



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

**ΣΧΟΛΗ ΝΑΥΠΗΓΩΝ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

**ΔΙΑΤΜΗΜΑΤΙΚΟ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΩΝ ΣΠΟΥΔΩΝ**

**ΝΑΥΤΙΚΗ ΚΑΙ ΘΑΛΑΣΣΙΑ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑ ΚΑΙ ΕΠΙΣΤΗΜΗ**

## **ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΣΤΡΑΤΗΓΙΚΩΝ ΤΜΗΜΑΤΙΚΗΣ ΕΓΧΥΣΗΣ**

**ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΣΕ ΤΕΤΡΑΧΡΟΝΟ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL**

**ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΟΥ ΚΩΔΙΚΑ**

**ΑΔΑΜΑΚΗΣ ΕΛΕΥΘΕΡΙΟΣ**

**ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ: ΚΑΪΚΤΣΗΣ ΛΑΜΠΡΟΣ, ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ**

**ΜΕΛΗ ΕΠΙΤΡΟΠΗΣ: ΚΥΡΤΑΤΟΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ, ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ**

**ΠΑΠΑΔΟΠΟΥΛΟΣ ΧΡΗΣΤΟΣ, ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ**

**ΑΘΗΝΑ, 2020**



## **Ευχαριστίες**

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Λ. Καϊκτσή, Καθηγητή της Σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π., επιβλέποντα της εργασίας αυτής, καθώς και τον κ. Ξ. Βούβακο, Υ.Δ., για τη βοήθειά τους κατά την εκπόνησή της. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Ν. Κυρτάτο, Καθηγητή, και τον κ. Χ. Παπαδόπουλο, Αναπληρωτή Καθηγητή της Σχολής Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, μέλη της επιτροπής εξέτασης, για τον χρόνο που αφιέρωσαν.



## Περίληψη

Μεγάλη σημασία δίνεται τις τελευταίες δεκαετίες στη μείωση των εκπεμπόμενων αέριων ρύπων από της μηχανές εσωτερικής καύσης, λόγω της σημαντικής συμβολής τους στην ατμοσφαιρική ρύπανση. Ειδικότερα, όσον αφορά στα οξειδία του αζώτου (NO<sub>x</sub>), αυτά επιδρούν σημαντικά στο σχηματισμό φωτοχημικού νέφους και της όξινης βροχής. Στην παρούσα εργασία εξετάζεται η δυνατότητα μείωσης των εκπεμπόμενων NO<sub>x</sub> τετράχρονου κινητήρα Diesel. Για τον σκοπό αυτόν δομήθηκε μοντέλο του κινητήρα με τη χρήση του Θερμοδυναμικού κώδικα WAVE, και αξιολογήθηκαν οι εκπομπές NO<sub>x</sub> για σενάρια τριών παλμών έγχυσης (προέγχυση, κύρια έγχυση, μετέγχυση) σε ταχύτητες 1500 rpm, 2000 rpm και 2500 rpm. Το μοντέλο βαθμονομήθηκε και αξιολογήθηκε βάσει πειραματικών δεδομένων από δημοσιευμένες εργασίες. Προέκυψε σημαντική μείωση των εκπομπών NO<sub>x</sub> (32% κατά μέσο όρο) με μικρή μείωση της μέσης ενεργού πίεσης (3% κατά μέσο όρο). Τέλος, έγινε σύγκριση με περιπτώσεις συνεχούς προφίλ έγχυσης ίδιας μέσης ενδεικνύμενης πίεσης, και επιβεβαιώθηκε η μείωση της τελικής συγκέντρωσης NO<sub>x</sub>, καί σε σχέση με αυτές.



Περιεχόμενα	
1	Εισαγωγή..... 1
2	Θεωρητικό υπόβαθρο ..... 5
2.1	Αέριοι ρύποι ..... 5
2.2	Σχηματισμός οξειδίων του αζώτου (NOx) ..... 6
2.2.1	Μηχανισμός Zeldovich..... 6
2.2.2	Μηχανισμός Fenimore..... 7
2.2.3	Σχηματισμός NO <sub>2</sub> ..... 8
2.3	Τεχνικές μείωσης NOx ..... 8
2.4	Κανονισμοί του IMO σχετικά με τις εκπομπές NOx στη ναυτιλία ..... 10
3	Μεθοδολογία..... 13
3.1	Ο Θερμοδυναμικός κώδικας WAVE ..... 14
3.1.1	Καύση..... 14
3.1.2	Υπομοντέλο δέσμης diesel (diesel jet submodel) ..... 17
3.1.3	Μεταφορά θερμότητας – σχέση Woschni ..... 19
3.1.4	Τριβή – σχέση Chenn – Flynn..... 20
3.2	Πειραματικά δεδομένα ..... 20
3.3	Περιπτώσεις αναφοράς..... 24
3.4	Εξεταζόμενα σενάρια ..... 40
4	Αποτελέσματα ..... 45
4.1	Σύγκριση με περιπτώσεις αναφοράς ..... 49
4.2	Σύγκριση με περιπτώσεις απλού παλμού ιδίου BMEP..... 54
5	Συμπεράσματα..... 59
6	Πηγές..... 63





# 1 Εισαγωγή

Το σύνολο των μεταφορών παγκοσμίως καλύπτεται είτε άμεσα είτε έμμεσα με τη χρήση μηχανών καύσης. Αν εξαιρέσει κανείς τις σιδηροδρομικές μεταφορές, τότε οι μηχανές εσωτερικής καύσης αποτελούν την κύρια εγκατάσταση ισχύος στη συντριπτική πλειοψηφία των περιπτώσεων.

Παρ' όλα αυτά, ήδη από τη δεκαετία του 1950 άρχισαν να λαμβάνονται μέτρα για την καταπολέμηση της ατμοσφαιρικής ρύπανσης. Αφορμή για αυτό ήταν η ανακάλυψη των οξειδίων του αζώτου (NOx) και των άκαυστων υδρογονανθράκων από τους κινητήρες των οχημάτων ως πηγών του φωτοχημικού νέφους στις πόλεις [1]. Στα τέλη της δεκαετίας τους 1940 προσδιορίστηκε αυτό το νέο είδους νέφους, το φωτοχημικό νέφος (νέφος τύπου Los Angeles), και άρχισαν να γίνονται προσπάθειες για τον περιορισμό του, με προσανατολισμό στη μείωση των εκπομπών των υδρογονανθράκων, μια και αυτό ήταν σχετικά ευκολότερο να επιτευχθεί. Αργότερα άρχισε η έρευνα να στρέφεται επίσης προς τη μείωση των εκπομπών NOx, και έγιναν αντίστοιχα αρκετά βήματα, τόσο στην κατανόηση του σχηματισμού των NOx, όσο και στην ανάπτυξη τεχνολογιών περιορισμού τους [2].

Έχουν επίσης γίνει σημαντικά βήματα στη θεσμοθέτηση κανονισμών και περιορισμών διεθνώς, αλλά και περιφερειακά και τοπικά. Ξεκινώντας το 1967 από την πολιτεία της Καλιφόρνια, οπότε και τέθηκαν για πρώτη φορά περιορισμοί στους παραγόμενους ρύπους των οχημάτων, και το Federal Air Quality Act την ίδια χρονιά, το νομικό πλαίσιο έχει εξελιχθεί και γίνεται αυστηρότερο σχετικά με την προστασία της ποιότητας της ατμόσφαιρας.

Στην Ευρώπη η πρώτη οδηγία για τον έλεγχο των ρύπων των οχημάτων εκδόθηκε το 1970, και έκτοτε υιοθετούνται νέα πρότυπα μείωσης των επιπέδων των ρύπων. Έτσι έχουμε το πρότυπο Euro 1 το 1992, και τα αντίστοιχα μέχρι το Euro 6 το 2014.

Για τη ναυτιλία, τα αντίστοιχα όρια τίθενται από τον Διεθνή Ναυτιλιακό Οργανισμό (International Maritime Organization - IMO) [3]. Το 1997, στη Διεθνή Σύμβαση για την Πρόληψη της Ρύπανσης (MARPOL), προσαρτήθηκε το Παράρτημα VI για την πρόληψη της ατμοσφαιρικής ρύπανσης. Με αυτό επιδιώκεται η ελαχιστοποίηση των

αέριων εκπομπών από πλοία (αναγνωρίζονται ως ρύποι τα SO<sub>x</sub>, NO<sub>x</sub>, ουσίες που καταστρέφουν το ατμοσφαιρικό όζον, και πτητικοί οργανικοί υδρογονάνθρακες). Το παράρτημα τέθηκε σε εφαρμογή στις 19 Μαΐου 2005, και αναθεωρήθηκε τον Οκτώβριο του 2008, για να τεθεί σε ισχύ την 1 Ιουλίου 2010. Σε αυτό το πλαίσιο έχουν θεσπιστεί τέσσερις περιοχές ελέγχου εκπομπών (Emission Control Areas - ECAs), όπου και οι περιορισμοί κατά τον πλου σε αυτές είναι αυστηρότεροι.

Παρά τα παραπάνω βήματα, το φωτοχημικό νέφος παραμένει στις αστικές περιοχές. Είναι χαρακτηριστικά τα στοιχεία της Ευρωπαϊκής Υπηρεσίας Περιβάλλοντος, σύμφωνα με τα οποία στην ΕΕ-28 τα επίπεδα του NO<sub>2</sub> δεν έχουν αντίστοιχη πτώση με αυτή των εκπομπών. Εδώ, αξίζει να σημειωθεί ότι, στον Ευρωπαϊκό Οικονομικό Χώρο οι εκπομπές NO<sub>x</sub> μειώθηκαν κατά 44% το διάστημα 1990-2011 [4].

Ειδικά στη ναυτιλία η τάση είναι αντίστροφη. Παρά τη μείωση των εκπομπών στους υπόλοιπους τρόπους μεταφοράς, εδώ οι εκπομπές ρύπων, εκτός των πτητικών οργανικών ενώσεων, έχουν αυξηθεί από το 1990. Συγκεκριμένα, οι εκπομπές NO<sub>x</sub> στη ναυτιλία αποτελούν το 19% του συνόλου των εκπομπών NO<sub>x</sub> από όλες τις πηγές και το 35% των εκπομπών NO<sub>x</sub> του τομέα των μεταφορών [5].

Σκοπός της παρούσας εργασίας ήταν η μελέτη της συμπεριφοράς τετράχρονου κινητήρα Diesel με την υιοθέτηση προφίλ τριών παλμών έγχυσης (προέγχυση, κύρια έγχυση, μετέγχυση) όσον αφορά στις εκπομπές NO<sub>x</sub>. Αυτό πραγματοποιήθηκε με την προσομοίωση της λειτουργίας του με τη χρήση του Θερμοδυναμικού κώδικα WAVE. Για να είναι δυνατόν να εξαχθούν ασφαλέστερα συμπεράσματα, μελετήθηκαν αρχικά περιπτώσεις αναφοράς ενός παλμού έγχυσης για ταχύτητα περιστροφής 1500 rpm, 2000 rpm και 2500 rpm. Αυτές προέκυψαν από σειρά πειραματικών εργασιών των Paragiannakis et al. Βάσει των πειραματικών δεδομένων, δομήθηκε και βαθμονομήθηκε το μοντέλο για κάθε περίπτωση.

Δεδομένων των αποτελεσμάτων που προέκυψαν, δομήθηκαν στη συνέχεια τρία προς μελέτη σενάρια για τις τρεις διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής. Για το κάθε εξεταζόμενο σενάριο η παροχή καυσίμου καθώς και η συνολική διάρκεια έγχυσης κρατήθηκαν ίδιες με αυτή της αντίστοιχης περίπτωσης αναφοράς, και υπολογίστηκαν

η μεταβολή της πίεσης εντός του κυλίνδρου και η συγκέντρωση των NOx συναρτήσει της γωνίας στροφάλου.

Επίσης δομήθηκαν τρία σενάρια συνεχούς έγχυσης στα οποία η μέση ενεργός πίεση ήταν ίση με αυτή των προς μελέτη σεναρίων, προκειμένου να γίνει σύγκριση και με αυτή τη στρατηγική.

Τα αποτελέσματα συγκρίθηκαν με τα αντίστοιχα των περιπτώσεων αναφοράς, καθώς και των ως άνω περιπτώσεων συνεχούς έγχυσης, και προέκυψαν συμπεράσματα σχετικά με τις δυνατότητες μείωσης των εκπομπών NOx με χρήση της συγκεκριμένης τεχνικής.



## 2 Θεωρητικό υπόβαθρο

### 2.1 Αέριοι ρύποι

Οι αέριοι ρύποι επηρεάζουν την τροπόσφαιρα με τέσσερεις, βασικά, τρόπους [6]:

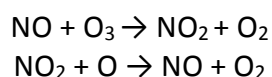
- i. Αλλοιώνοντας τις ιδιότητες της ατμόσφαιρας και του υετού,
- ii. Βλάπτοντας τη βλάστηση,
- iii. Ρυπαίνοντας τα υλικά,
- iv. Αυξάνοντας τη θνητότητα και της θνησιμότητα των ανθρώπων

Η αλλοίωση των ιδιοτήτων της ατμόσφαιρας και του υετού περιλαμβάνει τη μείωση της διαύγειας, λόγω των σωματιδίων, των θειωδών, των νιτρικών, των οργανικών ενώσεων και του  $\text{NO}_2$ . Λόγω της υψηλής συγκέντρωσης  $\text{SO}_2$  σχηματίζεται περισσότερο νέφος και κατακρημνίσεις λόγω του σχηματισμού σταγονιδίων θειϊκού οξέος. Επίσης, μειώνεται η ηλιακή ακτινοβολία που φτάνει στο έδαφος και επηρεάζεται η θερμοκρασία και ο άνεμος.

Σε ευρύτερη κλίμακα, το κλίμα επηρεάζεται από την παρουσία αερίων του θερμοκηπίου, ενώ οι εκπομπές  $\text{SO}_x$  και  $\text{NO}_x$  δημιουργούν όξινη βροχή [7]. Οι φυτοτοξικοί ρύποι καταστρέφουν τη χλωροφύλλη, ενώ τα σωματίδια ρυπαίνουν κτήρια και κατακάθονται στον ρουχισμό.

Είναι, επίσης, γενικά παραδεκτό ότι οι ατμοσφαιρική ρύπανση επιδεινώνει υπάρχουσες ασθένειες του αναπνευστικού συστήματος, όπως οξεία και χρόνια βρογχίτιδα. Δευτερεύοντες ρύποι που βρίσκονται στο φωτοχημικό νέφος (ρύποι που δεν εκπέμπονται από την ανθρώπινη δραστηριότητα, αλλά σχηματίζονται στην ατμόσφαιρα σε δεύτερο χρόνο) και σχηματίζονται από τα  $\text{NO}_x$  και υδρογονάνθρακες προκαλούν οφθαλμικούς ερεθισμούς [8, 9].

Πέραν των επιδράσεων στην τροπόσφαιρα, ενδιαφέρον παρουσιάζει και η επίδραση στη στρατόσφαιρα των ρύπων που εκπέμπονται από τα αεριωθούμενα επιβατικά αεροσκάφη. Αυτά συμβάλλουν στην καταστροφή του όζοντος, σύμφωνα με τον παρακάτω μηχανισμό [10]:



## 2.2 Σχηματισμός οξειδίων του αζώτου (NO<sub>x</sub>)

Το μεγαλύτερο ποσοστό NO<sub>x</sub> που παράγονται από κινητήρες Diesel αποτελείται από μονοξείδιο του αζώτου (NO), ενώ το υπόλοιπο από διοξείδιο του αζώτου (NO<sub>2</sub>), το οποίο δημιουργείται σε περιοχές χαμηλότερης θερμοκρασίας και μετατρέπεται σε μικρό χρονικό διάστημα πάλι σε NO [10].

Οι μηχανισμοί σχηματισμού NO είναι οι:

- i. Θερμικός μηχανισμός (μηχανισμός Zeldovich),
- ii. Άμεσος μηχανισμός (μηχανισμός Fenimore),
- iii. Μηχανισμός νιτρώδους οξειδίου, και
- iv. NO “καυσίμου”.

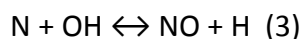
Το NO “καυσίμου” προκύπτει από την παρουσία αζώτου στο καύσιμο, και δεν θα μας απασχολήσει περαιτέρω, μια και κάτι τέτοιο δεν ισχύει για τους υδρογονάνθρακες που χρησιμοποιούνται από τους κινητήρες Diesel, ενώ και ο μηχανισμός του νιτρώδους οξειδίου εμφανίζεται κυρίως σε στροβιλοκινητήρες που λειτουργούν με χαμηλό λόγο ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα [11].

### 2.2.1 Μηχανισμός Zeldovich

Το θερμικό NO σχηματίζεται από τις παρακάτω αντιδράσεις:



Ο μηχανισμός μπορεί να επεκταθεί και με την παρακάτω αντίδραση του Lavoie [2]:



Οι παράμετροι της ειδικής σταθεράς των παραπάνω αντιδράσεων δίνονται στη σχετική βιβλιογραφία [12]:

Αν υποθέσουμε ότι η καύση έχει ολοκληρωθεί και επομένως ότι τα υπόλοιπα στοιχεία είναι σε ισορροπία, τα άτομα N είναι σε μόνιμη κατάσταση καθώς και το ότι η συγκέντρωση του NO είναι αρκετά μικρότερη από τη συγκέντρωση ισορροπίας,

όπως συμβαίνει σε έναν κινητήρα, τότε ο ρυθμός σχηματισμού του NO απλοποιείται σημαντικά και γίνεται:

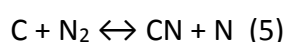
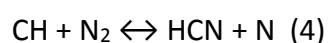
$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_{1f}[O]_{eq}[N_2]_{eq}$$

Όπου  $k_{1f}$ : η ειδική της (1f).

Η ενέργεια ενεργοποίησης της (1) είναι σχετικά μεγάλη, και γενικά ο μηχανισμός αυτός έχει αμελητέα επίδραση για θερμοκρασίες κάτω των 1800 K. Σε σύγκριση με της διεργασίες οξειδωσης των καυσίμων, ο σχηματισμός NO γίνεται πολύ πιο αργά, και επομένως το θερμικό NO θεωρείται ότι σχηματίζεται στα καυσαέρια.

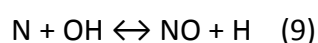
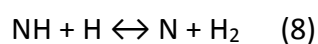
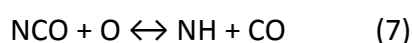
### 2.2.2 Μηχανισμός Fenimore

Ο σχηματισμός άμεσου NO συνδέεται με τις χημικές αντιδράσεις καύσης των υδρογονανθράκων. Ένα τμήμα του NO ανακαλύφθηκε ότι σχηματίζεται στην περιοχή της φλόγας αρκετά πριν σχηματιστεί θερμικό NO, γι' αυτό και ονομάστηκε άμεσο (prompt) NO [13]. Σύμφωνα με τον μηχανισμό αυτόν, ελεύθερες ρίζες υδρογονανθράκων αντιδρούν με το άζωτο σχηματίζοντας αμίνες και ενώσεις κυανίου (CN). Αυτές, με τη σειρά τους, μετατρέπονται σε ενδιάμεσες ενώσεις που σχηματίζουν τελικά NO. Παραλείποντας τις αρχικές αντιδράσεις σχηματισμού ελεύθερων ριζών CH, ο μηχανισμός γράφεται:



Η καθοριστική αντίδραση είναι η (4).

