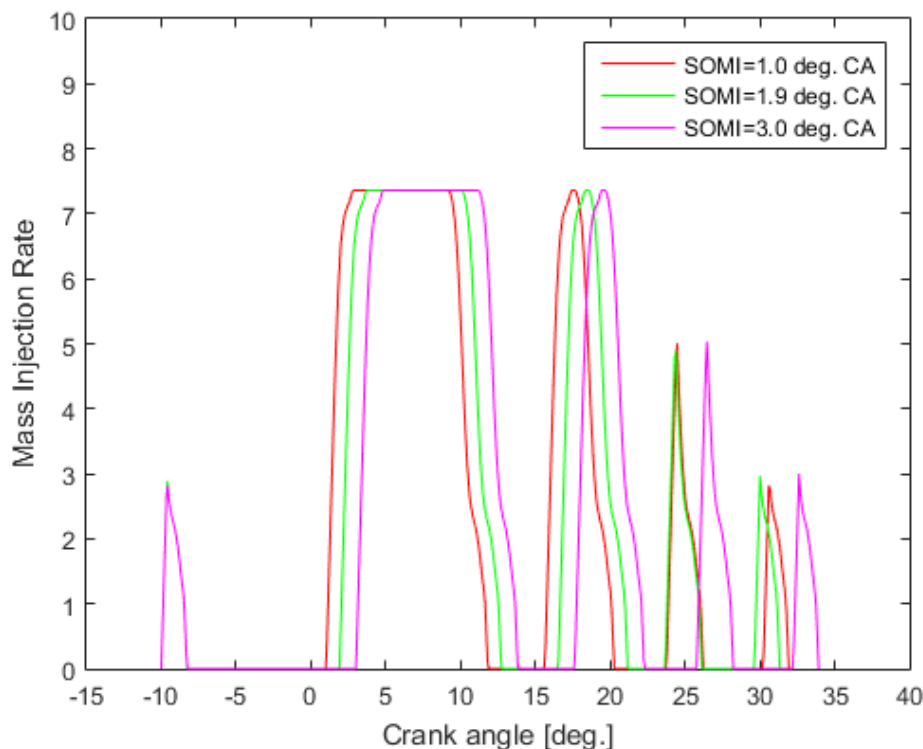
Όλες οι υπόλοιπες παράμετροι που περιγράφουν το προφίλ έγχυσης, συμπεριλαμβανομένης της πιλοτικής έγχυσης καυσίμου, παραμένουν σταθερές.

Ακολουθεί η θερμορευστομηχανική ανάλυση των ανωτέρω τριών περιπτώσεων. Παρουσιάζονται δύο ακραίες περιπτώσεις από τις δοκιμές που πραγματοποιήθηκαν και μια «μεσαία», η οποία και επιλέχθηκε τελικά ως βέλτιστη. Οι τιμές των στόχων για την εκάστοτε περίπτωση είναι σε ανηγμένη μορφή σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς.

Στον Πίνακα 11 περιλαμβάνονται οι στόχοι και περιορισμοί της πρώτης περίπτωσης και στο Διάγραμμα 6 παρουσιάζονται τα προφίλ έγχυσης των δύο ακραίων περιπτώσεων και μιας «μεσαίας» που επιλέχθηκε.

	Pmax (bar)	NOx (%)	Soot (%)	SFOC (%)	Work (%)
SOMI=1.0 deg. CA	155.38	69.25	131.26	101.6	98.43
SOMI=1.9 deg. CA	148.8	65.78	133.33	102.61	97.46
SOMI=3.0 deg. CA	140.71	61.24	141.41	104.16	96

Πίνακας 11: Υπολογισθείσες τιμές των στόχων της παραμετρικής ανάλυσης με ελεύθερη μεταβλητή τη γωνία έναρξης της κύριας έγχυσης καυσίμου.



Διάγραμμα 6: Συνολικό προφίλ έγχυσης για έναρξη της κύριας έγχυσης στις 1.0°, 1.9° και 3.0° γωνίας στροφάλου.

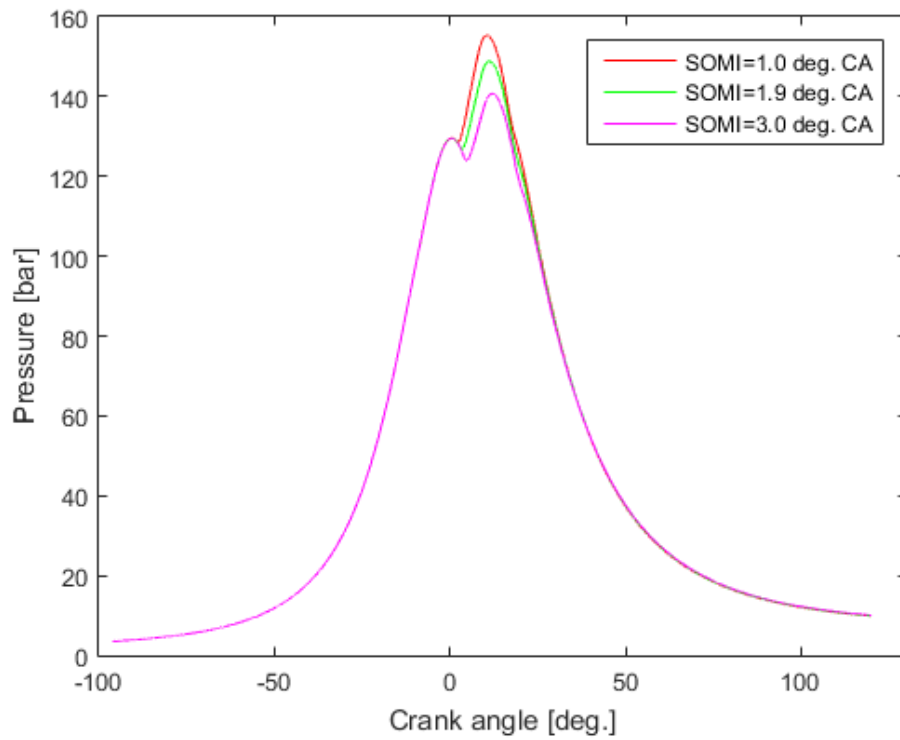
Στο Διάγραμμα 7 παρουσιάζεται η μεταβολή της πίεσης σε σχέση με τη γωνία στροφάλου μέσα σε έναν κύκλο περιστροφής, για τις τρεις διαφορετικές γωνίες έναρξης της κύριας έγχυσης. Παρατηρείται ότι για μεταβολή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης κοντά στο ΑΝΣ, η μέγιστη πίεση ξεπερνά το όριο των 150 bar, οδηγώντας σε έντονη καταπόνηση του κινητήρα. Αντιθέτως, με απομάκρυνση της γωνίας έναρξης κύριας έγχυσης από το ΑΝΣ, η μέγιστη πίεση του κινητήρα μειώνεται.

Στο Διάγραμμα 8 παρουσιάζεται η χρονική μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας εντός του κυλίνδρου για τις τρεις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Ομοίως με παραπάνω, η θερμοκρασία αυξάνεται εντός του κυλίνδρου όσο πιο κοντά στο ΑΝΣ ξεκινάει η κύρια έγχυση καυσίμου.

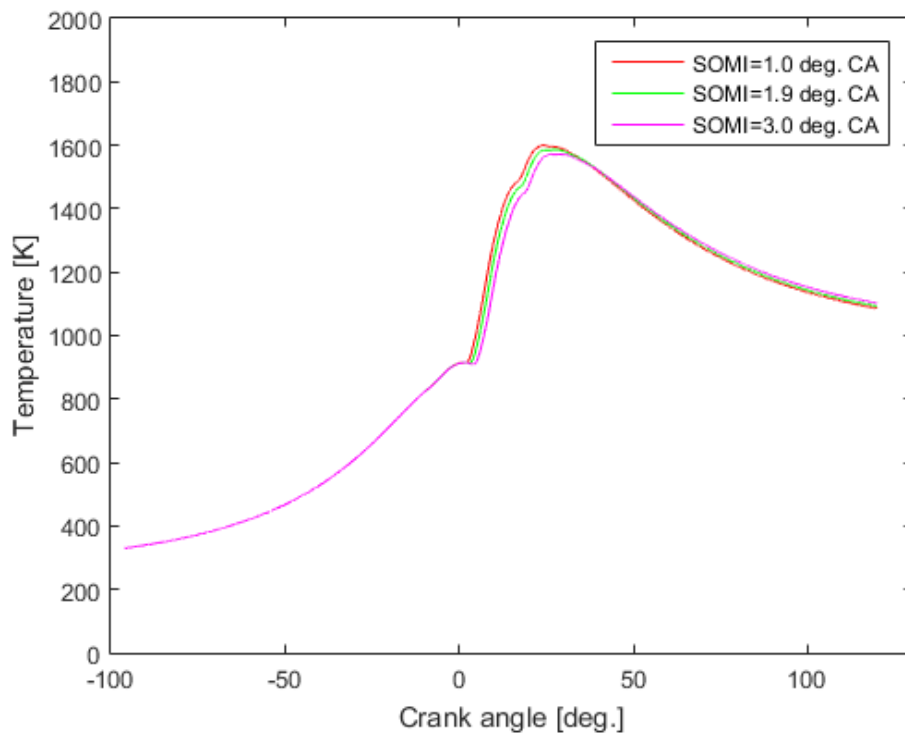
Στο Διάγραμμα 9 παρουσιάζεται ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας των τριών περιπτώσεων. Όπως αναμένεται, για μικρότερη κατά απόλυτη τιμή γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης, ο αδιαστατοποιημένος ρυθμός έκλυσης θερμότητας αυξάνεται ελαφρώς.

Στα Διαγράμματα 10 και 11 παρουσιάζονται οι χρονικές ιστορίες σχηματισμού NOx και σωματιδίων αιθάλης αντιστοίχως για τις τρεις περιπτώσεις. Τα σχηματιζόμενα οξείδια αζώτου έχουν μειωθεί σημαντικά σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς. Για γωνίες έναρξης πιο κοντά στο ΑΝΣ η μείωση των οξειδίων του αζώτου περιορίζεται, καθώς οι θερμοκρασίες που αναπτύσσονται ευνοούν την ανάπτυξη αυτή, ενώ όσο απομακρυνόμαστε από το ΑΝΣ παρατηρείται συνεχής μείωση των σχηματιζόμενων

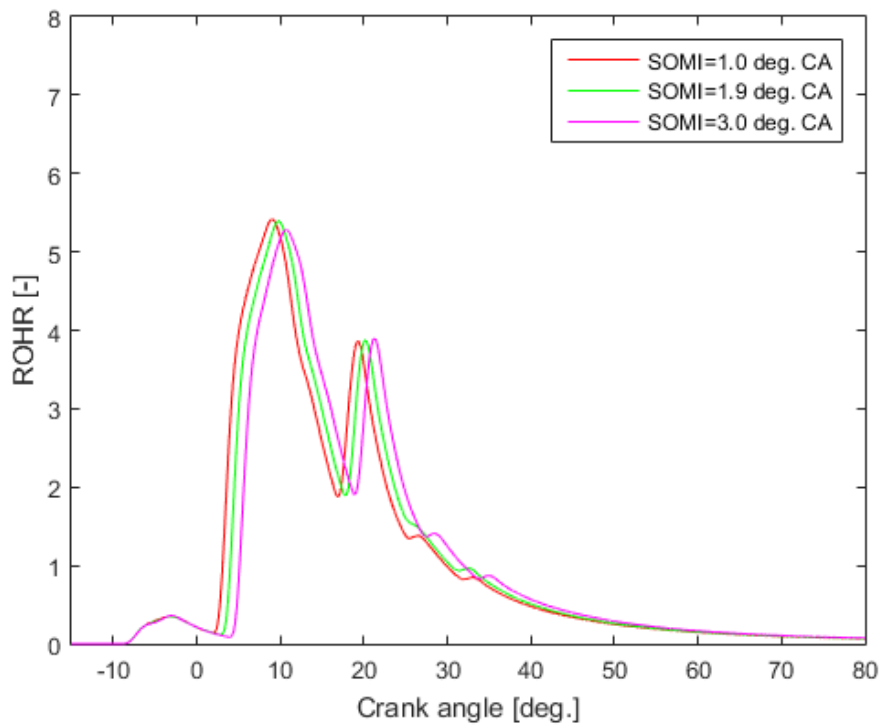
οξειδίων. Παράλληλα, η μάζα των σωματιδίων αιθάλης αυξάνεται όσο εγγύτερα στο ΑΝΣ ξεκινάει η κύρια έγχυση.



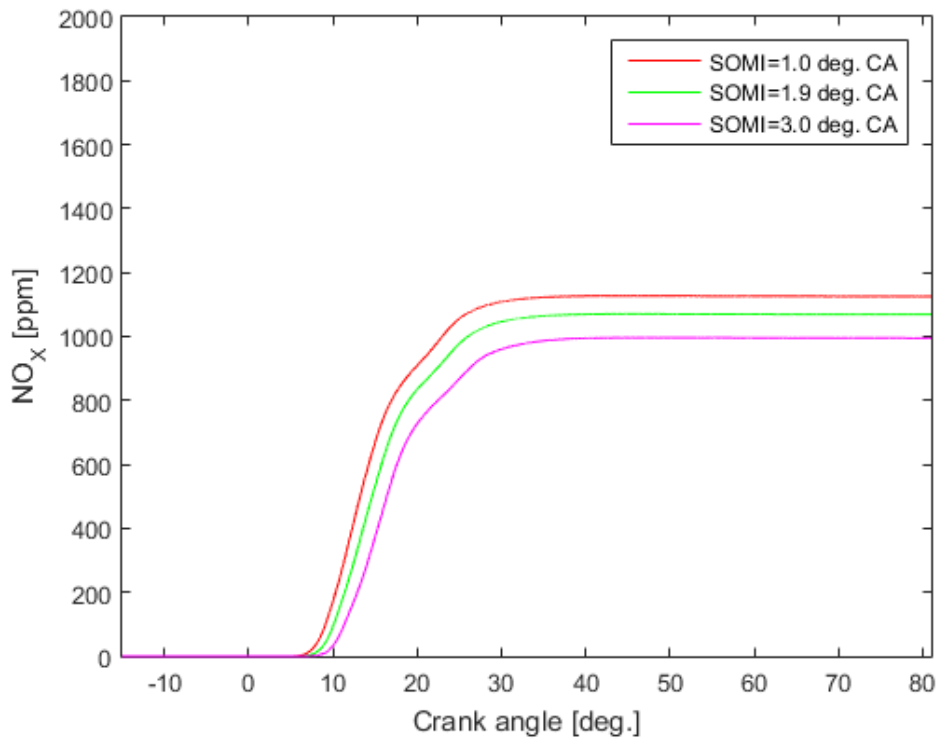
Διάγραμμα 7: Μεταβολή της πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για έναρξη της κυρίας έγχυσης στις 1.0°, 1.9° και 3.0° γωνίας στροφάλου.



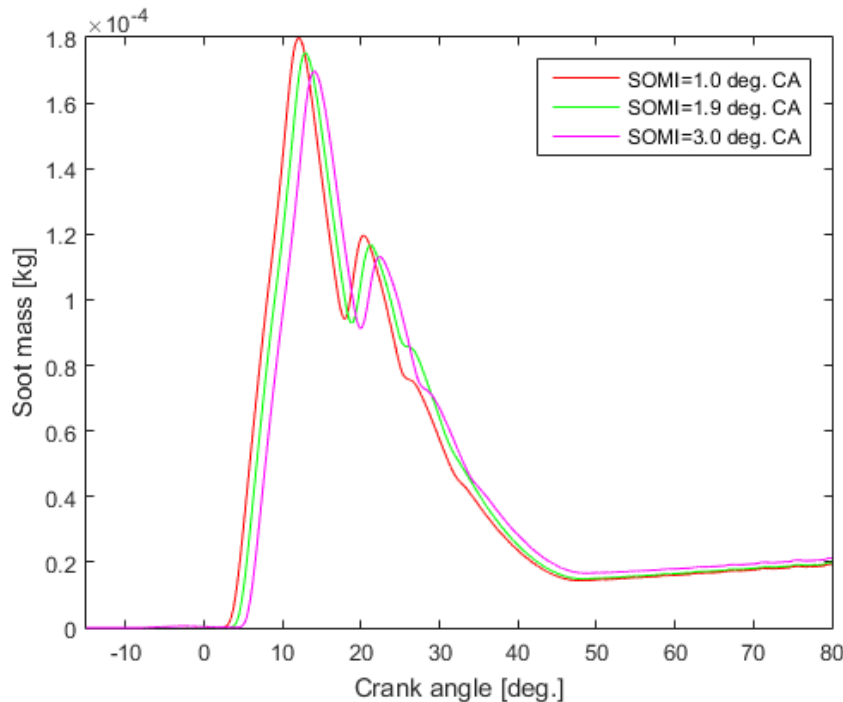
Διάγραμμα 8: Μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για έναρξη της κυρίας έγχυσης στις 1.0°, 1.9° και 3.0° γωνίας στροφάλου.



Διάγραμμα 9: Ρυθμός έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για έναρξη της κυρίας έγχυσης στις 1.0°, 1.9° και 3.0° γωνίας στροφάλου.



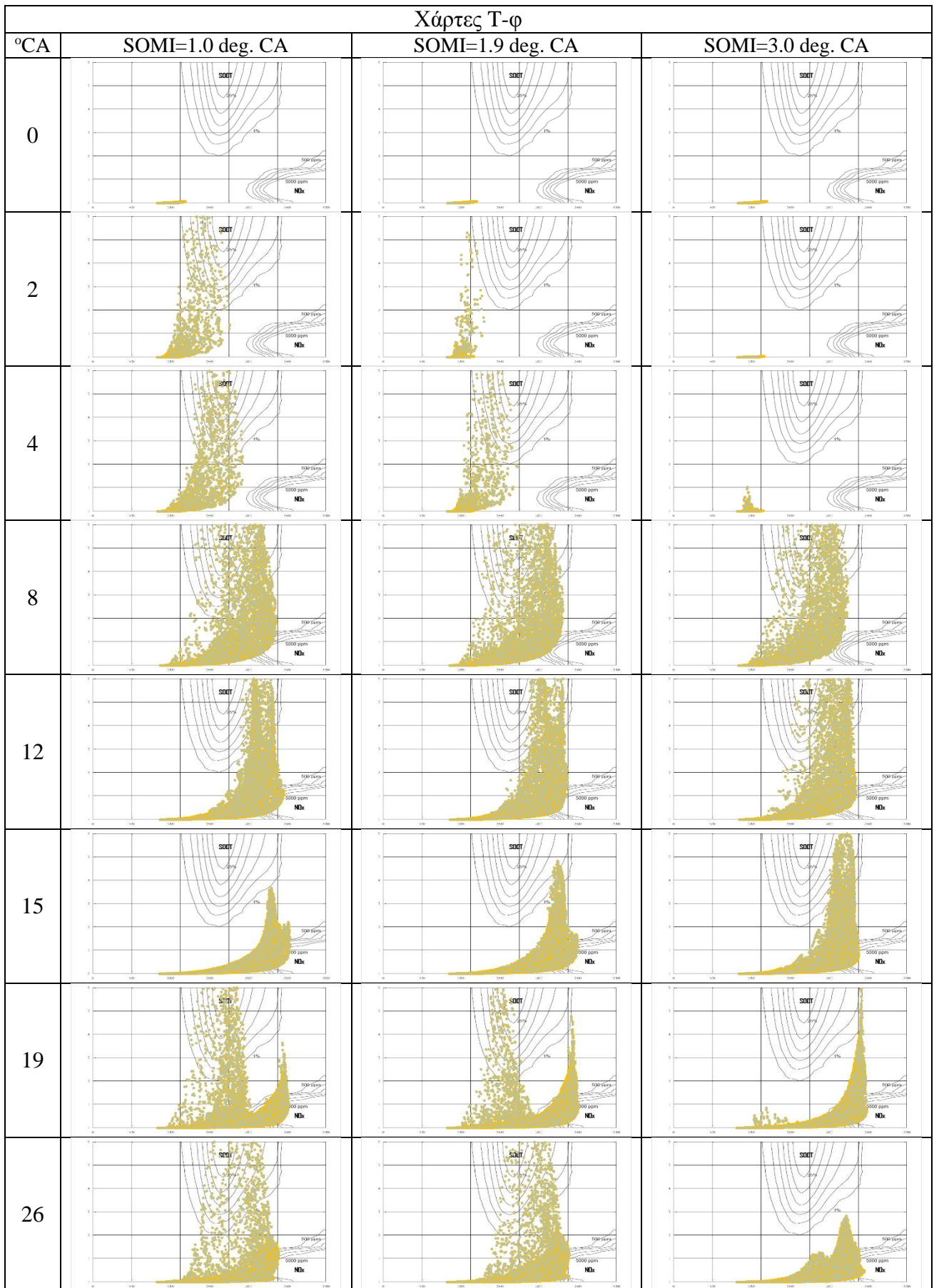
Διάγραμμα 10: Μεταβολή της συγκέντρωσης οξειδίων αζώτου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για έναρξη της κυρίας έγχυσης στις 1.0°, 1.9° και 3.0° γωνίας στροφάλου.

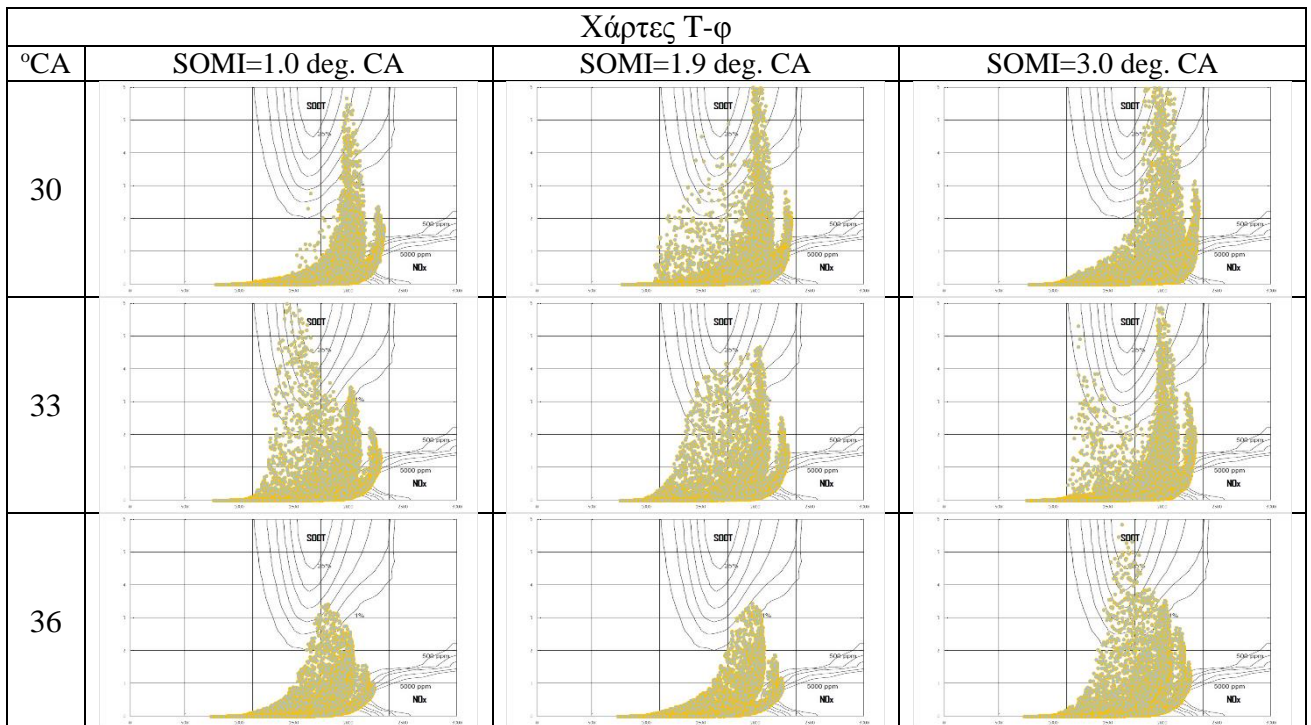


Διάγραμμα 11: Μεταβολή της μάζας σωματιδίων αιθάλης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για έναρξη της κύριας έγχυσης στις 1.0° , 1.9° και 3.0° γωνίας στροφάλου.

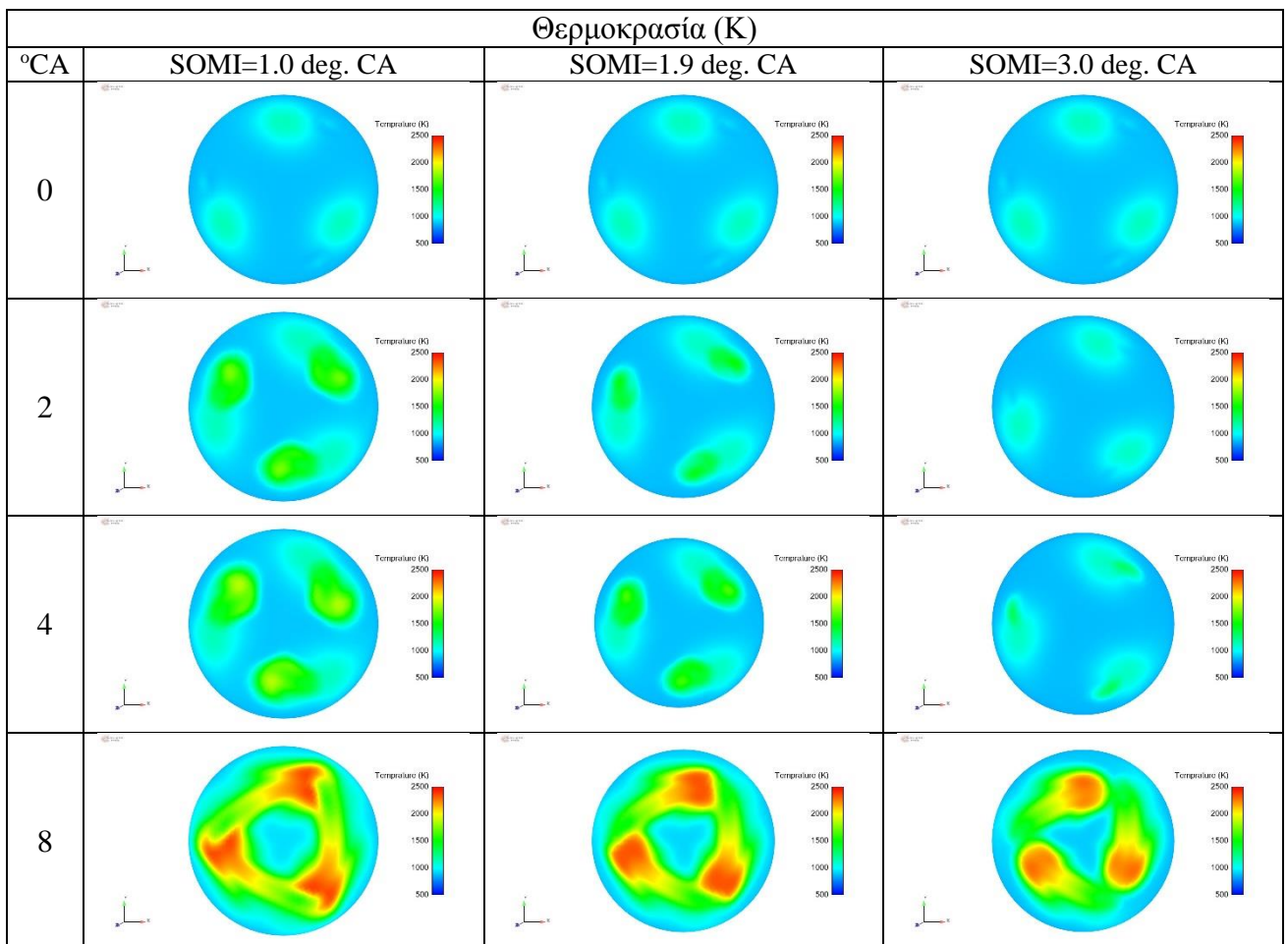
Στις Εικόνες 6, 7 και 8 παρουσιάζονται για τις τρεις περιπτώσεις έναρξης της κύριας εγχύσεις οι Χάρτες T – φ, ισοϋψείς καμπύλες στο επίπεδο των εγχυτήρων της θερμοκρασίας και του μοριακού κλάσματος, αντιστοίχως. Οι γωνίες στροφάλου που παρουσιάζονται επιλέχθηκαν με αντιπροσωπευτικό τρόπο, ώστε να καλυφθεί το συνολικό προφίλ έγχυσης των τριών γωνιών έναρξης που εξετάζονται. Πιο συγκεκριμένα, εντός του διαστήματος μεταξύ $1^\circ - 15^\circ$ λαμβάνουν χώρα οι κύριες εγχύσεις καυσίμου των τριών περιπτώσεων. Ομοίως στο διάστημα $19^\circ - 33^\circ$ πραγματοποιούνται οι τρεις μετεγχύσεις και για τις τρεις περιπτώσεις, ενώ στις 36° έχει εγχυθεί ολόκληρη η ποσότητα καυσίμου στον κύκλο λειτουργίας. Όπως παρατηρείται από τις παρακάτω εικόνες, η αύξηση της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης καυσίμου οδηγεί σε συγκριτικά χαμηλότερες θερμοκρασίες εντός του θαλάμου καύσης, δυσχεραίνοντας τον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου. Ωστόσο, η μείωση της θερμοκρασίας λόγω της μεταγενέστερης έγχυσης καυσίμου έχει αντίκτυπο στην απόδοση του κινητήρα (βλ. Πίνακα 11). Ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου - αέρα παραμένει σε παρόμοια επίπεδα και για τις τρεις εξεταζόμενες περιπτώσεις, και συνεπώς τα επίπεδα της παραγόμενης αιθάλης βρίσκονται σε παρόμοια επίπεδα, με τάση μείωσης αυξανόμενης της γωνίας έναρξης. Αυτή η τάση δικαιολογείται από την μεγαλύτερη «απόσταση» από την πιλοτική έγχυση καυσίμου, που οδηγεί σε χαμηλότερους λόγους ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα.