Για λόγους ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα μικρότερους του 1.2, έχουμε τις παρακάτω αντιδράσεις:

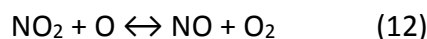
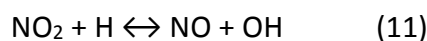


Για μεγαλύτερους λόγους ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα, οι αντιδράσεις γίνονται αρκετά πιο πολύπλοκες και λιγότερο ταχείς.

Σε μηχανές εσωτερικής καύσης, το 5% - 10% του σχηματιζόμενου NO είναι άμεσο, ενώ το υπόλοιπο 90% - 95% είναι θερμικό.

### 2.2.3 Σχηματισμός NO<sub>2</sub>

Το NO<sub>2</sub> σχηματίζεται κυρίως σε περιοχές χαμηλότερης θερμοκρασίας κοντά στη φλόγα σύμφωνα με τις παρακάτω αντιδράσεις:



Οι ρίζες HO<sub>2</sub> σχηματίζονται σε χαμηλότερες θερμοκρασίες, και έτσι το NO<sub>2</sub> παράγεται όταν μόρια NO μετακινούνται σε αυτές τις περιοχές. Οι δύο τελευταίες αντιδράσεις πραγματοποιούνται σε υψηλότερες θερμοκρασίες, οπότε και το NO<sub>2</sub> καταστρέφεται όσο προχωρά η καύση [10]. Με τη μετέπειτα ψύξη των καυσαερίων, η συγκέντρωση του NO<sub>2</sub> παραμένει σταθερή, μια και οι τελευταίες αντιδράσεις δεν πραγματοποιούνται πλέον. Το NO<sub>2</sub> μπορεί να αποτελεί το 10% των εκπομπών NO<sub>x</sub> σε κινητήρες Diesel.

## 2.3 Τεχνικές μείωσης NO<sub>x</sub>

Οι τεχνικές μείωσης των εκπομπών μπορούν να ταξινομηθούν σε δύο μεγάλες κατηγορίες. Αυτές που στοχεύουν στη μείωση των παραγόμενων εκπομπών κατά την καύση και σε αυτές που στοχεύουν στη δέσμευση των ρύπων από τα καυσαέρια [14-16].

Λόγω του τρόπου λειτουργίας τους, οι κινητήρες Diesel παρουσιάζουν μεγαλύτερες θερμοκρασίες εντός του κυλίνδρου, επομένως οι αντιδράσεις σχηματισμού NO<sub>x</sub> είναι πιο γρήγορες και πραγματοποιούνται στις περιοχές της φλόγας όπου η καύση πραγματοποιείται σε υψηλότερες θερμοκρασίες και πλησιάζει τη στοιχειομετρική. Έτσι, οι τεχνολογίες που εφαρμόζονται για τη μείωση των εκπομπών NO<sub>x</sub> και αφορούν στις συνθήκες καύσης επιδρούν κυρίως στη θερμοκρασία της καύσης [10].



Αυτές μπορούν ενδεικτικά να κατηγοριοποιηθούν ως εξής:

- Στρατηγικές πολλαπλών παλμών έγχυσης
- Χρήση κύκλου Miller
- Χρήση εγχυτήρων μικρού νεκρού όγκου
- Επανακυκλοφορία καυσαερίων
- Έγχυση νερού στον θάλαμο καύσης
- Γαλακτωματοποίηση καυσίμου με προσθήκη νερού
- Ύγρανση του αέρα εισαγωγής

Οι τρεις πρώτες τεχνικές βασίζονται στην αποφυγή δημιουργίας περιοχών με υψηλές θερμοκρασίες στο θάλαμο καύσης, είτε με τη δημιουργία ομοιόμορφων συνθηκών καύσης είτε με τη μείωση της μέγιστης πίεσης. Οι τελευταίες βασίζονται στην εισαγωγή με διάφορους τρόπους ξένου σώματος (καυσαέρια ή νερό) με μεγάλη θερμοχωρητικότητα και χαμηλή συγκέντρωση οξυγόνου, ούτως ώστε να μειωθεί η μέγιστη θερμοκρασία στον κύλινδρο.

Η δεύτερη ομάδα τεχνολογιών αποτελείται ενδεικτικά από τις παρακάτω [17]:

- Επιλεκτική καταλυτική αναγωγή (Selective Catalytic Reduction - SCR)
- Επιλεκτική μη καταλυτική αναγωγή (Selective Non-Catalytic Reduction - SNCR)

Καί οι δύο αυτές τεχνολογίες περιλαμβάνουν την αντίδραση των NOx με αμμωνία ή ουρία συνηθέστερα, και την παραγωγή N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> και H<sub>2</sub>O. Στην πρώτη περίπτωση χρησιμοποιείται καταλύτης, ενώ στη δεύτερη όχι, και γενικά δεν χρησιμοποιείται στη ναυτιλία.

Με τη χρήση της δεύτερης ομάδας τεχνολογιών επιτυγχάνεται σημαντική μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων, η οποία μπορεί να φτάσει μέχρι και την ολική απομάκρυνση, από την άλλη όμως μπορούν να μειώσουν την απόδοση του κινητήρα, ενώ γενικά έχουν μεγάλο κόστος εγκατάστασης και λειτουργίας (εξαιρέση εδώ αποτελεί το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων, που έχει συγκρίσιμο κόστος λειτουργίας).

Η πρώτη ομάδα τεχνολογιών είναι γενικά φθηνότερες στην εγκατάσταση, και δεν επηρεάζουν σημαντικά την απόδοση του κινητήρα. Παρ' όλα αυτά όμως δεν επιτυγχάνουν τα επίπεδα μείωσης των δευτέρων.

## 2.4 Κανονισμοί του IMO σχετικά με τις εκπομπές NOx στη ναυτιλία

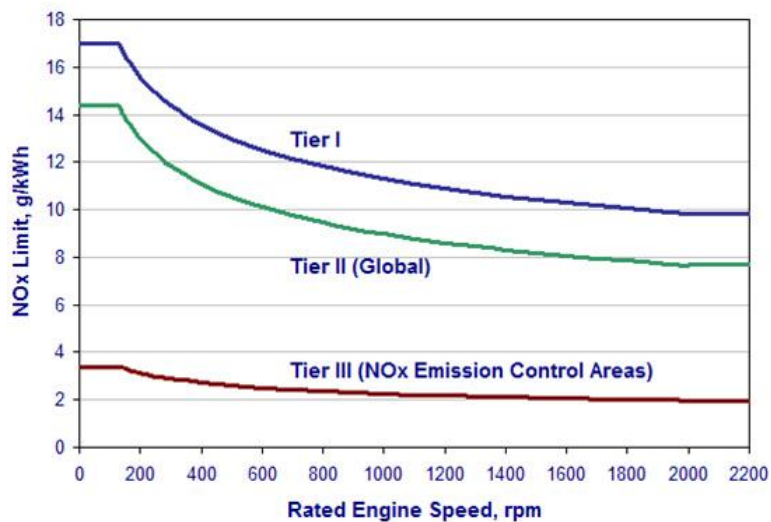
Οι περιορισμοί για τις εκπομπές από τη ναυτιλία περιγράφονται στον κανονισμό υπ' αρ. 13 του παρατήματος VI. Αυτοί εφαρμόζονται για πλοία με εγκατεστημένη ισχύ άνω των 130 kW, ανεξάρτητα από τη χωρητικότητα.

Ανάλογα με την ημερομηνία ναυπήγησης και την ονομαστική ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα κάθε πλοίου, καθορίζονται ξεχωριστά μέγιστα επίπεδα ρύπων, που αποτυπώνονται στον Πίνακα 1.

Tier	Ship construction date on or after	Total weighted cycle emission limit (g/kWh)		
		n < 130	n = 130 - 1999	n ≥ 2000
I	1 January 2000	17.0	$45 \cdot n^{(-0.2)}$ e.g., 720 rpm – 12.1	9.8
II	1 January 2011	14.4	$44 \cdot n^{(-0.23)}$ e.g., 720 rpm – 9.7	7.7
III	1 January 2016	3.4	$9 \cdot n^{(-0.2)}$ e.g., 720 rpm – 2.4	2.0

Πίνακας 1: Μέγιστα επιτρεπόμενα επίπεδα ρύπων σύμφωνα με τον IMO (International Maritime Organization) [3]

Τα ίδια επιτρεπόμενα επίπεδα ρύπων παρουσιάζονται επίσης στην Εικόνα 1.



Εικόνα 1: Επιτρεπόμενα επίπεδα ρύπων σύμφωνα με τον IMO [3]

Το επίπεδο III εφαρμόζεται σε πλοία που επιχειρούν σε περιοχές ελέγχου ρύπων (Emission Control Areas - ECAs) [18], ως εξής:

1. Για πλοία κατασκευασμένα μετά την 1<sup>η</sup> Ιανουαρίου 2016, και τα οποία επιχειρούν στις περιοχές ελέγχου ρύπων της Β. Αμερικής και των Η.Π.Α., και Καραϊβικής.
2. Για πλοία κατασκευασμένα μετά την 1<sup>η</sup> Ιανουαρίου 2021, και τα οποία επιχειρούν στις περιοχές ελέγχου ρύπων στις Βαλτικής και της Βόρειας Θάλασσας.

Οι ECAs παρουσιάζονται στην Εικόνα 2.



Εικόνα 2: Περιοχές ελέγχου ρύπων  
 Πηγή: <http://www.hallmarkfuels.com/eca>

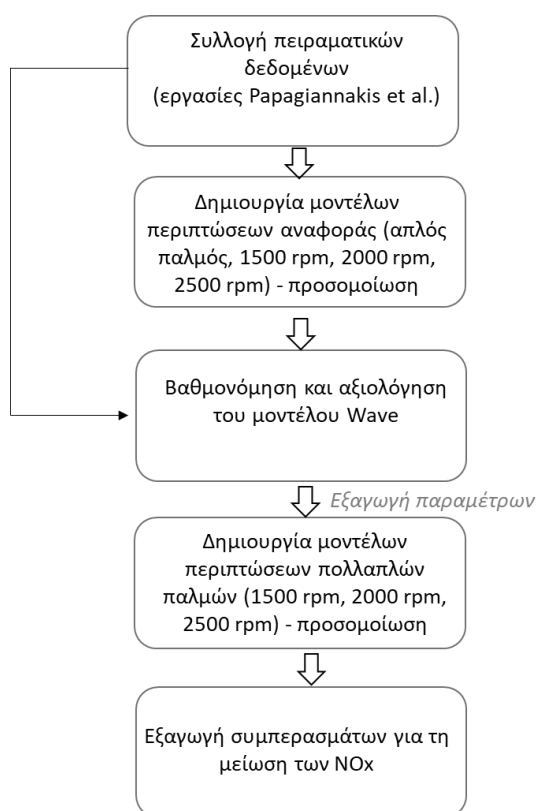
Εντός του συγκεκριμένου πλαισίου, διαφαίνονται οι προκλήσεις που τίθενται στο πεδίο της αποδοτικής και καθαρής καύσης, ιδιαίτερα για τις μεταφορές. Πιο συγκεκριμένα, δεδομένων των υψηλών εκπομπών ρύπων από τη ναυτιλία, κρίνεται επιβεβλημένη η ανάγκη μείωσής τους, και ιδιαίτερα των ΝΟ<sub>x</sub>, με τεχνικά εφικτές λύσεις οι οποίες θα μπορούν τόσο να ανταποκριθούν στην παγκόσμια ανάγκη για καθαρότερη ατμόσφαιρα, όσο και να τύχουν ευρείας εφαρμογής.

Η παρούσα εργασία στοχεύει στην υπολογιστική διερεύνηση της δυνατότητας μείωσης των εκπομπών ΝΟ<sub>x</sub>, μέσω της πολλαπλής έγχυσης καυσίμου. Στις επόμενες ενότητες παρουσιάζονται η μεθοδολογία που εφαρμόστηκε και τα αποτελέσματα που προέκυψαν, καθώς και σχόλια επί αυτών.

### 3 Μεθοδολογία

Στην παρούσα εργασία διερευνήθηκε υπολογιστικά η δυνατότητα μείωσης των εκπομπών NO<sub>x</sub>, με την προσομοίωση της λειτουργίας μικρού τετράχρονου κινητήρα Diesel και την υιοθέτηση προφίλ έγχυσης τριών παλμών.

Για τους σκοπούς της εργασίας χρησιμοποιήθηκαν δημοσιευμένα αποτελέσματα σειράς πειραμάτων, τα οποία και εισήχθησαν στον Θερμοδυναμικό κώδικα WAVE [19]. Έτσι, δημιουργήθηκαν περιπτώσεις αναφοράς, προκειμένου να καθοριστούν οι παράμετροι προσομοίωσης και να βαθμονομηθεί το μοντέλο για κάθε περίπτωση ξεχωριστά.



Εικόνα 3: Σχεδιαγραμματική απεικόνιση των βημάτων της μεθοδολογίας

Ακολούθως, και αφού ελέγχθηκε η προσέγγιση του μοντέλου με τα πειραματικά αποτελέσματα, εξετάστηκαν σενάρια πολλαπλών ψεκασμών, και αξιολογήθηκε τελικά η δυνατότητα μείωσης των εκπομπών οξειδίων του αζώτου με τη χρήση τριπλού παλμού έγχυσης. Τα παραπάνω παρουσιάζονται σχηματικά στην Εικόνα 3 και αναλύονται στις ενότητες που ακολουθούν.

### 3.1 Ο Θερμοδυναμικός κώδικας WAVE

Ο Θερμοδυναμικός κώδικας WAVE χρησιμοποιείται για τη μονοδιάστατη (1D) μοντελοποίηση κινητήρων και έχει αναπτυχθεί από την εταιρία Ricardo plc [19]. Ο κώδικας παρέχει τη δυνατότητα προσομοίωσης εμβολοφόρων κινητήρων οποιασδήποτε διαμόρφωσης, και έχει χρησιμοποιηθεί ευρέως στους τομείς της κατασκευής κινητήρων οχημάτων, πλοίων και γεννητριών.

Πέραν των παραπάνω, έχει χρησιμοποιηθεί σε πολυάριθμες σχετικές επιστημονικές μελέτες, οι οποίες έχουν δημοσιευθεί σε έγκριτα επιστημονικά περιοδικά. Ενδεικτικά αναφέρεται, ότι έχει χρησιμοποιηθεί για:

- τη διερεύνηση συμπεριφοράς κινητήρων διπλού καυσίμου [20],
- τη μελέτη της επίδρασης του χρονισμού της έναυσης στην απόδοση του κινητήρα [21],
- την προσομοίωση κινητήρων μεταβλητού λόγου συμπίεσης [22],
- τη βελτιστοποίηση παραμέτρων λειτουργίας κινητήρα [23].

Γενικά, ο κώδικας έχει χρησιμοποιηθεί για την προσομοίωση διαφόρων κινητήρων Diesel, και τα αποτελέσματα έχουν αξιολογηθεί με σύγκριση με πειραματικά δεδομένα.

#### 3.1.1 Καύση

Το βασικό μοντέλο του κινητήρα προσομοιώνει τις διεργασίες εντός των κυλίνδρων βασιζόμενο στην επίλυση των εξισώσεων διατήρησης μάζας και ενέργειας. Οι εξισώσεις διατήρησης της μάζας λαμβάνουν υπόψη τη μεταβολή της μάζας λόγω της ροής μέσω των βαλβίδων και της έγχυσης του καυσίμου. Οι εξισώσεις διατήρησης της ενέργειας προκύπτουν από τον 1<sup>ο</sup> νόμο της Θερμοδυναμικής. Σύμφωνα με αυτόν, η μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας των αερίων στον κύλινδρο είναι ίση με τη θερμότητα που αποδίδεται, το μηχανικό έργο και τις ενθαλπίες που ανταλλάσσονται με το περιβάλλον.

Ο κύλινδρος μπορεί να θεωρηθεί ως χώρος μίας ή δύο περιοχών (ζωνών). Στην πρώτη περίπτωση θεωρείται ενιαίος, ενώ στη δεύτερη χωρίζεται σε μία περιοχή άκαυστου μείγματος και σε μία περιοχή καμένου. Οι δύο ζώνες έχουν την ίδια πίεση.

Το μοντέλο δύο ζωνών χρησιμοποιείται προκειμένου να αποδοθούν με μεγαλύτερη λεπτομέρεια οι διεργασίες κατά την καύση, και συνήθως είναι απαραίτητο για τον υπολογισμό των εκπομπών ρύπων.

### 3.1.1.1 Η συνάρτηση Wiebe

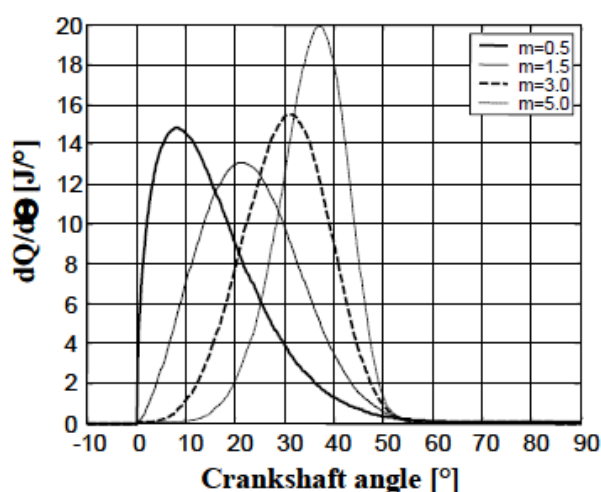
Η συνάρτηση Wiebe αποτελεί έναν τρόπο προκειμένου να προβλεφθεί ο ρυθμός καύσης μηχανών εσωτερικής καύσης γρήγορα και με μικρό υπολογιστικό κόστος. Στη συνηθέστερη μορφή της, η έκφραση για τη συνολική (αδιάστατη) έκλυση θερμότητας είναι [24]:

$$x_b = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_{SOC}}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (13)$$

Και αντίστοιχα για τον ρυθμό καύσης (έκλυσης θερμότητας):

$$\frac{dx_b}{d\theta} = \frac{a(m+1)}{\Delta\theta} \left( \frac{\theta - \theta_{SOC}}{\Delta\theta} \right)^m \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_{SOC}}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right] \quad (14)$$

Στις παραπάνω σχέσεις,  $x_b$  και  $\Delta x_b$  είναι το ποσοστό καυσίμου που έχει καεί και η διαφορική μεταβολή του λόγω της καύσης, αντίστοιχα,  $\theta$  είναι η γωνία στροφάλου,  $\theta_{SOC}$  η γωνία έναρξης της καύσης και  $\Delta\theta$  η διάρκεια της καύσης. Η παράμετρος  $m$  ονομάστηκε από τον Wiebe: «χαρακτηριστικός εκθέτης καύσης». Στην Εικόνα 4 παρουσιάζεται η επίδραση της παραμέτρου  $m$  στη μορφή του ρυθμού έκλυσης θερμότητας ( $a=5$ ,  $\Delta\theta=50^\circ$  και  $\theta_{SOC}=0^\circ$ ) [25].