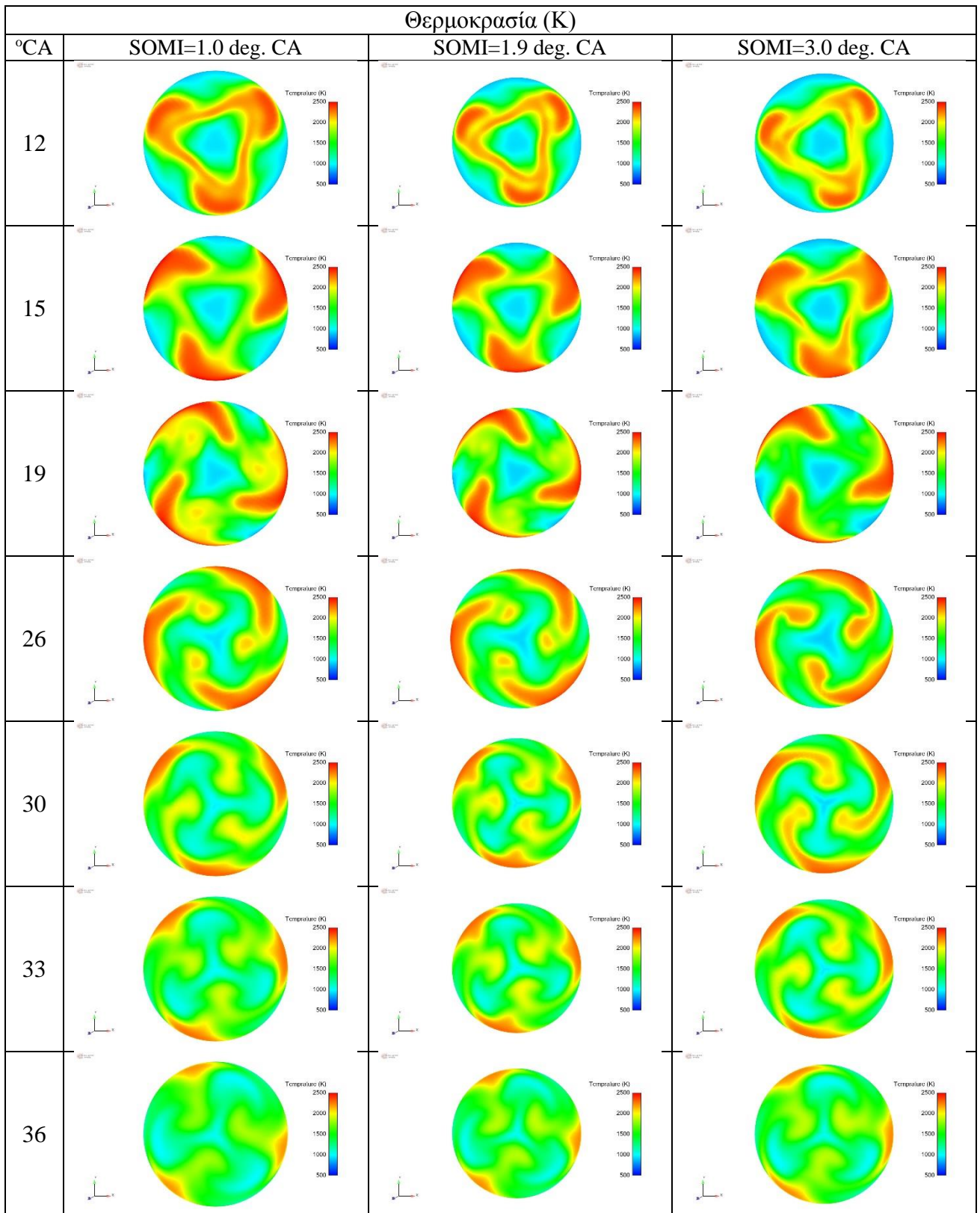
Χάρτες T-φ



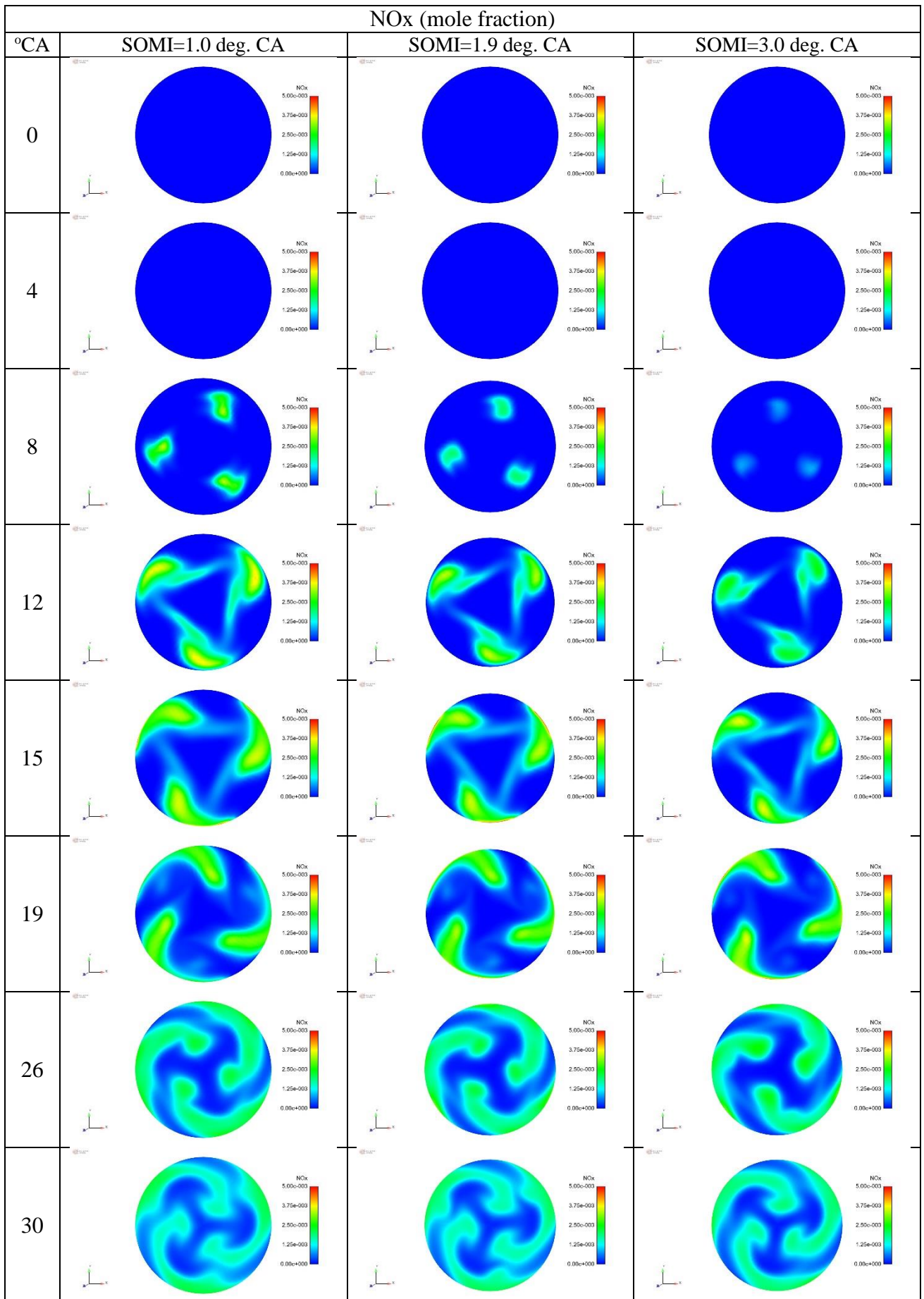


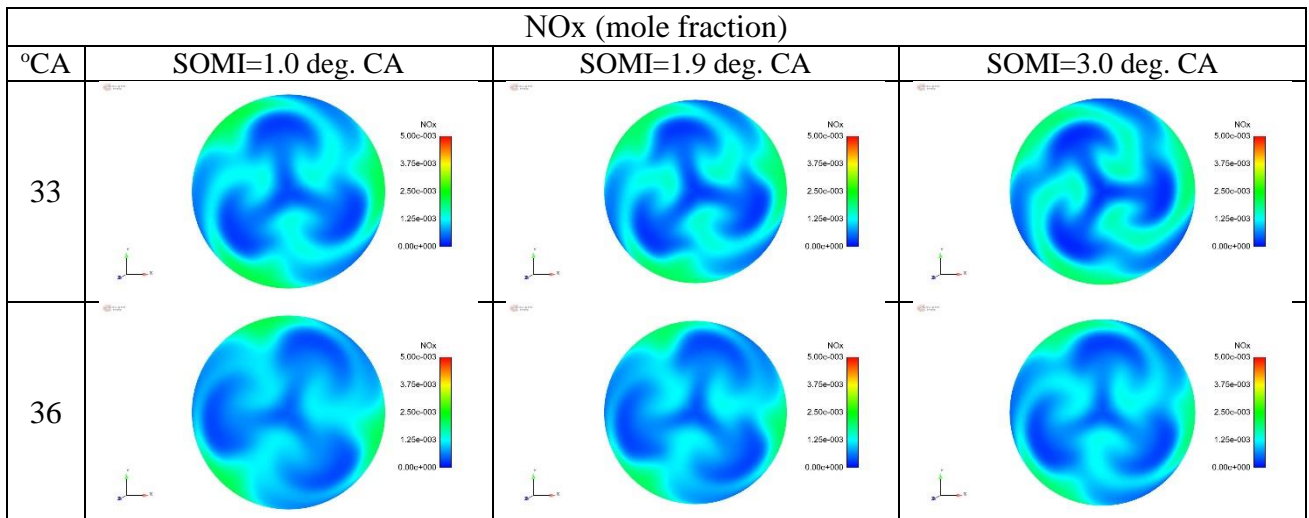
Εικόνα 6: Χάρτες T – φ για έναρξη της κυρίας έγχυσης στις 1.0^ο, 1.9^ο και 3.0^ο γωνίας στροφάλου.





Εικόνα 7: Ισοϋψείς καμπύλες θερμοκρασίας στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για έναρξη της κυρίας έγχυσης στις 1.0°, 1.9° και 3.0° γωνίας στροφάλου.



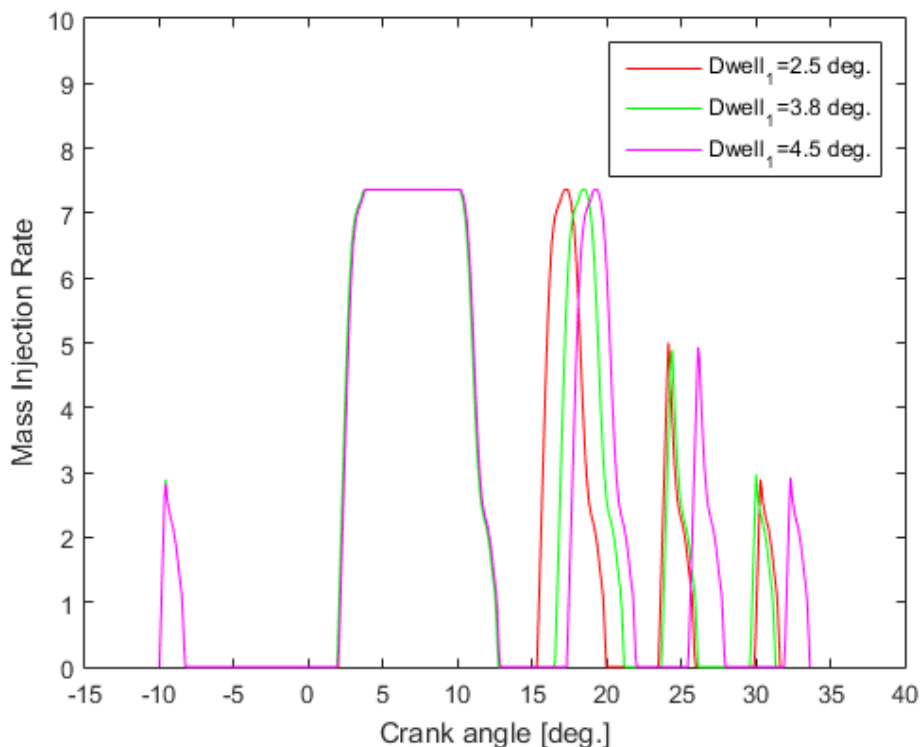


Εικόνα 8: Ισοϋψείς καμπύλες συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για έναρξη της κυρίας έγχυσης στις 1.0°, 1.9° και 3.0° γωνίας στροφάλου.

Στον Πίνακα 12 παρατίθενται οι στόχοι και περιορισμοί για τη διερεύνηση της επίδρασης της καθυστέρησης μετέγχυσης της πρώτης μετέγχυσης καυσίμου. Ομοίως με το προηγούμενο βήμα της παραμετρικής ανάλυσης, παρουσιάζονται οι δύο ακραίες περιπτώσεις και η προσεγγιστικά βέλτιστη. Στο Διάγραμμα 12 παρουσιάζονται τα συνολικά προφίλ εγχύσεως των τριών προαναφερθέντων περιπτώσεων.

	Pmax (bar)	NOx (%)	Soot (%)	SFOC (%)	Work (%)
Dwell ₁ = 2.5 deg.	148.86	66.65	148.25	102.88	97.2
Dwell ₁ = 3.8 deg.	148.8	65.78	133.33	102.61	97.46
Dwell ₁ = 4.5 deg.	148.03	63.04	131.56	102.99	97.1

Πίνακας 12: Υπολογισθείσες τιμές των στόχων της παραμετρικής ανάλυσης με ελεύθερη μεταβλητή τη γωνία καθυστέρησης έναρξης της πρώτης μετέγχυσης καυσίμου.



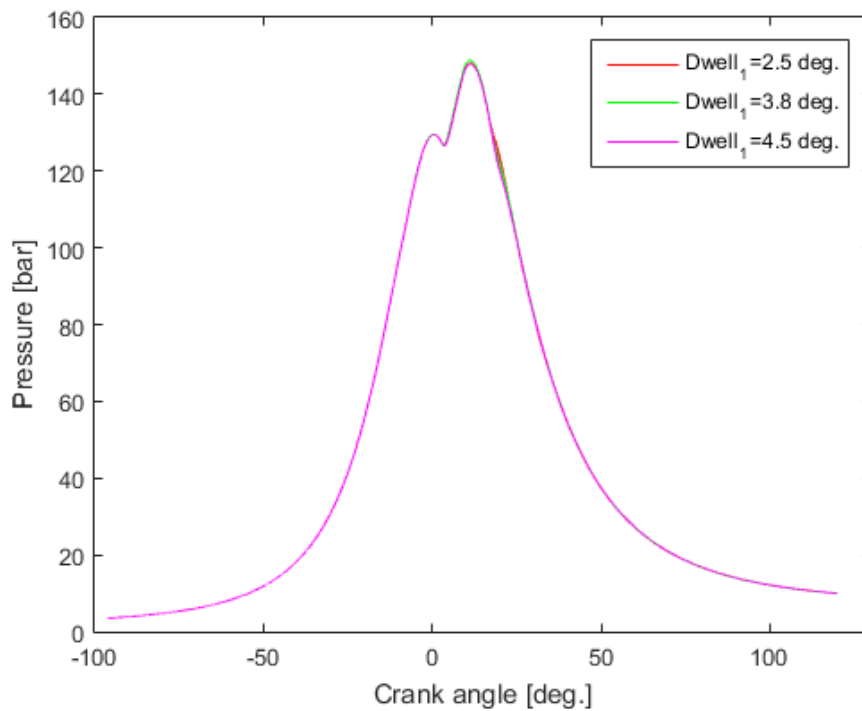
Διάγραμμα 12: Συνολικό προφίλ έγχυσης για καθυστέρηση πρώτης μετέγχυσης καυσίμου στις 2.5°, 3,8° και 4.5° γωνίας στροφάλου.

Στο Διάγραμμα 13 παρατίθεται η χρονική μεταβολή της πίεσης για τις τρεις περιπτώσεις καθυστέρησης της πρώτης μετεγχύσεως που εξετάζουμε. Παρατηρείται μικρή αύξηση της μέγιστης πίεσης για μικρότερη καθυστέρηση πρώτης μετέγχυσης, ενώ η τιμή της πίεσης σε γωνίες γύρω από την πρώτη μετέγχυση είναι ελαφρώς υψηλότερη για μικρότερη καθυστέρηση της πρώτης μετέγχυσης καυσίμου.

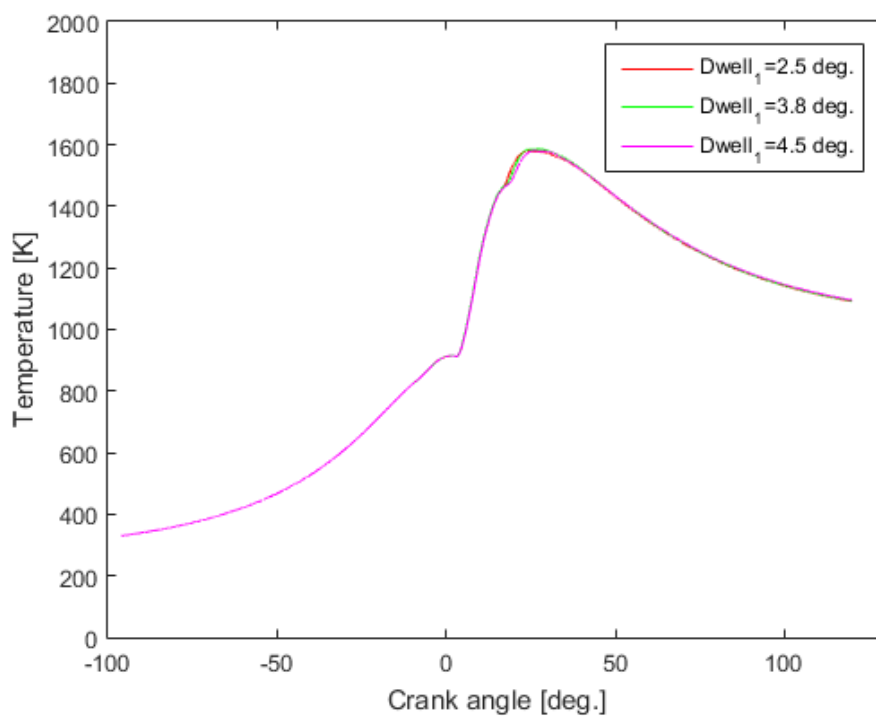
Στο Διάγραμμα 14 παρουσιάζεται η μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας εντός του κυλίνδρου για τις τρεις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Διαπιστώνεται ότι, όσο μικρότερη είναι η καθυστέρηση της πρώτης μετέγχυσης, τόσο υψηλότερη είναι και η μέση θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου.

Στο Διάγραμμα 15 παρατίθεται ο αδιαστατοποιημένος ρυθμός έκλυσης θερμότητας για τις τρεις περιπτώσεις καθυστέρησης μετέγχυσης. Γύρω από την πρώτη μετέγχυση ο ρυθμός είναι υψηλότερος για την περίπτωση της μικρής καθυστέρησης μετέγχυσης. Ωστόσο, για μεγάλη καθυστέρηση πρώτης μετέγχυσης παρατηρούμε υψηλότερο ρυθμό έκλυσης θερμότητας κοντά στην τρίτη μετέγχυση.

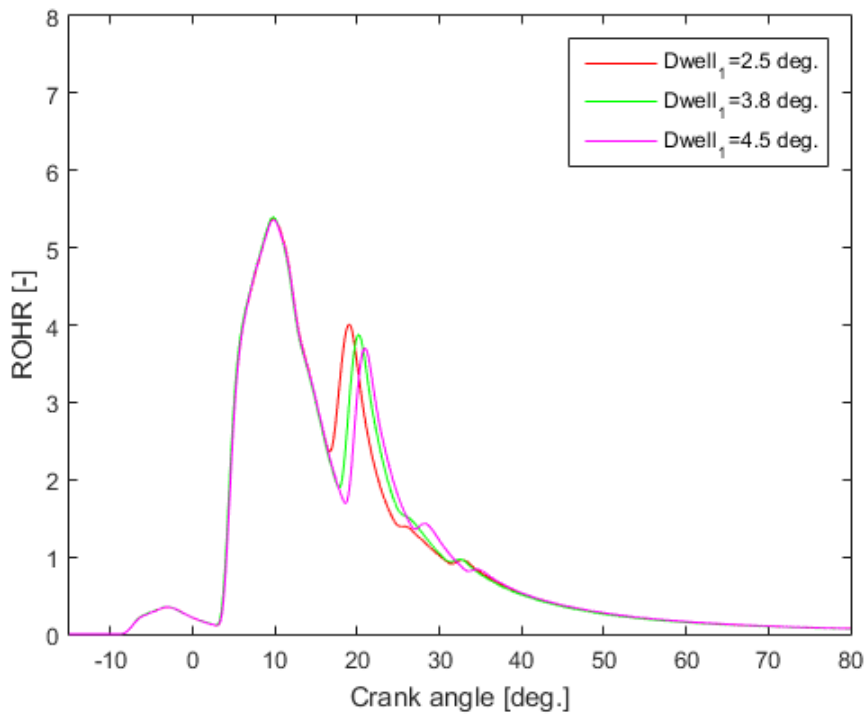
Στα Διαγράμματα 16 και 17 παρουσιάζονται η μεταβολή συγκέντρωσης σε NOx και η χρονική μεταβολή της μάζας της σχηματιζόμενης αιθάλης, αντιστοίχως. Όπως αναμένεται από τα παραπάνω, καθώς η καθυστέρηση της πρώτης μετέγχυσης αυξάνεται, η συγκέντρωση NOx μειώνεται λόγω της χαμηλότερης θερμοκρασίας εντός του θαλάμου, γεγονός που εμποδίζει των σχηματισμό των οξειδίων. Ομοίως, όσο αυξάνεται η καθυστέρηση της μετέγχυσης μειώνεται η μάζα της αιθάλης.



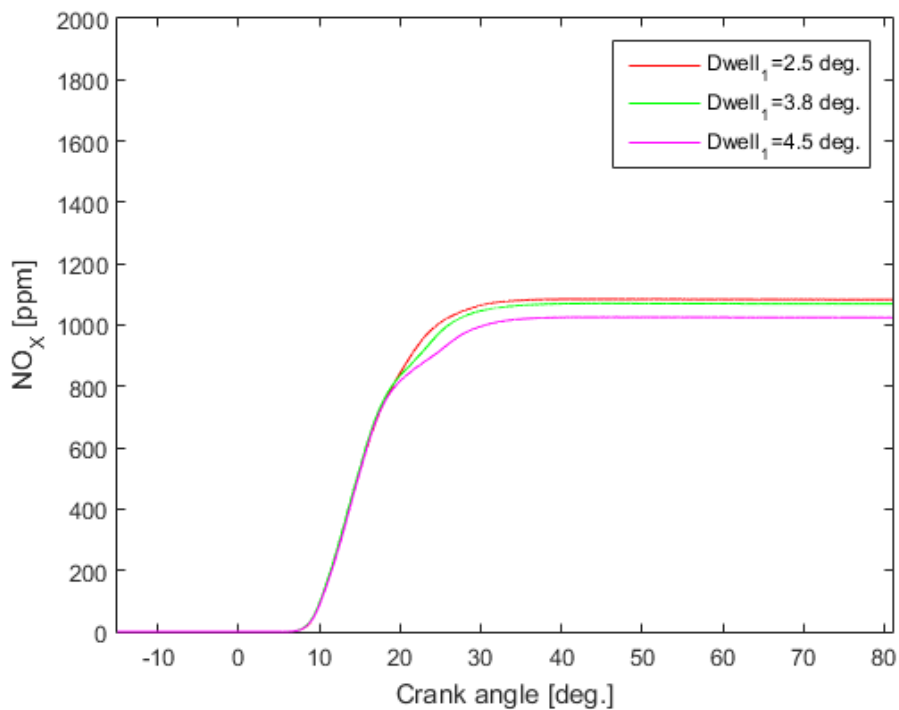
Διάγραμμα 13: Μεταβολή πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για καθυστέρηση πρώτης μετέγχυσης καυσίμου στις 2.5°, 3.8° και 4.5° γωνίας στροφάλου.



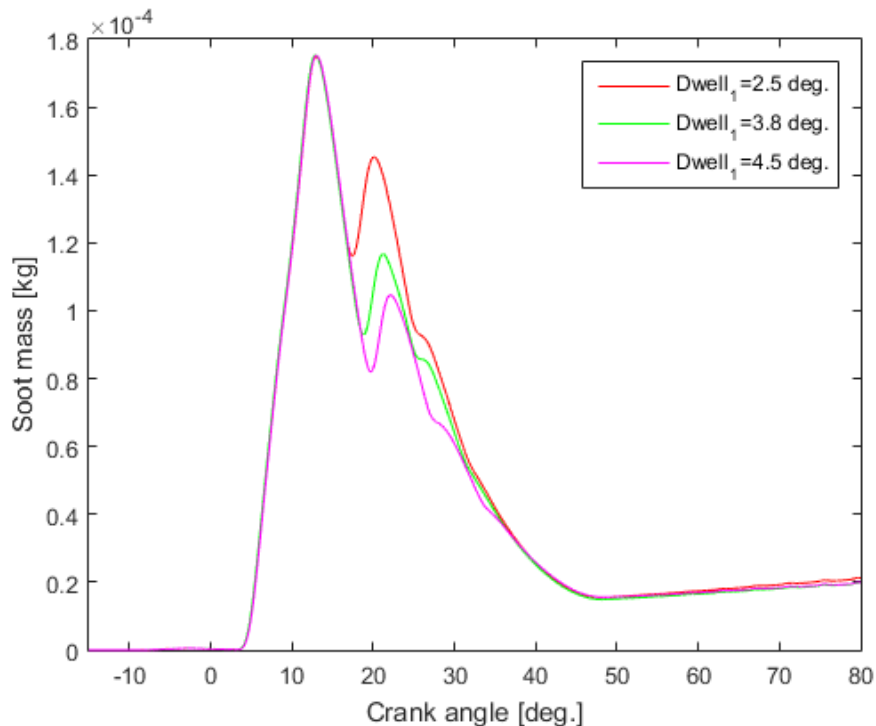
Διάγραμμα 14: Μεταβολή μέσης θερμοκρασίας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για καθυστέρηση πρώτης μετέγχυσης καυσίμου στις 2.5°, 3.8° και 4.5° γωνίας στροφάλου.



Διάγραμμα 15: Μεταβολή ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για καθυστέρηση πρώτης μετέγχευσης καυσίμου στις 2.5°, 3.8° και 4.5° γωνίας στροφάλου.



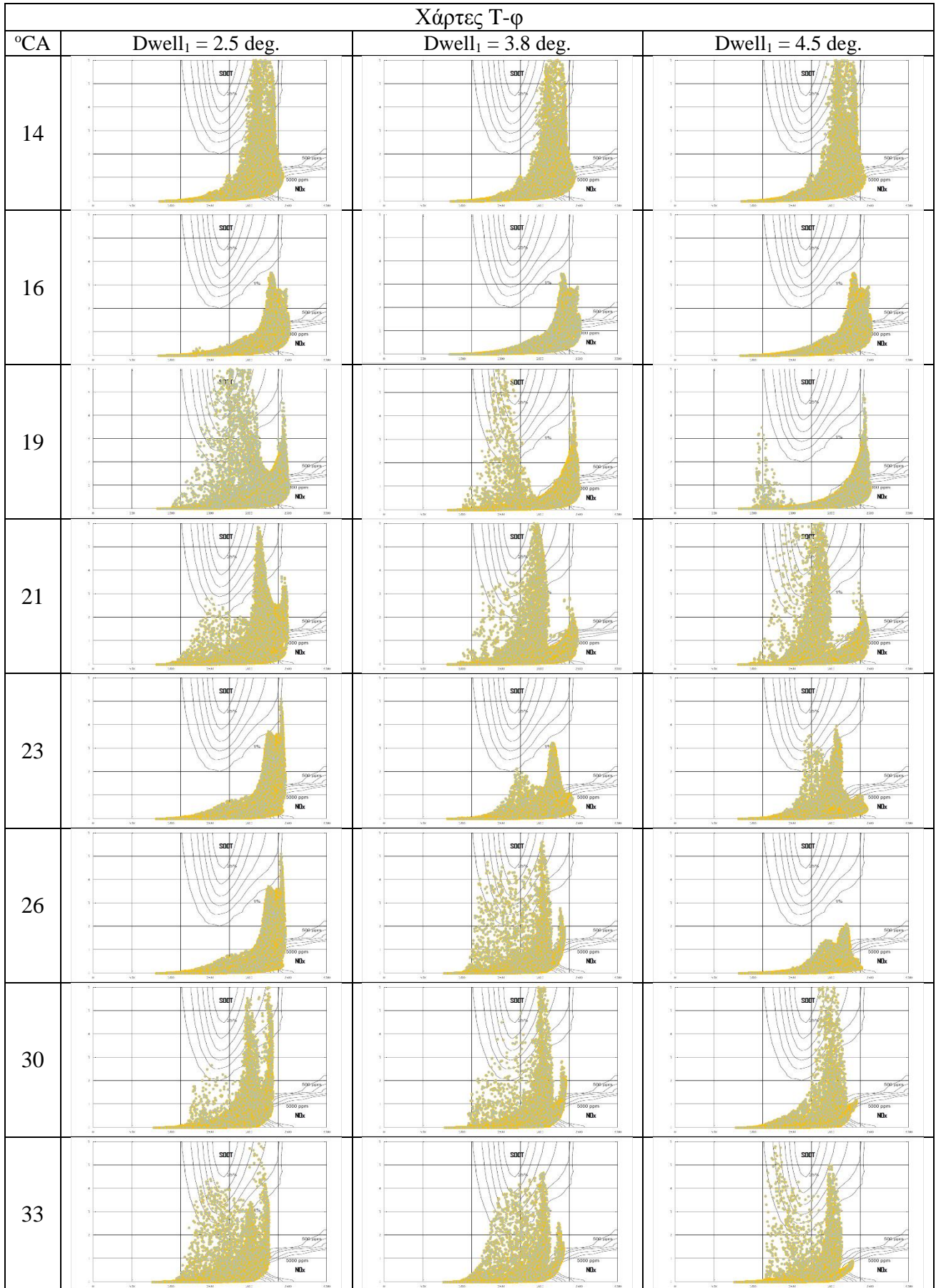
Διάγραμμα 16: Μεταβολή συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για καθυστέρηση πρώτης μετέγχευσης καυσίμου στις 2.5°, 3.8° και 4.5° γωνίας στροφάλου.

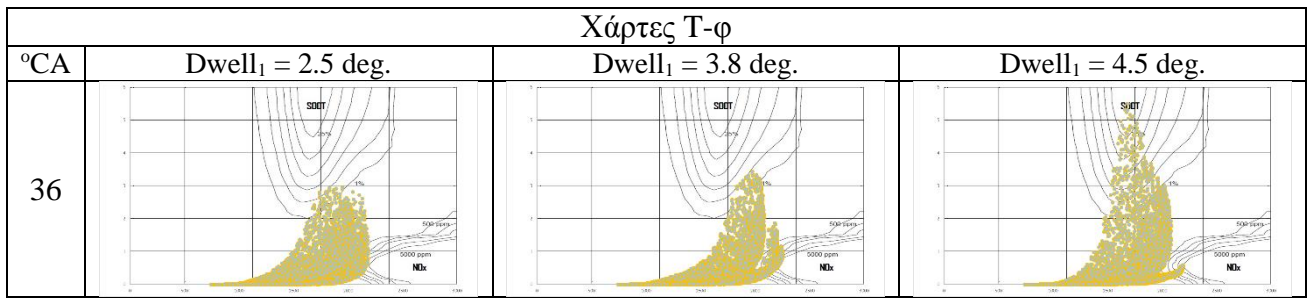


Διάγραμμα 17: Μεταβολή μάζας αιθάλης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για καθυστέρηση πρώτης μετέγχυσης καυσίμου στις 2.5°, 3.8° και 4.5° γωνίας στροφάλου.

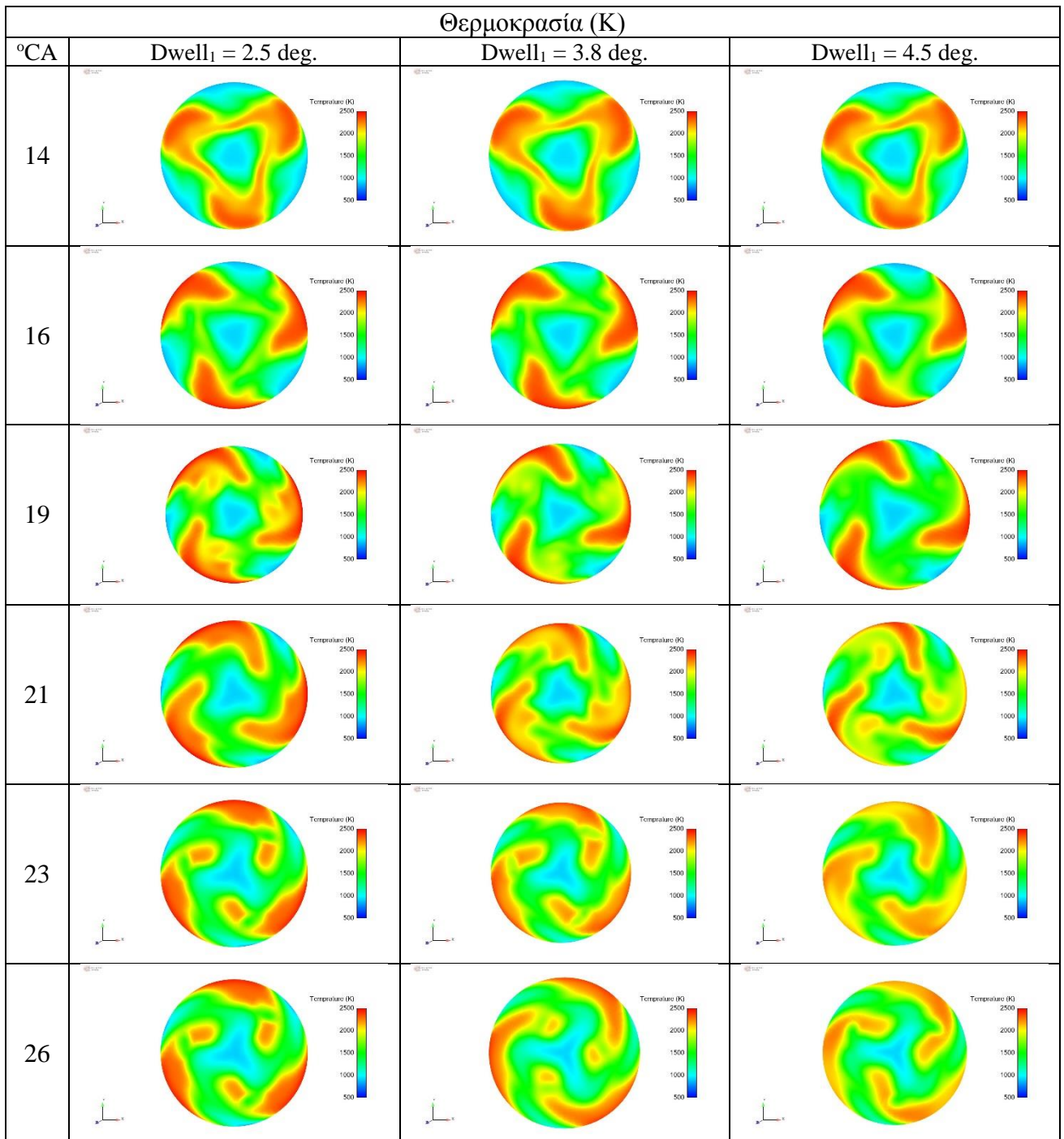
Στις Εικόνες 9, 10 και 11 παρουσιάζονται, για τις τρεις περιπτώσεις καθυστέρησης πρώτης μετέγχυσης καυσίμου, οι Χάρτες T – φ, ισοϋψείς καμπύλες στο επίπεδο των εγχυτήρων της θερμοκρασίας και του μοριακού κλάσματος NO_x, αντιστοίχως. Τα στιγμιότυπα που παρουσιάζονται επιλέχθηκαν με αντιπροσωπευτικό τρόπο, ώστε να περιγράψουν το προφίλ έγχυσης και των τριών περιπτώσεων. Αρχίζουμε να εξετάζουμε τις παραμέτρους και τους στόχους των τριών περιπτώσεων από τις 14°, δηλαδή κατά το μεσοδιάστημα μεταξύ της κύριας και πρώτης μετέγχυσης. Μέχρι το σημείο της κύριας έγχυσης η διεργασία της καύσης είναι πανομοιότυπη, και δεν έχει παρουσιαστεί στο σημείο αυτής της ανάλυσης. Με αύξηση της καθυστέρησης της πρώτης μετέγχυσης παρατηρείται μικρή μείωση της θερμοκρασίας, καθώς η καύση πραγματοποιείται πιο μακριά από την κύρια έγχυση καυσίμου. Ως αποτέλεσμα, ο σχηματισμός NO_x δυσχεραίνεται ελαφρώς. Αντίθετα, η παραγωγή αιθάλης μειώνεται αισθητά για μεγαλύτερη καθυστέρηση μετέγχυσης, καθώς μεγάλο ποσοστό της κύριας έγχυσης εγχέεται στην πρώτη μετέγχυση. Συνεπώς, όσο πιο μακριά από την κύρια έγχυση πραγματοποιείται η μετέγχυση καυσίμου, τόσο ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου - αέρα μειώνεται, και δυσχεραίνει την παραγωγή αιθάλης.

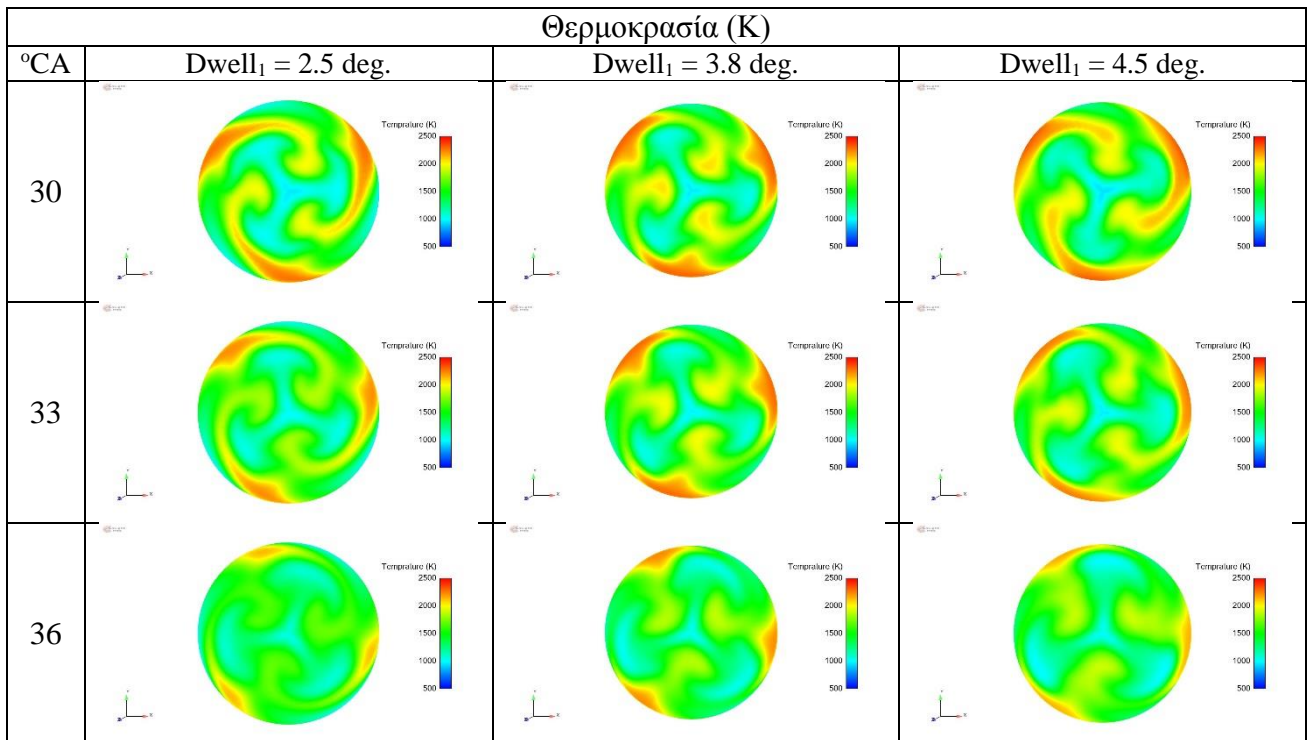
Χάρτες T-φ



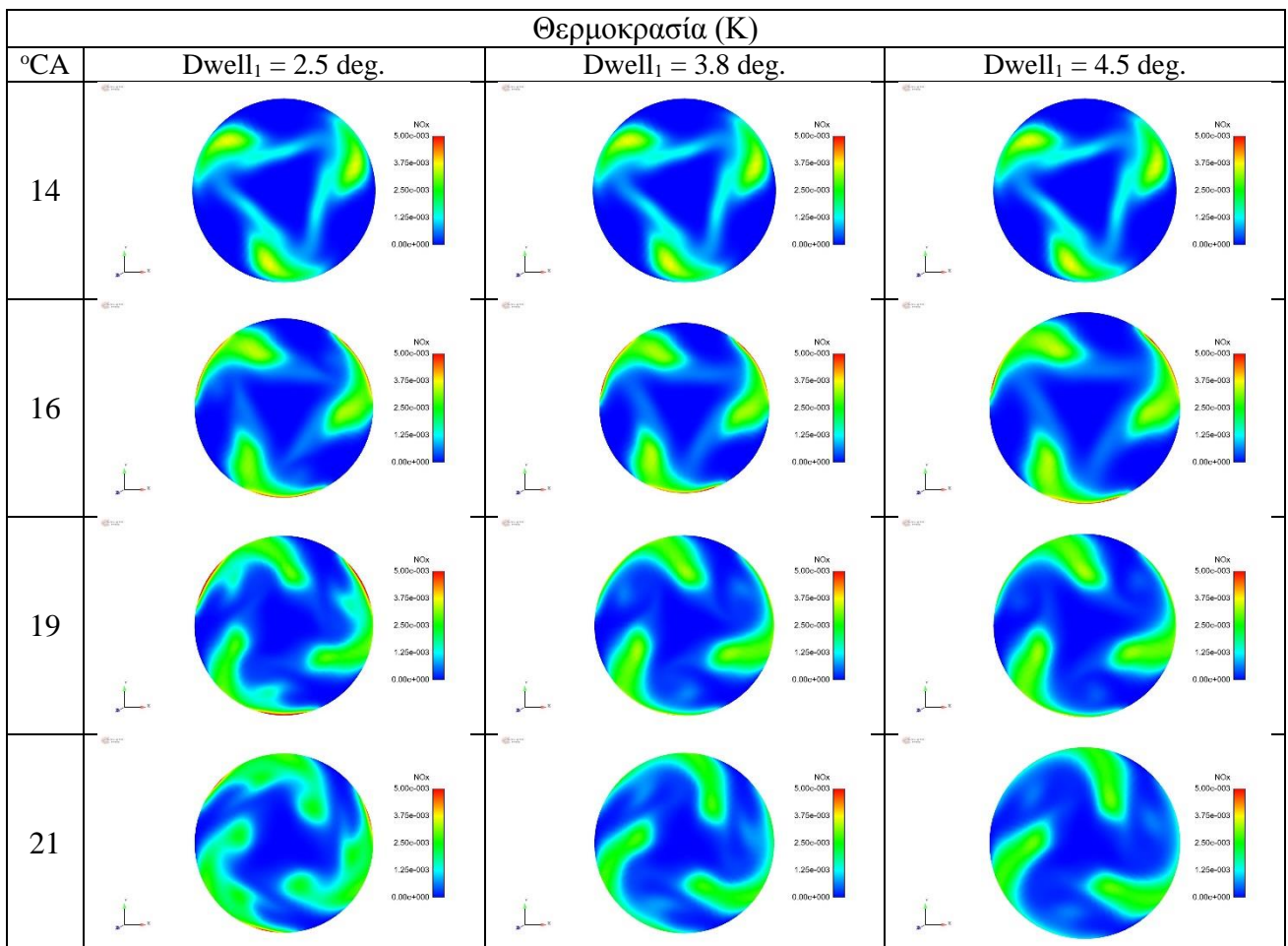


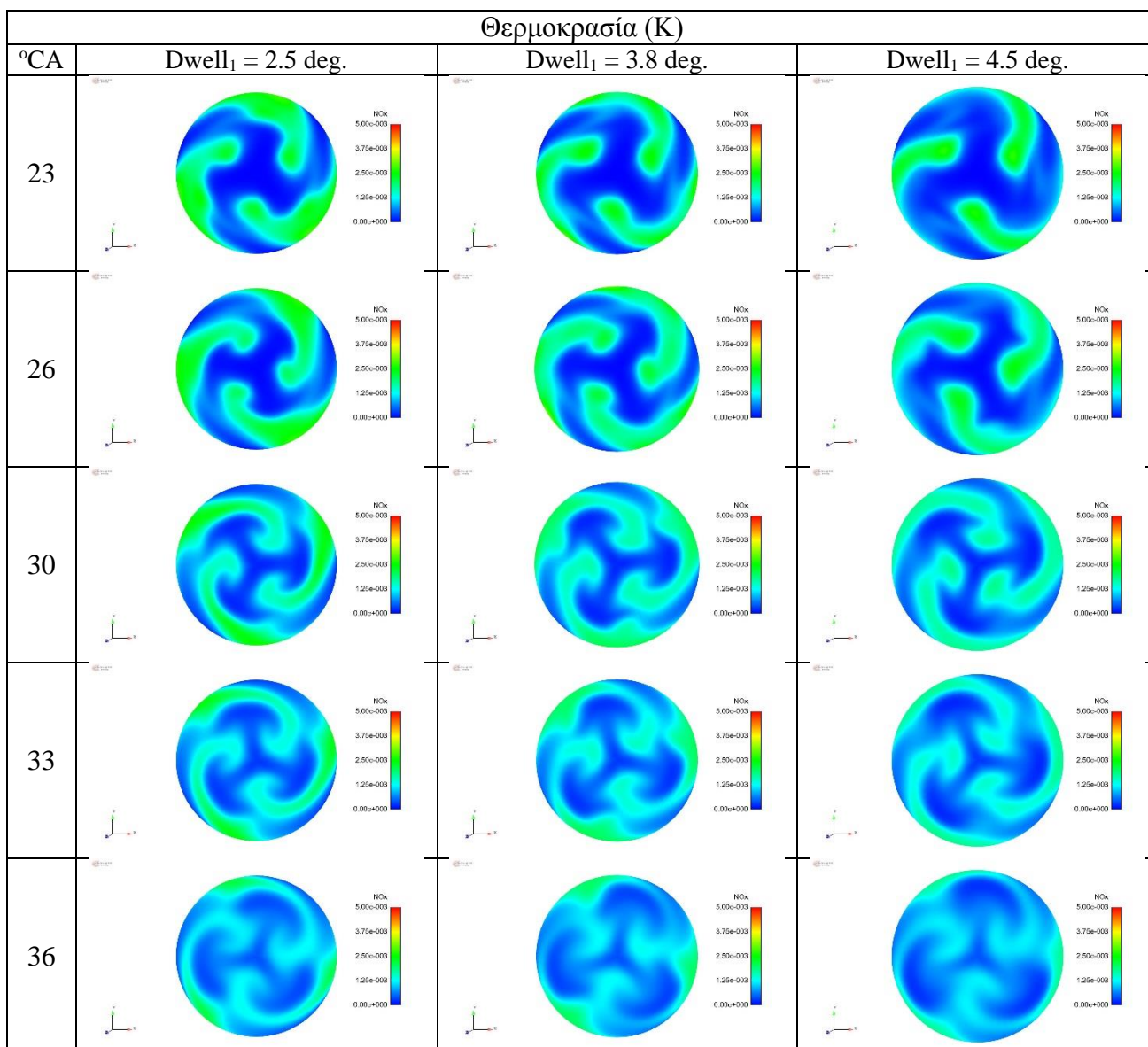
Εικόνα 9: Χάρτες T – φ για καθυστέρηση πρώτης μετέγχισης καυσίμου στις 2.5°, 3.8° και 4.5° γωνίας στροφάλου.





Εικόνα 10: Ισοϋψείς καμπύλες θερμοκρασίας στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για καθυστέρηση πρώτης μετέγχυσης καυσίμου στις 2.5°, 3.8° και 4.5° γωνίας στροφάλου.



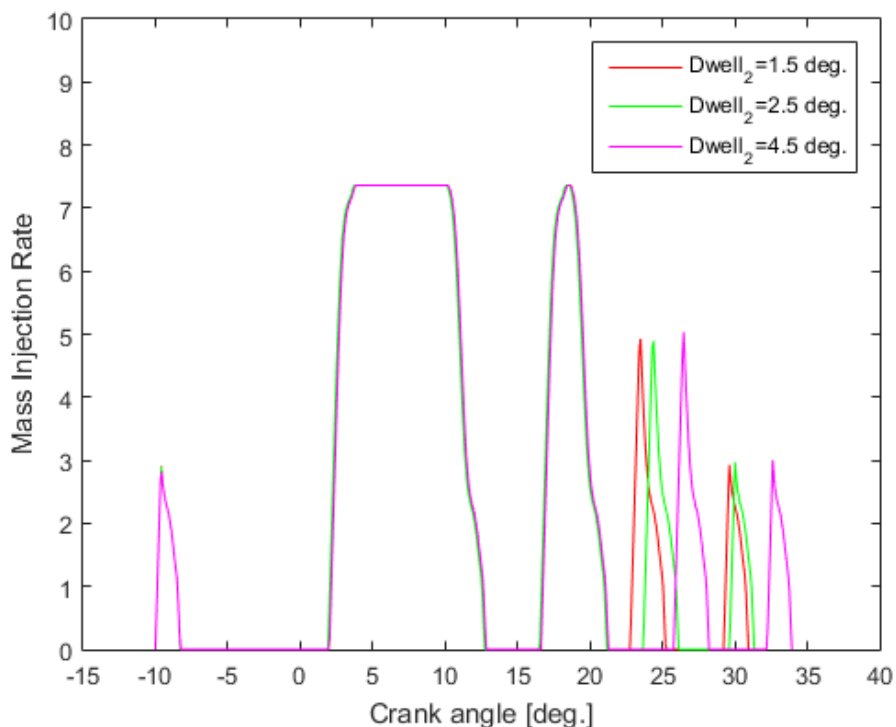


Εικόνα 11: Ισοϋψείς καμπύλες συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για καθυστέρηση πρώτης μετέγχυσης καυσίμου στις 2.5°, 3.8° και 4.5° γωνίας στροφάλου.

Στον Πίνακα 13 παρουσιάζονται οι στόχοι και περιορισμοί για τη διερεύνηση της καθυστέρησης μετέγχυσης της δεύτερης μετέγχυσης καυσίμου για τις δύο ακραίες περιπτώσεις και μια «μεσαία» περίπτωση. Στο Διάγραμμα 18 παρουσιάζεται το συνολικό προφίλ και των τριών περιπτώσεων.

	Pmax (bar)	NOx (%)	Soot (%)	SFOC (%)	Work (%)
Dwell ₂ = 1.5 deg.	148.03	64.97	129.66	102.62	97.44
Dwell ₂ = 2.5 deg.	148.8	65.78	131.79	102.61	97.46
Dwell ₂ = 4.5 deg.	148	65.37	135.39	102.73	97.34

Πίνακας 13: Υπολογισθείσες τιμές των στόχων της παραμετρικής ανάλυσης με ελεύθερη μεταβλητή τη γωνία καθυστέρηση έναρξης της δεύτερης μετέγχυσης καυσίμου.



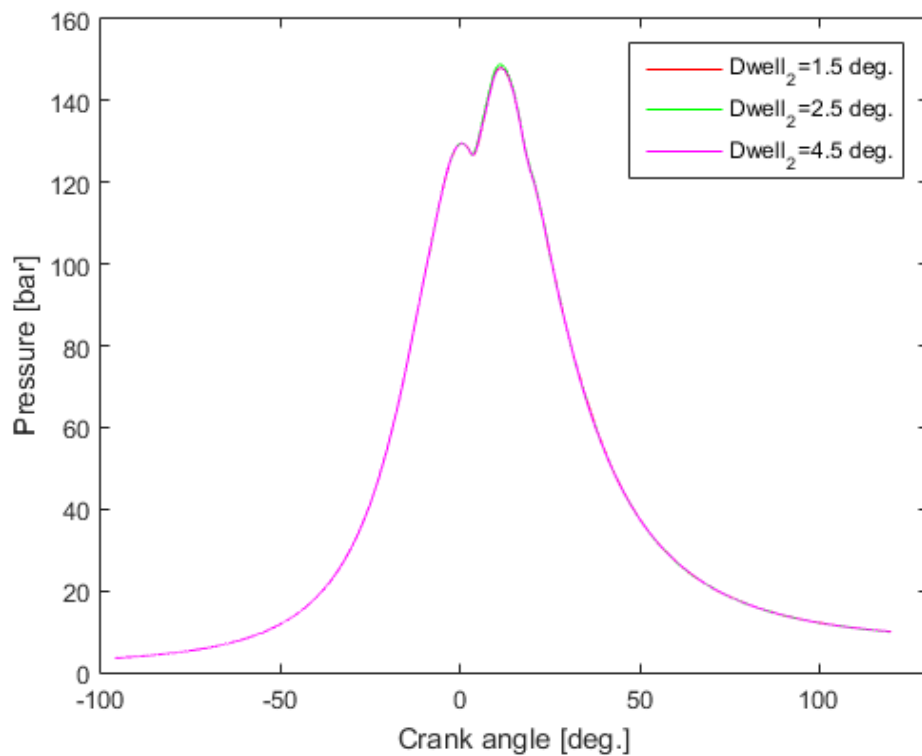
Διάγραμμα 18: Συνολικό προφίλ έγχυσης για καθυστέρηση δεύτερης μετέγχυσης καυσίμου στις 1.5°, 2.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.

Στο Διάγραμμα 19 παρατίθεται η χρονική μεταβολή της πίεσης για τις τρεις περιπτώσεις καθυστέρησης της δεύτερης μετέγχυσης που εξετάζονται. Παρατηρείται μικρή αύξηση της μέγιστης πίεσης στην περιοχή «μεσαίας» περίπτωσης που επιλέχθηκε.

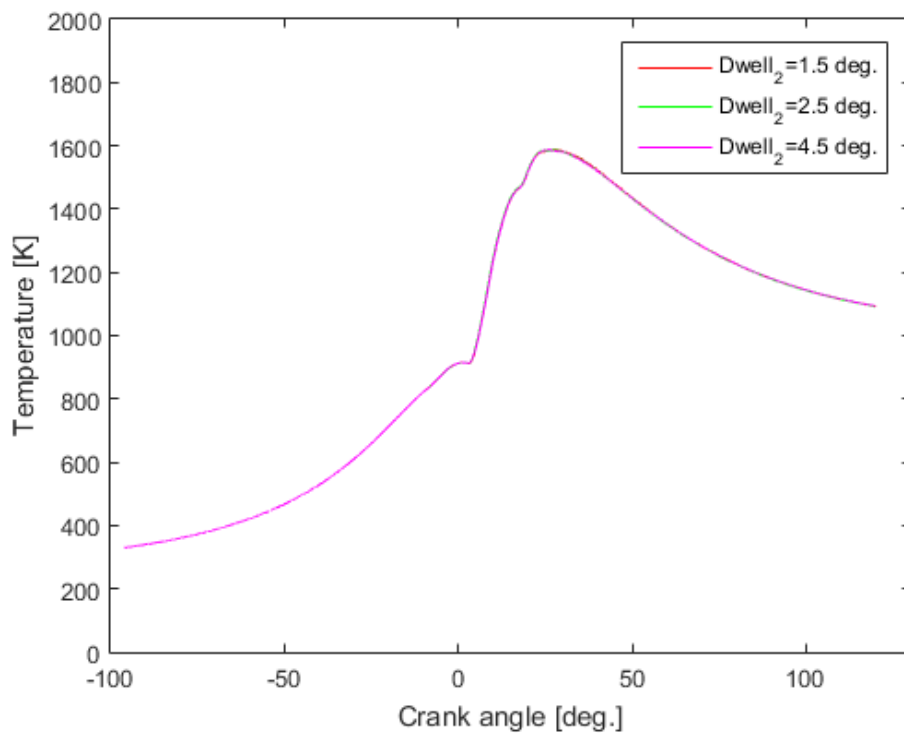
Στο Διάγραμμα 20 παρουσιάζεται η μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας εντός του κυλίνδρου, για τις τρεις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Όπως παρατηρείται η μεταβολή της καθυστέρησης έχει αμελητέα επίδραση στις τιμές της θερμοκρασίας.

Στο Διάγραμμα 21 παρατίθεται ο αδιαστατοποιημένος ρυθμός έκλυσης θερμότητας για τις τρεις περιπτώσεις καθυστέρησης μετέγχυσης. Παρατηρείται ότι, όσο μικρότερη είναι η καθυστέρηση της δεύτερης μετέγχυσης, τόσο πιο ομαλή είναι η μεταβολή του ρυθμού έκλυσης θερμότητας.

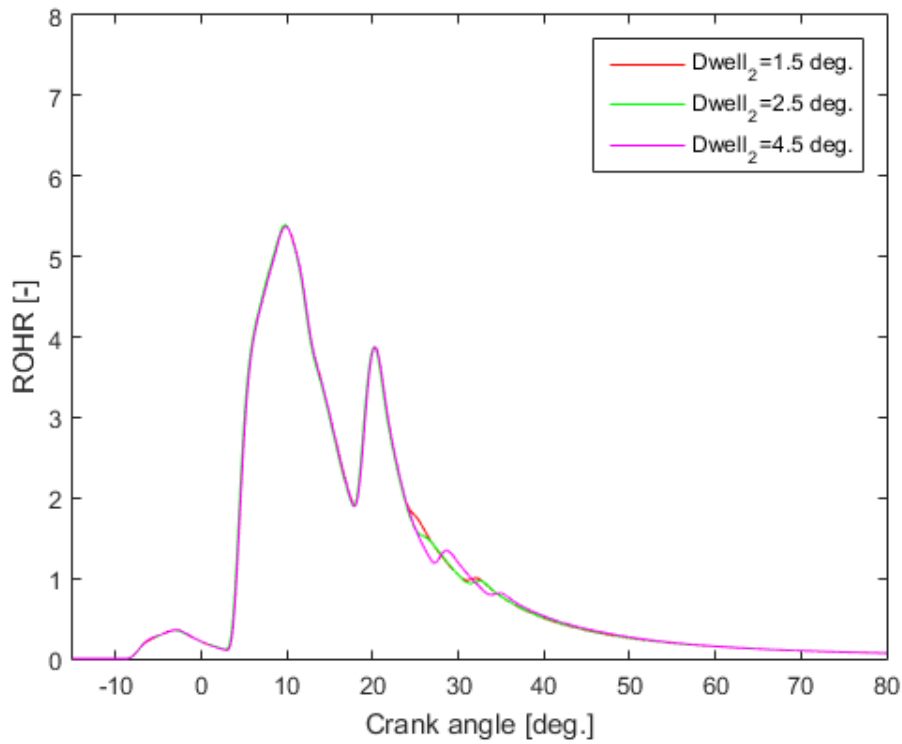
Στα Διαγράμματα 22 και 23 παρουσιάζονται η μεταβολή συγκέντρωσης σε NOx και η μεταβολή μάζας της σχηματιζόμενης αιθάλης, αντιστοίχως. Καθώς η καθυστέρηση της δεύτερης μετέγχυσης αυξάνεται, παρατηρείται πολύ μικρή αύξηση της συγκέντρωσης NOx. Αντίστοιχα, στην περίπτωση που αυξάνεται η καθυστέρηση της δεύτερης μετέγχυσης, έχουμε αύξηση της μάζας της παραγόμενης αιθάλης γύρω από την περιοχή που λαμβάνει χώρα η δεύτερη μετέγχυση καυσίμου.



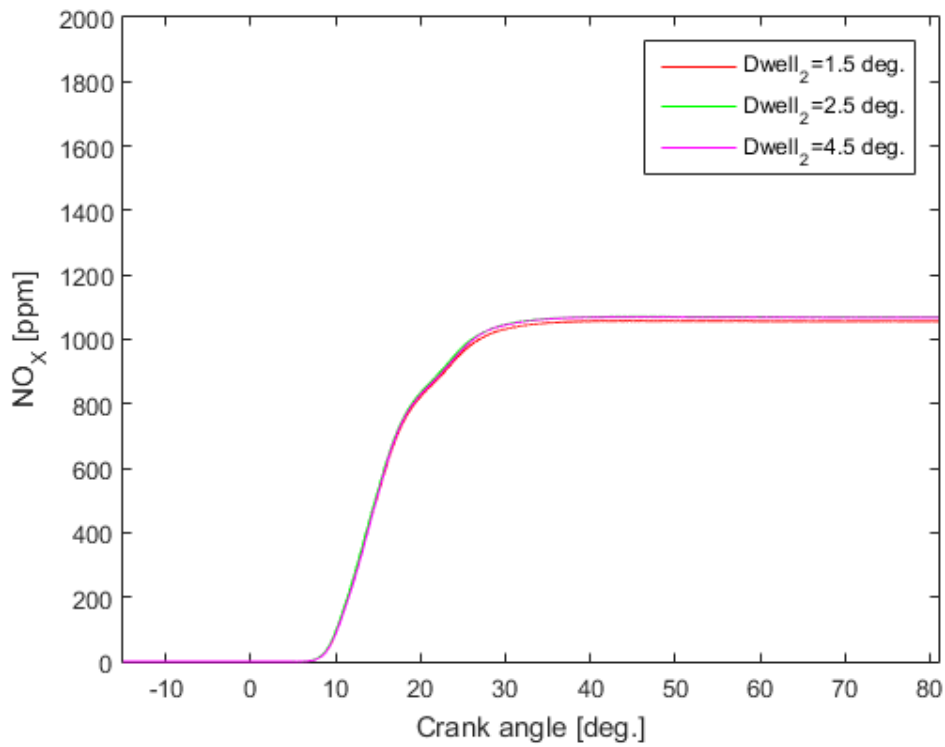
Διάγραμμα 19: Μεταβολή πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για καθυστέρηση δεύτερης μετέγχυσης καυσίμου στις 1.5° , 2.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.



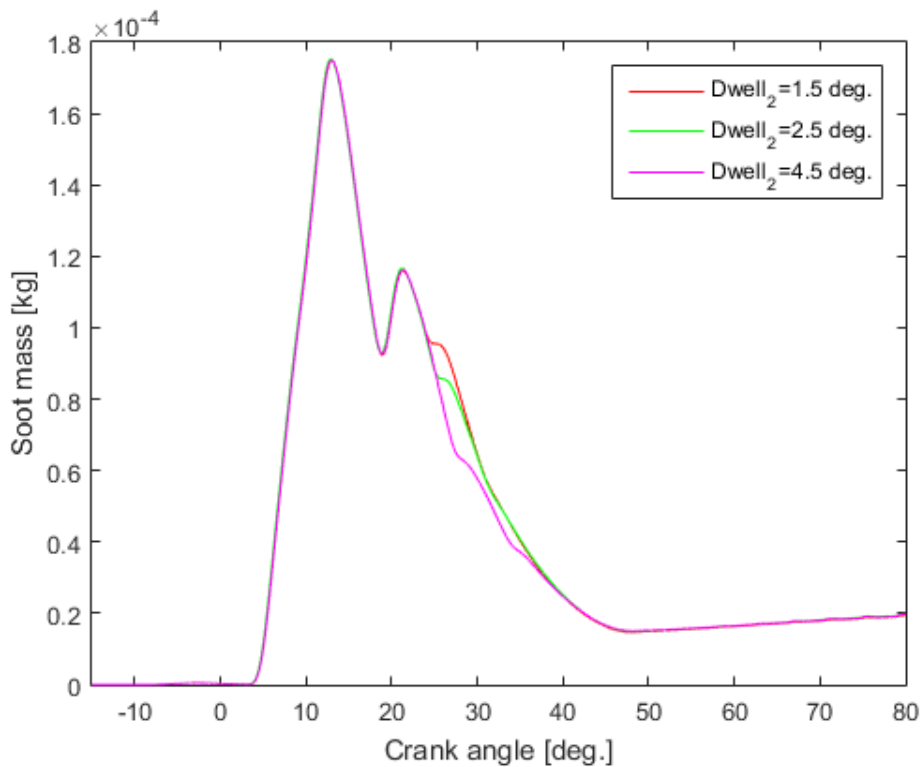
Διάγραμμα 20: Μεταβολή μέσης θερμοκρασίας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για καθυστέρηση δεύτερης μετέγχυσης καυσίμου στις 1.5° , 2.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.



Διάγραμμα 21: Μεταβολή ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για καθυστέρηση δεύτερης μετέγχυσης καυσίμου στις 1.5°, 2.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.

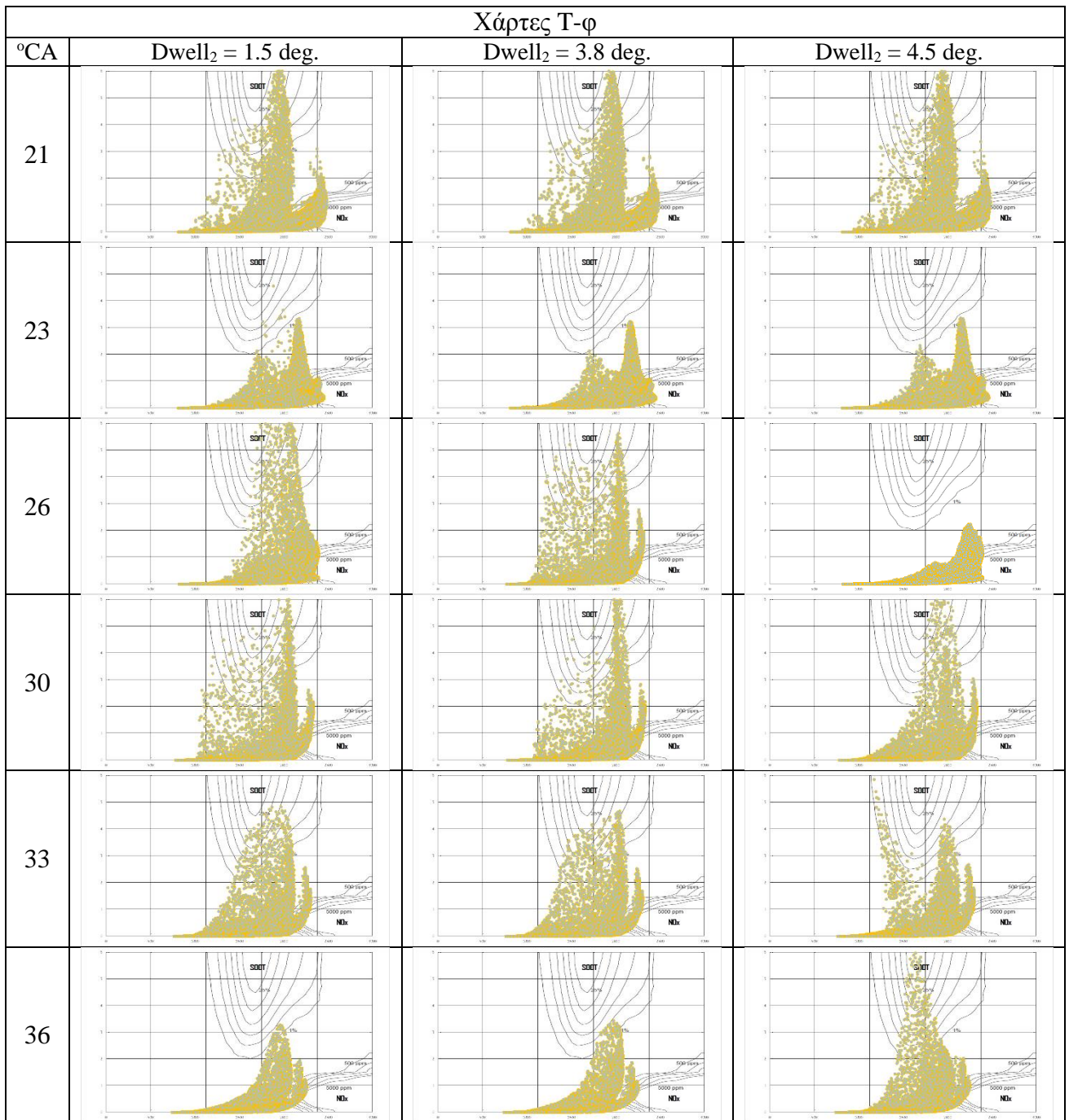


Διάγραμμα 22: Μεταβολή συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για καθυστέρηση δεύτερης μετέγχυσης καυσίμου στις 1.5°, 2.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.