Εικόνα 4: Μορφή της συνάρτησης Wiebe για διαφορετικές τιμές της παραμέτρου  $m$ , σύμφωνα με τους Ponti and Siviero 2004 [25].

Η παράμετρος  $a$  σχετίζεται με το ποσοστό του καυσίμου που έχει καεί στο τέλος της καύσης και είναι:

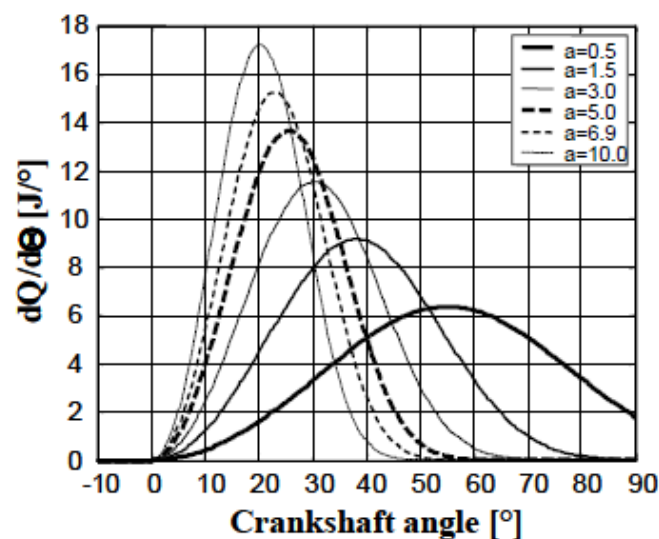
$$a = -\ln(1 - x_d),$$

όπου  $x_d$ : το ποσοστό καυσίμου που θα έχει καεί στο τέλος της καύσης.

Για ποσοστό  $x_d=0.999$  είναι  $a=6.908$ . Στον παρακάτω πίνακα φαίνονται οι τιμές του  $a$  για διάφορα  $x$ .

$x_d$	0.990	0.992	0.994	0.996	0.998	0.999
$a$	4.60517	4.82831	5.116	5.52146	6.21461	6.90776

Ενώ στο παρακάτω γράφημα φαίνεται πως επηρεάζει το ρυθμό καύσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου ( $m=2$ ,  $\Delta\theta=50^\circ$  και  $\theta_{soc}=0^\circ$ ) [25].



Εικόνα 5: Μορφή της συνάρτησης Wiebe για διαφορετικές τιμές της παραμέτρου  $a$ , σύμφωνα με τους Ponti et al. 2004 [25].

Η γωνία στροφάλου κατά την οποία έχουμε τον μέγιστο ρυθμό καύσης προκύπτει μηδενίζοντας το αριστερό σκέλος της σχέσης (14). Προκύπτει:

$$\theta_m = \theta_d \left[ \frac{m}{6.908(m+1)} \right]^{\frac{1}{m+1}}$$



Και η αντίστοιχη τιμή:

$$x_m = 1 - e^{-m/(m+1)}$$

Από την παραπάνω σχέση προκύπτει και η φυσική σημασία του εκθέτη  $m$ . Φαίνεται από τις παραπάνω σχέσεις ότι ο χρόνος που χρειάζεται για την επίτευξη του μέγιστου ρυθμού καύσης εξαρτάται αποκλειστικά από το  $m$ , όπως επίσης και η τιμή του.

Ο κώδικας δίνει τη δυνατότητα να χρησιμοποιηθούν μέχρι οκτώ διαφορετικές συναρτήσεις Wiebe σε υπέρθεση, προκειμένου να προσομοιωθούν περισσότερο πολύπλοκα προφίλ καύσης. Αυτά μπορεί να είναι προφίλ δύο ή τριών καμπυλών, όπως συνηθίζεται στη μοντελοποίηση κινητήρων ή περισσότερο εξελιγμένα προφίλ που ενσωματώνουν προέγχυση ή μετέγχυση.

Έτσι, το συνολικό προφίλ καύσης προκύπτει ως εξής:

$$W = \sum_n f_n * W_n$$

Όπου  $f_n$ : το ποσοστό του καυσίμου που ακολουθεί το προφίλ καύσης  $W_n$ .

Επιλέγοντας κατάλληλους συντελεστές των συναρτήσεων και τις σχετικές αναλογίες μπορεί να προσομοιωθεί ένα πολύπλοκο προφίλ καύσης για κινητήρες Diesel με πολλαπλούς παλμούς έγχυσης.

### 3.1.2 Υπομοντέλο δέσμης diesel (diesel jet submodel)

Το υπομοντέλο diesel jet που χρησιμοποιείται στον κώδικα είναι περισσότερο λεπτομερές, και χρησιμοποιείται παράλληλα με το κύριο μοντέλο καύσης που έχει επιλεγεί. Μπορεί να προβλέψει τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας με την εισαγωγή του προφίλ έγχυσης και της γεωμετρίας του εγχυτήρα. Μπορεί, επίσης, να προβλέψει τις εκπομπές NOx και σωματιδίων αιθάλης, χρησιμοποιώντας τους μηχανισμούς Zeldovich για τα NOx και τους μηχανισμούς Hiroyasu για τον σχηματισμό και Nagle και Strickland-Constable για την οξείδωση των σωματιδίων αιθάλης.

Βάσει των δεδομένων έγχυσης και του αριθμού και της διαμέτρου των οπών του εγχυτήρα, υπολογίζει παραμέτρους όπως η πτώση πίεσης στον εγχυτήρα, η ταχύτητα της δέσμης και το μέγεθος των σταγονιδίων της δέσμης. Η δέσμη χωρίζεται σε έναν

αριθμό τμημάτων καθένα από τα οποία περιέχει το εγχυόμενο καύσιμο στη μονάδα του χρόνου.

Η καύση ελέγχεται από τους παρακάτω παράγοντες:

- Εξάτμιση των σταγονιδίων
- Ανάμειξη αέρα – καυσίμου
- Έναυση
- Παροχή αέρα
- Ψύξη

### **Εξάτμιση**

Η εξάτμιση των σταγονιδίων του καυσίμου θέτει περιορισμούς στον ρυθμό ανάμειξής του με τον αέρα. Χρησιμοποιούνται εμπειρικές σχέσεις για να καθοριστεί η μέση διάμετρος των σταγονιδίων κατά Stokes και ο ρυθμός εξάτμισης. Τα δεδομένα λαμβάνονται από ιδιότητες του καυσίμου που είναι διαθέσιμες από τον κώδικα.

### **Ανάμειξη αέρα – καυσίμου**

Η ανάμειξη αέρα – καυσίμου περιγράφεται από τον μηχανισμό σχηματισμού του εκνεφώματος. Επίσης, λαμβάνεται υπόψη και η κίνηση του αέρα στο θάλαμο καύσης (εγκάρσια συστροφή - swirl). Μετά από ένα σύντομο χρονικό διάστημα διαχωρισμού σχηματίζεται εκνέφωμα, το οποίο μεταδίδεται σύμφωνα με μια εμπειρική σχέση. Πριν τον διαχωρισμό η μετάδοσή του εξαρτάται γραμμικά από τον χρόνο, ενώ μετά τον διαχωρισμό είναι ανάλογη με την τετραγωνική ρίζα του χρόνου.

Από τον χρήστη εισάγονται δύο παράγοντες σχετική με την προσρόφηση του αέρα στο εκνέφωμα. Ο πρώτος αφορά στο χρονικό διάστημα πριν την καύση (air entrainment before combustion) και ο δεύτερος στο διάστημα κατά την καύση (air entrainment during combustion). Ένας τρίτος παράγοντας εκφράζει την αναλογία αέρα προς καυσαέρια προσροφημένων στο εκνέφωμα (burned air entrainment).

Εάν η δέσμη έρθει σε επαφή με τα τοιχώματα του κυλίνδρου, θεωρείται ότι διαδίδεται κατά μήκος του με την ίδια ταχύτητα πολλαπλασιασμένη με έναν συντελεστή (wall spray penetration), προσροφώντας παράλληλα αέρα.

### Σχηματισμός οξειδίων του αζώτου (NOx)

Για την προσομοίωση του σχηματισμού NOx ο θερμοδυναμικός κώδικας WAVE χρησιμοποιεί τον διευρυμένο μηχανισμό Zeldovich. Για αυτό, αξιοποιεί δεδομένα πίεσης, θερμοκρασίας και σύστασης που προκύπτουν από τα κύρια μοντέλα που χρησιμοποιεί. Λαμβάνεται επίσης η σύσταση του αέρα που εισάγεται στον κύλινδρο, ο οποίος μπορεί να έχει τη σύσταση του ατμοσφαιρικού ή όχι, ανάλογα με το αν γίνεται χρήση ανακυκλοφορίας καυσαερίων ή όχι.

#### 3.1.3 Μεταφορά θερμότητας – σχέση Woschni

Ο κώδικας χρησιμοποιεί διάφορα υπομοντέλα για την περιγραφή του φαινομένου της μεταφοράς θερμότητας από τον κύλινδρο στο εξωτερικό περιβάλλον. Το πιο συχνά χρησιμοποιούμενο μοντέλο είναι η σχέση του Woschni [26].

Βάσει αυτού υπολογίζεται ένας ενιαίος χωρικά συντελεστής μετάδοσης θερμότητας θεωρώντας ότι το μείγμα είναι ομοιογενές όσον αφορά τη μετάδοση θερμότητας. Υπολογίζεται βάσει της παρακάτω σχέσης:

$$h_g = 0.0128D^{-0.20}P^{0.80}T^{-0.53}v_c^{0.8}C_{enht}$$

Όπου D: διάμετρος κυλίνδρου, P: πίεση εντός του κυλίνδρου, T: θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου,  $v_c$ : μια χαρακτηριστική ταχύτητα,  $C_{enht}$ : συντελεστής που εισάγεται από τον χρήστη

Η χαρακτηριστική ταχύτητα  $v_c$  είναι το άθροισμα της μέσης ταχύτητας εμβόλου, και μιας συνιστώσας σχετιζόμενης με την καύση. Αυτή εξαρτάται από τη διαφορά της πίεσης εντός του κυλίνδρου και αυτής που θα υπήρχε αν ο κινητήρας λειτουργούσε χωρίς καύση (motoring). Αυτή προκύπτει από την παρακάτω σχέση:

$$v_c = c_1 v_m + c_2 \frac{V_D T_R}{P_r V_r} (P - P_{mot})$$

Όπου  $V_m$ : μέση ταχύτητα εμβόλου,  $V_D$ : όγκος εμβολισμού κυλίνδρου,  $T_r$ : θερμοκρασία αναφοράς,  $P_r$ : πίεση αναφοράς,  $V_r$ : όγκος αναφοράς,  $P_{mot}$ : πίεση λειτουργίας χωρίς φορτίο και  $c_1$  και  $c_2$ : κατάλληλοι συντελεστές.

### 3.1.4 Τριβή – σχέση Chenn – Flynn

Ο κώδικας χρησιμοποιεί μια τροποποιημένη μορφή της σχέσης Chen-Flynn [27]. Η σχέση εμπεριέχει έναν σταθερό όρο που προκύπτει από τις απώλειες λόγω παρελκομένων (ACF), έναν όρο ο οποίος εξαρτάται από τη μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου (εξαρθώμενος από το φορτίο – BCF), έναν όρο γραμμικά σχετιζόμενο με τη μέση ταχύτητα του εμβόλου (υδροδυναμικές τριβές – CCF) και έναν όρο σχετιζόμενο με το τετράγωνο της μέσης ταχύτητας του εμβόλου (απώλειες ανεμισμού – QCF).

Η σχέση που χρησιμοποιείται είναι η παρακάτω:

$$FMEP = A_{cf} + \frac{1}{ncyl} \sum_{i=1}^{ncyl} [B_{cf}(P_{max})_i + C_{cf} * (S_{fact})_i + Q_{cf}(S_{fact})_i^2]$$

Όπου  $A_{cf}$ : ο σταθερός συντελεστής ACF

$B_{cf}$ : ο συντελεστής για τη μέγιστη πίεση

$P_{max}$ : η μέγιστη πίεση στον κύλινδρο

RPM: η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα

$C_{cf}$ : ο συντελεστής που αναφέρεται στις υδροδυναμικές τριβές

$Q_{cf}$ : ο συντελεστής που αναφέρεται στις απώλειες ανεμισμού

Και

$S_{fact} = RPM * stroke / 2$ , όπου *stroke*: η διαδρομή εμβόλου

## 3.2 Πειραματικά δεδομένα

Για τους σκοπούς της εργασίας οι διάφορες παράμετροι του μοντέλου που δημιουργήθηκε για να εξεταστούν τα σενάρια έγχυσης πολλαπλών παλμών καθορίστηκαν με τη βοήθεια περιπτώσεων αναφοράς (reference cases), που θα περιγραφούν παρακάτω. Αυτές χρησιμοποιήθηκαν ακολούθως στα εξεταζόμενα σενάρια, θεωρώντας ότι επαρκούν για αυτά, και τελικά δομήθηκε το μοντέλο.

Προκειμένου να αξιολογηθεί η επάρκεια του μοντέλου και η ακρίβεια των εξαγόμενων αποτελεσμάτων, χρησιμοποιήθηκαν πειραματικά δεδομένα, που

αναφέρονται στις δημοσιεύσεις των Paragiannakis et al. [28-30], τα οποία παρουσιάζονται στην επόμενη ενότητα. Με βάση αυτά ρυθμίστηκαν οι επιμέρους παράμετροι και βαθμονομήθηκε το μοντέλο προκειμένου να δίνει ικανοποιητική απόκλιση.

Σκοπός των εργασιών των Paragiannakis et al. ήταν να εξεταστούν τα κύρια χαρακτηριστικά κινητήρα Diesel διπλού καυσίμου, αναφορικά με την απόδοση και τις εκπομπές ρύπων. Έτσι, έγινε πειραματική διερεύνηση με χρήση μικρού ταχύστροφου κινητήρα Diesel, ο οποίος τροποποιήθηκε κατάλληλα προκειμένου να λειτουργεί καταναλώνοντας καύσιμο Diesel και φυσικό αέριο.

Ο κινητήρας ήταν τύπου Lister LV1, μονοκύλινδρος, 4-Χ, και τα χαρακτηριστικά του παρουσιάζονται στον Πίνακα 2. Επίσης, στους Πίνακες 3 και 4 παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά λειτουργίας του κινητήρα.

Στο πλαίσιο των πειραμάτων που έγιναν στις εργασίες των Paragiannakis et al., διερευνήθηκε η επίδραση του ποσοστού του φυσικού αερίου στη συνολική μάζα των καυσίμων στη διεργασία της καύσης, συγκεκριμένα, στην καθυστέρηση έναυσης, τον χαρακτήρα και τη διάρκεια της καύσης. Έτσι, για διάφορες περιπτώσεις, μετρήθηκαν η πίεση εντός του κυλίνδρου, η αποδιδόμενη ισχύς πέδης του κινητήρα και οι συγκέντρωση ρύπων στα καυσαέρια. Οι ρύποι αυτοί ήταν τα οξειδία του αζώτου (NO<sub>x</sub>), το μονοξείδιο του άνθρακα (CO), η αιθάλη (soot) και οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC).

Έγιναν μετρήσεις στο 40%, το 60% και το 80% του φορτίου, και σε ταχύτητες περιστροφής 1500 rpm, 2000 rpm και 2500 rpm, με δύο τρόπους λειτουργίας: με την αντικατάσταση του καυσίμου Diesel από φυσικό αέριο σε διάφορα ποσοστά (Dual Fuel Operation – DFO) και σε κανονική λειτουργία, δηλαδή με τη χρήση αποκλειστικά καυσίμου Diesel (Normal Diesel Operation – NDO). Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιήθηκαν τα αποτελέσματα των μετρήσεων κατά την κανονική λειτουργία στο 80% του μέγιστου φορτίου σε ταχύτητες περιστροφής 1500 rpm, 2000 rpm και 2500 rpm.

Τα δεδομένα που προέκυψαν παρουσιάζονται στη συνέχεια.