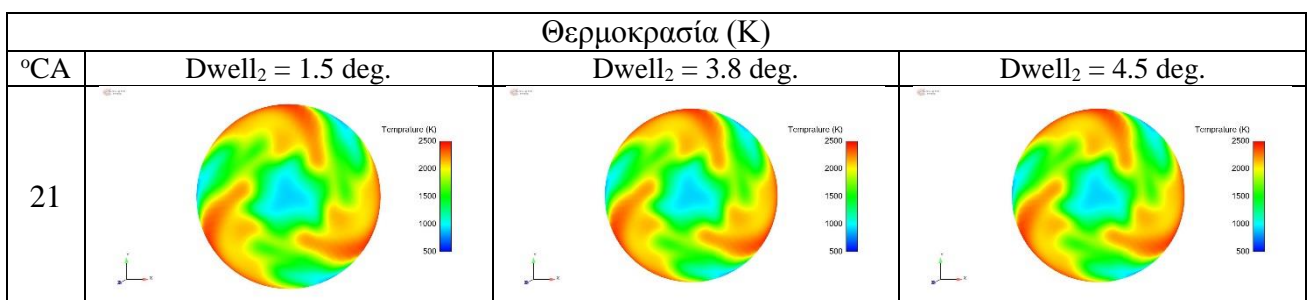


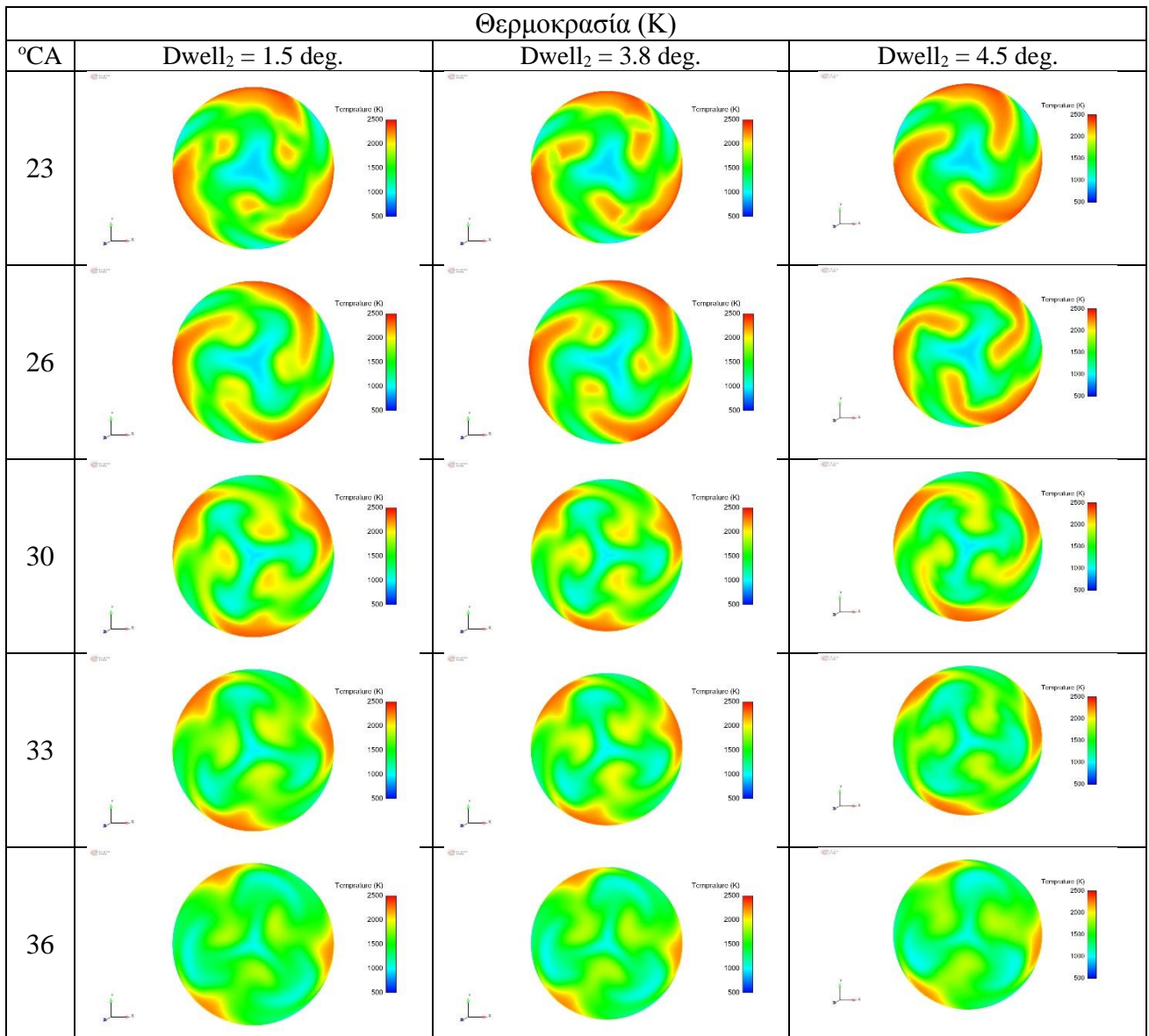
Διάγραμμα 23: Μεταβολή μάζας σωματιδίων αιθάλης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για καθυστέρηση δεύτερης μετέγχυσης καυσίμου στις 1.5°, 2.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.

Στις Εικόνες 12, 13 και 14 παρουσιάζονται για τις τρεις περιπτώσεις καθυστέρησης δεύτερης μετέγχυσης καυσίμου οι Χάρτες T – φ, ισοϋψείς καμπύλες στο επίπεδο των εγγυτήρων της θερμοκρασίας και του μοριακού κλάσματος, αντιστοίχως. Τα στιγμιότυπα που παρουσιάζονται ξεκινούν μετά το πέρας της πρώτης μετέγχυσης καυσίμου στις 21°, και έχουν επιλεγθεί με αντιπροσωπευτικό τρόπο ώστε να περιγράψουν το προφίλ έγχυσης για τη δεύτερη και τρίτη μετέγχυση καυσίμου και των τριών περιπτώσεων. Όπως και στην προηγούμενη ανάλυση, μέχρι το σημείο που ξεκινάμε τη διερεύνηση, η διεργασία της καύσης είναι πανομοιότυπη. Με αύξηση της καθυστέρησης της δεύτερης μετέγχυσης, η θερμοκρασία και ο σχηματισμός οξειδίων του αζώτου είναι παρόμοιος και για τις τρεις περιπτώσεις. Παρατηρείται μικρή αύξηση στα επίπεδα της αιθάλης για μεγαλύτερη καθυστέρηση μετέγχυσης, γεγονός που μπορεί να αποδοθεί στα χαμηλότερα επίπεδα θερμοκρασίας, με αποτέλεσμα να γίνεται πιο δυσχερής η οξείδωση της αιθάλης.

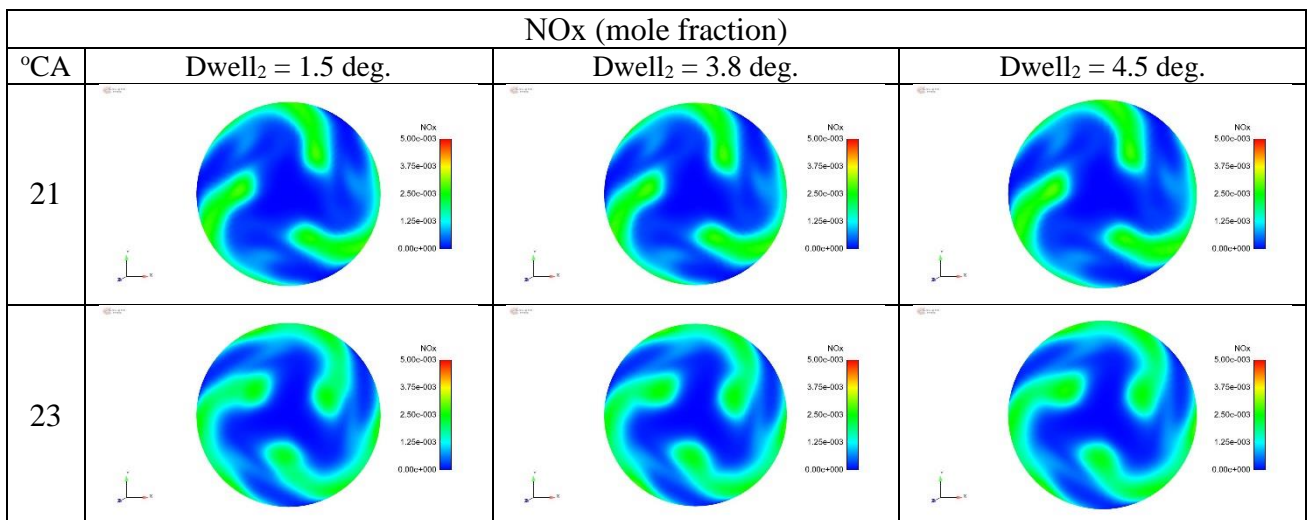


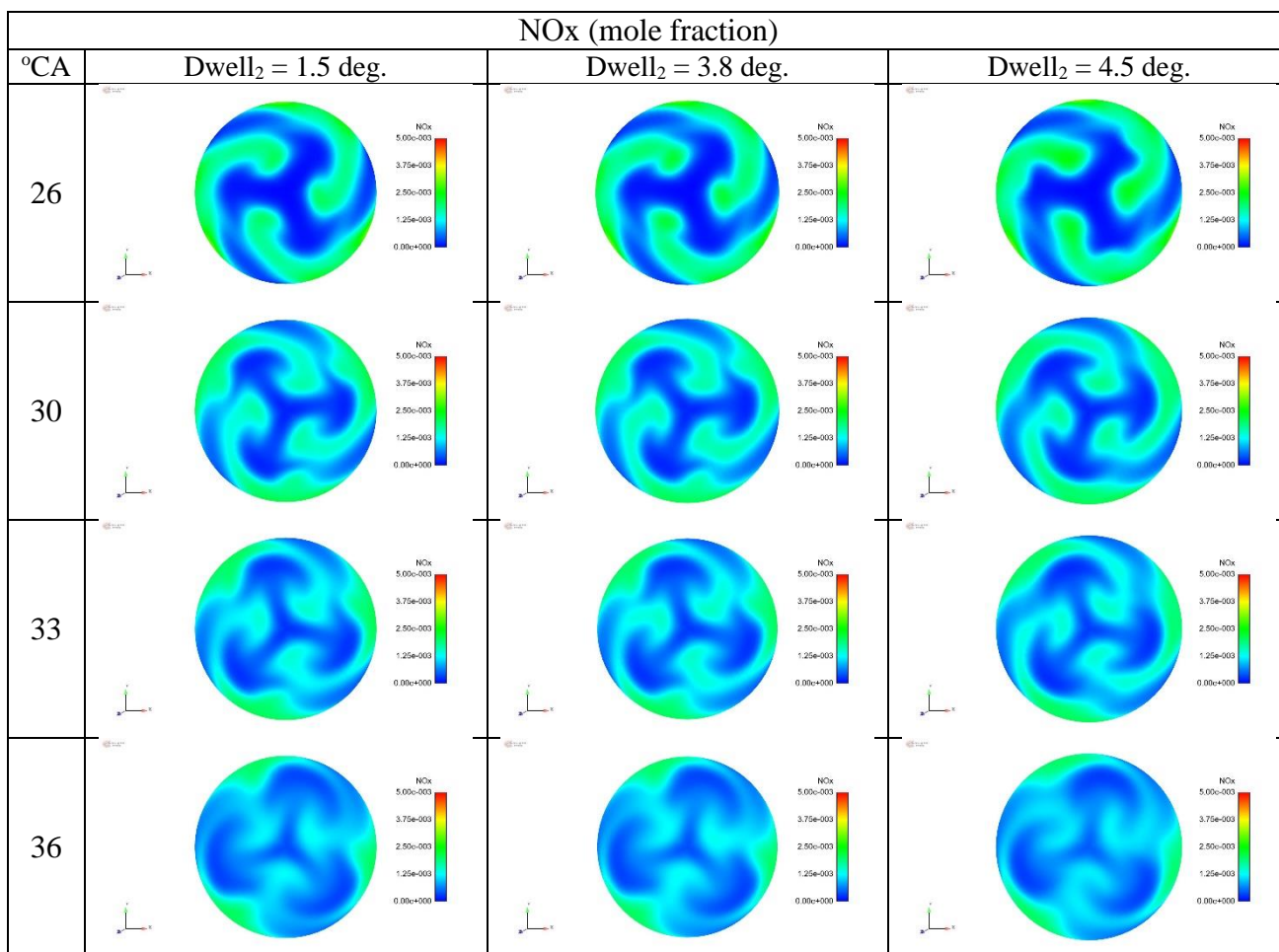
Εικόνα 12: Χάρτες T – φ για καθυστέρηση δεύτερης μετέγχεσης καυσίμου στις 1.5°, 2.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.





Εικόνα 13: Ισοϋψείς καμπύλες θερμοκρασίας στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για καθυστέρηση δεύτερης μετέγχυσης καυσίμου στις 1.5°, 2.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.



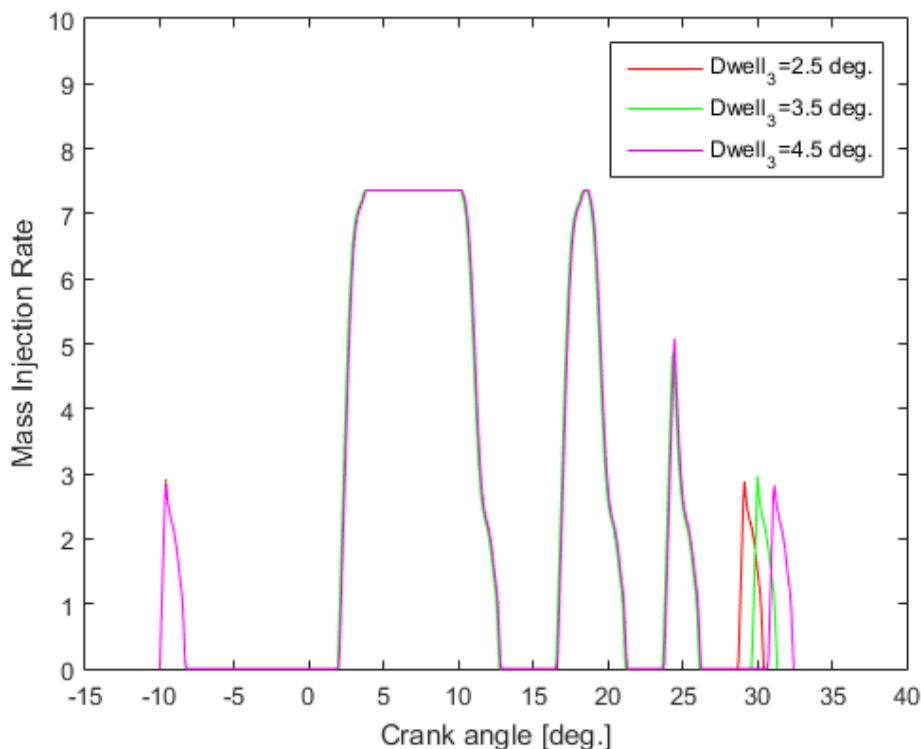


Εικόνα 14: Ισοϋψείς καμπύλες συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για καθυστέρηση δεύτερης μετέγχυσης καυσίμου στις 1.5°, 2.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.

Στον Πίνακα 14 παρουσιάζονται οι στόχοι και περιορισμοί για τη διερεύνηση της καθυστέρησης μετέγχυσης της τρίτης μετέγχυσης καυσίμου για τις δύο ακραίες περιπτώσεις και μια «μεσαία» περίπτωση. Στο Διάγραμμα 24 παρουσιάζεται το συνολικό προφίλ καί των τριών περιπτώσεων.

	Pmax (bar)	NOx (%)	Soot (%)	SFOC (%)	Work (%)
Dwell ₃ = 2.5 deg.	148.02	65.35	131.65	102.63	97.44
Dwell ₃ = 3.5 deg.	148.8	65.78	133.97	102.61	97.46
Dwell ₃ = 4.5 deg.	148.09	65.31	135.86	102.82	97.26

Πίνακας 14: Υπολογισθείσες τιμές των στόχων της παραμετρικής ανάλυσης με ελεύθερη μεταβλητή τη γωνία καθυστέρηση έναρξης της τρίτης μετέγχυσης καυσίμου.



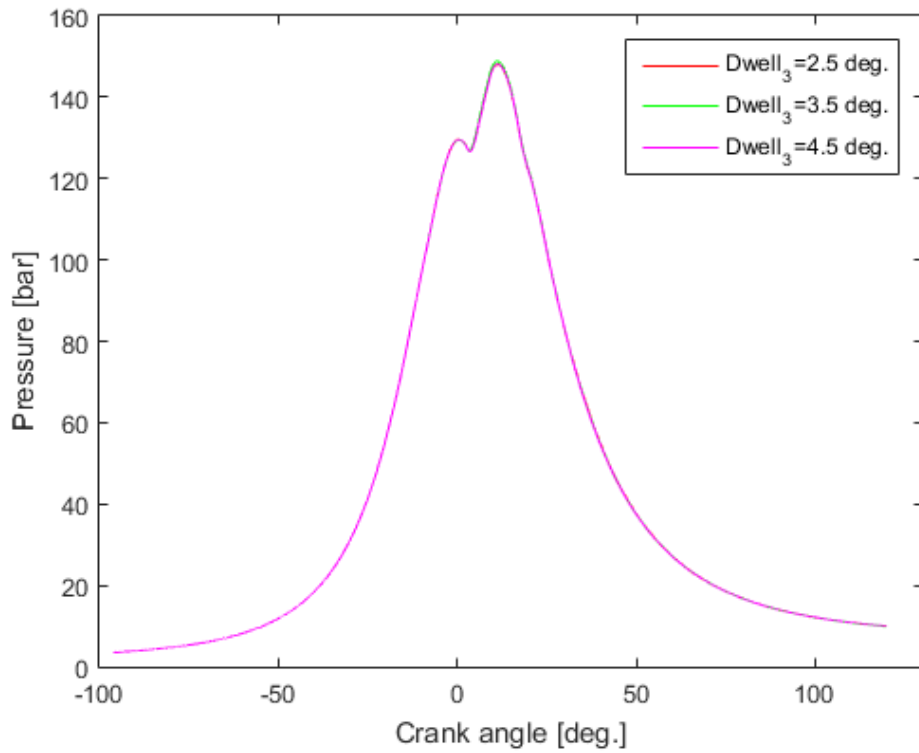
Διάγραμμα 25: Συνολικό προφίλ έγχυσης για καθυστέρηση τρίτης μετέγχυσης καυσίμου στις 2.5°, 3.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.

Στο Διάγραμμα 26 παρατίθεται η μεταβολή της γωνίας πίεσης για τις τρεις περιπτώσεις καθυστέρησης της τρίτης μετέγχυσης που εξετάζουμε. Παρατηρείται πολύ μικρή αύξηση της μέγιστης πίεσης με την αύξηση της καθυστέρησης μετέγχυσης.

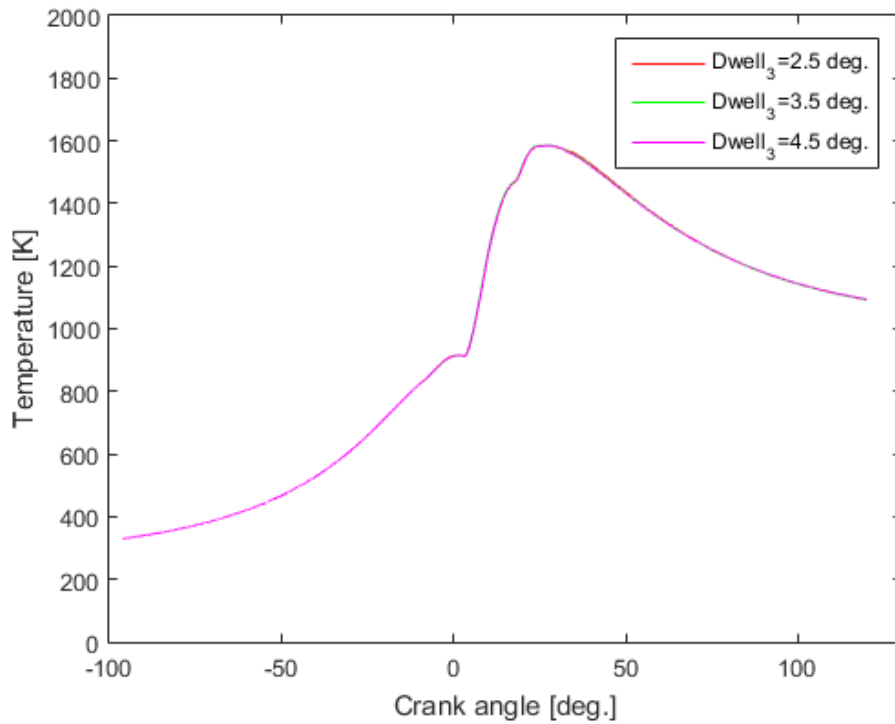
Στο Διάγραμμα 27 παρουσιάζεται η μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας εντός του κυλίνδρου για τις τρεις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Όπως παρατηρείται, η μεταβολή της καθυστέρησης έχει αμελητέα επίδραση στις τιμές της θερμοκρασίας.

Στο Διάγραμμα 28 παρουσιάζεται ο αδιαστατοποιημένος ρυθμός έκλυσης θερμότητας για τις τρεις περιπτώσεις καθυστέρησης μετέγχυσης. Επιβεβαιώνεται ότι, όσο μικρότερη είναι η καθυστέρηση της τρίτης μετέγχυσης τόσο υψηλότερος είναι ο αριθμός έκλυσης θερμότητας στην περιοχή της τρίτης μετέγχυσης.

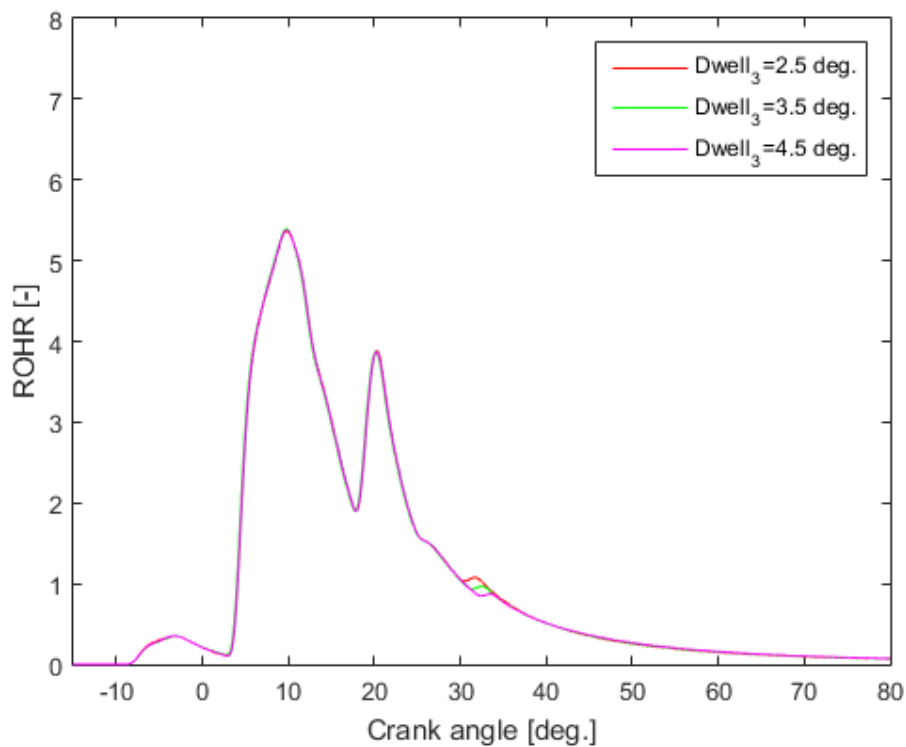
Στα Διαγράμματα 29 και 30 παρουσιάζονται η μεταβολή συγκέντρωσης σε NOx και η μεταβολή μάζας της σχηματιζόμενης αιθάλης, αντιστοίχως. Στο διάγραμμα της μεταβολής των NOx παρατηρούμε ότι οι συγκεντρώσεις είναι πολύ κοντά, γεγονός αναμενόμενο με βάση τα προηγούμενα διαγράμματα. Συνεπώς, συμπεραίνουμε ότι η μεταβολή της γωνίας για την τρίτη μετέγχυση δεν έχει σημαντική επίδραση στα NOx. Αντίθετα, με αύξηση της καθυστέρησης παρατηρείται μικρή αύξηση της τελικής μάζας της αιθάλης.



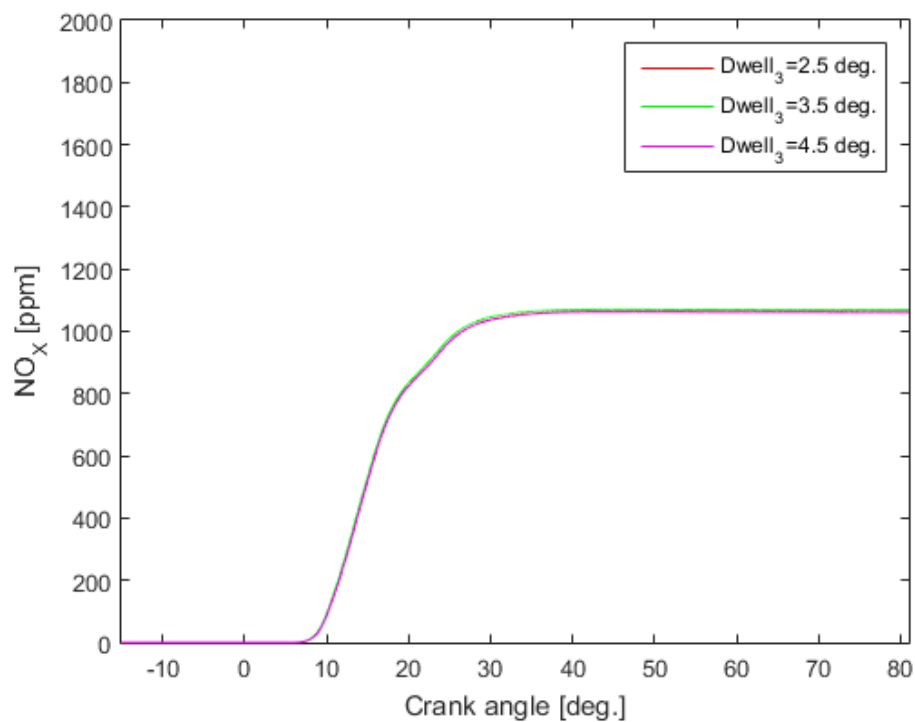
Διάγραμμα 26: Μεταβολή πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για καθυστέρηση τρίτης μετέγχυσης καυσίμου στις 2.5°, 3.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.



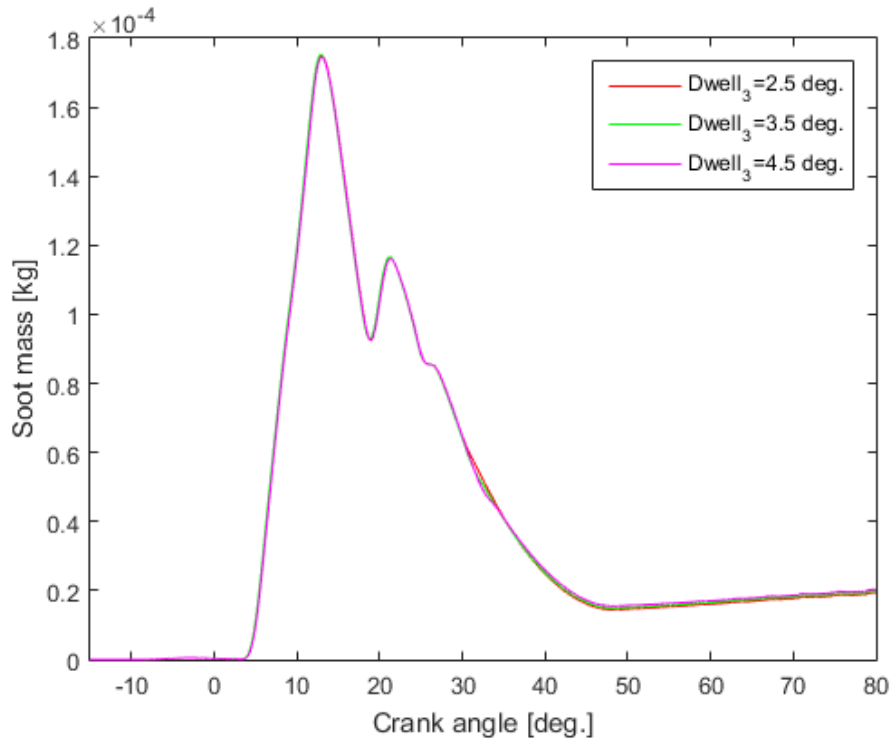
Διάγραμμα 27: Μεταβολή μέσης θερμοκρασίας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για καθυστέρηση τρίτης μετέγχυσης καυσίμου στις 2.5°, 3.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.



Διάγραμμα 28: Μεταβολή ρυθμούς έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για καθυστέρηση τρίτης μετέγχυσης καυσίμου στις 2.5°, 3.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.

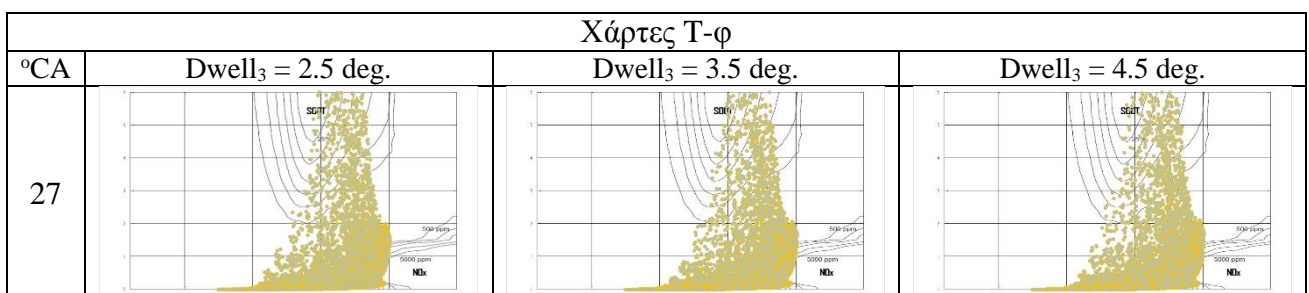


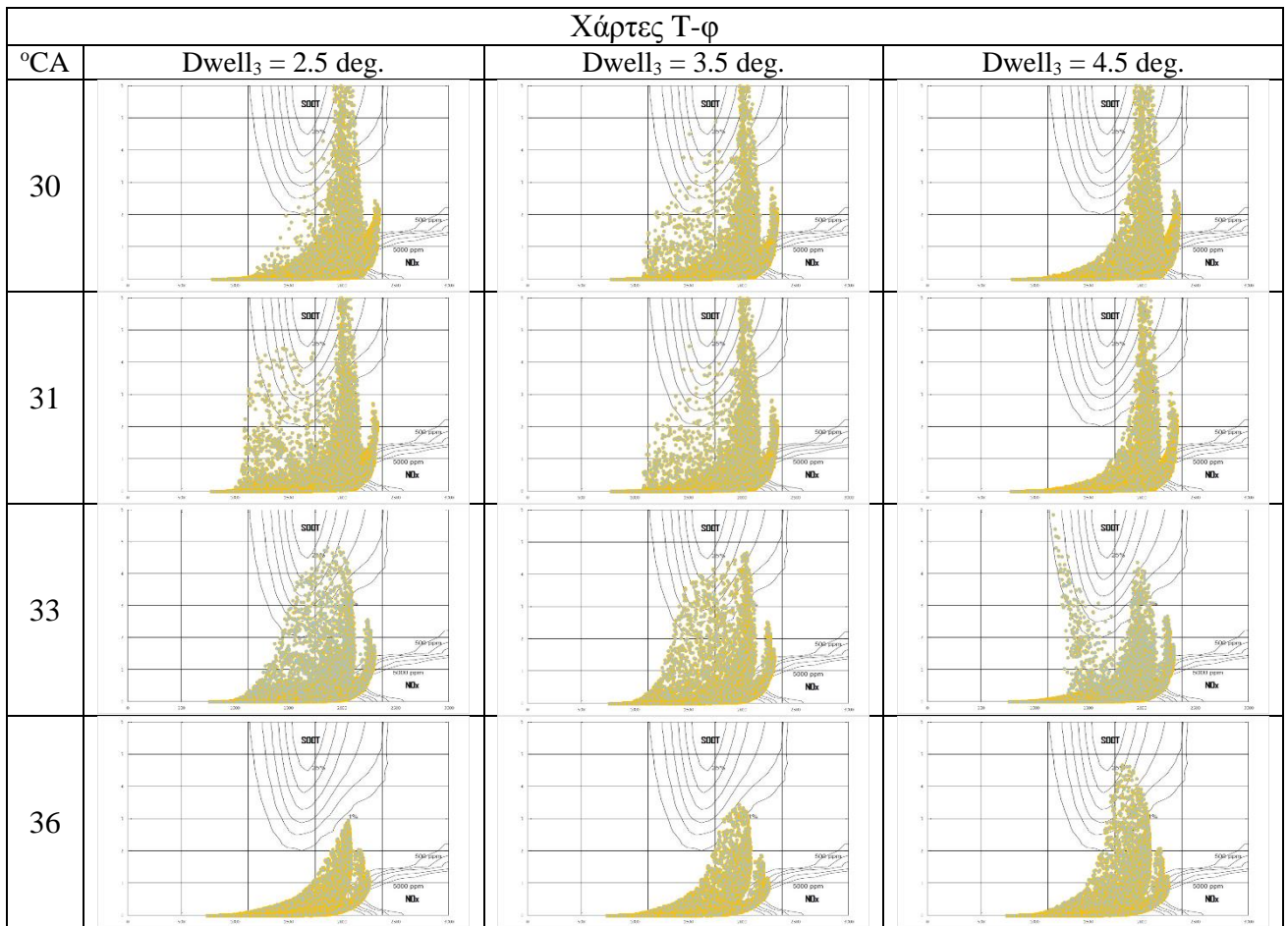
Διάγραμμα 29: Μεταβολή συγκέντρωσης σε οξείδια του αζώτου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για καθυστέρηση τρίτης μετέγχυσης καυσίμου στις 2.5°, 3.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.



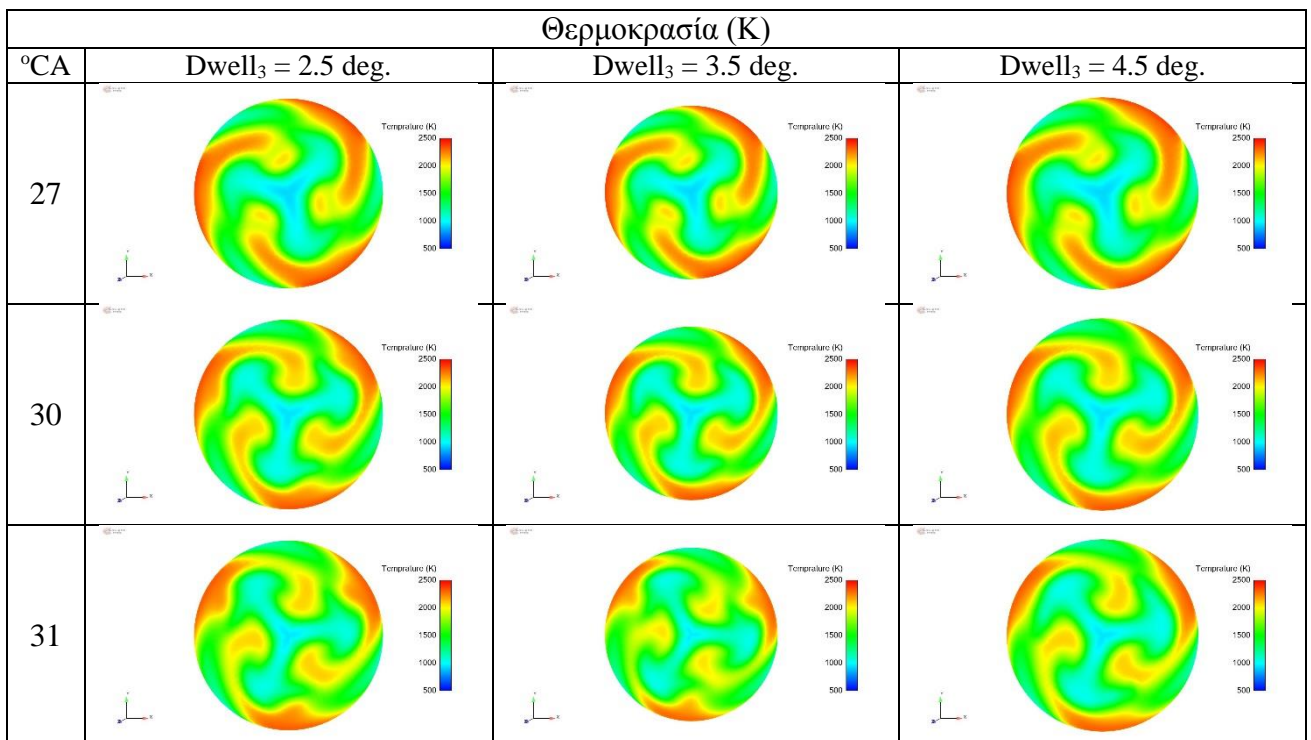
Διάγραμμα 30: Μεταβολή μάζας σχηματιζόμενης αιθάλης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για καθυστέρηση τρίτης μετέγχυσης καυσίμου στις 2.5°, 3.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.

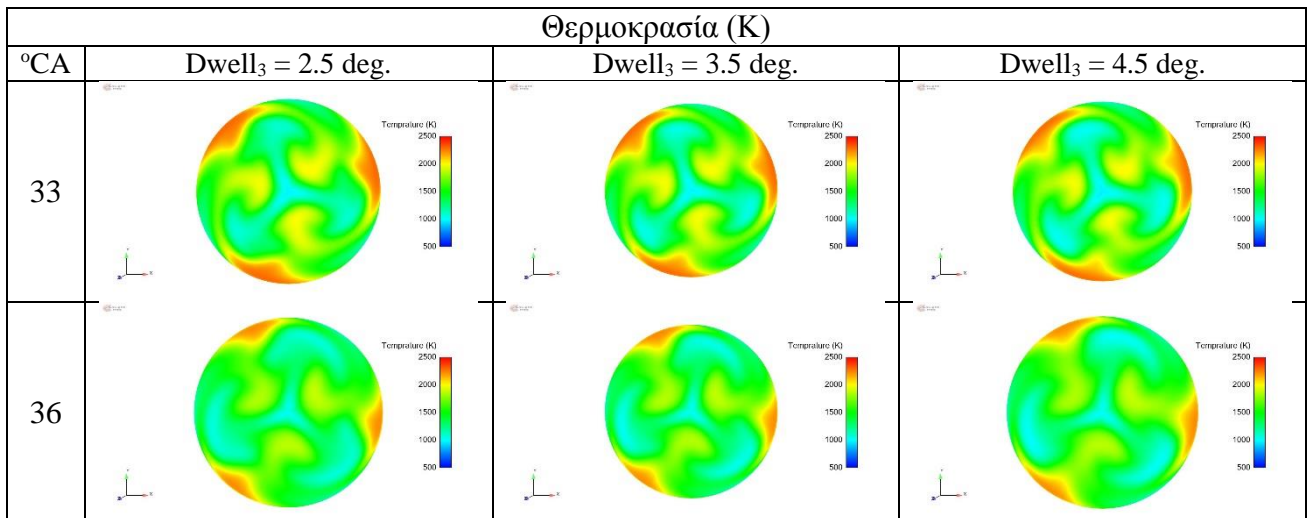
Στις Εικόνες 15, 16 και 17 παρουσιάζονται, για τις τρεις περιπτώσεις καθυστέρησης της τρίτης μετέγχυσης καυσίμου, οι Χάρτες T – φ, καθώς και ισουψείς καμπύλες στο επίπεδο των εγχυτήρων της θερμοκρασίας και του μοριακού κλάσματος, αντιστοίχως. Οι γωνίες στροφάλου που παρουσιάζονται ξεκινούν από τις 27°, δηλαδή κατά το μεσοδιάστημα μεταξύ δεύτερης και τρίτης μετέγχυσης και για τις τρεις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Με αύξηση της καθυστέρησης της τρίτης μετέγχυσης η θερμοκρασία και οι στόχοι που εξετάζουμε επηρεάζονται ελαφρώς. Η τρίτη μετέγχυση πραγματοποιείται μακριά από την κύρια έγχυση, και το ποσοστό του εγγεόμενου καυσίμου είναι αρκετά μικρό, με αποτέλεσμα να έχει αμελητέα επίδραση η μεταβολή της καθυστέρησης στη θερμοκρασία εντός του θαλάμου καύσης. Αντιθέτως, λόγω της μείωσης των επιπέδων θερμοκρασίας, δυσχεραίνεται η οξείδωση της αιθάλης. Συνεπώς, παρατηρούμε ότι τα σχηματιζόμενα οξειδία αζώτου παραμένουν σε παρόμοια επίπεδα και για τις τρεις μετεγχύσεις ενώ τα τελικά επίπεδα αιθάλης αυξάνονται με αύξηση της καθυστέρησης έγχυσης.



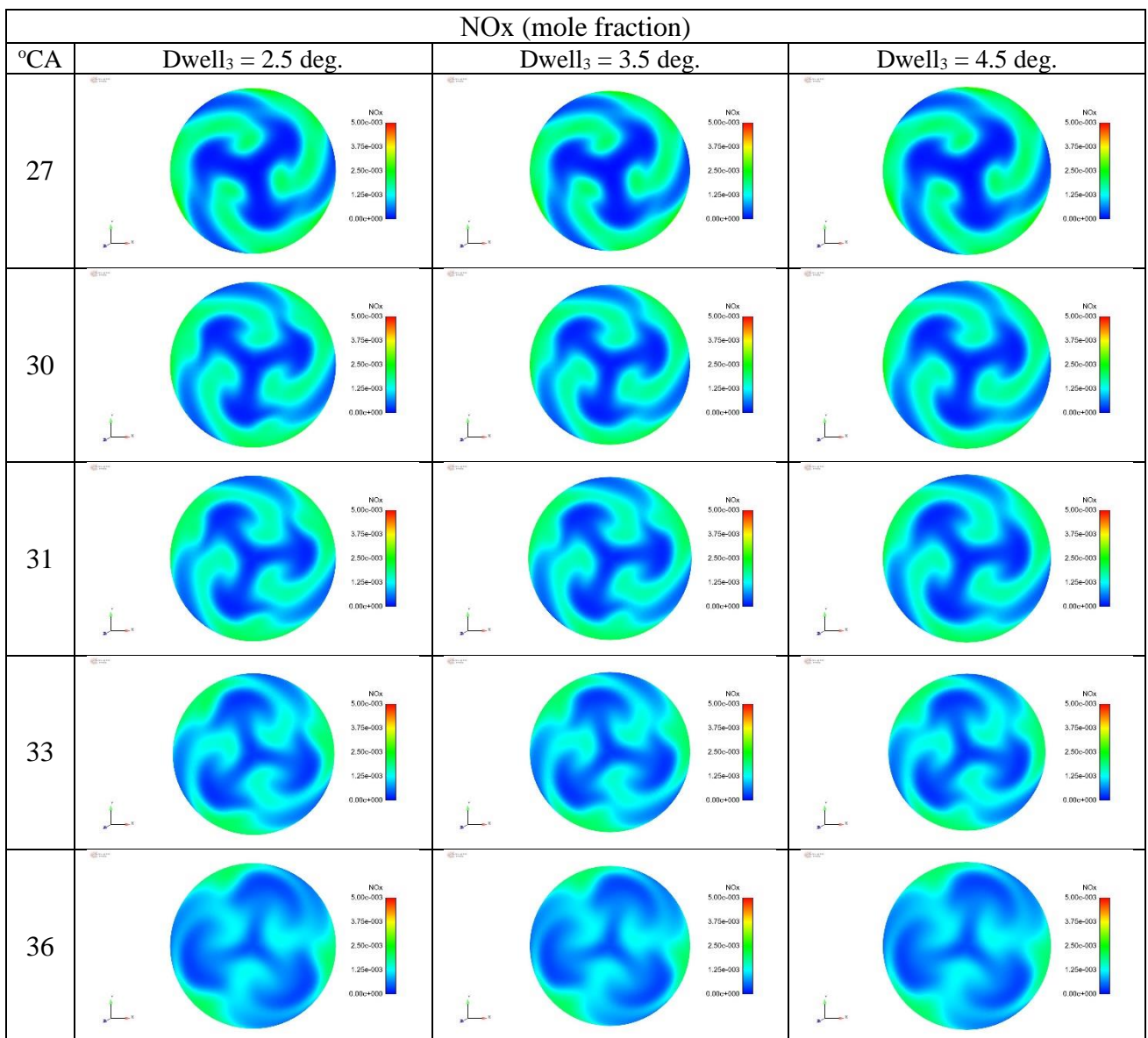


Εικόνα 15: Χάρτες T – φ για καθυστέρηση τρίτης μετέγχεσης καυσίμου στις 2.5°, 3.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.





Εικόνα 16: Ισοϋψείς καμπύλες θερμοκρασίας στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για καθυστέρηση τρίτης μετέγχυσης καυσίμου στις 2.5°, 3.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.

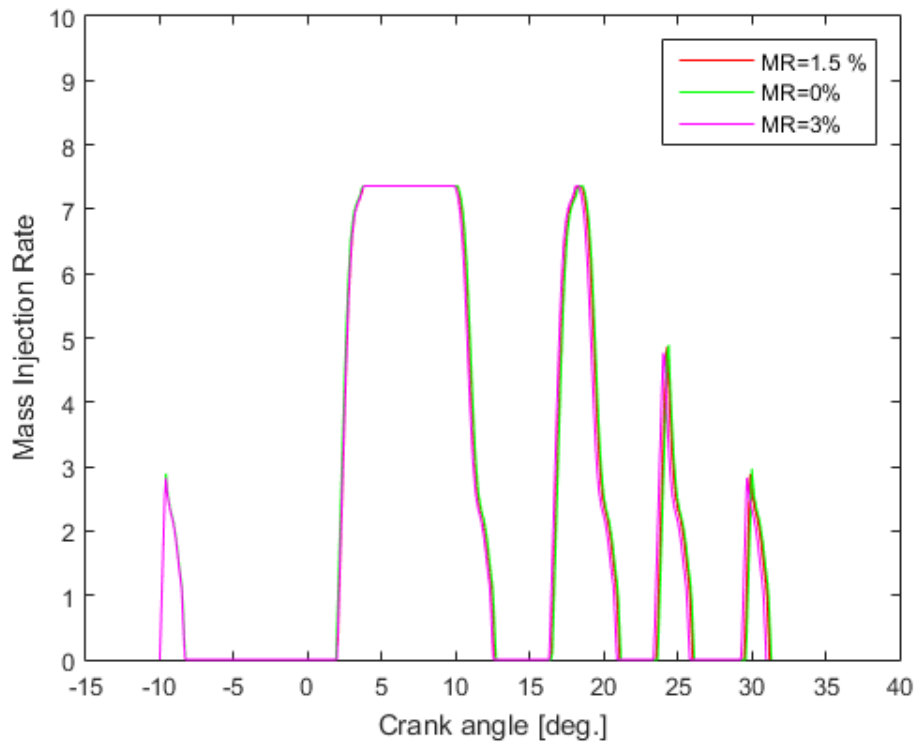


Εικόνα 17: Ισοϋψείς καμπύλες συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για καθυστέρηση τρίτης μετέγχυσης καυσίμου στις 2.5°, 3.5° και 4.5° γωνίας στροφάλου.

Στον Πίνακα 15 παρουσιάζονται οι στόχοι και περιορισμοί για τη διερεύνηση της μείωσης της συνολικής μάζας καυσίμου για τρεις περιπτώσεις ποσοστιαίας μείωσης. Στο Διάγραμμα 31 παρουσιάζεται το συνολικό προφίλ καί των τριών περιπτώσεων.

	Pmax (bar)	NOx (%)	Soot (%)	SFOC (%)	Work (%)
<i>MR = 0%</i>	148.8	65.78	133.33	102.61	97.46
<i>MR = 1.5%</i>	148.11	63.78	131.58	103.9	96.24
<i>MR = 3.0%</i>	148.11	62.47	128.4	105.12	95.13

Πίνακας 15: Υπολογισθείσες τιμές των στόχων της παραμετρικής ανάλυσης με ελεύθερη μεταβλητή την ποσοστιαία μείωση της ολικής μάζας εγχεόμενου καυσίμου.



Διάγραμμα 31: Συνολικό προφίλ έγχυσης καυσίμου για ποσοστιαία μείωση καυσίμου στο 0%, 1.5% και 3%.

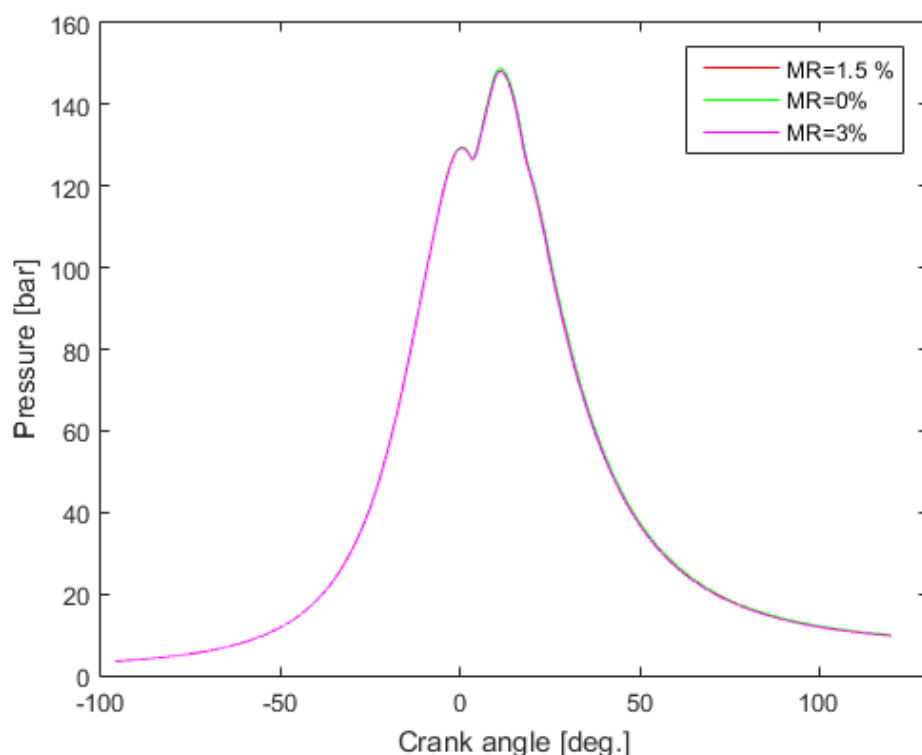
Στο Διάγραμμα 32 παρατίθεται η χρονική μεταβολή της πίεσης για τις τρεις περιπτώσεις ποσοστιαίας μείωσης του συνολικού εγχεόμενου καυσίμου. Μειώνοντας το εγχεόμενο καύσιμο παρατηρείται πολύ μικρή μείωση της μέγιστης πίεσης εντός του θαλάμου καύσης.

Στο Διάγραμμα 33 παρουσιάζεται η μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας εντός του κυλίνδρου για τις τρεις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Όπως παρατηρείται η μείωση

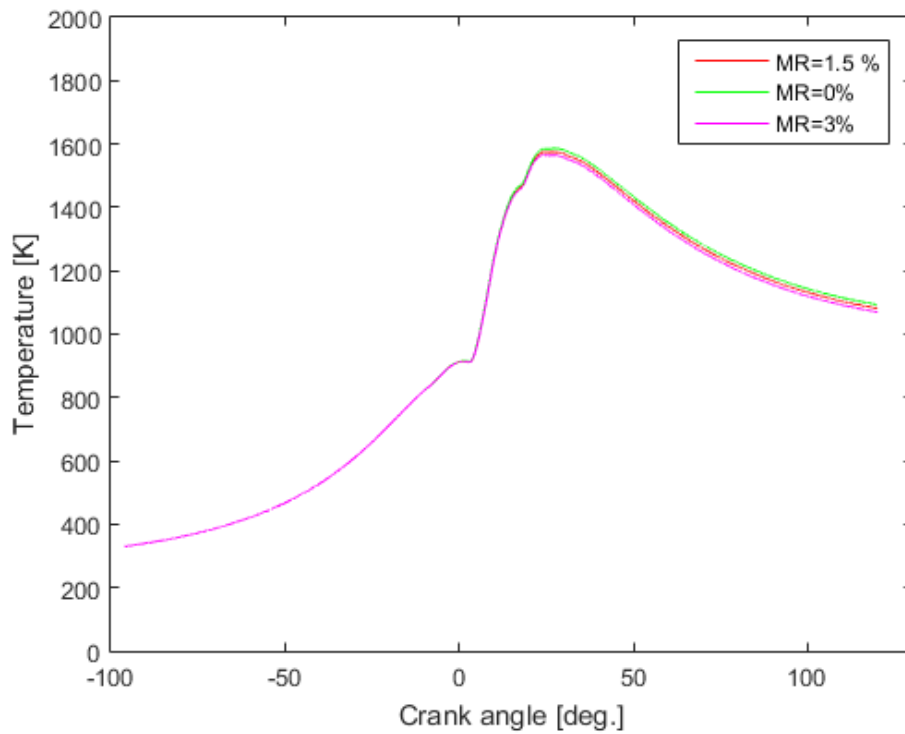
της εγγεόμενης ποσότητας καυσίμου οδηγεί σε μικρή μείωση της θερμοκρασίας καθ' όλη την διάρκεια της καύσης.

Στο Διάγραμμα 34 παρατίθεται ο αδιαστατοποιημένος ρυθμός έκλυσης θερμότητας για τις τρεις περιπτώσεις μείωσης του συνολικού καυσίμου. Ο ρυθμός παραμένει ανεξάρτητος από την ποσότητα καυσίμου που εγχέεται.

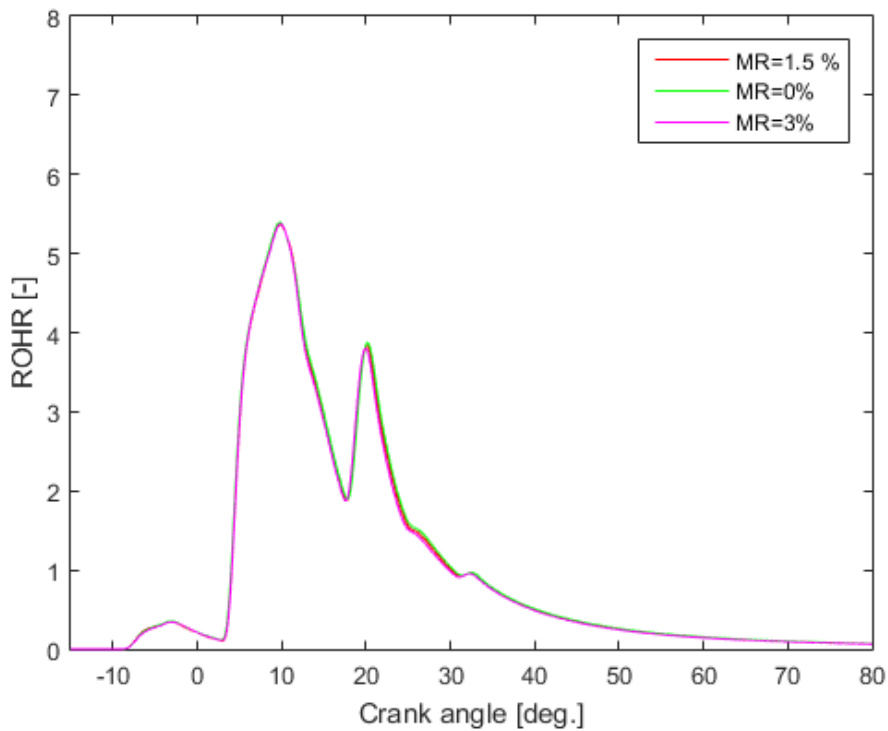
Στα Διαγράμματα 35 και 36 παρουσιάζονται η μεταβολή συγκέντρωσης σε NOx και η μεταβολή μάζας της αιθάλης, αντιστοίχως. Λόγω των χαμηλότερων θερμοκρασιών εντός του θαλάμου καύσης, η συγκέντρωση των οξειδίων του αζώτου είναι μικρότερη για μείωση της μάζας καυσίμου. Παρατηρείται μικρή μείωση της μάζας των σωματιδίων αιθάλης όσο μειώνεται η μάζα καυσίμου, ειδικότερα γύρω από τα τοπικά μέγιστα των παλμών έγχυσης καυσίμου.



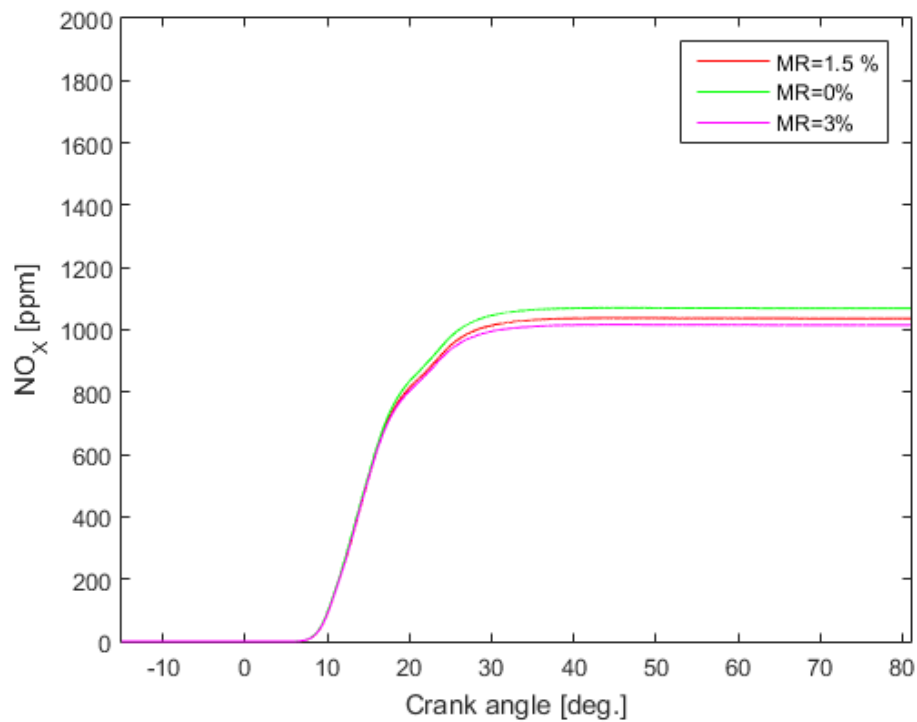
Διάγραμμα 32: Μεταβολή πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για ποσοστιαία μείωση καυσίμου 0%, 1.5% και 3%.



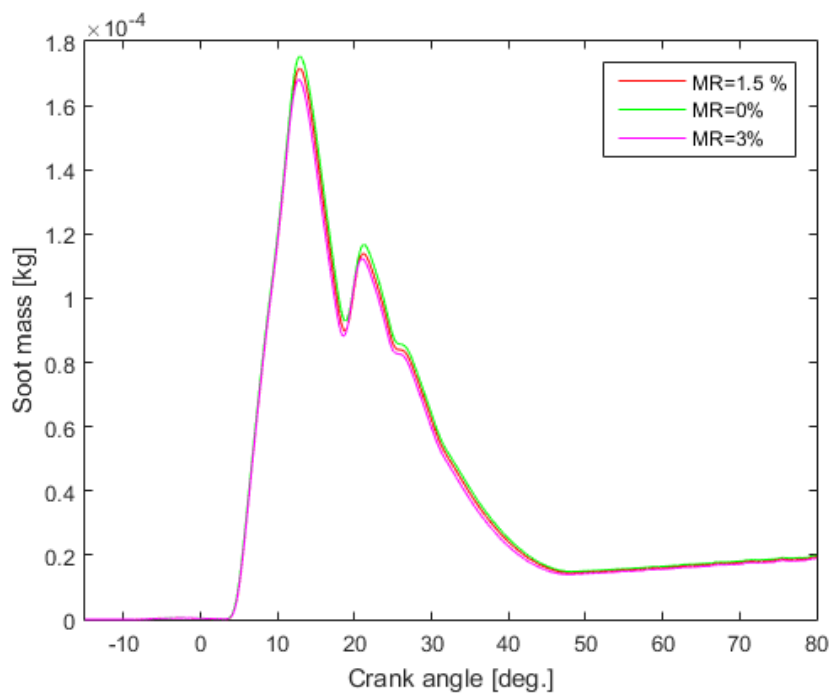
Διάγραμμα 33: Μεταβολή μέσης θερμοκρασίας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για ποσοστιαία μείωση καυσίμου 0%, 1.5% και 3%.



Διάγραμμα 34: Μεταβολή αδιαστατοποιημένου ρυθμού έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για ποσοστιαία μείωση καυσίμου 0%, 1.5% και 3%.