Πίνακας 2: Βασικά χαρακτηριστικά μελετώμενου κινητήρα

Διάμετρος κυλίνδρου	85.73 mm
Διαδρομή εμβόλου	82.55 mm
Μήκος διωστήρα	180 mm
Λόγος συμπίεσης	17.6 : 1
Νεκρός όγκος	28.03 cm <sup>3</sup>
Οπές εγχυτήρα	3 x 0.23 mm
Πίεση έγχυσης	180 bar
Έναρξη έγχυσης	17 ° CA BTDC
Θερμοκρασία αέρα εισαγωγής	23 °C
Άνοιγμα βαλβίδας εισαγωγής	15° CA BTDC
Κλείσιμο βαλβίδας εισαγωγής	41° CA ABDC
Άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής	41° CA BBDC
Κλείσιμο βαλβίδας εξαγωγής	15° CA ATDC
Διάμετρος βαλβίδας εισαγωγής	34.5 mm
Διάμετρος βαλβίδας εξαγωγής	31.5 mm
Διάμετρος κοιλότητας εμβόλου	46.29 mm
Ύψος κοιλότητας εμβόλου	13 mm

Πίνακας 3: Γενικά χαρακτηριστικά λειτουργίας κινητήρα

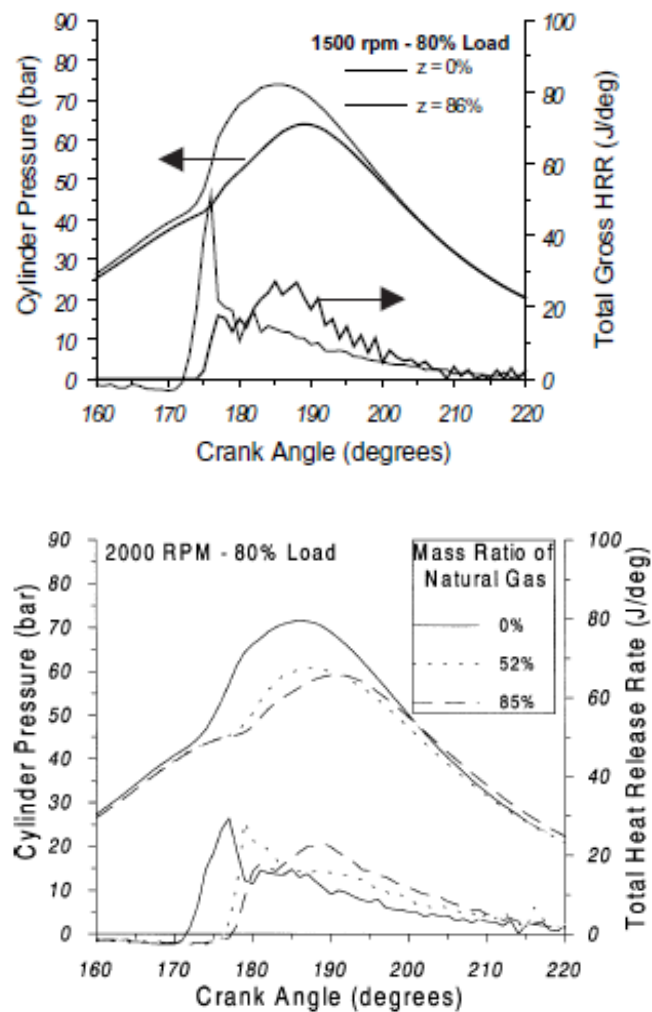
<b>Μέση ενδεικνύμενη πίεση</b>	Bmep (bar)	4.92
<b>Λόγος αέρα - καυσίμου</b>	Afst	14.5
<b>Θερμοκρασία αέρα εισαγωγής</b>	Tin (K)	296

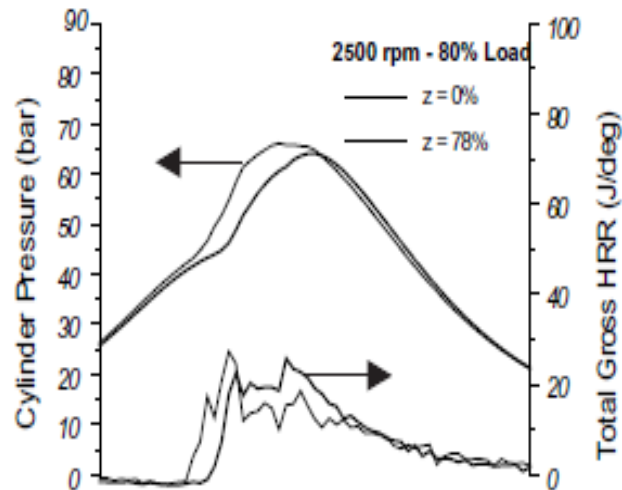
Πίνακας 4: Χαρακτηριστικά λειτουργίας κινητήρα σε τρία σημεία λειτουργίας

Ταχύτητα περιστροφής (rpm)	1500	2000	2500
Παροχή καυσίμου (kg/h)	0.741	0.982	1.358
Λόγος αέρα – καυσίμου (λ)	1.88	1.96	1.69
Συγκέντρωση NO (ppm)		880	
Συγκέντρωση NOx (ppm)	1360	926*	850
Συγκέντρωση HC (ppm)	80	170	200
Συγκέντρωση CO (ppm)	500	600	900
Θερμοκρασία καυσαερίων Tex (K)	628	683	743

\* Υποτέθηκε ποσοστό NO<sub>2</sub> ίσο με 10% των συνολικών NOx, ελλείψει δεδομένων.

Τα αντίστοιχα διαγράμματα πίεσης και ρυθμού έκλυσης θερμότητας που προέκυψαν παρουσιάζονται στην Εικόνα 6.





Εικόνα 6: Διαγράμματα πίεσης και ρυθμού έκλυσης θερμότητας σύμφωνα με τα αποτελέσματα των Paragiannakis et al. [28-30]

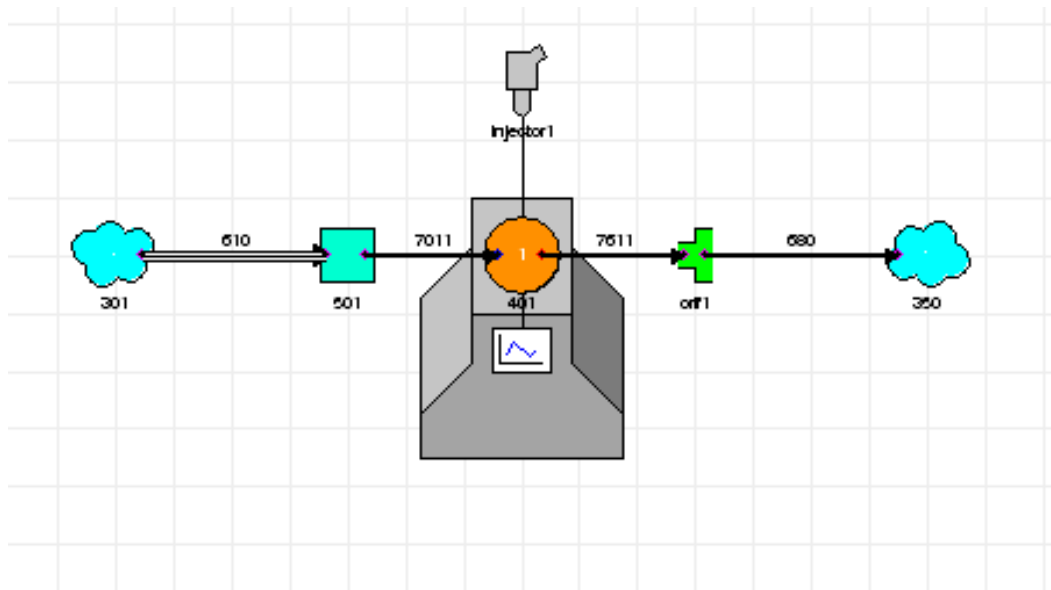
Στα διαγράμματα της Εικόνας 6 το ΑΝΣ αντιστοιχεί στις 180° CA, ενώ τα αναφερόμενα ποσοστά είναι τα ποσοστά μάζας φυσικού αερίου στη συνολική μάζα καυσίμου. Στο πλαίσιο της παρούσας Εργασίας έγινε, συνεπώς, χρήση των διαγραμμάτων που αντιστοιχούν σε  $z=0\%$ .

### 3.3 Περιπτώσεις αναφοράς

Ως περιπτώσεις αναφοράς χρησιμοποιήθηκαν αυτές που αντιστοιχούσαν στην κανονική λειτουργία με καύσιμο diesel. Με βάση τις προαναφερθείσες δημοσιεύσεις διαμορφώθηκαν τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά, η δομή και τα δεδομένα εισόδου του μοντέλου, καθώς και τα δεδομένα με βάση τα οποία ρυθμίστηκαν οι παράμετροι του μοντέλου (βλ. προηγούμενο κεφάλαιο).

Συγκεκριμένα, με δεδομένα το διάγραμμα ρυθμού έκλυσης θερμότητας και τα στοιχεία απόδοσης του κινητήρα, δηλαδή την παροχή καυσίμου, τον συντελεστή λ και την αποδιδόμενη ισχύ σε κάθε σενάριο, όπως αυτά προέκυψαν από τη σειρά πειραμάτων, ρυθμίστηκαν οι υπόλοιπες παράμετροι λειτουργίας. Αυτές ήταν παράγοντες τριβής και μεταφοράς θερμότητας, καθώς και γεωμετρικά χαρακτηριστικά τα οποία δεν ήταν διαθέσιμα από τις δημοσιεύσεις (π.χ. μήκη και διάμετροι αγωγών αέρα και καυσαερίων).





Εικόνα 7: Μονοκύλινδρο μοντέλο του κινητήρα στον κώδικα WAVE

### 3.3.1.1 Στοιχεία μοντέλου

Ο θερμοδυναμικός κώδικας WAVE εξομοιώνει το εξωτερικό περιβάλλον με ένα αντίστοιχο στοιχείο (ambient) (Εικόνα 8). Εδώ, χρησιμοποιούνται πηγές και καταβόθρες ροής, και προσαρμόζονται με έναν αγωγό στα υπόλοιπα στοιχεία. Εξομοιώνεται η σύνδεση με έναν άπειρο περιέκτη δεδομένης σύνθεσης, σε δεδομένες συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας. Στην παρούσα Εργασία χρησιμοποιήθηκαν δύο τέτοια στοιχεία, για την εισαγωγή αέρα και την εξαγωγή καυσαερίων, αντίστοιχα. Η πίεση και η θερμοκρασία εισαγωγής θεωρήθηκαν 1.013 bar και 296 K, αντίστοιχα.



Εικόνα 8: Το στοιχείο ambient

Το στοιχείο αγωγού που χρησιμοποιεί ο κώδικας (duct) είναι ένα τμήμα με αρκετά μεγαλύτερο μήκος σχετικά με τη διατομή του, και εντός αυτού θεωρείται μονοδιάστατη ροή (Εικόνα 9). Μπορεί να έχει διαφορετικές διαμέτρους στα δύο άκρα του, ενώ για τον υπολογισμό των απωλειών λόγω τριβής μπορεί να εισαχθεί η τραχύτητα του τοιχώματος. Επίσης, μπορεί να θεωρηθούν περισσότεροι αγωγοί συνδεδεμένοι παράλληλα, οι οποίοι αντιμετωπίζονται ως ένα στοιχείο. Για την

εξομοίωση του φίλτρου αέρα χρησιμοποιήθηκε αυτή η δυνατότητα προκειμένου να ληφθούν υπόψη οι αυξημένες τριβές κατά την κίνηση του αέρα. Οι τιμές των παραμέτρων του στοιχείου duct παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.



Εικόνα 9: Στοιχείο duct

Πίνακας 5: Παραμέτροι στοιχείου duct

Διάμετρος	0.5 cm
Μήκος	30 cm
Θεωρούμενος αριθμός παράλληλων αγωγών	10

Παρακάτω τοποθετήθηκε σύνδεση (junction) (Εικόνα 10) για τη σύνδεση του φίλτρου αέρα με τον τελικό αγωγό προσαγωγής, η διάμετρος του οποίου θεωρήθηκε ίση με αυτή της οπής εισαγωγής του κυλίνδρου. Το στοιχείο junction δίνει τη δυνατότητα σύνδεσης πολλαπλών αγωγών για την εξομοίωση του φίλτρου αέρα που αναφέρθηκε παραπάνω. Χρησιμοποιείται για να προσομοιώσει συνδέσεις τύπου Υ. Οι διαμέτροι εισαγωγής και εξαγωγής ελήφθησαν ίσες με αυτές των αντίστοιχων αγωγών, ενώ ο όγκος υπολογίστηκε από τον κώδικα με δεδομένες τις διαμέτρους αυτές. Τα στοιχεία αυτά συνεκτιμώνται για την εκτίμηση απωλειών πίεσης και θερμότητας.



Εικόνα 10: Το στοιχείο junction

Η εισαγωγή των γεωμετρικών στοιχείων του κινητήρα παρουσιάζεται στις Εικόνες 11-13. Το διάκενο από το ΑΝΣ μέχρι την κεφαλή του κυλίνδρου υπολογίστηκε από τον λόγο συμπίεσης, θεωρώντας την κεφαλή επίπεδη, ενώ εισήχθησαν και τα στοιχεία της κοιλότητας του εμβόλου. Σημειώνεται ότι η τιμή του διάκενου που εισάγεται εδώ δεν λαμβάνεται υπόψη στον υπολογισμό του νεκρού όγκου. Για αυτό χρησιμοποιείται η τιμή του λόγου συμπίεσης, όπως δίνεται από τον κατασκευαστή.

Case #1: Cylinder Panel

Template Name  
Default Engine Cylinder

Name: 401      Cylinder Number: 1      Number of Valves: 2

Edit Engine General Properties

Geometry | Initial Conditions | Valves | Sub-Models | Initial Fluid Composition

Liner | Head | Piston

Bore: 85.73 mm

Stroke: 82.55 mm

Clearance Height: 4.97 mm

Εικόνα 11: Γεωμετρικά στοιχεία κυλίνδρου

Case #1: Cylinder Panel

Template Name  
Default Engine Cylinder

Name: 401      Cylinder Number: 1      Number of Valves: 2

Edit Engine General Properties

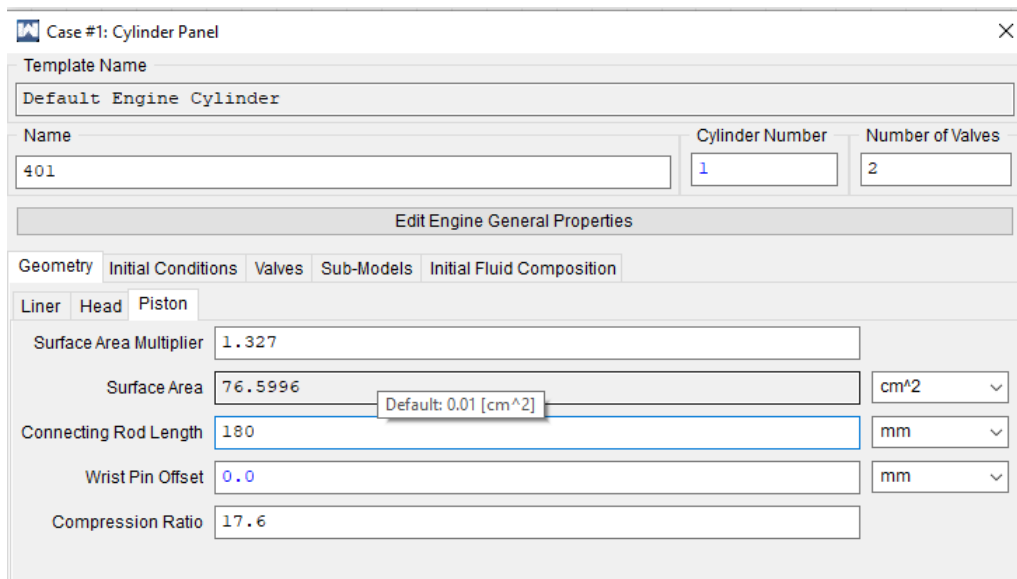
Geometry | Initial Conditions | Valves | Sub-Models | Initial Fluid Composition

Liner | Head | Piston

Surface Area Multiplier: 1.0

Surface Area: 57.7239 cm<sup>2</sup>

Εικόνα 12: Γεωμετρικά στοιχεία κεφαλής

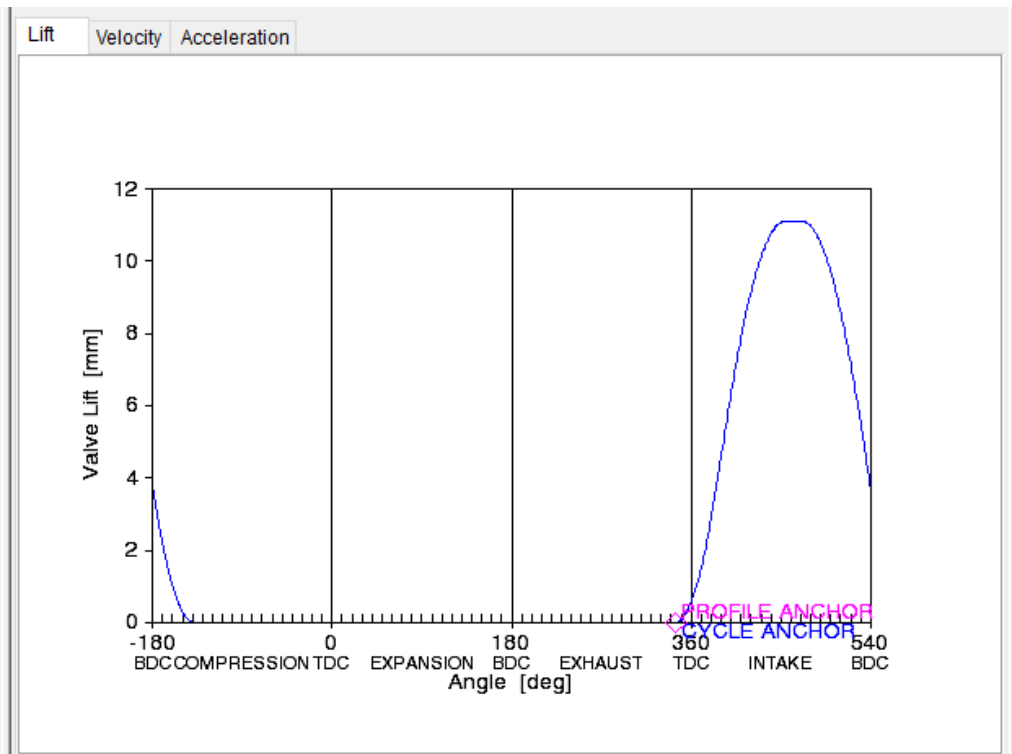


Εικόνα 13: Γεωμετρικά στοιχεία εμβόλου

Στον κώδικα οι διαφορετικές βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής καταχωρούνται εξ αρχής, και τα σχετικά στοιχεία χρησιμοποιούνται όπου χρειάζεται. Μπορούν να καταχωρηθούν διάφοροι τύποι (π.χ. reed, σωληνοειδείς, ανύψωσης). Δίνεται η δυνατότητα καταχώρησης της ανύψωσης ανάλογα με τη γωνία στροφάλου, και έτσι χρησιμοποιήθηκαν ενδεικτικά προφίλ από παραδείγματα που υπάρχουν στον κώδικα WAVE, προσαρμοσμένα στις διαμέτρους των βαλβίδων του κινητήρα, λαμβάνοντας υπόψη και τα σημεία ανοίγματος και κλεισίματος.