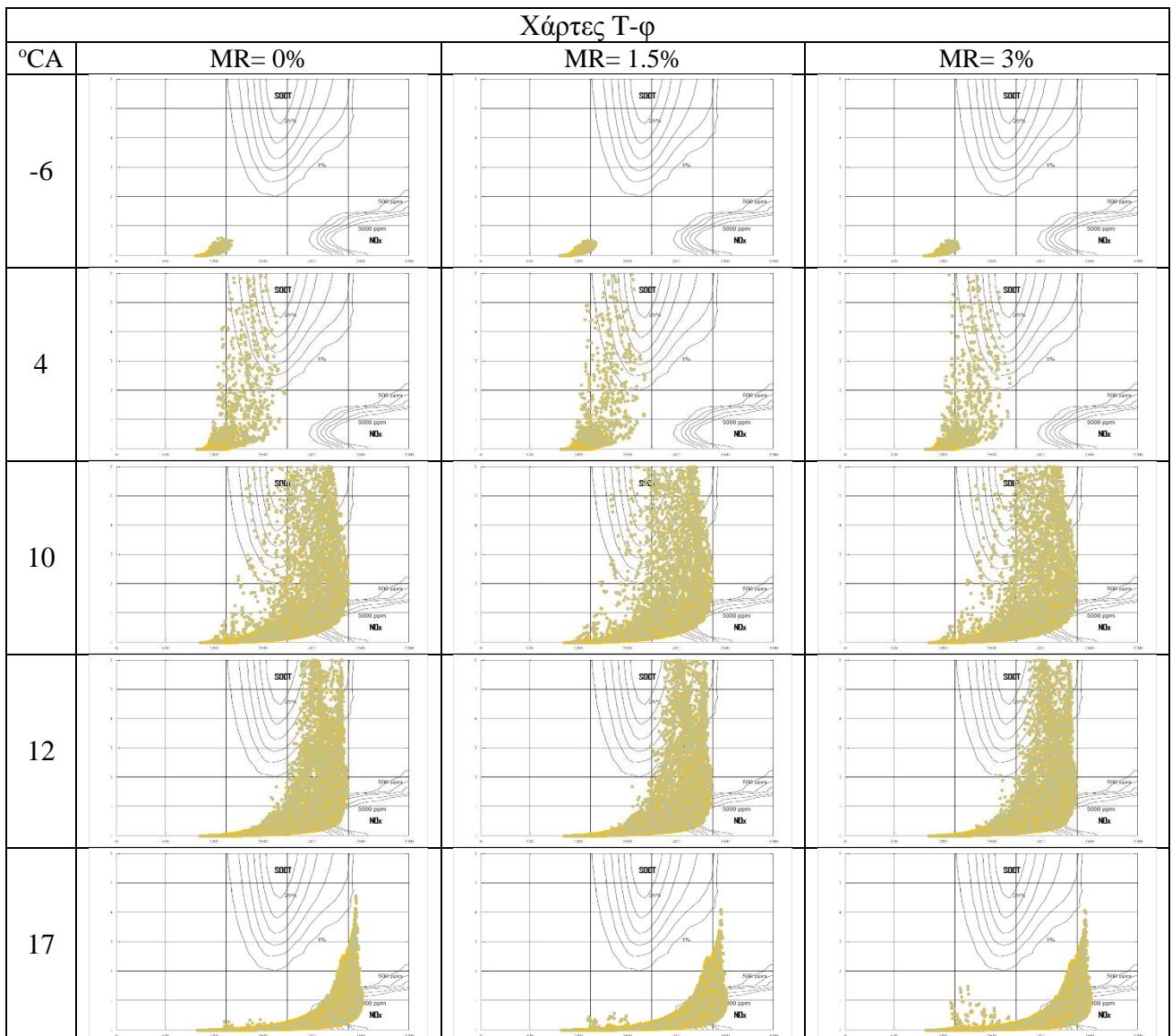


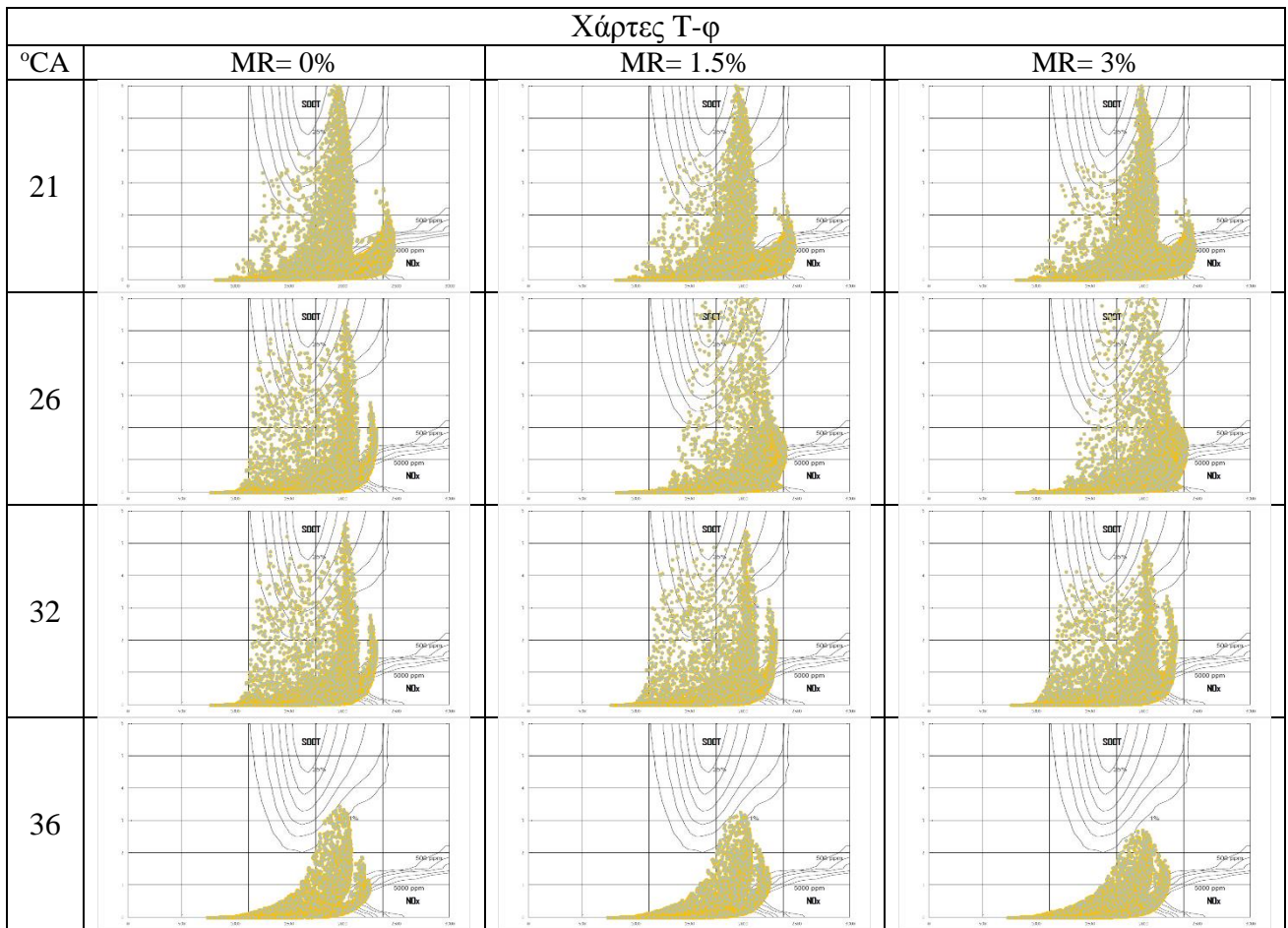
Διάγραμμα 35: Μεταβολή συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για ποσοστιαία μείωση καυσίμου 0%, 1.5% και 3%.



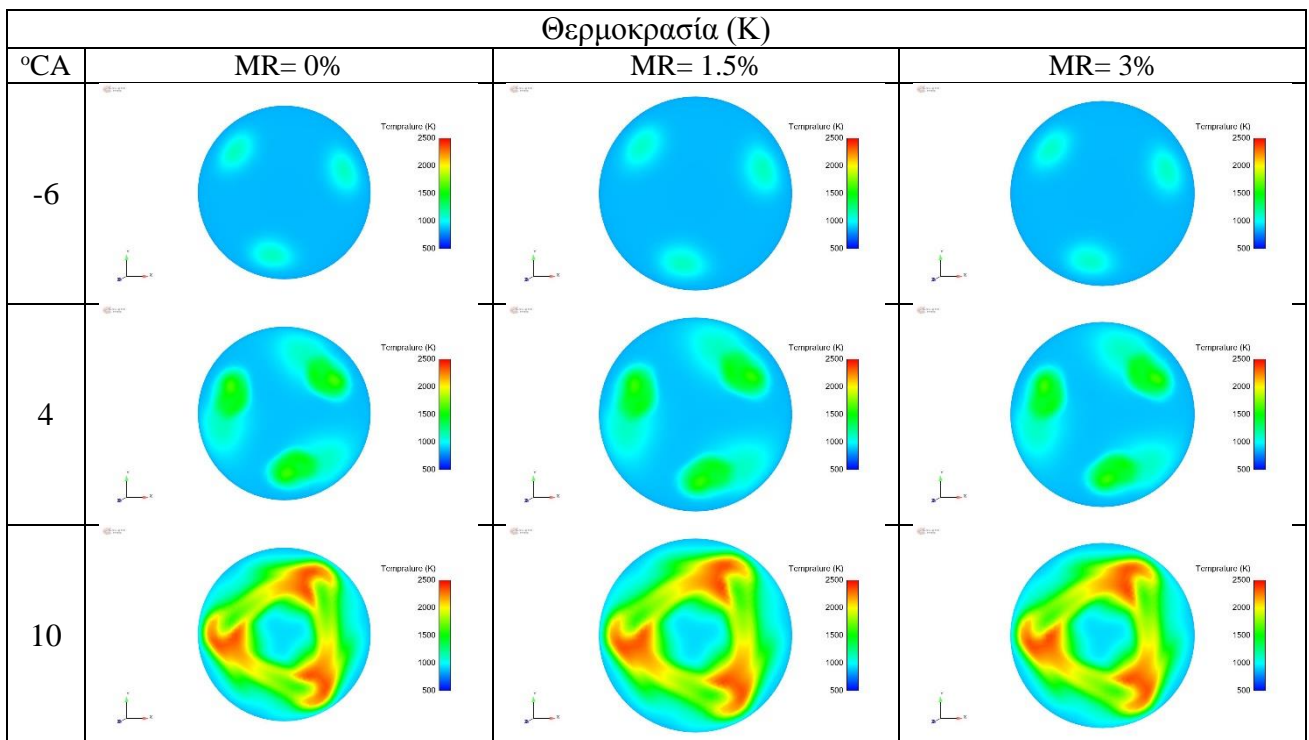
Διάγραμμα 36: Μεταβολή μάζας σωματιδίων αιθάλης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για ποσοστιαία μείωση καυσίμου 0%, 1.5% και 3%.

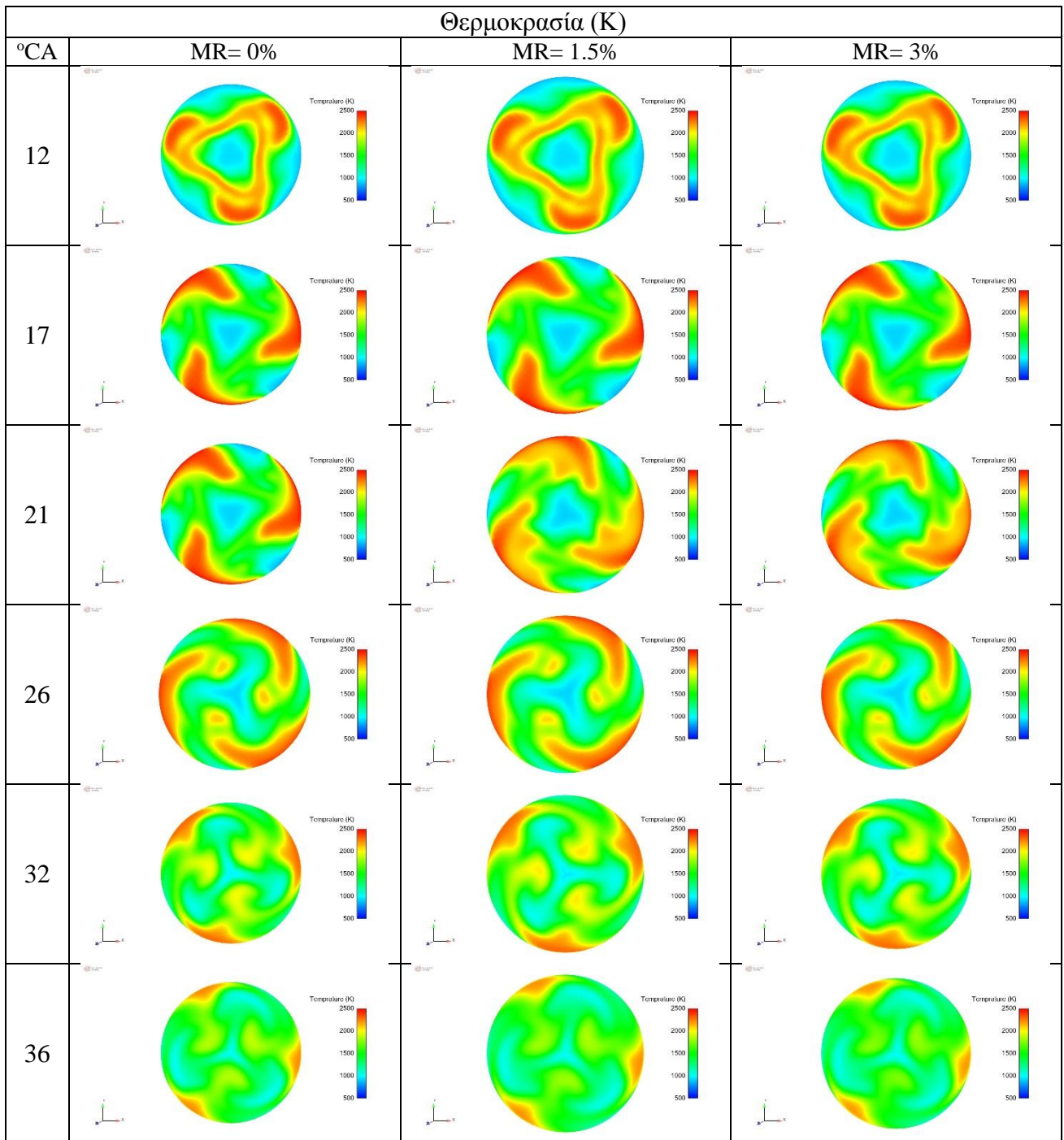
Στις Εικόνες 18, 19 και 20 παρουσιάζονται, για ποσοστιαία μείωση καυσίμου 0%, 1.5% και 3%, οι Χάρτες T – φ, ισοϋψείς καμπύλες στο επίπεδο των εγχυτήρων της θερμοκρασίας και του μοριακού κλάσματος οξειδίων του αζώτου, αντιστοίχως. Τα στιγμιότυπα που παρουσιάζονται επιλέχθηκαν με αντιπροσωπευτικό τρόπο ώστε να περιγράψουν το συνολικό προφίλ έγχυσης. Αρχίζουμε να εξετάζουμε τις παραμέτρους και τους στόχους στις -6°, στο μεσοδιάστημα μεταξύ της πιλοτικής έγχυσης και της κύριας έγχυσης καυσίμου. Στις 4° – 12° βρισκόμαστε εντός της κύριας έγχυσης, 17° – 21° εντός της πρώτης μετέγχυσης, στις 26° και 32° στη δεύτερη και τρίτη μετέγχυση αντιστοίχως και στις 36° μετά το πέρας των εγχύσεων. Αυξανόμενης της ποσοστιαίας μείωσης καυσίμου, παρατηρούμε ελαφρώς χαμηλότερες θερμοκρασίες εντός του θαλάμου καύσης. Ως εκ τούτου, ο σχηματισμός NOx δυσχεραίνεται. Αντίστοιχα, λόγω της μικρότερης μάζας του εγχεόμενου καυσίμου, η μάζα της παραγόμενης αιθάλης είναι και αυτή μικρότερη. Παρόλα ταύτα, όπως παρατηρήσαμε νωρίτερα (βλ. Πίνακα 15), οι μειώσεις των στόχων με τη μείωση της εγχεόμενης μάζας έχουν αντίκτυπο στην απόδοση του κινητήρα.



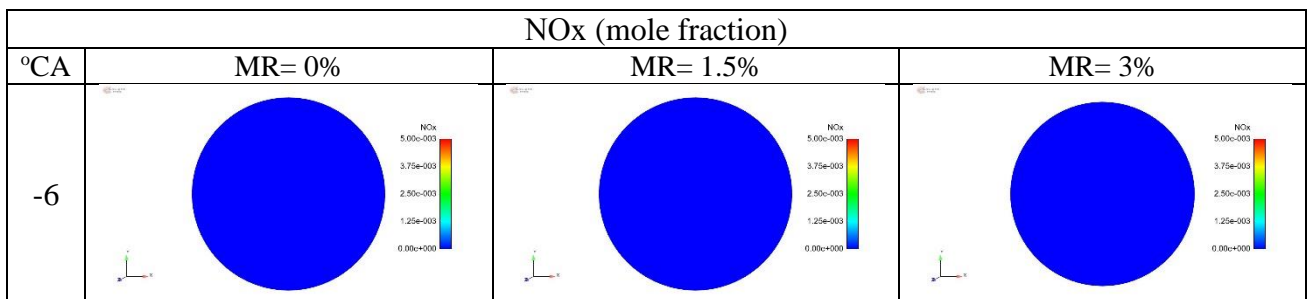


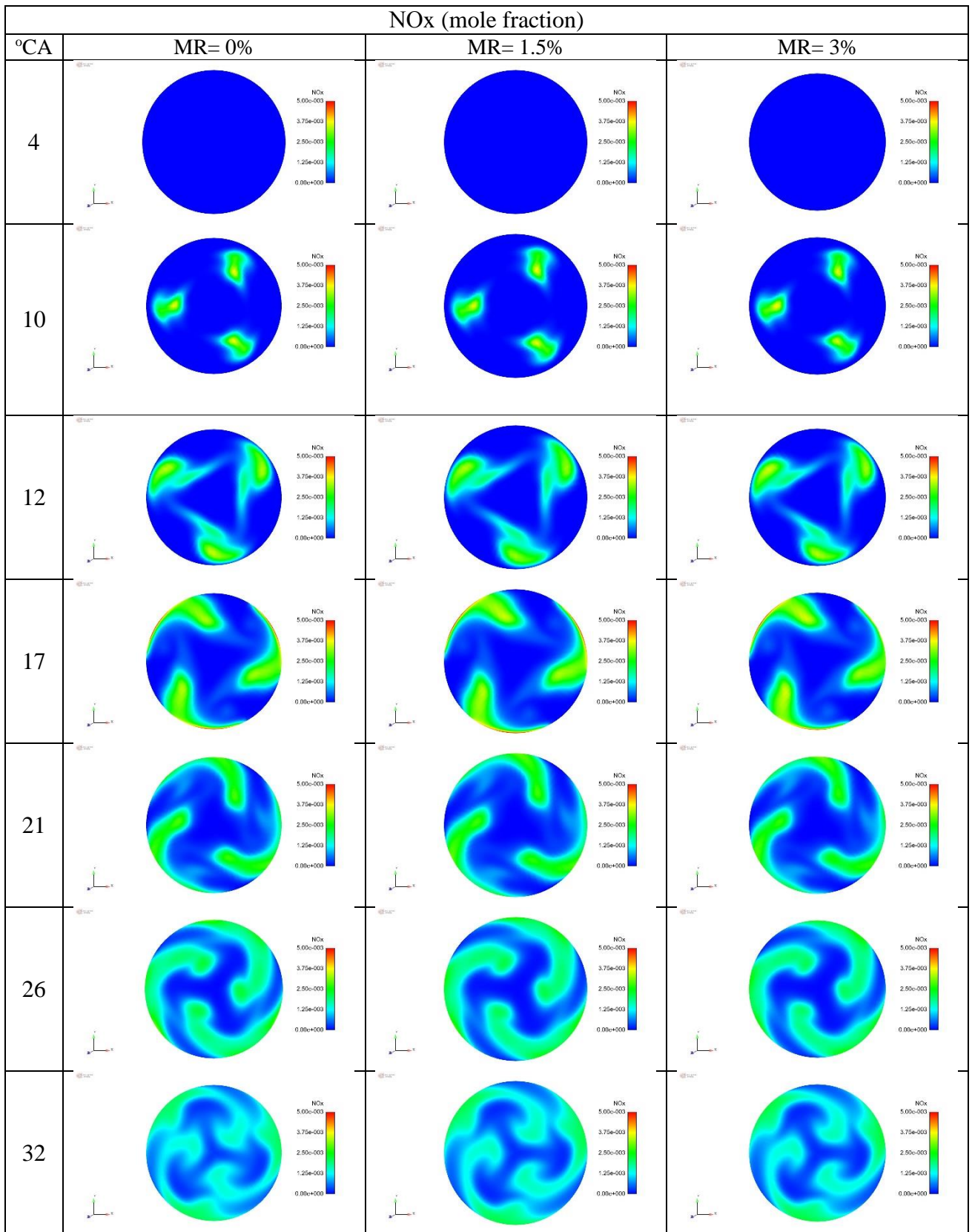
Εικόνα 18: Χάρτες T – φ για για ποσοστιαία μείωση καυσίμου 0%, 1.5% και 3%.

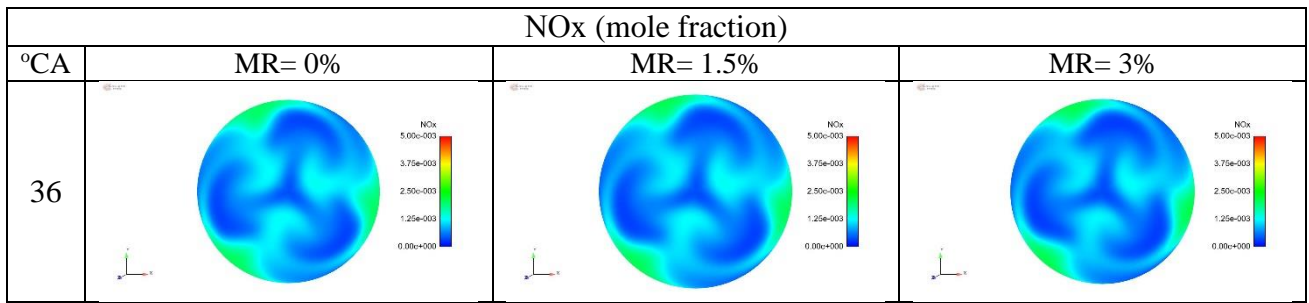




Εικόνα 19: Ισοϋψείς καμπύλες θερμοκρασίας στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για ποσοστιαία μείωση καυσίμου 0%, 1.5% και 3%.







Εικόνα 20: Ισοϋψείς καμπύλες συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για ποσοστιαία μείωση καυσίμου 0%, 1.5% και 3%.

5. Σύγκριση Αποτελεσμάτων

Στον παρόν κεφάλαιο πραγματοποιείται η σύγκριση της περίπτωσης που επιλέχθηκε, μετά από εκτενή παραμετρική διερεύνηση στο προηγούμενο κεφάλαιο, με την περίπτωση αναφοράς. Σημειώνεται ότι η βελτιστοποίηση με σύζευξη προγράμματος βελτιστοποίησης δεν θεωρήθηκε αναγκαία, καθώς τα αποτελέσματα κρίθηκαν επαρκώς ικανοποιητικά. Στον Πίνακα 16 παρατίθενται οι παράμετροι του προφίλ της προσεγγιστικά βέλτιστης περίπτωσης έγχυσης καυσίμου.

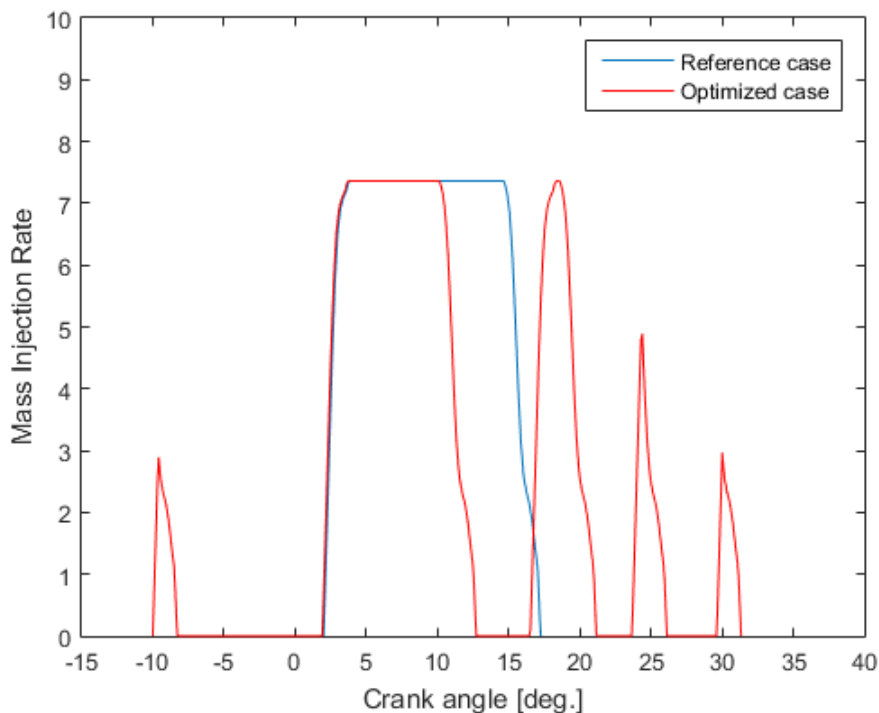
	Pilot Injection	Main Injection	1st Post Injection	2nd Post Injection	3rd Post Injection
Injection Mass Fraction	3 %	67 %	21 %	6 %	3 %
Start of Injection	-10° CA	+1.9° CA	+16.5° CA	+23.7° CA	+29.6° CA
Dwell (from previous injection)	-	10.2 deg.	3.8 deg.	2.5 deg.	3.5 deg.

Πίνακας 16: Παράμετροι περιγραφής του προφίλ έγχυσης καυσίμου της βέλτιστης περίπτωσης.

Στον Πίνακα 17 παρουσιάζονται οι στόχοι και οι περιορισμοί της επιλεγθείσας βέλτιστης περίπτωσης, ανηγμένα στις τιμές της περίπτωσης αναφοράς. Όπως παρατηρούμε, έχει επιτευχθεί μείωση περίπου κατά 35% για τα σχηματιζόμενα οξειδία του αζώτου με αύξηση κατά 33% για τη μάζα των σωματιδίων αιθάλης. Ταυτόχρονα, το κόστος για την επίτευξη αυτής της μείωσης των NOx είναι η μικρή αύξηση της ειδικής κατανάλωσης, της τάξης του 3% και η μείωση του ωφέλιμου έργου γύρω στο 2%. Η μέγιστη πίεση στον θάλαμο καύσης παραμένει κατώτερη της μέγιστης επιτρεπόμενης των 150 bar. Στο Διάγραμμα 37 παρουσιάζεται το συνολικό προφίλ έγχυσης για την περίπτωση αναφοράς και τη βέλτιστη περίπτωση.

	Pmax (bar)	NOx (%)	Soot (%)	SFOC (%)	Work (%)
Optimal Case	148.8	65.78	133.33	102.61	97.46

Πίνακας 17: Υπολογισθείσες τιμές των στόχων της βέλτιστης περίπτωσης, ανηγμένες στις τιμές της περίπτωσης αναφοράς.



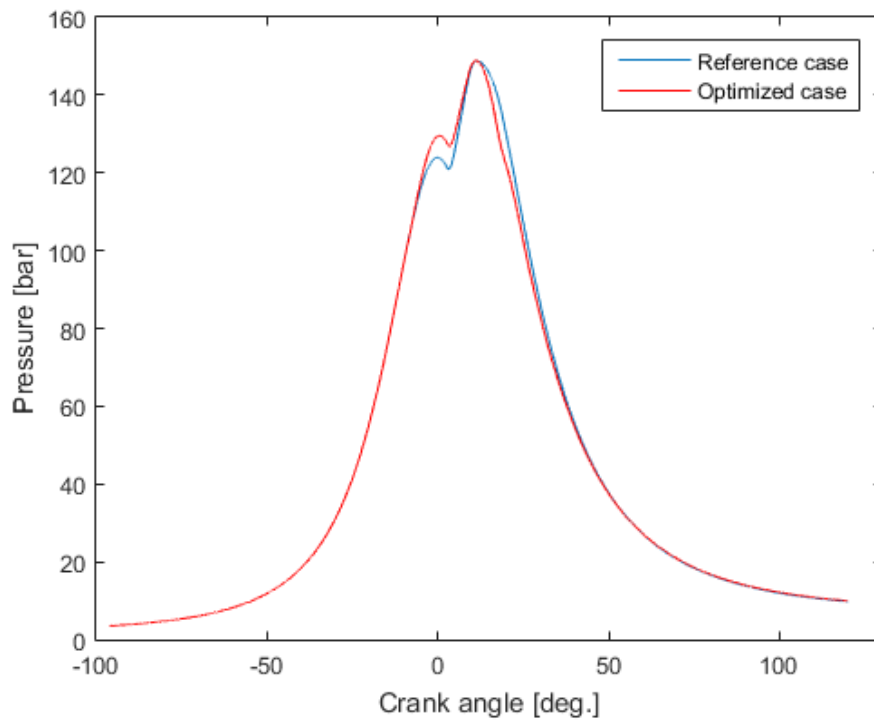
Διάγραμμα 37: Συνολικό προφίλ έγχυσης καυσίμου για την περίπτωση αναφοράς και την επιλεχθείσας βέλτιστης περίπτωσης.

Στο Διάγραμμα 38 παρατίθεται η μεταβολή της πίεσης για την περίπτωση αναφοράς και τη βέλτιστη που επιλέχθηκε. Η μέγιστη πίεση είναι περίπου ίση με την περίπτωση αναφοράς. Όπως διακρίνεται, η πίεση κατά τη φάση της συμπίεσης είναι υψηλότερη στη βέλτιστη περίπτωση, λόγω της πιλοτικής έγχυσης καυσίμου πριν το ΑΝΣ, η οποία αύξηση οδηγεί και σε αύξηση του ωφέλιμου έργου, αναπληρώνοντας την απώλεια έργου κατά τις μετεγχύσεις. Κατά το μεσοδιάστημα μεταξύ της κύριας και της πρώτης μετέγχυσης παρατηρείται πτώση της πίεσης σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς.

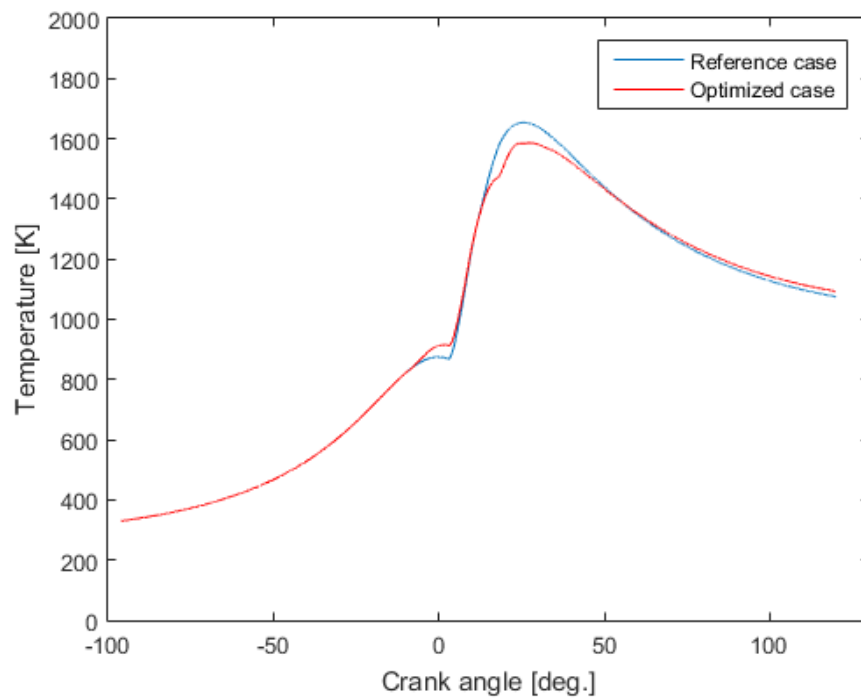
Στο Διάγραμμα 39 όπου παρουσιάζεται η χρονική μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας, παρατηρείται η αύξηση της θερμοκρασίας λίγο πριν την έναρξη της κύριας έγχυσης καυσίμου λόγω της καύσης του καυσίμου που εγχέεται πιλοτικά. Λόγω του ότι μεγάλο μέρος του συνολικού καυσίμου εγχέεται στις μετεγχύσεις, οι αναπτυσσόμενες θερμοκρασίες είναι χαμηλότερες από την περίπτωση αναφοράς στο διάστημα της κύριας έγχυσης και μετεγχύσεων. Μετά τις 50° CA η θερμοκρασία έχει ανοδική τάση για την περίπτωση του πενταπλού παλμού λόγω τη καθυστερημένης έγχυσης καυσίμου όπου λαμβάνει χώρα σε μεγαλύτερη γωνία.

Όπως παρατηρείται στο Διάγραμμα 40 ένα μικρό ποσό θερμότητας εκλύεται λίγο πριν το ΑΝΣ, που οφείλεται στην πιλοτική έγχυση. Κατά τη διάρκεια της κύριας καύσης ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας είναι παρόμοιος (ελαφρώς μικρότερος) από την περίπτωση αναφοράς. Στη συνέχεια, υπάρχει σημαντική πτώση γύρω από το μεσοδιάστημα μεταξύ κύριας και πρώτης έγχυσης και εκ νέου αύξηση στο στάδιο της μετέγχυσης. Λόγω του ότι το καύσιμο που εγχέεται στη δεύτερη και τρίτη μετέγχυση

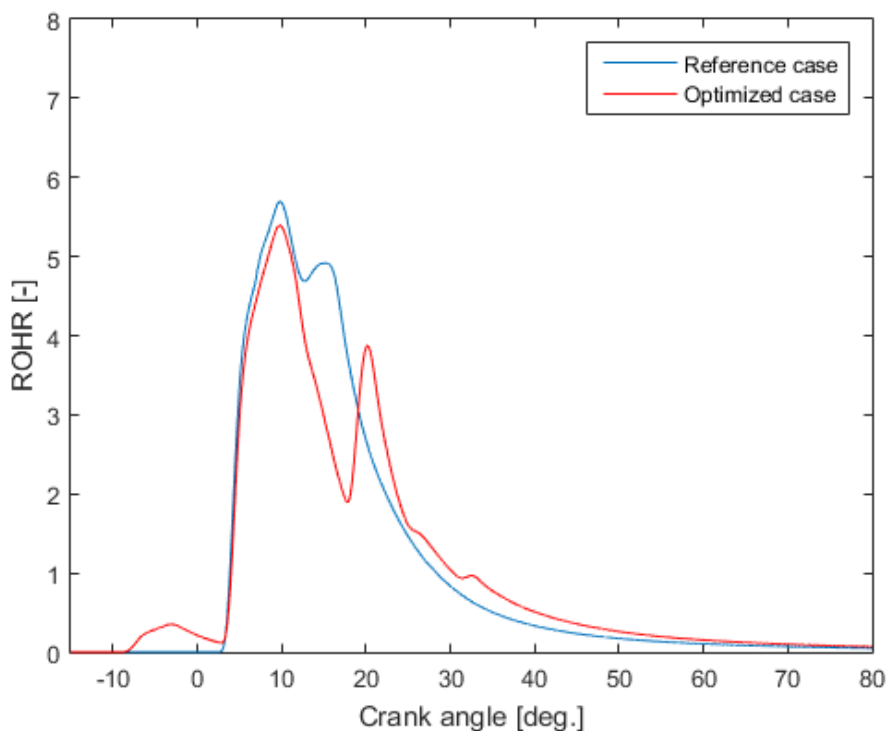
είναι μικρό, οι αντίστοιχες αυξήσεις του ρυθμού έκλυσης θερμότητας είναι επίσης μικρές. Τονίζεται ότι κατά τη διάρκεια του κύκλου καίγεται όλη η ποσότητα καυσίμου.



Διάγραμμα 38: Χρονική μεταβολή της πίεσης σε συνάρτηση με τη γωνία στροφάλου για την περίπτωση αναφοράς και τη βέλτιστη περίπτωση.

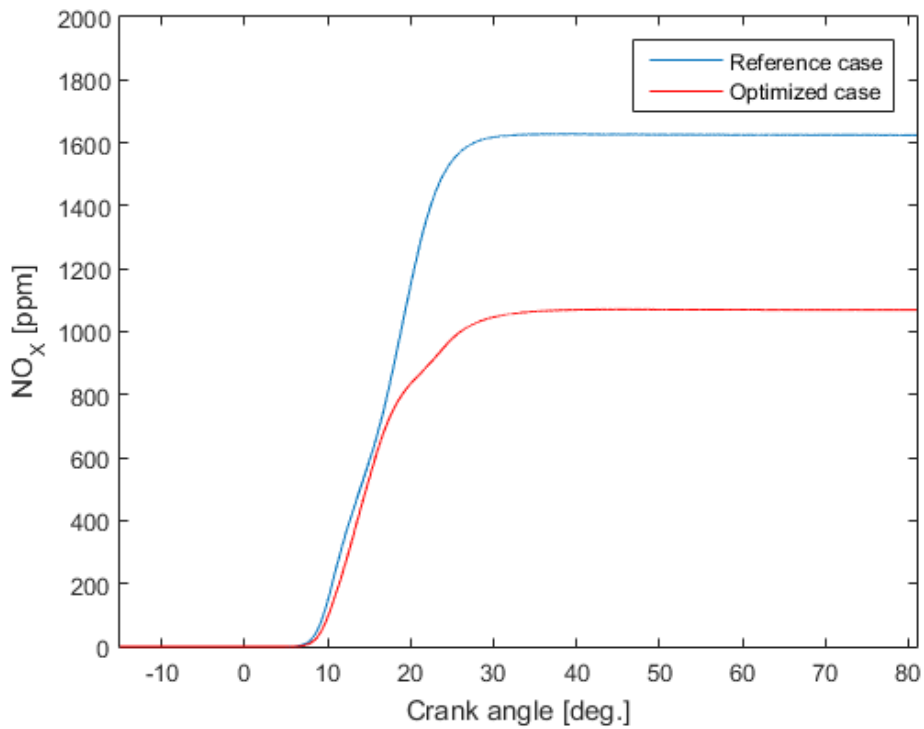


Διάγραμμα 39: Χρονική μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας σε συνάρτηση με την γωνία στροφάλου για την περίπτωση αναφοράς και τη βέλτιστη περίπτωση.

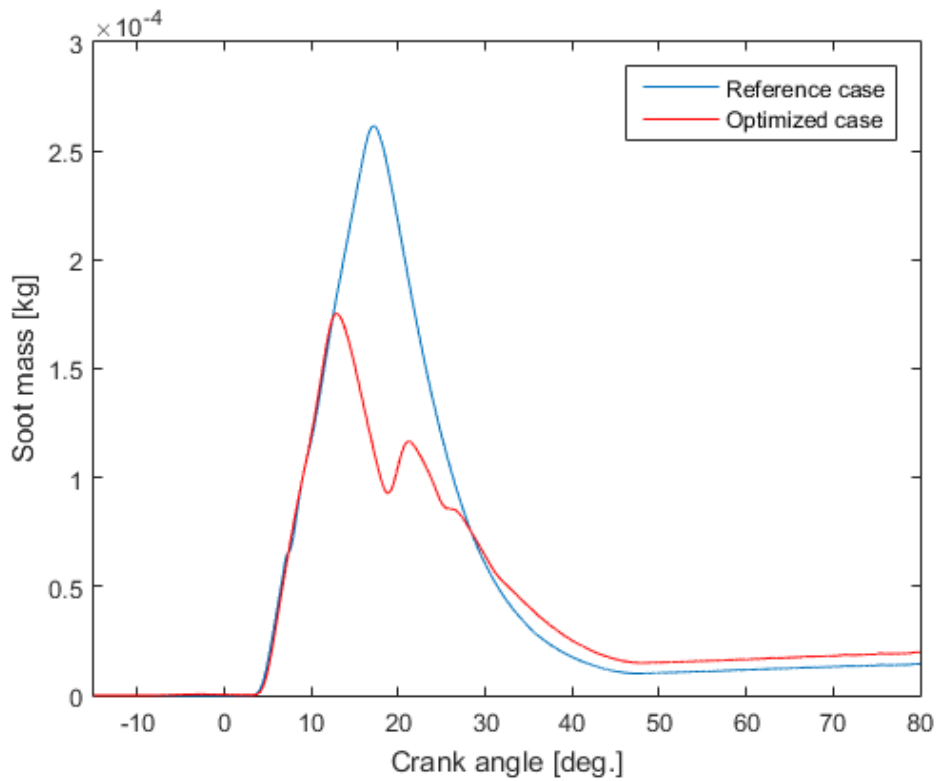


Διάγραμμα 40: Χρονική μεταβολή του ρυθμού έκλυσης θερμότητας σε συνάρτηση με τη γωνία στροφάλου για την περίπτωση αναφοράς και τη βέλτιστη περίπτωση.

Στα Διαγράμματα 41 και 42 παρατίθενται η συγκέντρωση NO_x και η μάζα σωματιδίων αιθάλης σε συνάρτηση με τη γωνία στροφάλου, αντιστοίχως. Όπως φαίνεται, επιτυγχάνεται σημαντική μείωση στα NO_x, γεγονός που οφείλεται στις χαμηλότερες τοπικές θερμοκρασίες που αναπτύσσονται εντός του θαλάμου καύσης, οι οποίες δεν ευνοούν τον σχηματισμό των οξειδίων του αζώτου. Ωστόσο, παρατηρούνται υψηλότερα επίπεδα μάζας αιθάλης μετά την τρίτη μετέγχυση. Αυτό οφείλεται στα αντίστοιχα χαμηλά επίπεδα θερμοκρασία σε αυτό το στάδιο της εκτόνωσης, τα οποία δυσχεραίνουν την οξείδωση της αιθάλης.



Διάγραμμα 41: Συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου σε συνάρτηση με τη γωνία στροφάλου για την περίπτωση αναφοράς και τη βέλτιστη περίπτωση.

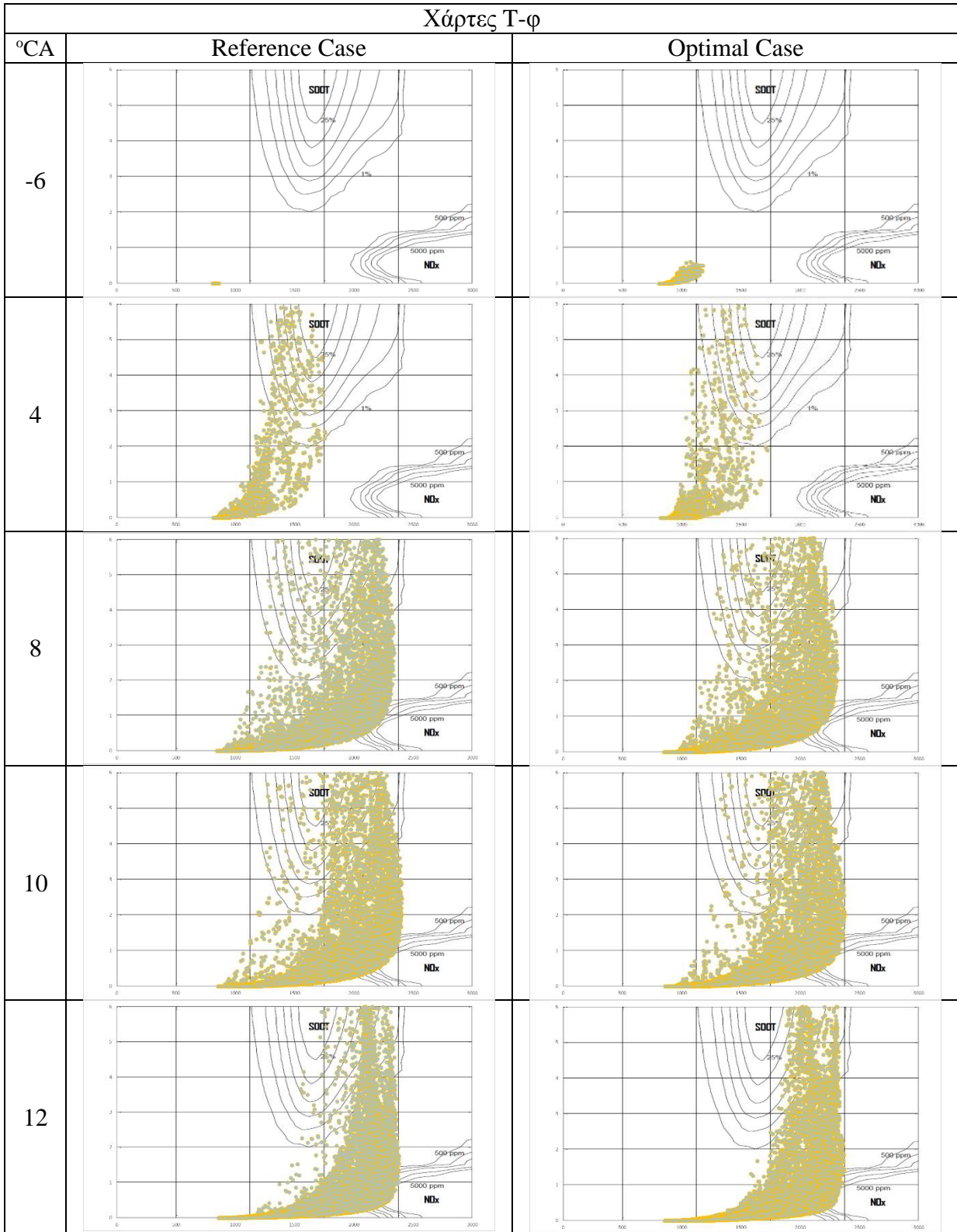


Διάγραμμα 42: Μάζα σωματιδίων αιθάλης σε συνάρτηση με τη γωνία στροφάλου για την περίπτωση αναφοράς και τη βέλτιστη περίπτωση.

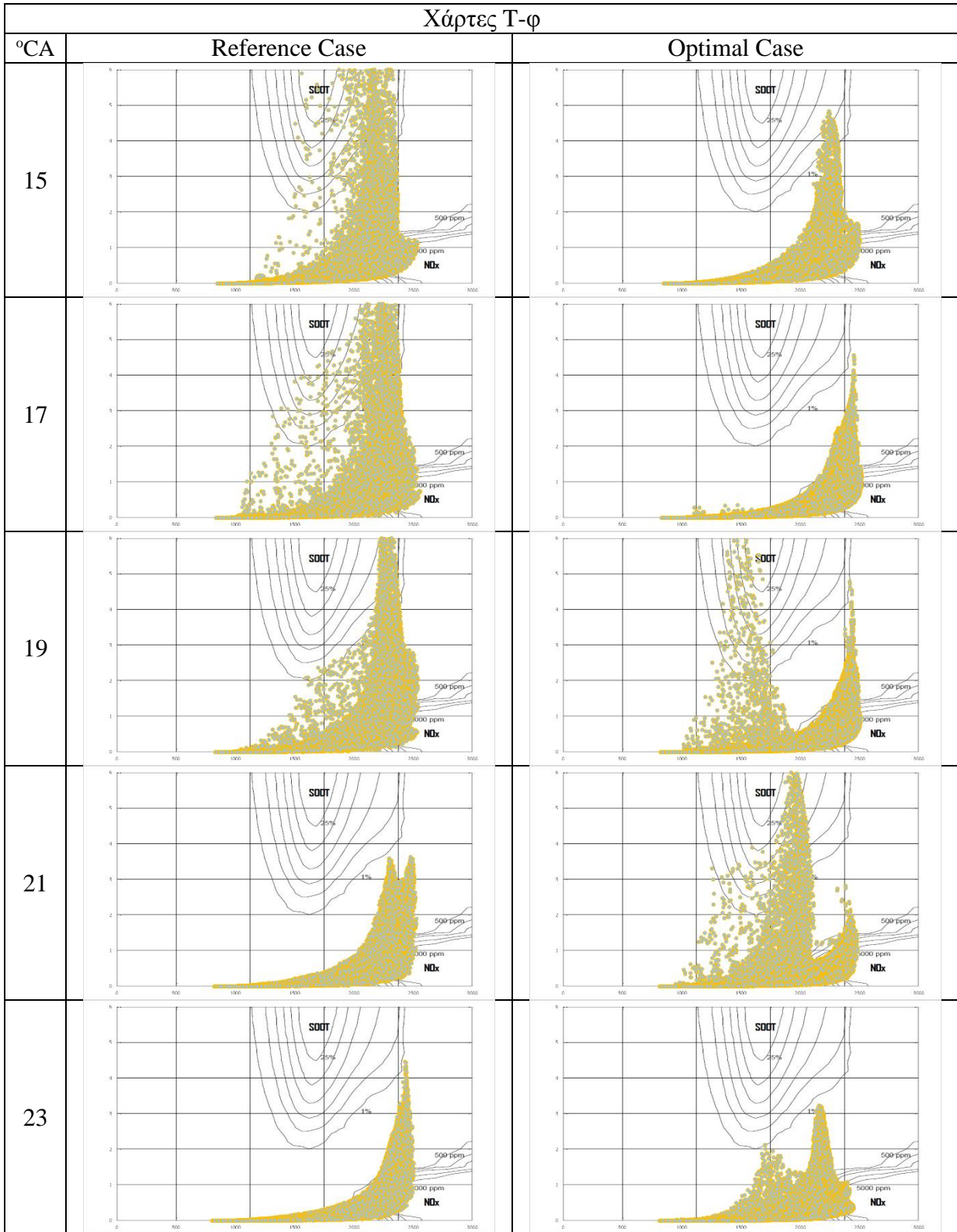
Στις Εικόνες 21, 22 και 23 παρουσιάζονται οι Χάρτες T – φ, ισοϋψείς καμπύλες στο επίπεδο των εγχυτήρων της θερμοκρασίας και ισοϋψείς καμπύλες στο επίπεδο των εγχυτήρων του μοριακού κλάσματος, αντιστοίχως για την περίπτωση αναφοράς και την βέλτιστη περίπτωση. Τα στιγμιότυπα που παρεντίθενται περιγράφουν με αντιπροσωπευτικό τρόπο την διαδικασία εγχύσεως καυσίμου και στις δύο περιπτώσεις. Πιο αναλυτικά, στις -6° έχει ολοκληρωθεί η προέγχυση καυσίμου στη βέλτιστη περίπτωση και έχουμε άνοδο της θερμοκρασίας. Από τις 4° και έπειτα έχει ξεκινήσει η κύρια έγχυση καυσίμου και για τις δυο περιπτώσεις. Στις 12° ολοκληρώνεται η κύρια έγχυση για τη βέλτιστη περίπτωση, η οποία οδηγεί σε μείωση της μέσης θερμοκρασίας εντός του θαλάμου καύσης και των αντίστοιχων εκπομπών. Στις 17° ολοκληρώνεται και η έγχυση καυσίμου για την περίπτωση αναφοράς, και έχει εκκινήσει η πρώτη μετέγχυση στη βέλτιστη. Στις 21° , όπου πλέον ολοκληρώνεται η πρώτη μετέγχυση, έχουν αυξηθεί οι εκπομπές σε NOx και σωματιδίων αιθάλης, ενώ στην περίπτωση αναφοράς τα επίπεδα παραγόμενης αιθάλης έχουν μειωθεί σημαντικά, ωστόσο παρουσιάζονται υψηλότερα τοπικά μέγιστα στην θερμοκρασία και στην συγκέντρωση των οξειδίων του αζώτου. Η θερμοκρασία και στις δύο περιπτώσεις βρίσκεται σε παρόμοιες διακυμάνσεις κατά την διάρκεια της δεύτερης μετέγχυσης καυσίμου όπως φαίνεται στα στιγμιότυπα των 24° και 27° . Στις 32° , κατά τη διάρκεια της τρίτης έγχυσης καυσίμου, η άνοδος της θερμοκρασίας είναι πολύ μικρή, λόγω της μικρής ποσότητας καυσίμου που εγχέεται μακριά από την κύρια έγχυση, γεγονός που συντελεί στη διατήρηση χαμηλών εκπομπών NOx. Ωστόσο, σε αυτό το σημείο παρατηρείται αύξηση της μάζας των σωματιδίων αιθάλης σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς. Τέλος, στις 36° έχει εγχυθεί όλο το καύσιμο και στις δύο περιπτώσεις.

Όπως προκύπτει από τα παραπάνω, στη βέλτιστη περίπτωση τα τοπικά μέγιστα της θερμοκρασίας είναι χαμηλότερα, και ως αποτέλεσμα οι προκύπτουσες συγκεντρώσεις οξειδίων του αζώτου είναι χαμηλότερες. Αντίθετα, λόγω της καθυστερημένης έγχυσης καυσίμου σε συνθήκες χαμηλής θερμοκρασίας (οι οποίες δεν ευνοούν την οξείδωση της αιθάλης) η μάζα των σωματιδίων αιθάλης αυξάνεται μετά το πέρας της τελευταίας έγχυσης καυσίμου.

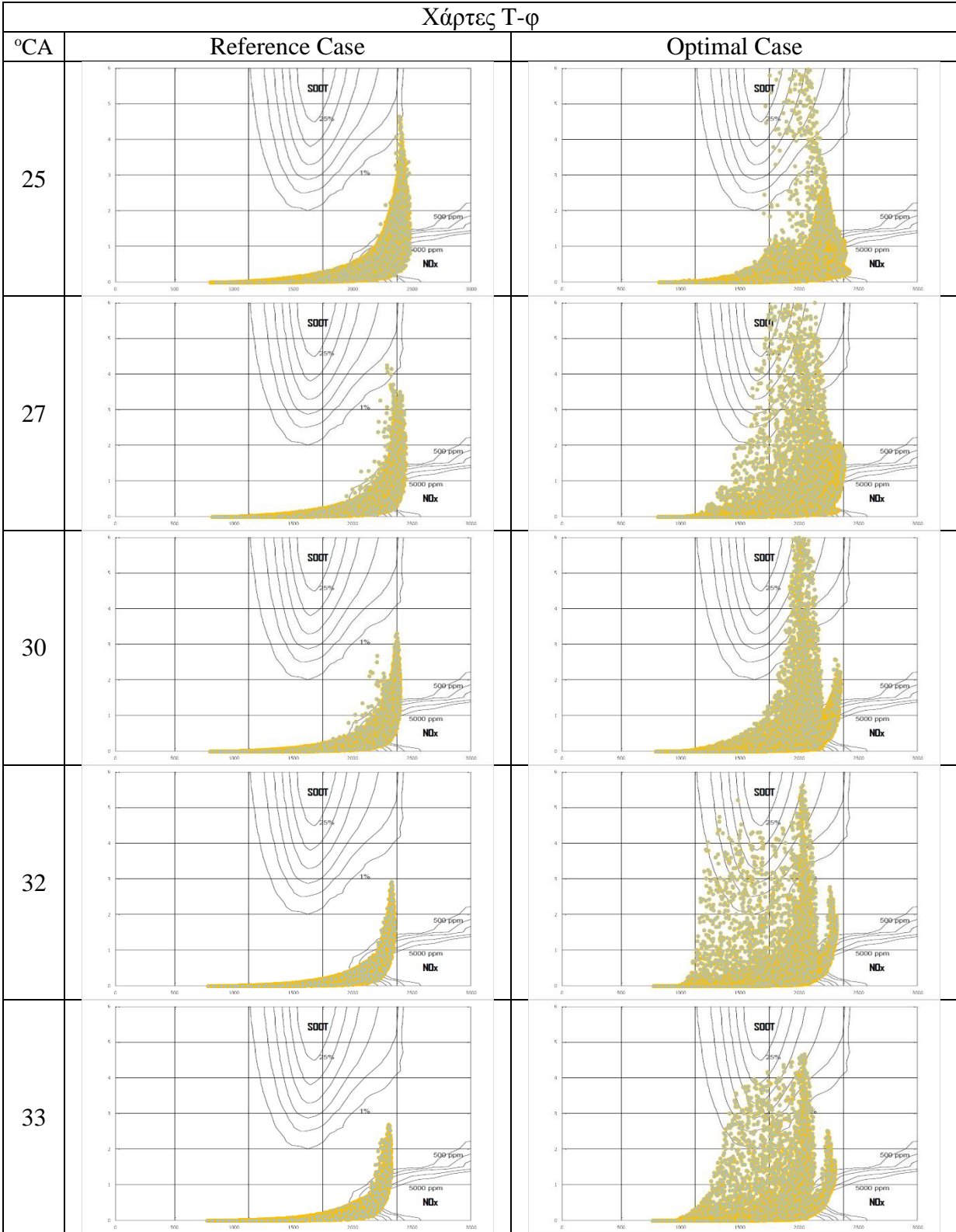
Χάρτες T-φ

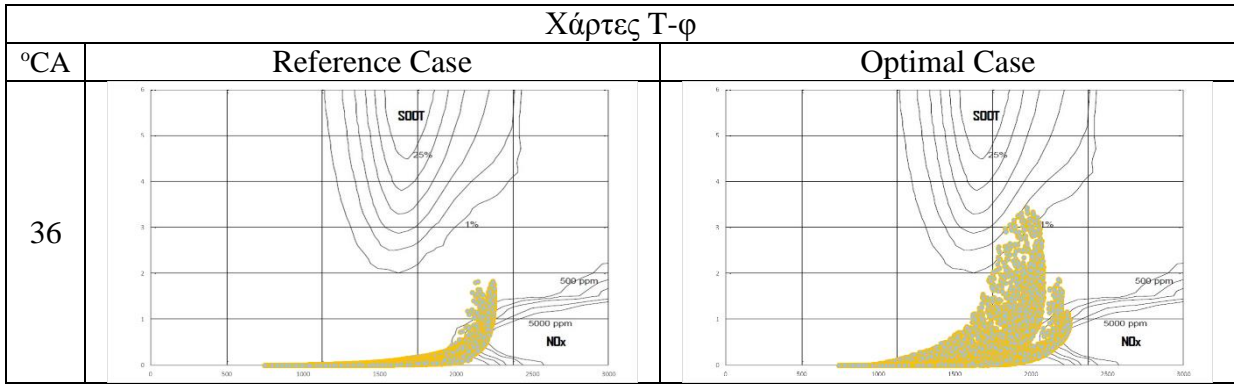


Χάρτες T-φ

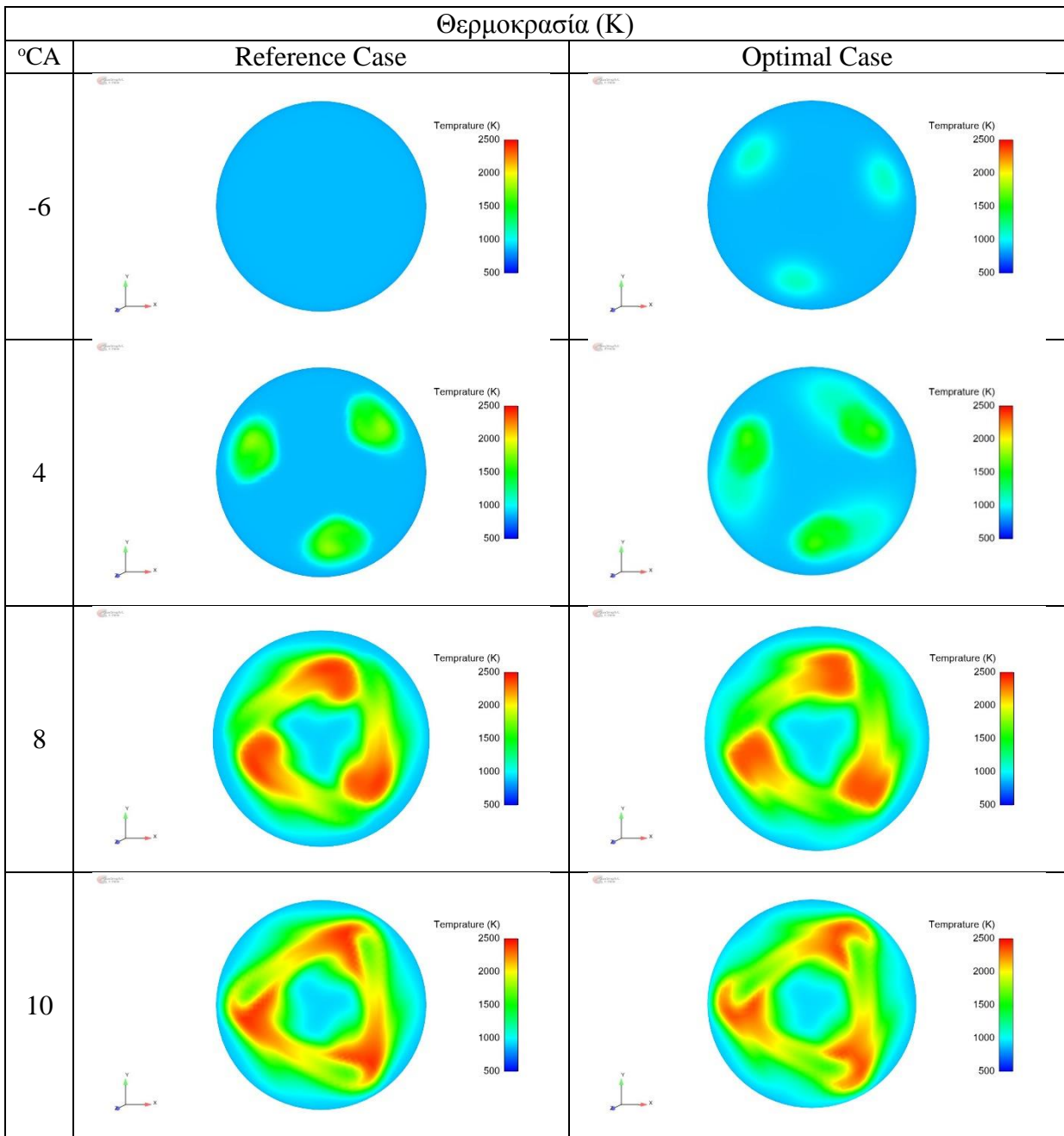


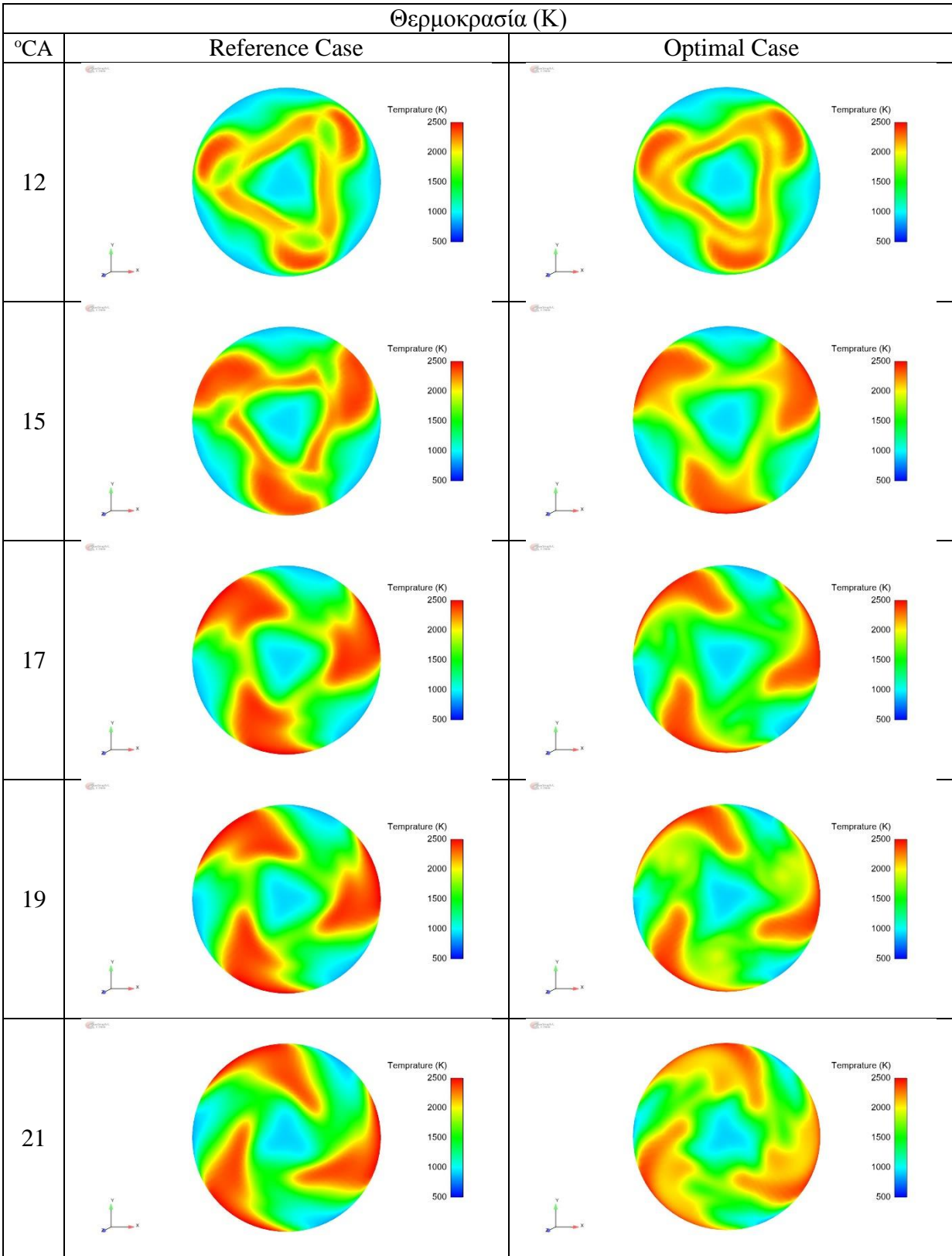
Χάρτες T-φ

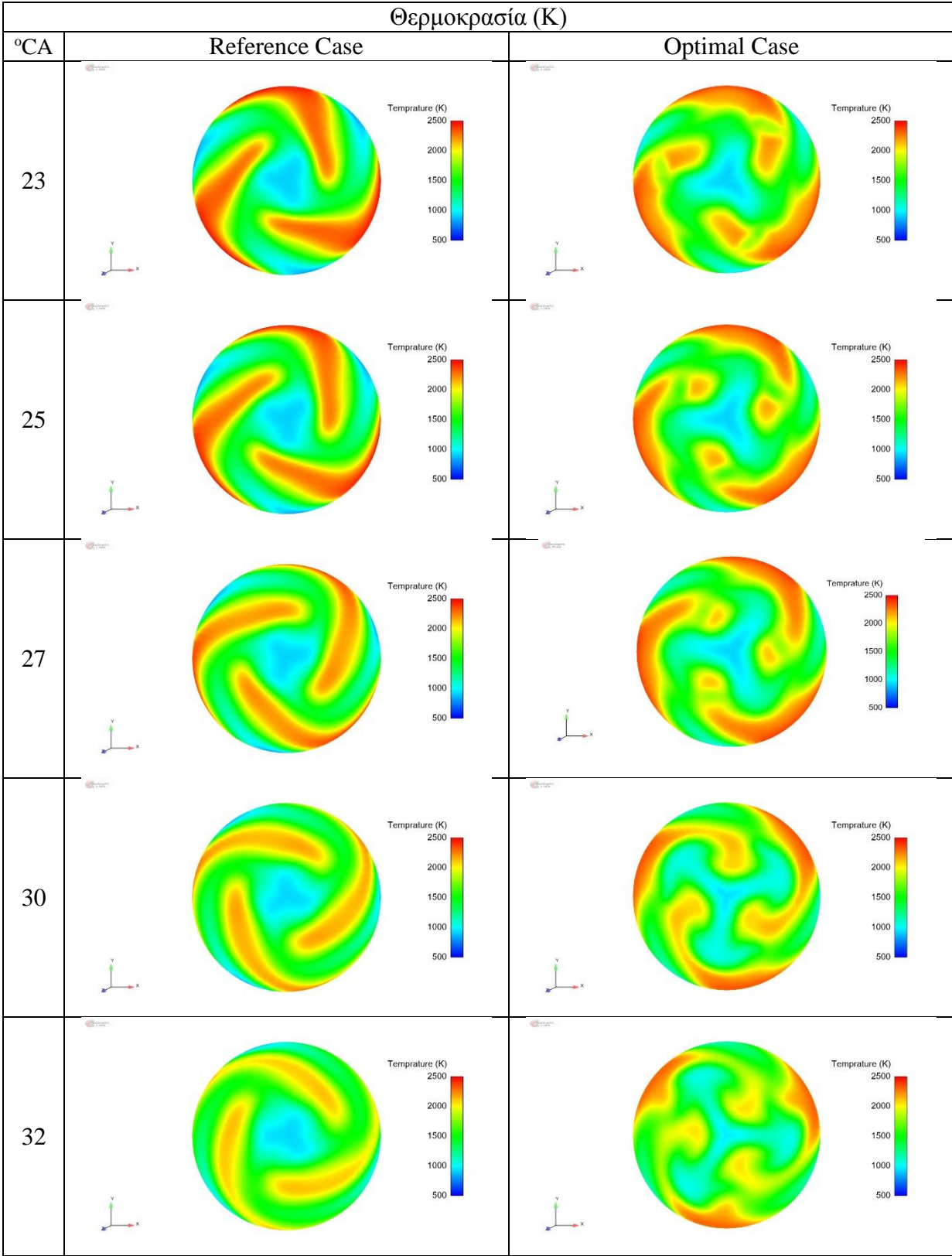


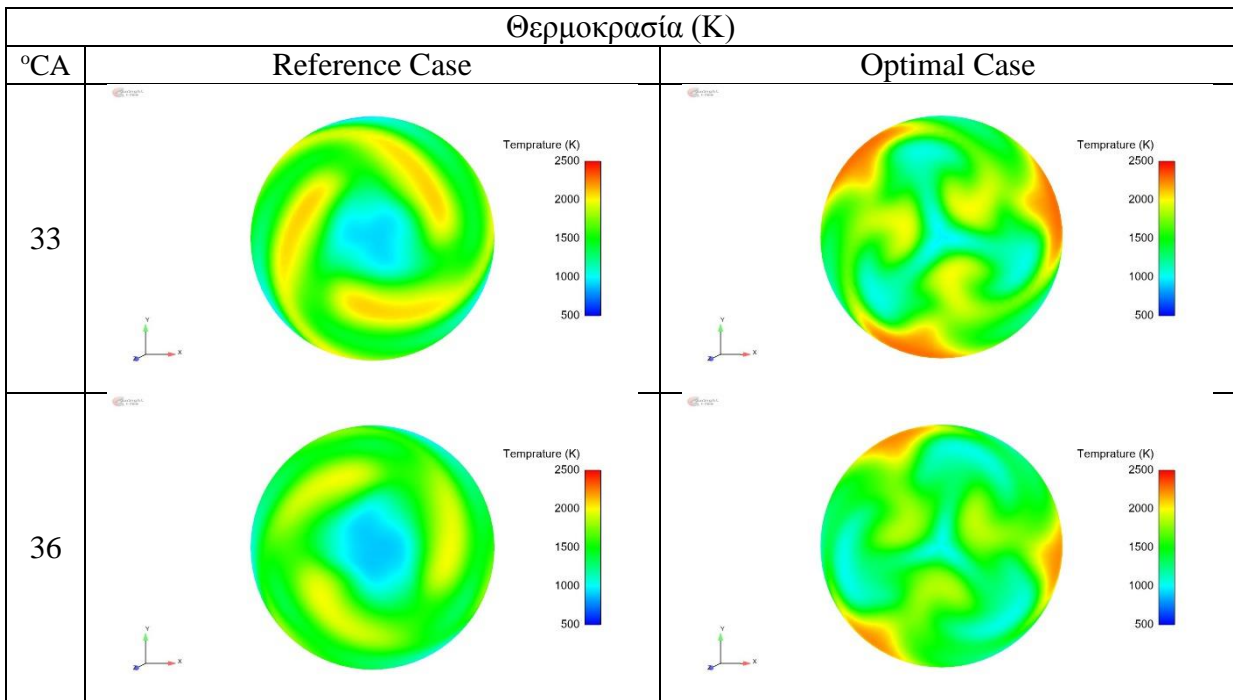


Εικόνα 21: Χάρτες T – φ για την περίπτωση αναφοράς και τη βέλτιστη περίπτωση.