Πίνακας 6: Χαρακτηριστικά βαλβίδων

	Βαλβίδα Εισαγωγής	Βαλβίδα Εξαγωγής
Διάμετρος βαλβίδας	34.5 mm	31.5 mm
Μέγιστη ανύψωση	11.12 mm	11.05 mm

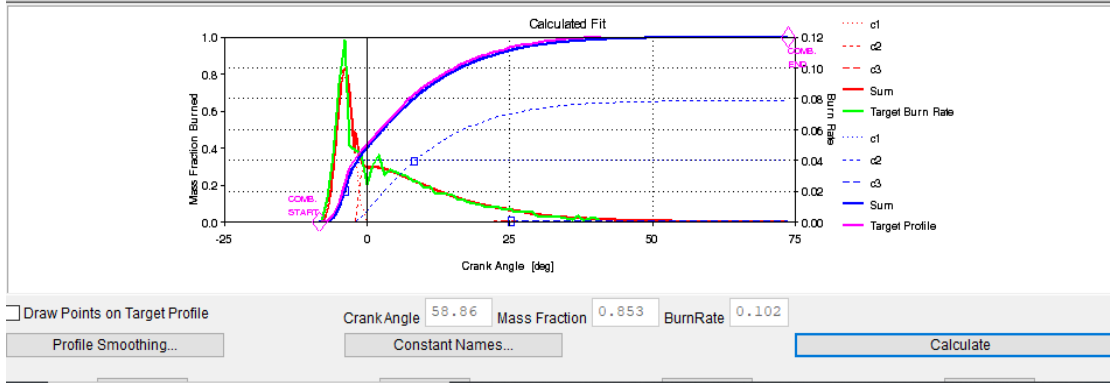


Εικόνα 14: Προφίλ εκκεντροφόρου

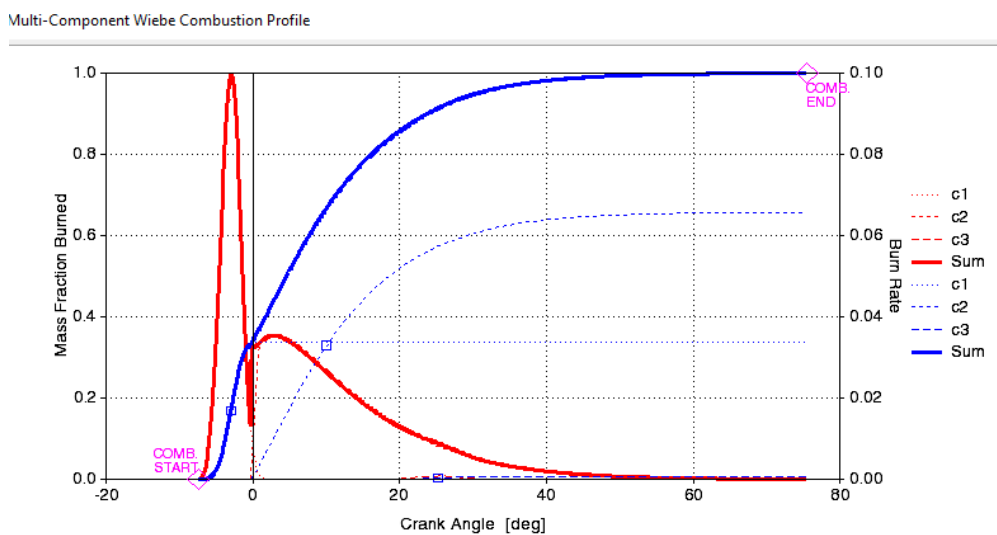
Ο κώδικας παρέχει τη δυνατότητα χρήσης διαφορετικών υπομοντέλων καύσης (ρυθμού έκλυσης θερμότητας), μεταφοράς θερμότητας και τριβής.

Επίσης, παρέχεται η επιλογή να εισαχθεί συγκεκριμένο προφίλ καύσης, ή να προσαρμοστούν συναρτήσεις Wiebe σε γνωστό προφίλ. Εδώ, επιλέχθηκε η δεύτερη δυνατότητα, προκειμένου να έχουμε ένα πιο ομαλό προφίλ καύσης, και να διευκολυνθεί η μοντελοποίηση. Έτσι, εισήχθησαν τα αντίστοιχα προφίλ από τη σειρά πειραμάτων και υπολογίστηκαν από τον κώδικα οι τιμές των συντελεστών των συναρτήσεων Wiebe που υπερτέθηκαν για να προσεγγιστεί το προφίλ καύσης σε κάθε περίπτωση. Τα σχετικά αποτελέσματα παρουσιάζονται στις Εικόνες 15-20.

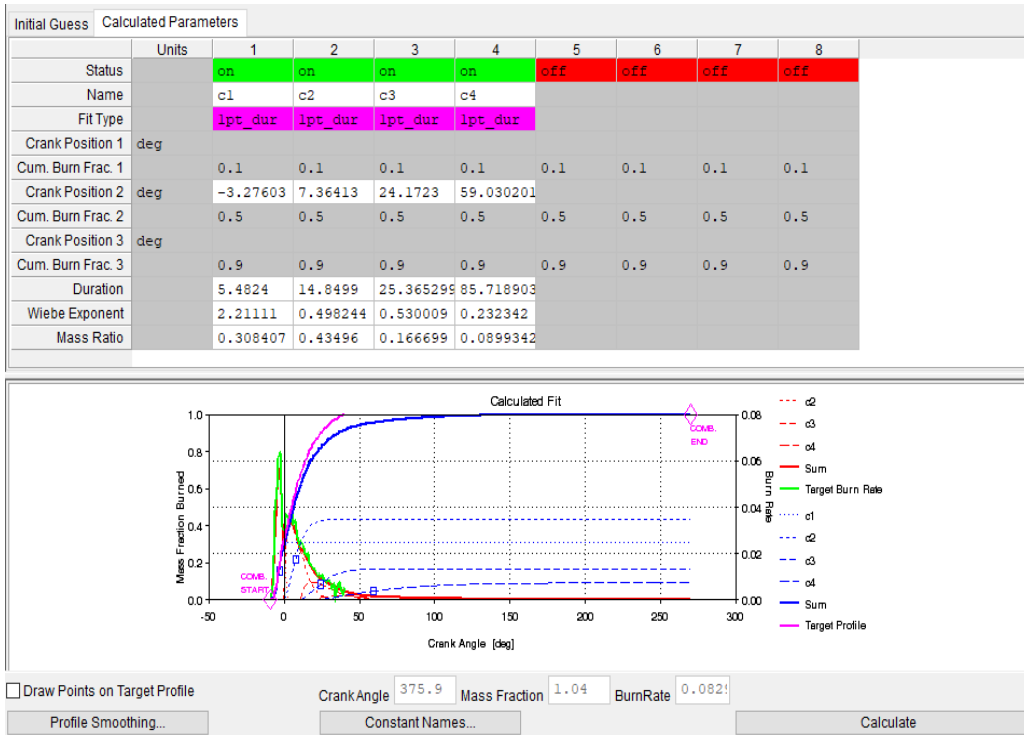
Initial Guess		Calculated Parameters							
	Units	1	2	3	4	5	6	7	8
Status		on	on	on	off	off	off	off	off
Name		c1	c2	c3					
Fit Type		lpt_dur	lpt_dur	lpt_dur					
Crank Position 1	deg								
Cum. Burn Frac. 1		0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
Crank Position 2	deg	-3.89967	8.22483	25.177299					
Cum. Burn Frac. 2		0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
Crank Position 3	deg								
Cum. Burn Frac. 3		0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9
Duration		3.40204	25.891899	7.46864					
Wiebe Exponent		2.75934	0.2	4.72558					
Mass Ratio		0.336946	0.657293	0.0057611					



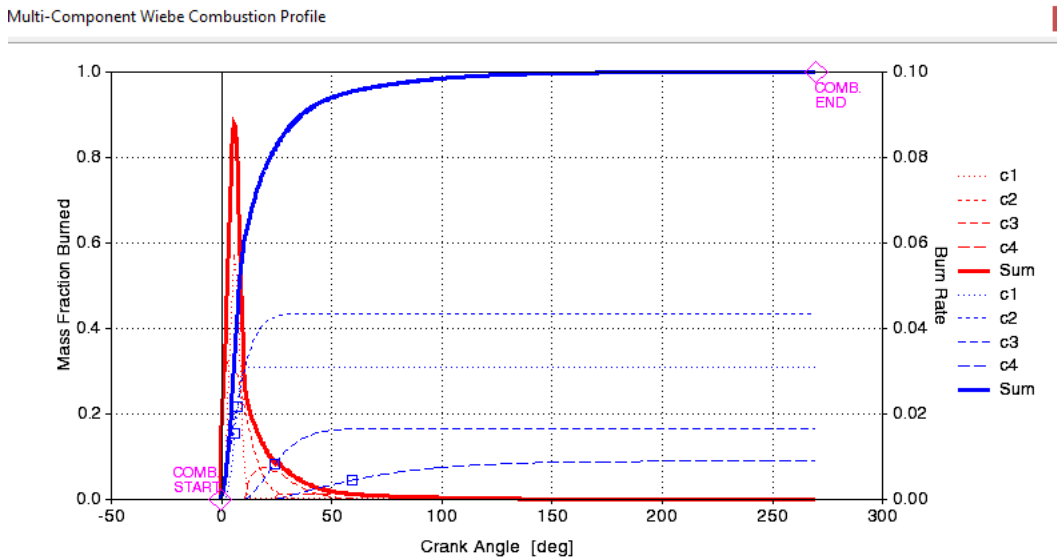
Εικόνα 15: Οι παράμετροι των συναρτήσεων Wiebe που χρησιμοποιήθηκαν για την προσέγγιση του προφίλ καύσης, **1500 rpm**



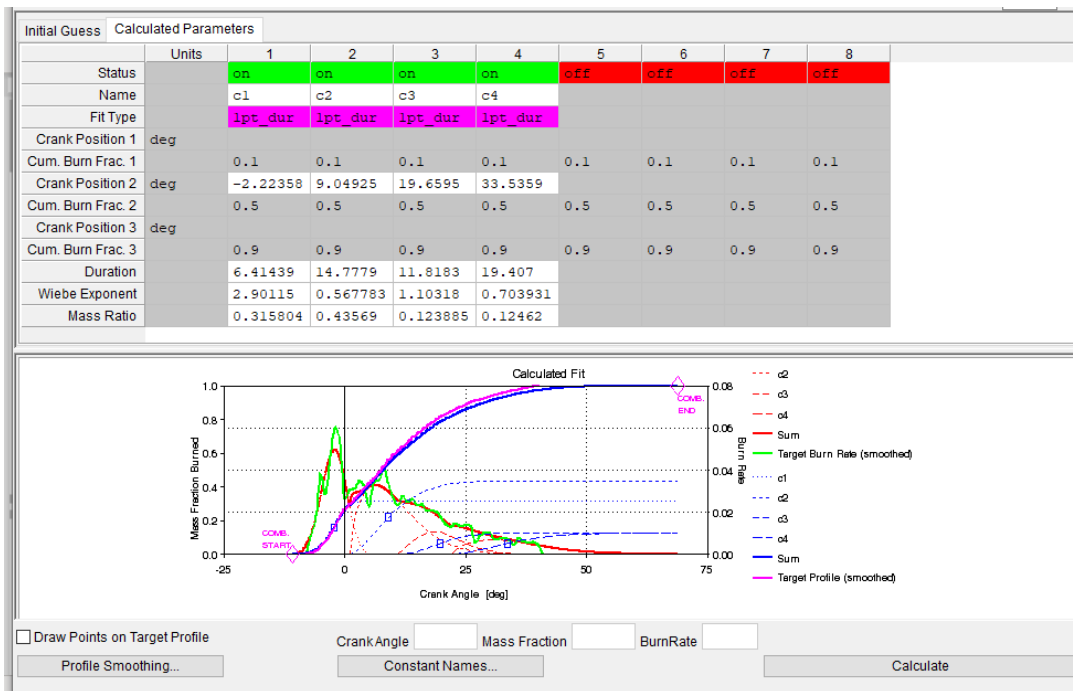
Εικόνα 16: Το προφίλ καύσης, **1500 rpm**



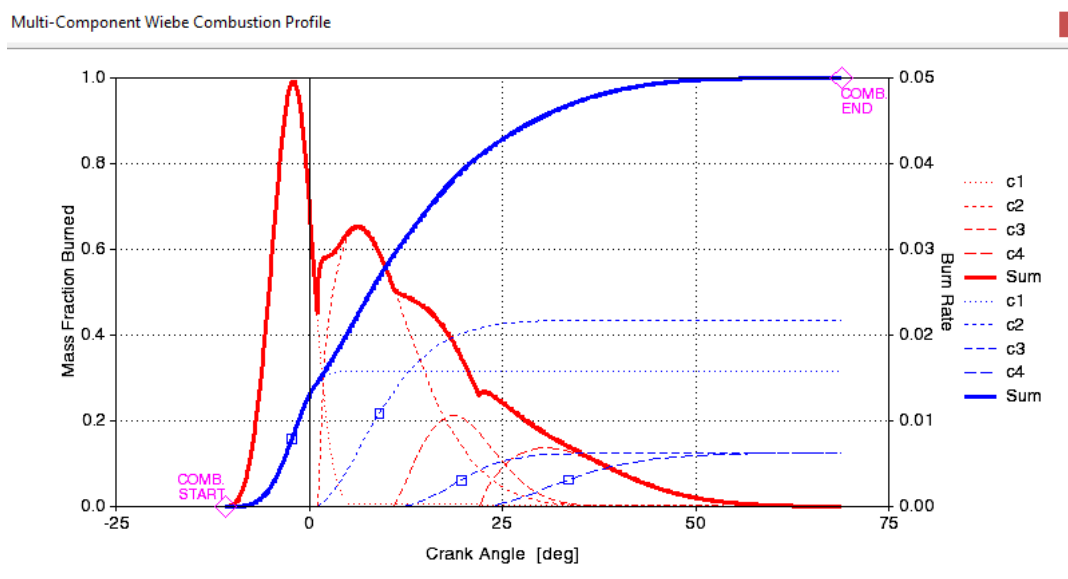
Εικόνα 17: Οι παράμετροι των συναρτήσεων Wiebe που χρησιμοποιήθηκαν για την προσέγγιση του προφίλ καύσης, **2000 rpm**



Εικόνα 18: Το προφίλ καύσης, **2000rpm**



Εικόνα 19: Οι παράμετροι των συναρτήσεων Wiebe που χρησιμοποιήθηκαν για την προσέγγιση του προφίλ καύσης, **2500 rpm**



Εικόνα 20: Το προφίλ καύσης, **2500 rpm**

Χρησιμοποιήθηκε το μοντέλο μεταφοράς θερμότητας Woschni. Για αυτό απαιτείται η εισαγωγή δύο συντελεστών μεταφοράς θερμότητας ενώ οι βαλβίδες είναι ανοιχτές και κλειστές αντίστοιχα. Με δοκιμές επιλέχθηκαν οι παρακάτω συντελεστές:



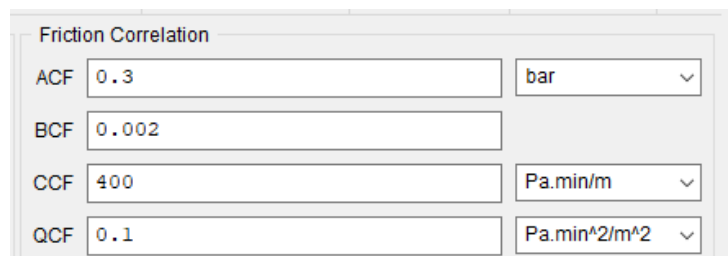
Πίνακας 7: Συντελεστές μεταφοράς θερμότητας

	1500 rpm	2000 rpm	2500 rpm
Συντελεστής για ανοιχτή βαλβίδα εισαγωγής	1.45	1.3	1.8
Συντελεστής για κλειστή βαλβίδα εισαγωγής	1.45	1.3	1.8

Ο θερμοδυναμικός κώδικας WAVE χρησιμοποιεί το μοντέλο τριβής Chenn—Flynn για τον υπολογισμό των απωλειών λόγω τριβής. Σύμφωνα με αυτό, θεωρείται μια μέση ενδεικνύμενη πίεση τριβής, με την ακόλουθη εξάρτηση από το φορτίο (μέγιστη πίεση) και τις στροφές του κινητήρα:

$$FMEP = A + B \cdot P_{max} + C \cdot n + D \cdot n^2$$

Με δοκιμές επιλέχθηκαν οι εξής τιμές τους συντελεστές του μοντέλου:



Friction Correlation

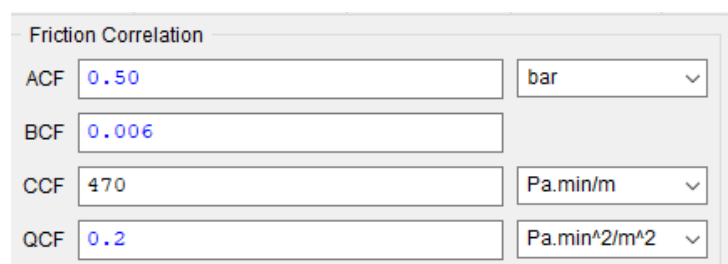
ACF 0.3 bar

BCF 0.002

CCF 400 Pa.min/m

QCF 0.1 Pa.min<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>

Εικόνα 21: Συντελεστές μοντέλου τριβής, **1500 rpm**



Friction Correlation

ACF 0.50 bar

BCF 0.006

CCF 470 Pa.min/m

QCF 0.2 Pa.min<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>

Εικόνα 22: Συντελεστές μοντέλου τριβής, **2000 rpm**

Friction Correlation	
ACF	0.50 bar
BCF	0.006
CCF	470 Pa.min/m
QCF	0.2 Pa.min <sup>2</sup> /m <sup>2</sup>

Εικόνα 23: Συντελεστές μοντέλου τριβής, **2500 rpm**

Για τη συνολική ρύθμιση των παραμέτρων της θερμοδυναμικής μοντελοποίησης έγινε χρήση του μοντέλου Diesel Jet του κώδικα WAVE. Οι τιμές των παραμέτρων που χρησιμοποιήθηκαν τελικά προέκυψαν μετά από δοκιμές, και παρουσιάζονται στις Εικόνες 24-27.