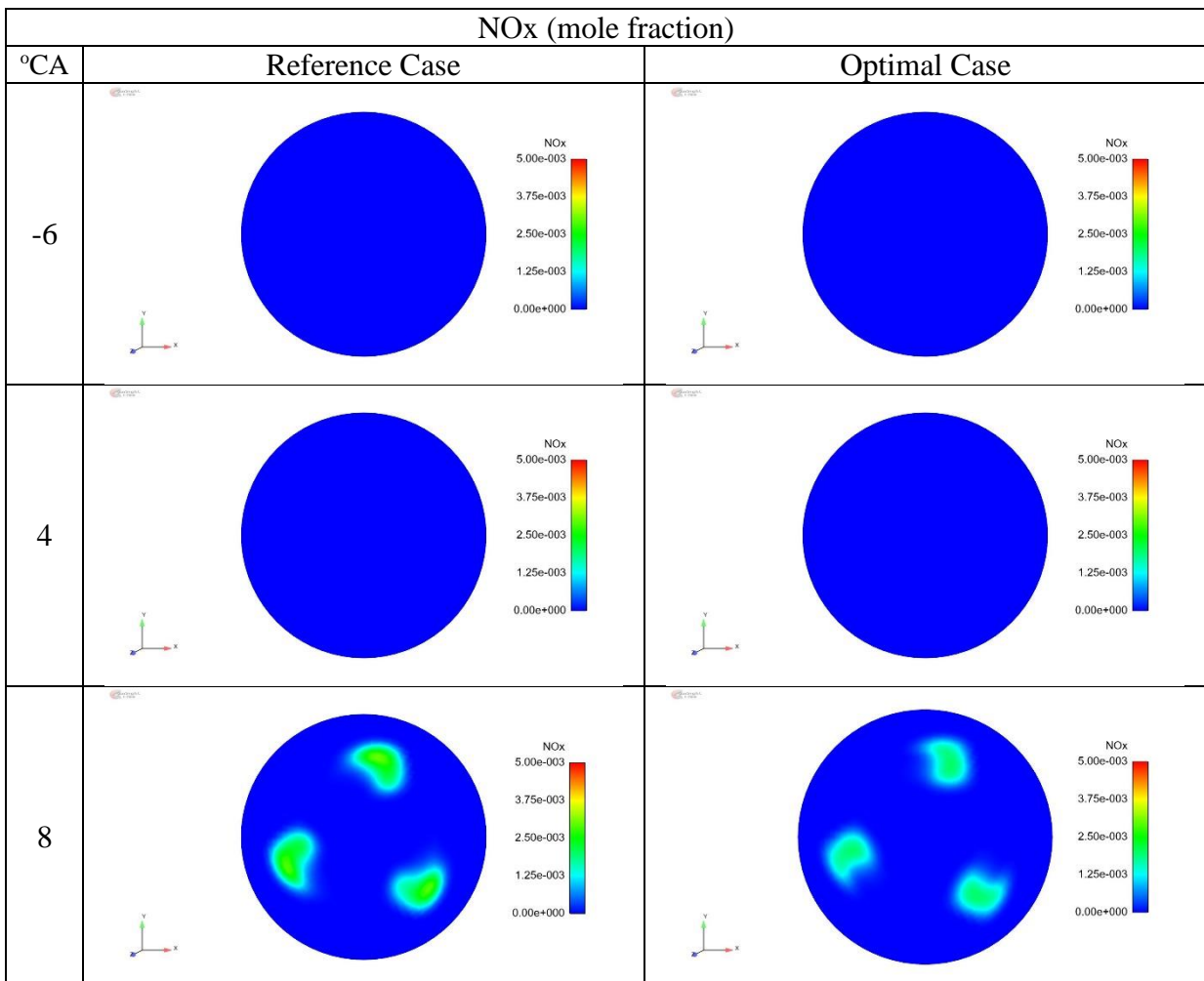


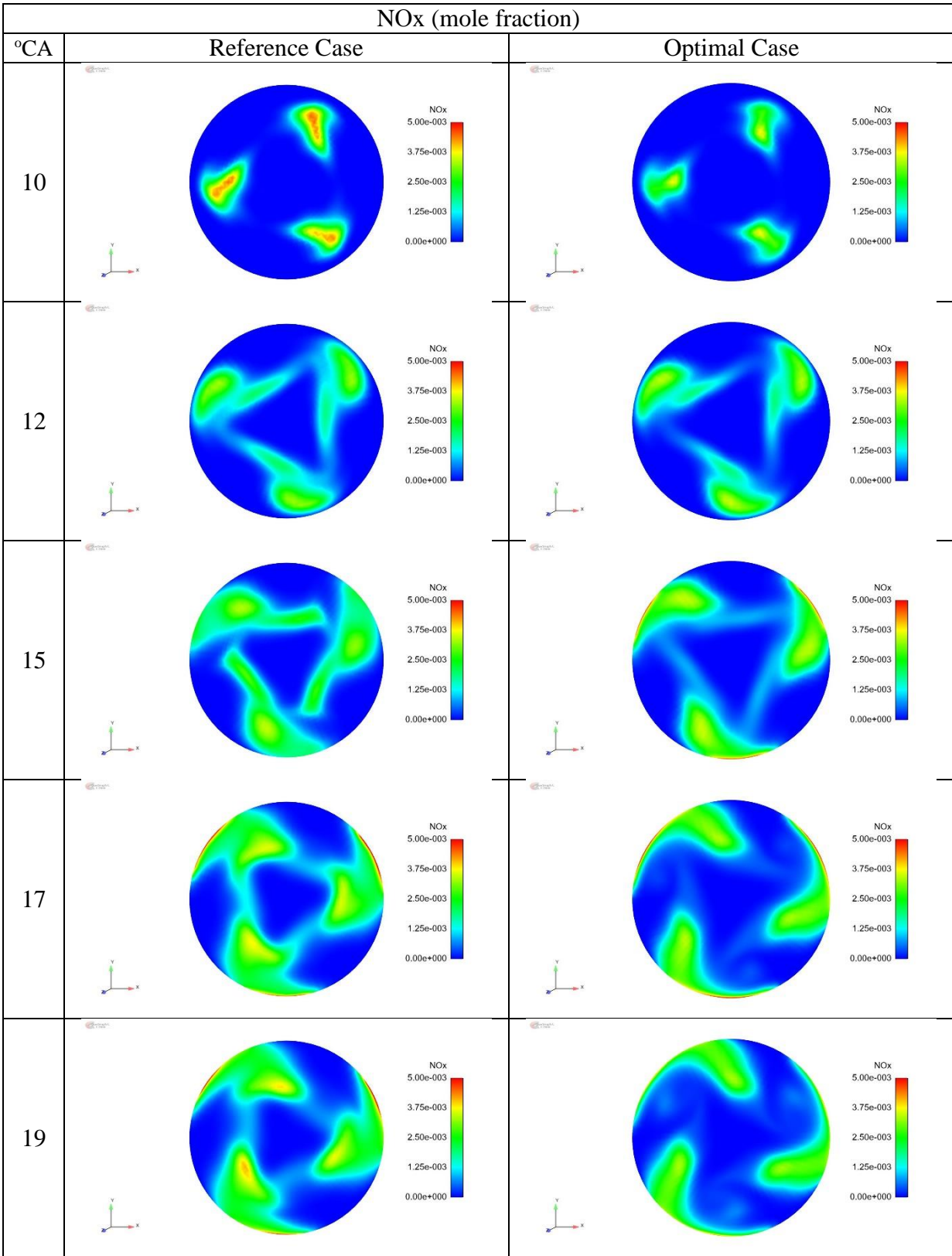


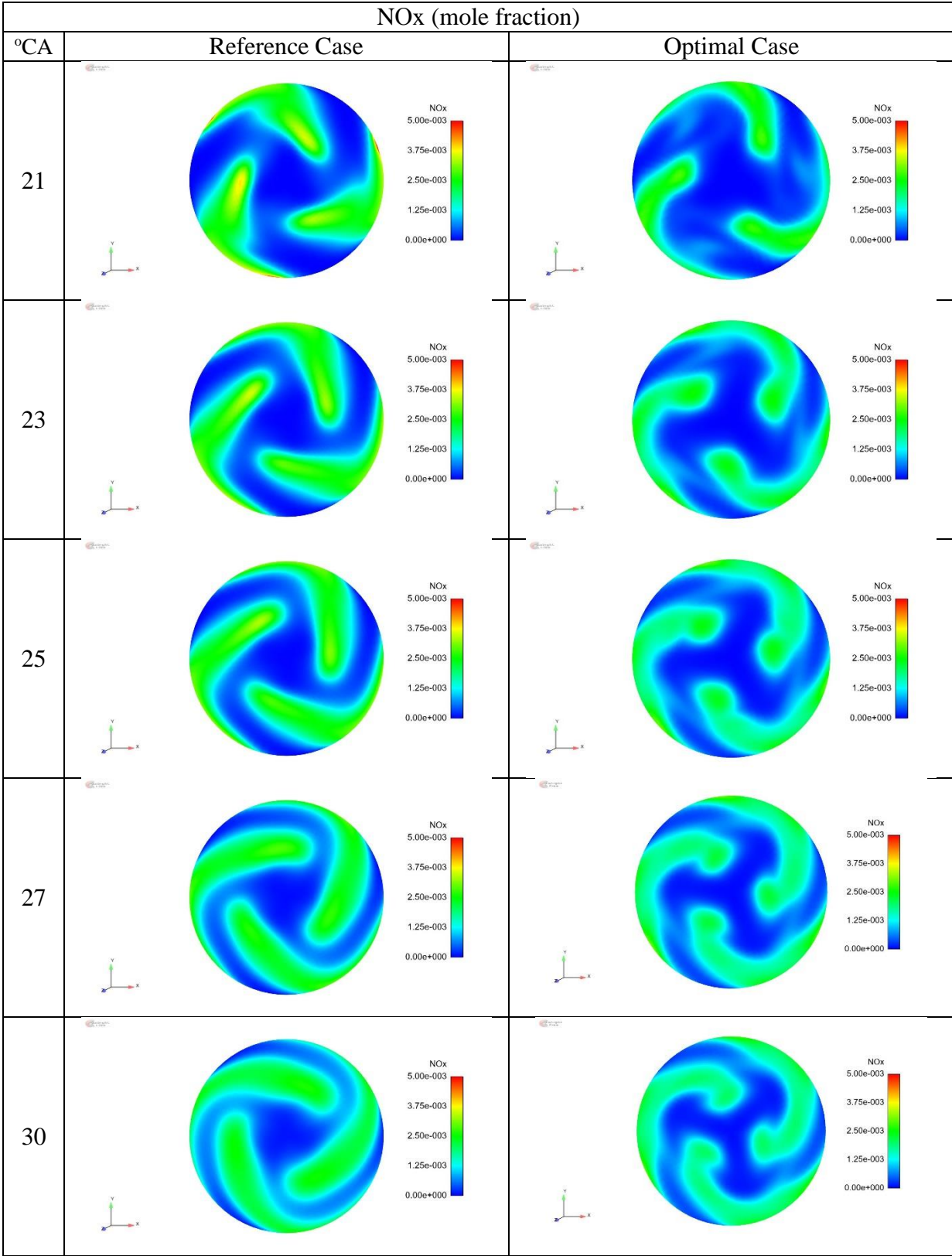


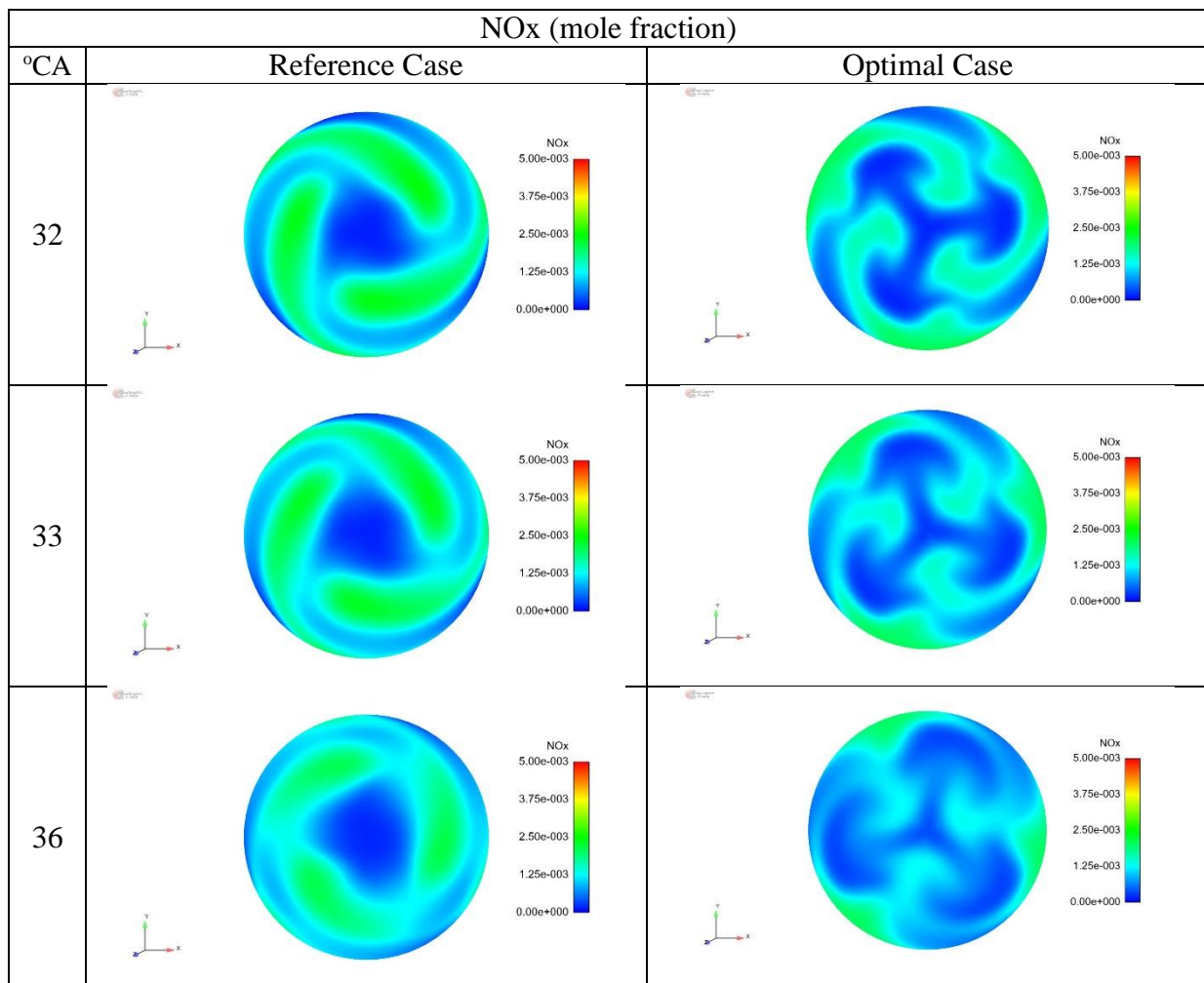


Εικόνα 22: Ισοϋψείς καμπύλες θερμοκρασίας στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για την περίπτωση αναφοράς και τη βέλτιστη περίπτωση.









Εικόνα 23: Ισοϋψείς καμπύλες συγκέντρωσης οξειδίων του αζώτου στο οριζόντιο επίπεδο των εγχυτήρων για την περίπτωση αναφοράς και τη βέλτιστη περίπτωση.

6. Συμπεράσματα

Στην παρούσα Διπλωματική Εργασία μελετήθηκαν, με χρήση υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, εναλλακτικές στρατηγικές έγχυσης καυσίμου με κυριότερο στόχο τη μείωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου και δευτερευόντως των σωματιδίων αιθάλης, καθώς και της ειδικής κατανάλωσης για δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel σε συνθήκες πλήρους φορτίου. Η ανάλυση που πραγματοποιήθηκε αφορά στον κινητήρα RT-flex58T της κατασκευάστριας εταιρίας WinGD.

Για την εύρεση του νέου προφίλ έγχυσης πραγματοποιήθηκε αρχικά αναδιαμόρφωση του προφίλ σε επτά παλμούς ανά κύκλο. Πιο συγκεκριμένα, το προφίλ διαμορφώθηκε σε τρεις προεγχύσεις, μία κύρια έγχυση και τρεις μετεγχύσεις. Ο σχεδιασμός του προφίλ έγινε με γνώμονα δύο βασικές παραμέτρους: το ποσό καυσίμου που εγχέεται ανά παλμό και τη γωνία έναρξης του εκάστοτε παλμού. Με βάση τα αποτελέσματα παλαιότερων διπλωματικών εργασιών και κατόπιν εκτενούς παραμετρικής ανάλυσης, καταλήξαμε στα εξής συμπεράσματα. Πρώτον, στην προσθήκη μίας πιλοτικής έγχυσης καυσίμου πριν το ΑΝΣ, με εγχεόμενη μάζα ίση με 3% της συνολικής, για την αύξηση του ωφέλιμου έργου του κινητήρα. Διαπιστώθηκε ότι περαιτέρω προεγχύσεις έχουν αμελητέα επίδραση στην απόδοση του κινητήρα και στους υπόλοιπους στόχους που εξετάστηκαν. Δεύτερον, στην προσθήκη τριών μετεγχύσεων καυσίμου συνολικής μάζας ίσης με 30% της συνολικής, οι οποίες έχουν σημαντική επίδραση στη μείωση των NOx, χωρίς σημαντικές απώλειες στην απόδοση του κινητήρα, αλλά συνοδεύονται από αύξηση των τελικών εκπομπών σωματιδίων αιθάλης. Όταν μεγάλο μέρος της μάζας καυσίμου εγχέεται μακριά από την κύρια έγχυση, η απόδοση του κινητήρα μειώνεται. Επομένως, επιλέχθηκε η εγχεόμενη μάζα καύσιμου ανά επόμενη μετέγχυση να φθίνει σε ποσότητα.

Έχοντας πλέον ορίσει σε πρώτο βαθμό τη μορφή του προφίλ εγχύσεως, εκτελέστηκε μια δεύτερη παραμετρική διερεύνηση για πέντε περιπτώσεις, ώστε να βρεθεί το νέο προφίλ. Οι περιπτώσεις που εξετάστηκαν ήταν: παραλλαγή της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης, με βάση τα προηγούμενα, παραλλαγή της γωνίας έναρξης της εκάστοτε μετέγχυσης, και ακολούθως διακύμανση της μείωσης της μάζας καυσίμου. Σημειώνεται ότι κατά τη διερεύνηση τέθηκαν περιορισμοί στη μέγιστη πίεση, για αποφυγή μηχανικής καταπόνησης του κινητήρα, και στην απόδοση του κινητήρα, ώστε να παραμένει σε κοντινά επίπεδα με την περίπτωση αναφοράς. Η εγχεόμενη μάζα ανά παλμό και η γωνία έναρξης της πιλοτικής έγχυσης παρέμειναν σταθερές. Όπως προέκυψε από την ανωτέρω διαδικασία, η αύξηση της γωνίας έναρξης της κύριας έγχυσης έχει σημαντική επίδραση στη μείωση των εκπομπών NOx, έχοντας ωστόσο αρνητικό αντίκτυπο στην απόδοση του κινητήρα. Αντίστοιχα, όσο μεγαλύτερη είναι η καθυστέρηση της πρώτης μετέγχυσης τόσο χαμηλότερα είναι τα επίπεδα αιθάλης λόγω του πιο αραιού μίγματος καυσίμου – αέρα. Η παρουσία δεύτερη μετέγχυση συνεισφέρει περαιτέρω στη μείωση των NOx, και η συνεισφορά αυξάνεται με αύξηση της καθυστέρησης στον χρονισμό της μετέγχυσης, αλλά οδηγεί σε αύξηση των εκπομπών αιθάλης. Η παρουσία τρίτης μετέγχυσης οδηγεί και εκείνη με τη σειρά της σε μείωση των NOx, έχοντας ωστόσο πολύ μικρότερη επίδραση στα αποτελέσματα, έναντι των προηγούμενων. Ταυτόχρονα, οδηγεί σε σημαντική αύξηση των σωματιδίων αιθάλης. Τέλος, με μείωση της συνολικής μάζας εγχεόμενου

καυσίμου, διαπιστώνονται και αντίστοιχες μειώσεις στις εκπομπές, τόσο των NOx όσο και soot, αλλά ταυτόχρονα μειώνεται, ως είναι αναμενόμενο, και το ωφέλιμο έργο του κινητήρα.

Η παραμετρική διερεύνηση συνέκλινε σε «μεσαίες» λύσεις στο εύρος των γωνιών που έγιναν οι δοκιμές, για τις οποίες διαπιστώθηκε σημαντική μείωση των NOx και αύξηση της αιθάλης, ενώ ταυτόχρονα διατηρήθηκε η απόδοση του κινητήρα σε παρόμοια επίπεδα. Επιλέχθηκε να μην προκριθεί μείωση της μάζας καυσίμου, λόγω μεγάλων απωλειών στο ωφέλιμο έργο. Προέκυψε ότι σε συνθήκες πλήρους φορτίου, με τη στρατηγική έγχυσης πέντε παλμών ανά κύκλο, είναι δυνατή η μείωση των εκπομπών σε NOx κοντά στο 35%, ενώ τα επίπεδα εκπομπών αιθάλης αυξήθηκαν κατά περίπου 33% σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς. Όσο αναφορά στην απόδοση του κινητήρα, για την επίτευξη της παραπάνω μείωσης των εκπομπών παρατηρήθηκε μικρή αύξηση της ειδικής κατανάλωσης, της τάξης του 3%, και μείωση του ωφέλιμου έργου, γύρω στο 2%, οι οποίες θεωρήθηκαν αποδεκτές.

Συνολικά, στην παρούσα διπλωματική εργασία διερευνήθηκε η χρήση του μέγιστου αριθμού παλμών καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας, καθώς η περαιτέρω αύξηση του αριθμού των παλμών έχει αμελητέα επίδραση στα αποτελέσματα. Η παρούσα μελέτη μπορεί να αποτελέσει εφελκυστικό για περαιτέρω μελέτη, δεδομένου του συνεχώς αυξανόμενου περιβαλλοντικού ενδιαφέροντος βάσει του οποίου εισάγονται νέοι κανονισμοί στον χώρο της ναυτιλίας. Ειδικότερα, προτείνεται να ερευνηθεί η επίδραση των πολλαπλών παλμών έγχυσης σε συνθήκες μερικού φορτίου, όπου τα αποτελέσματα μπορεί να διαφέρουν σημαντικά. Επιπρόσθετα, το πρόβλημα βελτιστοποίησης θα μπορούσε να επιλυθεί για χρήση βαρέος ναυτιλιακού καυσίμου (Heavy Fuel Oil) ή ναυτιλιακού καυσίμου χαμηλής περιεκτικότητας σε θείο (Ultra/Very - Low Sulphur Fuel Oil), προσεγγίζοντας καλύτερα τις πραγματικές συνθήκες, και συνεισφέροντας προς την εφαρμογή των εναλλακτικών στρατηγικών έγχυσης καυσίμου σε ναυτικούς κινητήρες.

Βιβλιογραφία

1. Στρατσιάνης Β.Ι., 'Διερεύνηση και Βελτιστοποίηση Μετέγχυσης Καυσίμου σε Δίχρονους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel'. ΕΜΠ, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Διπλωματική Εργασία, 2013.
2. Παναγάκης, Ε.Ι., 'Διερεύνηση Στρατηγικών Έγχυσης Καυσίμου για Καύση Μερικώς Ομογενοποιημένου Μίγματος σε Δίχρονους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel'. ΕΜΠ, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Διπλωματική Εργασία, 2012.
3. Ξανθούλης Ν.Γ. 'Υπολογιστική Μελέτη Στρατηγικών Έγχυσης Καυσίμου με Παρουσία Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου σε Ναυτικό Κινητήρα Diesel'. ΕΜΠ, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Διπλωματική Εργασία, 2017.
4. IMO. Marpol 73/78 Annex VI, 'Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships, Technical and Operational implications'.
5. Κυρτάτος Ν.Π. 'Ναυτικοί Κινητήρες Diesel – Θέματα Σχεδίασης και Λειτουργίας'. Εκδόσεις Συμμετρία, 1993.
6. WinGD Ltd., 'The Sulzer RT-flex Common Rail System Described', Wärtsilä paper 2004.
7. Ζαννίκος Φ., Λόης Ε., Καρωνης Δ., 'Τεχνολογία Καυσίμων και Λιπαντικών'. ΕΜΠ, Σχολή Χημικών Μηχανικών, Αθήνα 2014.
8. Καϊκτσίης Λ., 'Καύση – Σημειώσεις Μαθήματος, Μέρος 2ο'. ΕΜΠ, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Αθήνα 2015.
9. Κολαΐτης Δ.Ι., Φούντη Μ.Α., 'Θεωρία Καύσης'. Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα 2014.
10. <https://www.dieselnet.com/standards/inter/imo.php>
11. https://www.dieselnet.com/tech/diesel_history.php
12. Timothy V.J., 'Diesel Emission Control in Review'. SAE Technical Paper Series, 2006.
13. <https://www.erc.wisc.edu/modeling/kiva.php>
14. F. X. Tanner and G. Weisser, 'Simulation of Liquid Jet Atomization for Fuel Sprays by Means of a Cascade Drop Breakup Model', 1998.
15. F. X. Tanner, 'Liquid Jet Atomization and Droplet Breakup Modeling of Non-Evaporating Diesel Fuel Sprays', 1997.
16. G. Weisser, F. X. Tanner, and K. Boulouchos, 'Modeling of Ignition and Early Flame Development with Respect to Large Diesel Engine Simulation', 1998.
17. G. A. Weisser, 'Modelling of Combustion and Nitric Oxide Formation for Medium-Speed DI Diesel Engines', 2001.

18. T. Hiroyasu, M. Miki, J. Kamiura, S. Watanabe, and H. Hiroyasu, 'Multi-objective Optimization of Diesel Engine Emissions and Fuel Economy using Genetic Algorithms and Phenomenological Model', SAE Technical Paper, 2002.
19. Los Alamos National Laboratory, 'KIVA - Hydrodynamics Model for Chemically Reacting Flow with Spray'. Licensable Technologies, 2011.
20. Bergman M., Golovitchev V.I., 'Application of Transient Temperature vs. Equivalence Ratio Emission Maps to Engine Simulations', SAE Technical Paper Series, 2007.
21. Γρηγορόπουλος Γ.Ι., 'Τεχνητή και Υπολογιστική Νοημοσύνη και Εφαρμογές στη Σχεδίαση και Λειτουργία Πλοίων'. ΕΜΠ, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Αθήνα 2014.
22. A. A. Hairuddin, A.P. Wandel, T. Yusaf, 'A Homogenous Charge Compression Ignition Engine: An Introduction'. 3rd Malaysian Postgraduate Conference, 2013.
23. P. Kumar, A. Rehman, 'Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) Combustion Engine – A Review'. IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, 2014.
24. K. Mollenhauer and H. Tschöke, Eds., 'Handbook of Diesel Engines'. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010.
25. E. Mancaruso, S. S. Merola, and B. M. Vaglieco, 'Study of the Multi-Injection Combustion Process in a Transparent Direct Injection Common Rail Diesel Engine by Means of Optical Techniques'. Istituto Motori – CNR, Naples, Italy, 2008.
26. P. Andreadis, C. Chryssakis, and L. Kaiktsis, 'Optimization of Injection Characteristics in a Large Marine Diesel Engine using Evolutionary Algorithms', SAE Technical Paper, 2009.
27. Jetic, M., Yu, S., Han, X., Reader, G.T., Wang, M. and Zheng, M. 'Effects of Postinjection Application with Late Partially Premixed Combustion on Power Production and Diesel Exhaust Gas Conditioning'. Journal of Combustion, 2011.
28. Meloni, R., Naso, V. 'An Insight into the Effect of Advanced Injection Strategies on Pollutant Emissions of a Heavy-Duty Diesel Engine'. Energies, University of Rome, 2013.
29. Hiroyasu, H., T. Kadota, T., Arai, M. 'Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions, Part 1: Combustion Modeling'. JSME 26, 1983.
30. Δουλαρίδης Κ., 'Υπολογιστική Μελέτη Σχηματισμού Σωματιδίων Αιθάλης'. ΕΜΠ, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Διπλωματική Εργασία, 2010.
31. 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, pp. 223-247, Vol. 3, 2002.

32. Ανδρεάδης Π. Ν., 'Βελτιστοποίηση Παραμέτρων Έγχυσης σε Δίχροτους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel'. ΕΜΠ, Σχολή Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Διπλωματική Εργασία, 2008.
33. Αναστασόπουλος Π. 'Συστήματα Ψεκασμού Καυσίμου σε Diesel MEK Τύπου Common Rail'. ΑΕΝ Μακεδονίας, Σχολή Μηχανικών, Πτυχιακή Εργασία, 2014.
34. Heywood J. B., 'Internal Combustion Engine Fundamentals'. Mechanical Engineering, Massachusetts Institute of Technology, 2000.
35. Pundir B. P. 'Engine Emissions Fundamentals and Advances in Control'. Alpha Science International Ltd, Second Edition, 2017.
36. V. Stratsianis, P. Kontoulis, and L. Kaiktsis, 'Effects of Fuel Post-Injection on the Performance and Pollutant Emissions of a Large Marine Engine', J. Energy Eng., vol. 142, no. 2, p. E4016001, 2016.