SI Stratified Diesel Jet Heat Release Analysis	
<input checked="" type="checkbox"/> Enable Diesel Jet Model	
General Data Empirical Constants	
Engine Data	
Cylinder Junction ID	401
Model Activation Cycle	auto
Piston Bowl Diameter	46.29 mm
Combustion Start	Imposed
Start of Combustion (ATDC)	-8 deg
Swirl Ratio	
<input type="radio"/> Set	<input checked="" type="radio"/> Predict
0.0	
Nozzle Holes Data	
Number of Holes	3
Hole Diameter	0.23 mm
Air Proportions	
<input type="checkbox"/> Use Custom Air Proportions	
Oxygen	0.21
Nitrogen	0.79
Carbon Dioxide	0.0
Water	0.0
Passive Scalars	
Emit NOx to Passive Scalar	1 (NO)
Emit Soot to Passive Scalar	-1 (Do Not Emit)

Εικόνα 24: Γενικά στοιχεία εισαγωγής, κοινά για όλες τις περιπτώσεις

SI Stratified Diesel Jet Heat Release Analysis	
<input checked="" type="checkbox"/> Enable Diesel Jet Model	
General Data Empirical Constants	
Timesteps per Injection Event	
auto	
Ignition Delay Stabilizing Factor	
1.0 Default: 1	
Flow and Entrainment	
Wall Spray Penetration	2.2
Air Entrainment Before Combustion	2.9
Air Entrainment During Combustion	2.6
Burned Gas Entrainment	0.05
Heat Transfer	
Velocity Multiplier	1.0
Combustion Multiplier	1.0
Emissions Scaling Factors	
NOx	1.0
Soot Formation Rate	1.0
Soot Oxidization Rate	4.0

Εικόνα 25: Εμπειρικοί συντελεστές, **1500 rpm**

SI Stratified Diesel Jet Heat Release Analysis

Enable Diesel Jet Model

General Data Empirical Constants

Timesteps per Injection Event

Ignition Delay Stabilizing Factor

Flow and Entrainment

Wall Spray Penetration

Air Entrainment Before Combustion

Air Entrainment During Combustion

Burned Gas Entrainment

Heat Transfer

Velocity Multiplier

Combustion Multiplier

Emissions Scaling Factors

NOx

Soot Formation Rate

Soot Oxidization Rate

Εικόνα 26: Εμπειρικοί συντελεστές, 2000 rpm

SI Stratified Diesel Jet Heat Release Analysis

Enable Diesel Jet Model

General Data Empirical Constants

Timesteps per Injection Event

Ignition Delay Stabilizing Factor

Flow and Entrainment

Wall Spray Penetration

Air Entrainment Before Combustion

Air Entrainment During Combustion

Burned Gas Entrainment

Heat Transfer

Velocity Multiplier

Combustion Multiplier

Emissions Scaling Factors

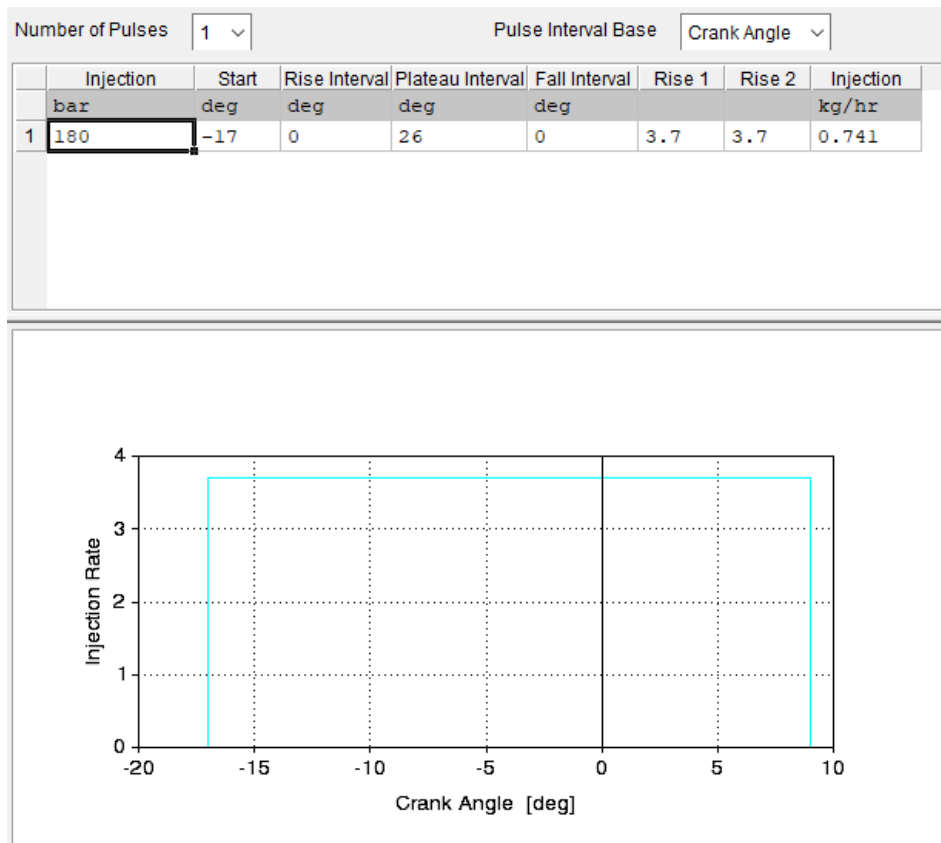
NOx

Soot Formation Rate

Soot Oxidization Rate

Εικόνα 27: Εμπειρικοί συντελεστές, 2500 rpm

Σχετικά με την έγχυση καυσίμου, χρησιμοποιήθηκε αντίστοιχο στοιχείο εγχυτήρα (injector). Από τους διάφορους τύπους επιλέχθηκε αρχικά η έγχυση με έναν παλμό, σύμφωνα με τα στοιχεία από τα πειραματικά δεδομένα. Στην Εικόνα 28 παρουσιάζεται το προφίλ έγχυσης για την περίπτωση των 1500 rpm. Την ίδια μορφή έχει και στις υπόλοιπες περιπτώσεις, λαμβάνοντας υπόψη κάθε φορά τα αντίστοιχα δεδομένα.



Εικόνα 28: Προφίλ έγχυσης, 1500 rpm

Για την εξαγωγή, έγινε χρήση αυλού διαμέτρου ίσης με αυτήν της οπής εξαγωγής του κυλίνδρου, ο οποίος μέσω στοιχείου orifice (Εικόνα 29) συνδέεται με αυλό μεγαλύτερης διαμέτρου μέχρι το εξωτερικό περιβάλλον. Το στοιχείο αυτό αποτελεί ένα απλό στόμιο σύνδεσης δύο διαφορετικών αγωγών (ducts).

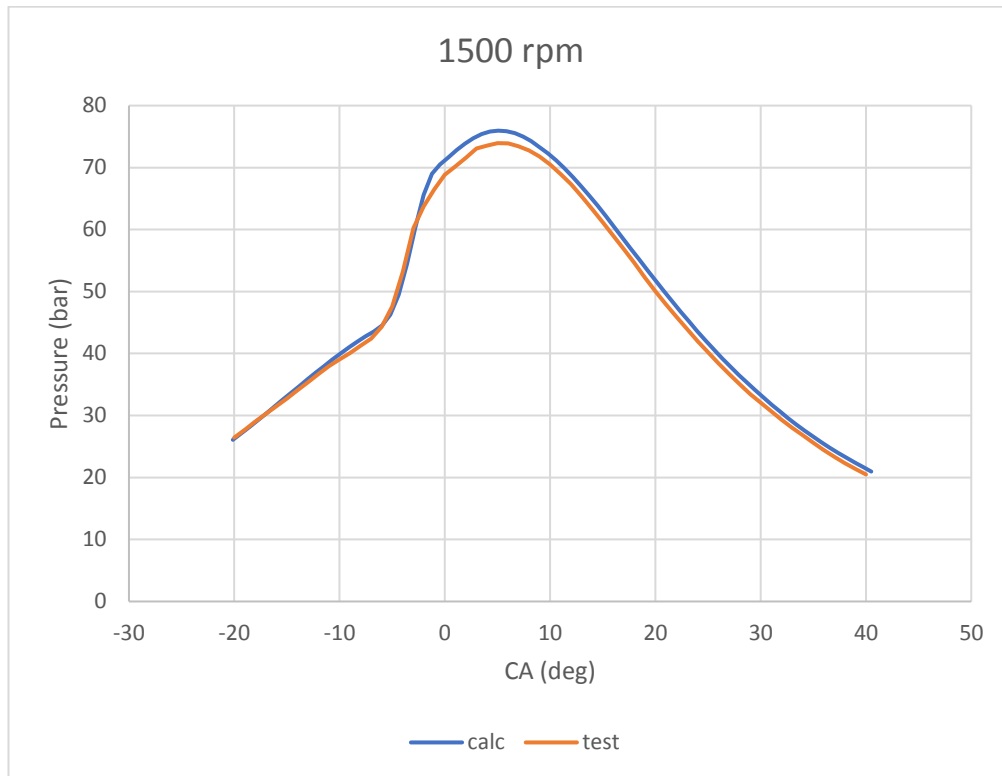


Εικόνα 29: Το στοιχείο orifice

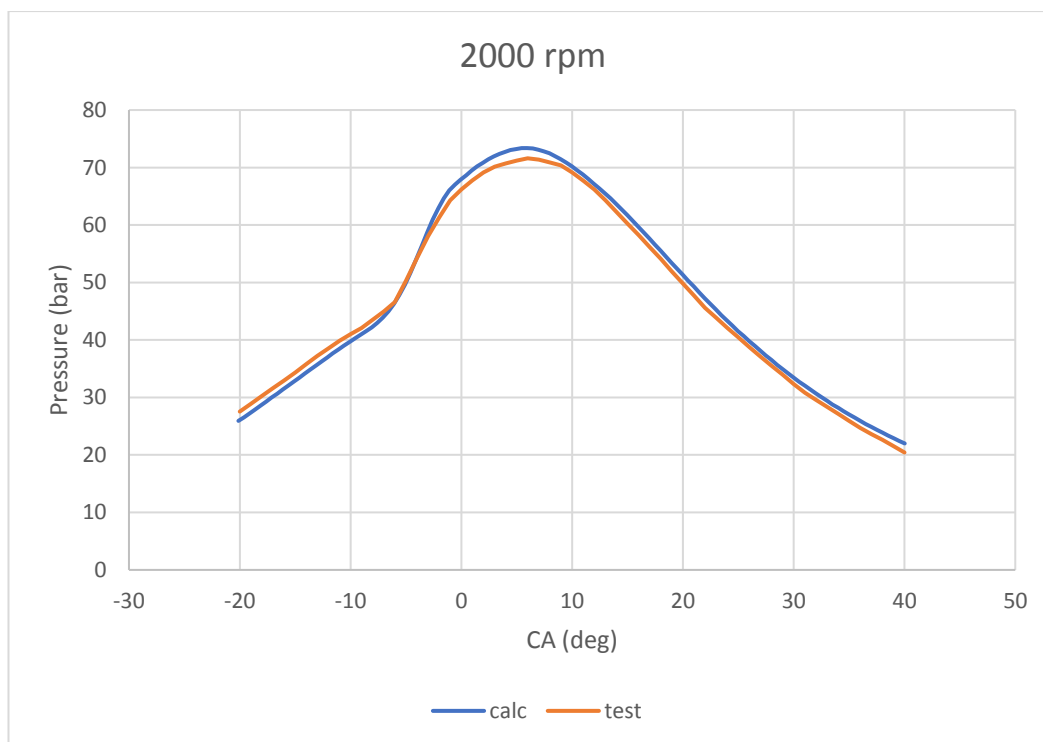
Πίνακας 8: Γεωμετρικά στοιχεία αυλών εξαγωγής και εισαγωγής

	Αυλός εξαγωγής 1	Αυλός εξαγωγής 2
Διάμετρος	31.5 mm	60 mm
Μήκος	30 cm	30 cm

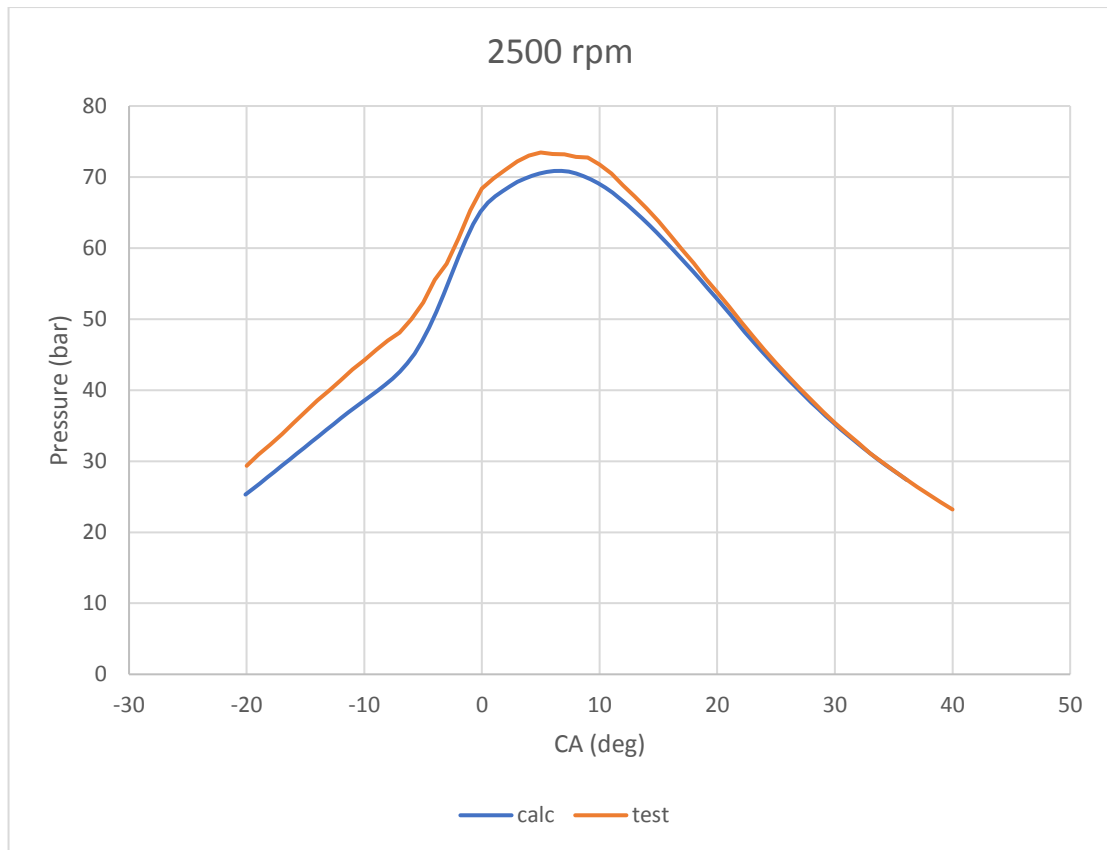
Έτσι προέκυψαν, τα διαγράμματα πίεσης για συνεχές προφίλ έγχυσης, τα οποία παρουσιάζονται από κοινού με τα αντίστοιχα πειραματικά στις Εικόνες 30-32.



Εικόνα 30: Προφίλ πίεσης – Αποτελέσματα πειραμάτων και προσομοίωσης, **1500 rpm**



Εικόνα 31: Προφίλ πίεσης – Αποτελέσματα πειραμάτων και προσομοίωσης, **2000 rpm**



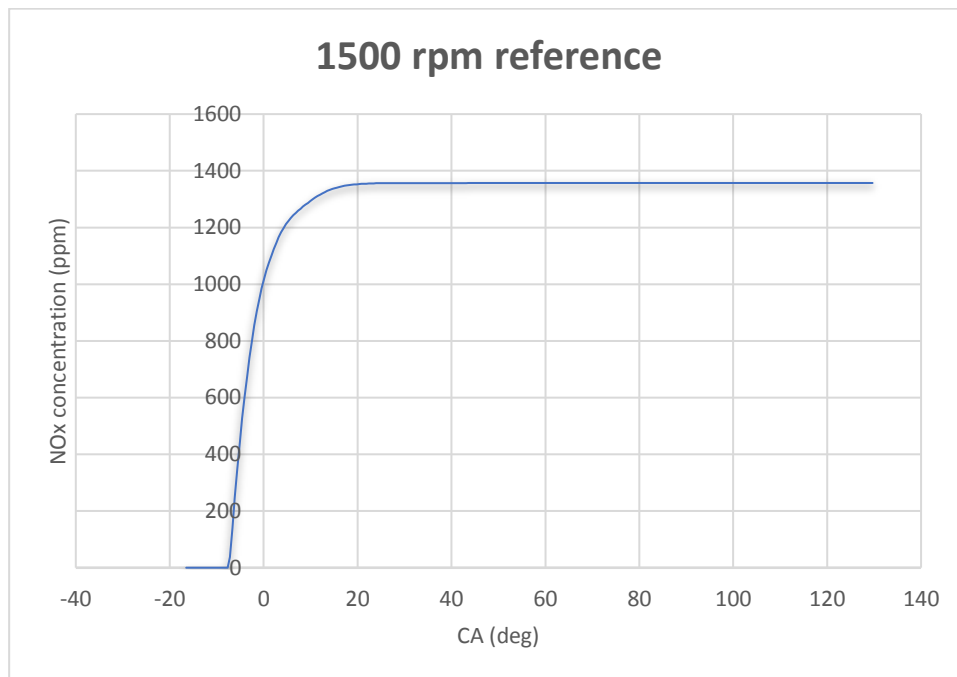
Εικόνα 32: Προφίλ πίεσης – Αποτελέσματα πειραμάτων και προσομοίωσης, **2500 rpm**

Στον Πίνακα 9 παρουσιάζονται οι αντίστοιχες τιμές της μέσης ενεργού πίεσης ( $b_{mep}$ ) και της μέγιστης πίεσης στον κύλινδρο.

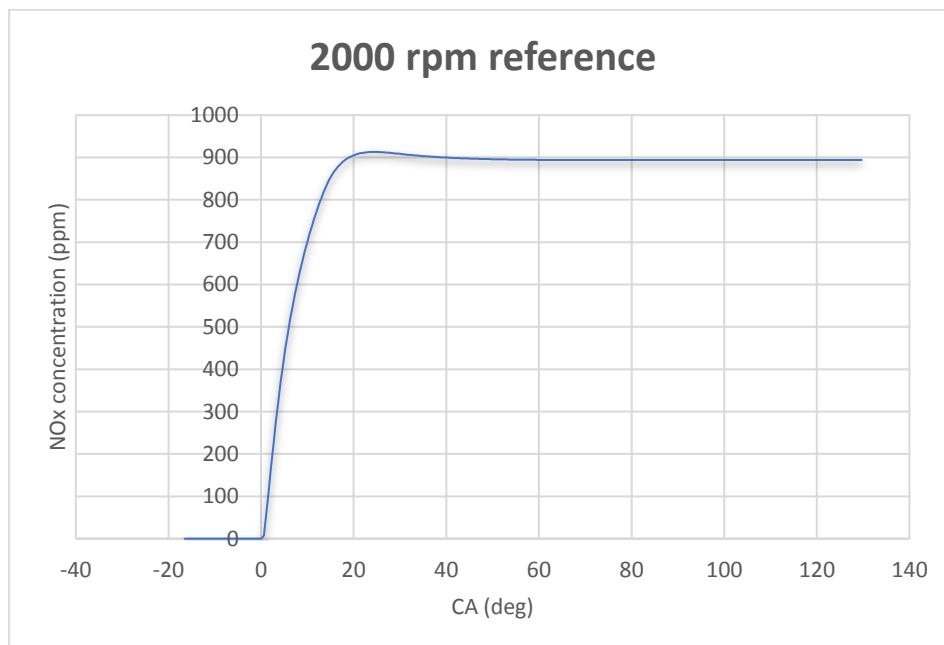
Πίνακας 9: Αποτελέσματα προσομοίωσης για τις τρεις εξεταζόμενες περιπτώσεις

<b><i>rpm</i></b>	<b>1500</b>	<b>2000</b>	<b>2500</b>
<i>BMEP (bar)</i>		4.92	
<i>BMEP<sub>calc</sub> (bar)</i>	5.01	4.89	5.09
<i>Δ (bar)</i>	0.09	-0.03	0.17
<i>Δ%</i>	1.83%	-0.61%	3.46%
<i>MaxP<sub>exp</sub> (bar)</i>	73.94	71.61	73.46
<i>MaxP<sub>calc</sub> (bar)</i>	75.95@7°ATDC	73.38@6°ATDC	70.87@5°ATDC
<i>Δ (bar)</i>	2.01	1.78	-2.59
<i>Δ%</i>	2.72%	2.48%	-3.53%

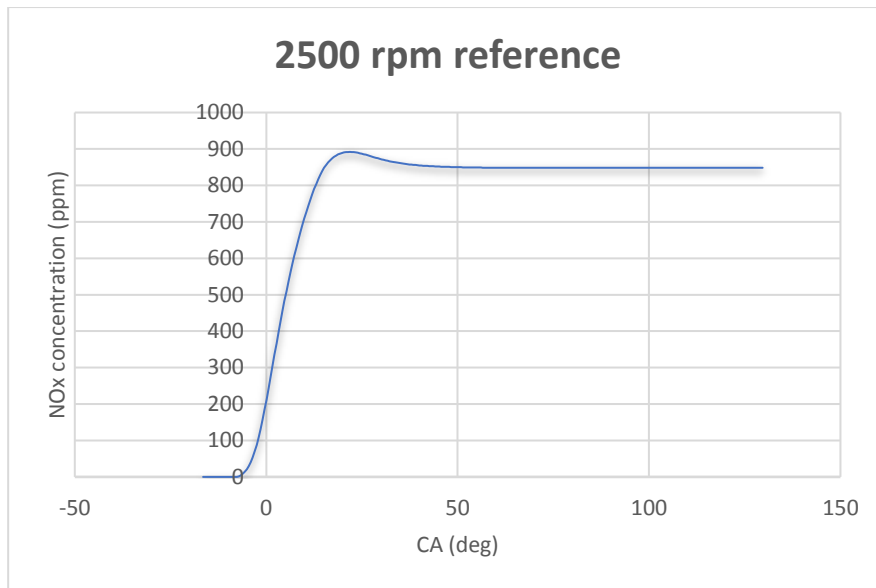
Η χρονική μεταβολή της υπολογισθείσας συγκέντρωσης NOx των περιπτώσεων αναφοράς παρουσιάζεται στις Εικόνες 33-35.



Εικόνα 33: Χρονική μεταβολή συγκέντρωσης NOx, περίπτωση αναφοράς - 1500 rpm



Εικόνα 34: Χρονική μεταβολή συγκέντρωσης NOx, περίπτωση αναφοράς - 2000 rpm



Εικόνα 35: Χρονική μεταβολή συγκέντρωσης NOx, περίπτωση αναφοράς - **2500 rpm**

Συνολικά, για τις τρεις περιπτώσεις αναφοράς, η σύγκριση με τα πειραματικά δεδομένα είναι ικανοποιητική (αποκλίσεις κάτω του 5%). Έτσι, τα δημιουργηθέντα μοντέλα θα χρησιμοποιηθούν περαιτέρω στα εξεταζόμενα σενάρια πολλαπλών παλμών.

### 3.4 Εξεταζόμενα σενάρια

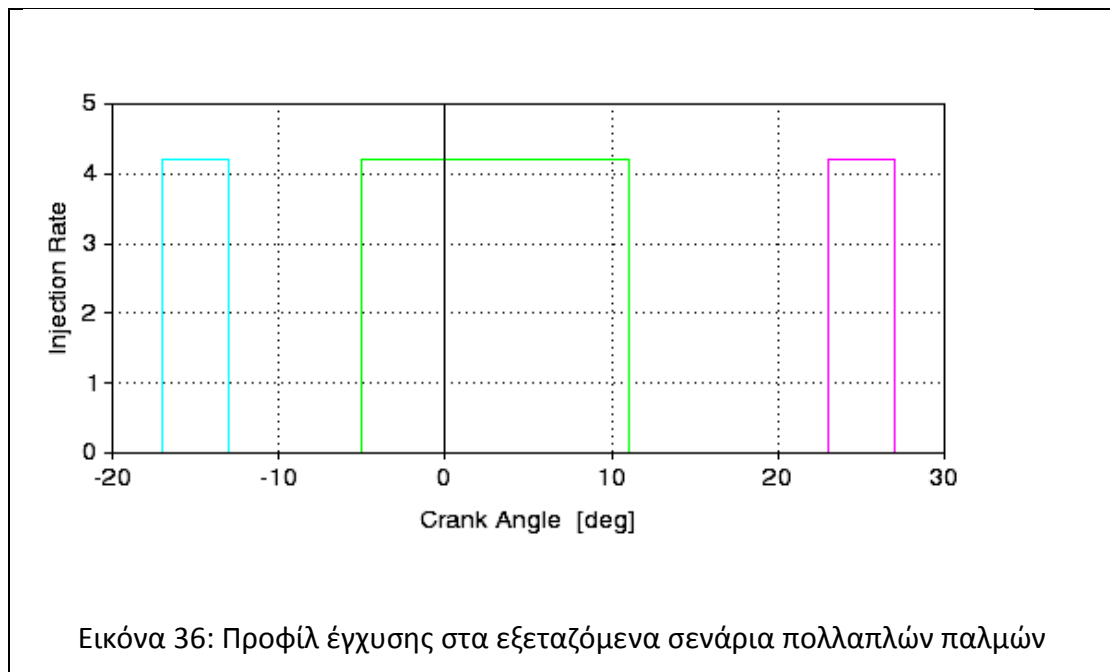
Αφού βαθμονομήθηκε το μοντέλο και αξιολογήθηκε η επάρκειά του ως προς τη σύγκλιση των αποτελεσμάτων με τα διαθέσιμα πειραματικά δεδομένα, εισήχθησαν τα δεδομένα των υπό εξέταση σεναρίων πολλαπλών παλμών.

Στην παρούσα εργασία έγινε χρήση προφίλ με τρεις παλμούς έγχυσης (pilot, main, post injection) συνολικής διάρκειας ίσης με αυτή του αρχικού προφίλ. Η πίεση έγχυσης διατηρήθηκε ίδια, όπως επίσης και το χρονικό σημείο έναρξης της αρχικής έγχυσης. Όσον αφορά στη μάζα του καυσίμου ανά κύκλο (ισοδύναμα: στη μέση παροχή για δεδομένη τιμή RPM), και αυτή διατηρήθηκε ίση με αυτήν των περιπτώσεων αναφοράς, προκειμένου να είναι δυνατή η σύγκριση των διαφορετικών περιπτώσεων.



Για να επιτευχθούν τα παραπάνω, η μάζα του καυσίμου ανά κύκλο (ισοδύναμα: η μέση παροχή του καυσίμου) υποτέθηκε ότι είναι ευθέως ανάλογη της διάρκειας έγχυσης, και υπολογίστηκε εκ νέου λαμβάνοντας υπόψη τη διάρκεια του κάθε επιμέρους παλμού. Ο ρυθμός έγχυσης διατηρήθηκε σταθερός σε όλη τη διάρκεια του παλμού, όπως υποτέθηκε και στις περιπτώσεις αναφοράς. Εδώ πρέπει να σημειωθεί ότι εισήχθησαν τιμές αναφορικά με το ποσοστό του εγχυόμενου καυσίμου ανά παλμό σε σχέση με το συνολικό εγχυόμενο καύσιμο ανά κύκλο. Ο κώδικας υπολογίζει τη μέση παροχή καυσίμου (ισοδύναμα: τη συνολική μάζα ανά κύκλο) ολοκληρώνοντας το προφίλ που προκύπτει από τα δεδομένα εισαγωγής, και ανάγει την τιμή έτσι ώστε αυτή να είναι ίση με την τιμή της παροχής που έχει εισαχθεί.

Η μορφή προφίλ έγχυσης που επιλέχθηκε αποτυπώνεται στην Εικόνα 36.



Τα δεδομένα για τις τρεις μελετώμενες περιπτώσεις παρουσιάζονται στις Εικόνες 37-39.

Number of Pulses		Pulse Interval Base						
3		Crank Angle						
	Injection bar	Start deg	Rise Interval deg	Plateau Interval deg	Fall Interval deg	Rise 1	Rise 2	Injection kg/hr
1	180	-17	0	4	0	4.2	4.2	0.124
2	180	-5	0.0	16	0.0	4.2	4.2	0.494
3	180	23	0.0	4	0.0	4.2	4.2	0.124

Εικόνα 37: Τιμές ρυθμού έγχυσης και παροχής - **1500 rpm**, 0.741 kg/hr

Number of Pulses		Pulse Interval Base						
3		Crank Angle						
	Injection	Start	Rise Interval	Plateau Interval	Fall Interval	Rise 1	Rise 2	Injection
	bar	deg	deg	deg	deg			kg/hr
1	180	-17	0.0	4	0.0	4.2	4.2	0.164
2	180	-5	0.0	16	0.0	4.2	4.2	0.654
3	180	23	0.0	4	0.0	4.2	4.2	0.164

Εικόνα 38: Τιμές ρυθμού έγχυσης και παροχής **-2000 rpm**, 0.982 kg/hr

Number of Pulses		Pulse Interval Base						
3		Crank Angle						
	Injection	Start	Rise Interval	Plateau Interval	Fall Interval	Rise 1	Rise 2	Injection
	bar	deg	deg	deg	deg			kg/hr
1	180	-17	0.0	4	0.0	3.7	3.7	0.226
2	180	-5	0.0	16	0.0	3.7	3.7	0.905
3	180	23	0.0	4	0.0	3.7	3.7	0.226

Εικόνα 39: Τιμές ρυθμού έγχυσης και παροχής **-2500 rpm**, 1.357 kg/hr

Το προφίλ της καύσης διαμορφώθηκε εμπειρικά, λαμβάνοντας υπόψη την υφιστάμενη βιβλιογραφία ([25], [31]). Επιλέχθηκε η χρήση της συνάρτησης Wiebe, δεδομένου του μικρού υπολογιστικού της κόστους και της αρκετά ικανοποιητικής σύγκλισης που εξασφαλίζει, όπως φάνηκε και στις περιπτώσεις αναφοράς. Προκειμένου να αντιστοιχιστεί στους παλμούς έγχυσης, θεωρήθηκε ότι αποτελείται από την υπέρθεση τριών συναρτήσεων Wiebe.

Οι αντίστοιχοι συντελεστές παρουσιάζονται στον Πίνακα 10.

Πίνακας 10: Συντελεστές συνάρτησης Wiebe για τους τρεις παλμούς έγχυσης (pilot, main, post injection)

	Pilot	Main	Post
m	0.5	0.8	1
b	0.17	0.66	0.17
BF <sub>10%</sub>	-9	0	25
BF <sub>90%</sub>	1	18	35

Όπου  $m$ : ο εκθέτης της συνάρτησης Wiebe,  $b$ : το ποσοστό του καυσίμου που καίγεται με βάση τη συγκεκριμένη συνάρτηση,  $BF_{10\%}$   $BF_{90\%}$ : η γωνία στροφάλου στην οποία έχει καεί το 10% και το 90% του καυσίμου αντίστοιχα.

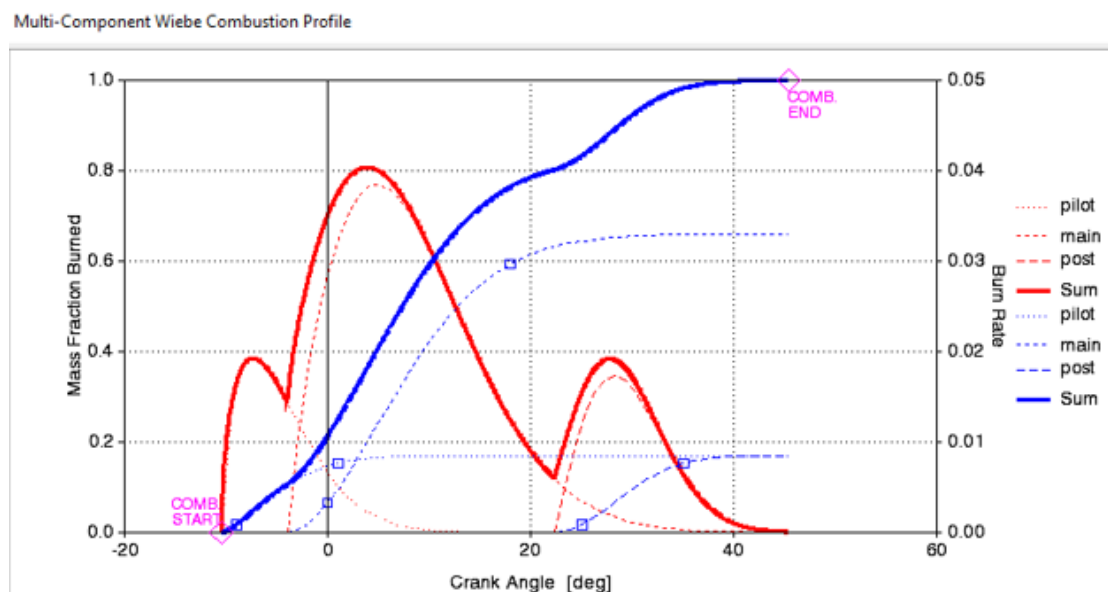
Η καθυστέρηση έναυσης υπολογίστηκε με τη βοήθεια σχέσης Arrhenius. Αυτή έχει την παρακάτω μορφή:

$$\tau = A \cdot p^{-n} \phi^{-m} \cdot \exp\left(\frac{B}{T}\right)$$

Όπου  $p$ : η πίεση στον κύλινδρο,  $\phi$ : ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου – αέρα,  $T$ : η θερμοκρασία στον κύλινδρο,  $B$ : σταθερός συντελεστής, θεωρήθηκε ίσος με 2100 K,  $A$ ,  $n$  και  $m$ : συντελεστές.

Οι τιμές των παραπάνω συντελεστών καθορίστηκαν με βάση τα δεδομένα των περιπτώσεων αναφοράς. Γνωρίζοντας την καθυστέρηση έναυσης για κάθε περίπτωση, υπολογίστηκαν με δοκιμές, και τελικά εκτιμήθηκε η καθυστέρηση έναυσης για κάθε παλμό, πάλι με επαναληπτική μέθοδο εισάγοντας τις τιμές της θερμοκρασίας και της πίεσης κάθε φορά μέχρι να επιτευχθεί σύγκλιση με ακρίβεια 1° CA.

Το προφίλ καύσης που τελικά προέκυψε παρουσιάζεται στην Εικόνα 40.



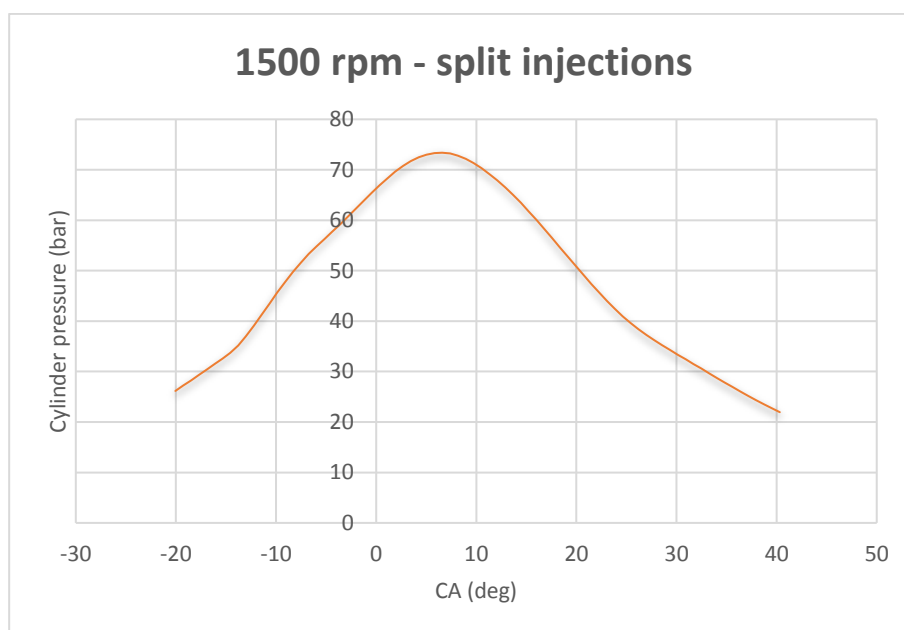
Εικόνα 40: Προφίλ καύσης με χρήση τριπλού παλμού

Τα υπόλοιπα στοιχεία διατηρήθηκαν κοινά με αυτά των περιπτώσεων αναφοράς. Συγκεκριμένα, όπως αναφέρθηκε παραπάνω, υποτέθηκε ότι ο κινητήρας συμπεριφέρεται με τον ίδιο τρόπο όσον αφορά στις απώλειες τριβών και μεταφοράς θερμότητας, επομένως οι αντίστοιχες παράμετροι μεταφέρθηκαν από τις περιπτώσεις αναφοράς. Το ίδιο ακολουθήθηκε και για τους εμπειρικούς συντελεστές του υπομοντέλου δέσμης diesel.

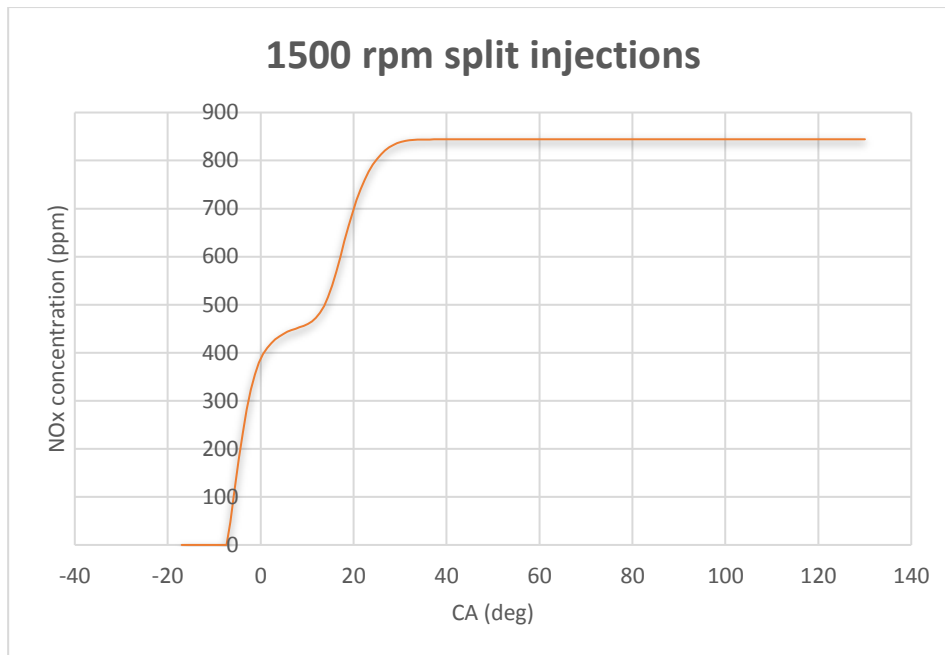
## 4 Αποτελέσματα

Αφού εισήχθησαν οι παράμετροι έγχυσης και ψεκασμού στο μοντέλο που διαμορφώθηκε βάσει των περιπτώσεων αναφοράς, εκτελέστηκε ο κώδικας για τις ίδιες περιπτώσεις ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα. Τα σενάρια που μελετήθηκαν ήταν τριών παλμών έγχυσης με παροχή καυσίμου ίση με αυτή των περιπτώσεων αναφοράς, για τις ίδιες ταχύτητες περιστροφής με αυτές των περιπτώσεων αναφοράς, συγκεκριμένα, 1500 rpm, 2000 rpm και 2500 rpm.

Τα αποτελέσματα που προέκυψαν παρουσιάζονται ακολούθως. Συγκεκριμένα, παρουσιάζονται διαγράμματα μεταβολής της πίεσης και της συγκέντρωσης NOx συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, καθώς και η μέση ενεργός πίεση και η μέγιστη πίεση που υπολογίστηκε στον κύλινδρο για κάθε περίπτωση.

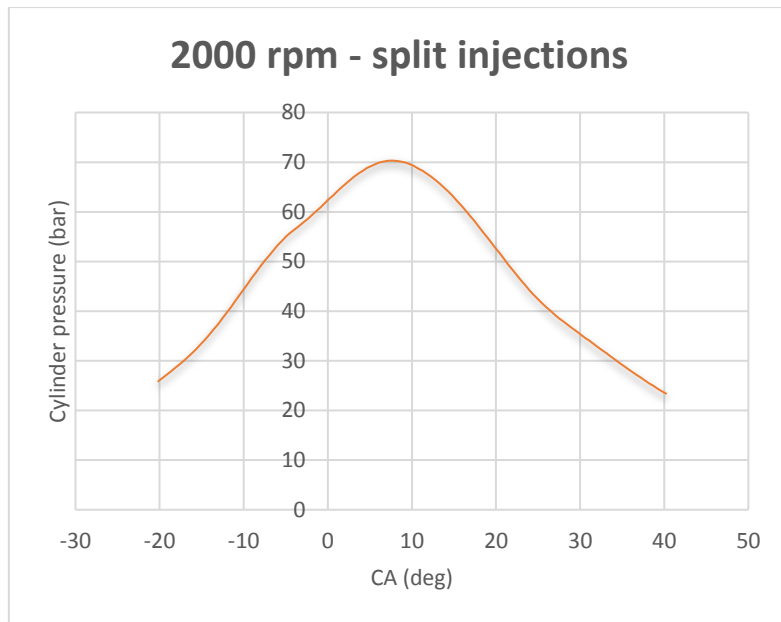


Εικόνα 41: Τμηματική έγχυση: διάγραμμα πίεσης, 1500 rpm

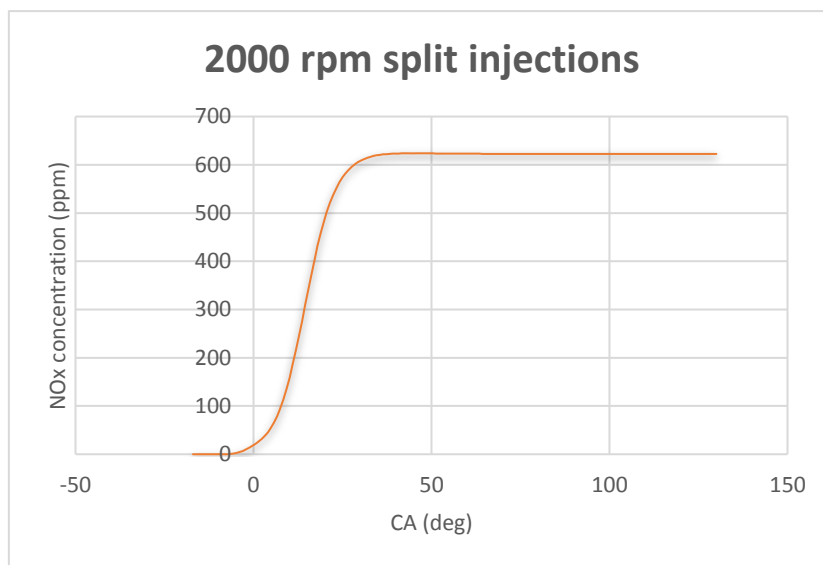


Εικόνα 42: Τμηματική έγχυση: χρονική μεταβολή συγκέντρωσης NOx, 1500 rpm

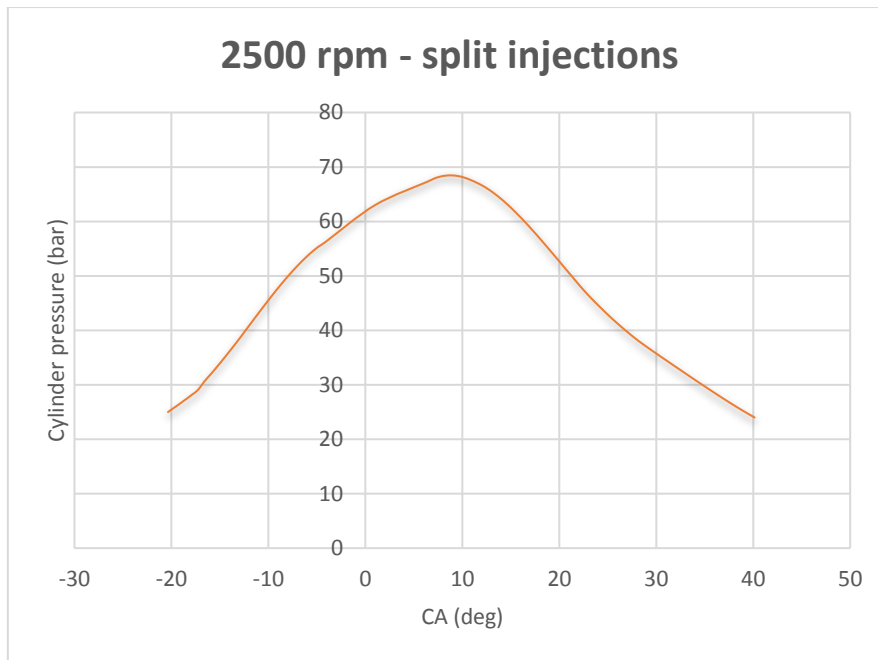
Η χρονική ιστορία της πίεσης και της συγκέντρωσης NOx εντός του κυλίνδρου για το σενάριο τριών παλμών έγχυσης και για 1500 rpm παρουσιάζεται στις Εικόνες 41 και 42, αντίστοιχα. Στην περίπτωση αυτή, η μέγιστη πίεση προέκυψε 73.4 bar, στις 7° ATDC. Η μέση ενεργός πίεση ήταν 4.92 bar και η τελική συγκέντρωση των NOx ίση με 845 ppm. Αντίστοιχα, στα διαγράμματα 43 και 44 παρουσιάζονται η χρονική ιστορία της πίεσης και της συγκέντρωσης NOx εντός του κυλίνδρου για το σενάριο τριών παλμών έγχυσης και ταχύτητα περιστροφής 2000 rpm. Εδώ η μέγιστη πίεση προέκυψε 70.3 bar στις 8° ATDC. Η μέση ενεργός πίεση ήταν 4.77 bar και η τελική συγκέντρωση των NOx ίση με 622 ppm.



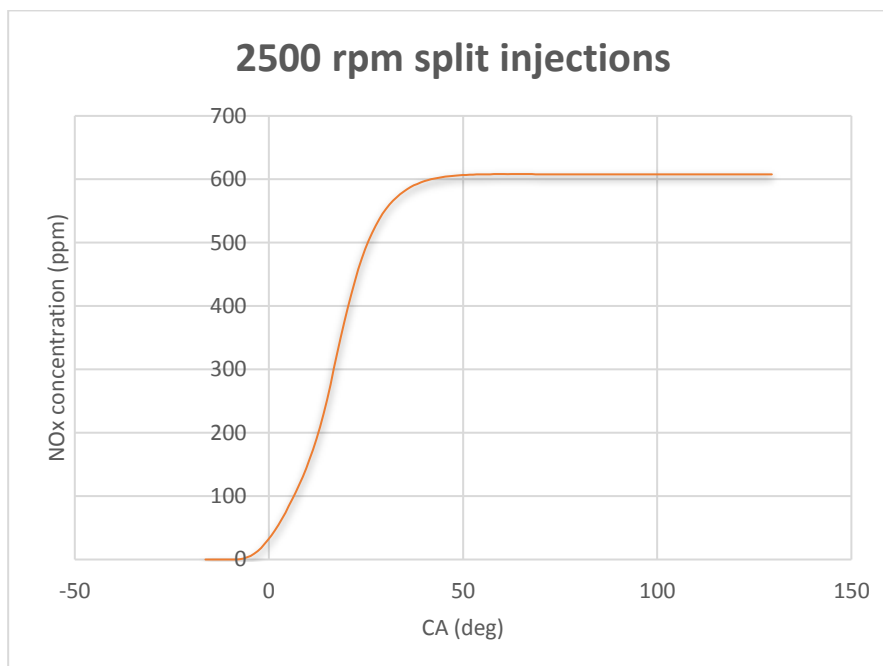
Εικόνα 43: Τμηματική έγχυση: διάγραμμα πίεσης, **2000 rpm**



Εικόνα 44: Τμηματική έγχυση: χρονική μεταβολή συγκέντρωσης NOx, **2000 rpm**



Εικόνα 45: Τμηματική έγχυση: διάγραμμα πίεσης, **2500 rpm**



Εικόνα 46: Τμηματική έγχυση: χρονική μεταβολή συγκέντρωσης NOx, **2500 rpm**

Στις Εικόνες 45 και 46 παρουσιάζονται η χρονική ιστορία της πίεσης και της συγκέντρωσης NOx εντός του κυλίνδρου για το σενάριο τριών παλμών έγχυσης και για 2500 rpm. Σε αυτήν την περίπτωση η μέγιστη πίεση που υπολογίστηκε ήταν 68.5 bar στις 9° ATDC. Η μέση ενεργός πίεση ήταν 4.83 bar και η τελική συγκέντρωση των NOx ίση με 608 ppm.



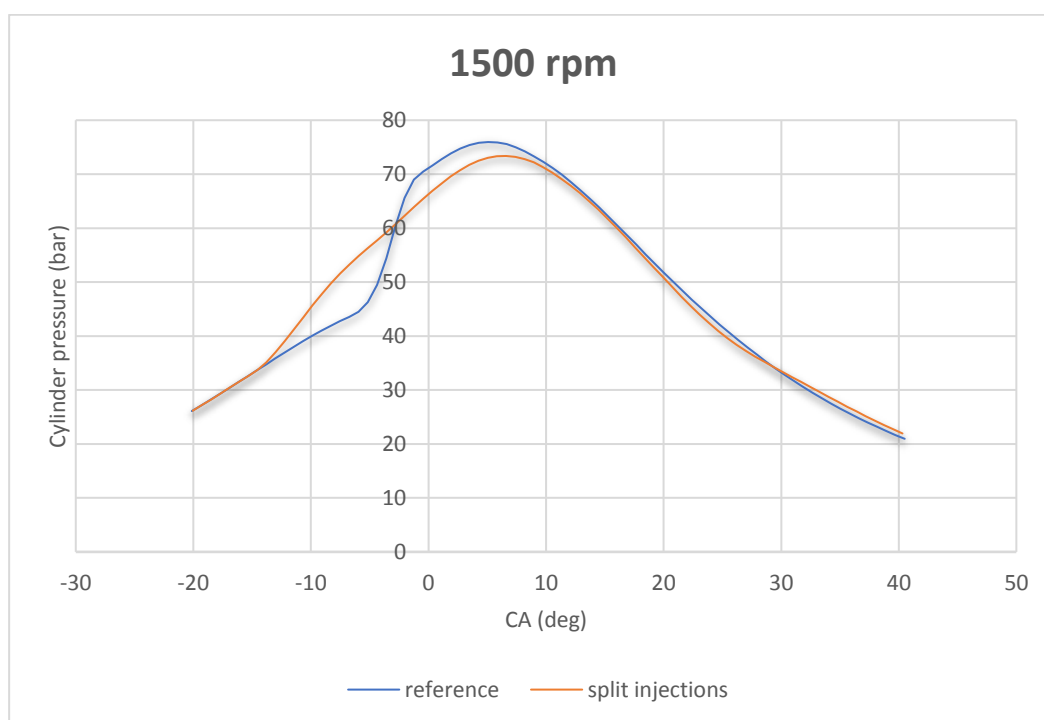
Στον Πίνακα 11 παρουσιάζονται αντιπροσωπευτικά αποτελέσματα των τριών περιπτώσεων με προφίλ πολλαπλής έγχυσης.

Πίνακας 11: Μέγιστη πίεση και αντίστοιχη γωνία στροφάλου, μέση ενεργός πίεση και συγκέντρωση NOx, για τις περιπτώσεις με χρήση τμηματικής έγχυσης

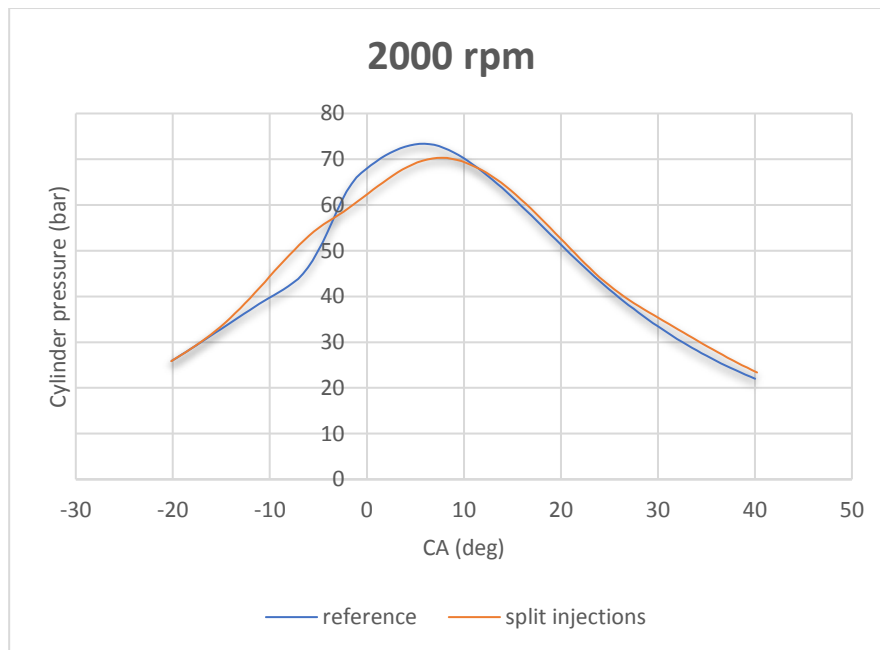
	1500 rpm	2000 rpm	2500 rpm
$P_{max}$ (bar)	73.4	70.3	68.5
CA (° ATDC)	7	8	9
bmp (bar)	4.92	4.77	4.83
NOx (ppm)	845	622	608

#### 4.1 Σύγκριση με περιπτώσεις αναφοράς

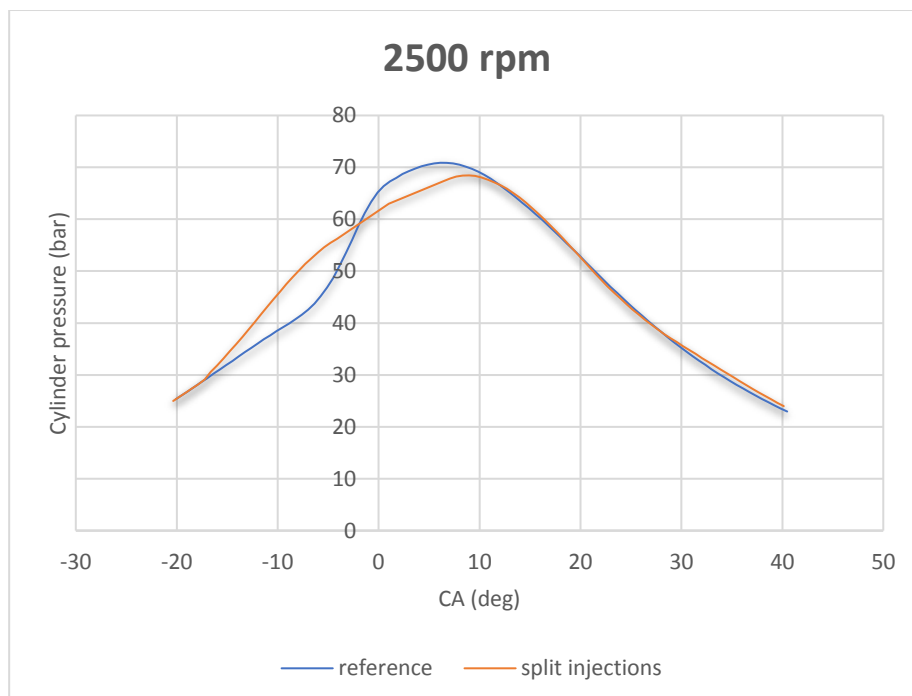
Στη συνέχεια, τα αποτελέσματα που προέκυψαν συγκρίνονται με αυτά των περιπτώσεων αναφοράς. Πιο συγκεκριμένα, παρατίθενται τα διαγράμματα πίεσης και σχηματισμού NOx συναρτήσει της γωνίας στροφάλου των υπό μελέτη σεναρίων και των περιπτώσεων αναφοράς σε υπέρθεση (Εικόνες 47-52).



Εικόνα 47: Διαγράμματα πίεσης για την περίπτωση αναφοράς και για χρήση προφίλ πολλαπλής έγχυσης, **1500 rpm**

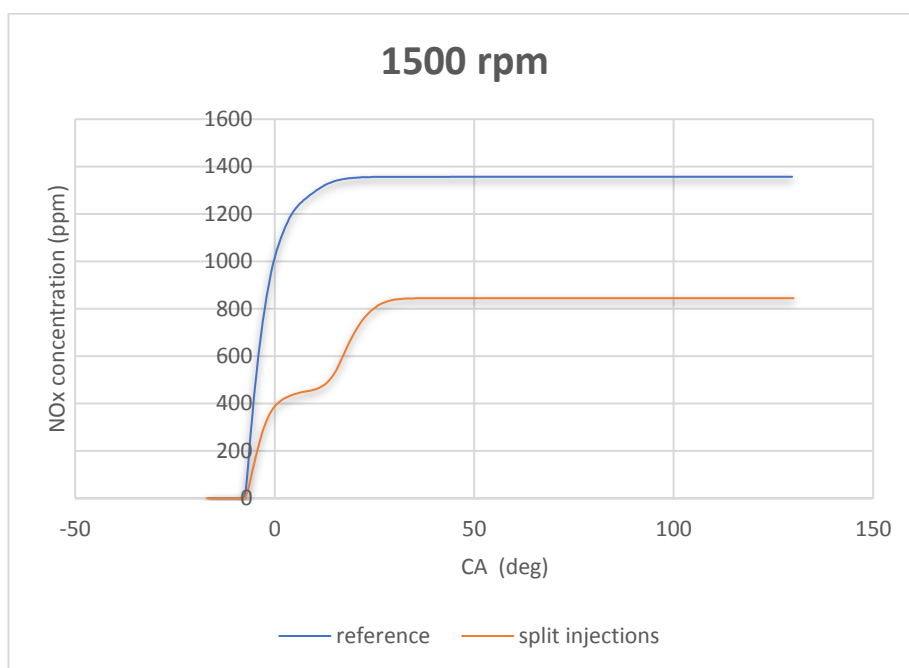


Εικόνα 48: Διαγράμματα πίεσης για την περίπτωση αναφοράς και για χρήση προφίλ πολλαπλής έγχυσης, **2000 rpm**

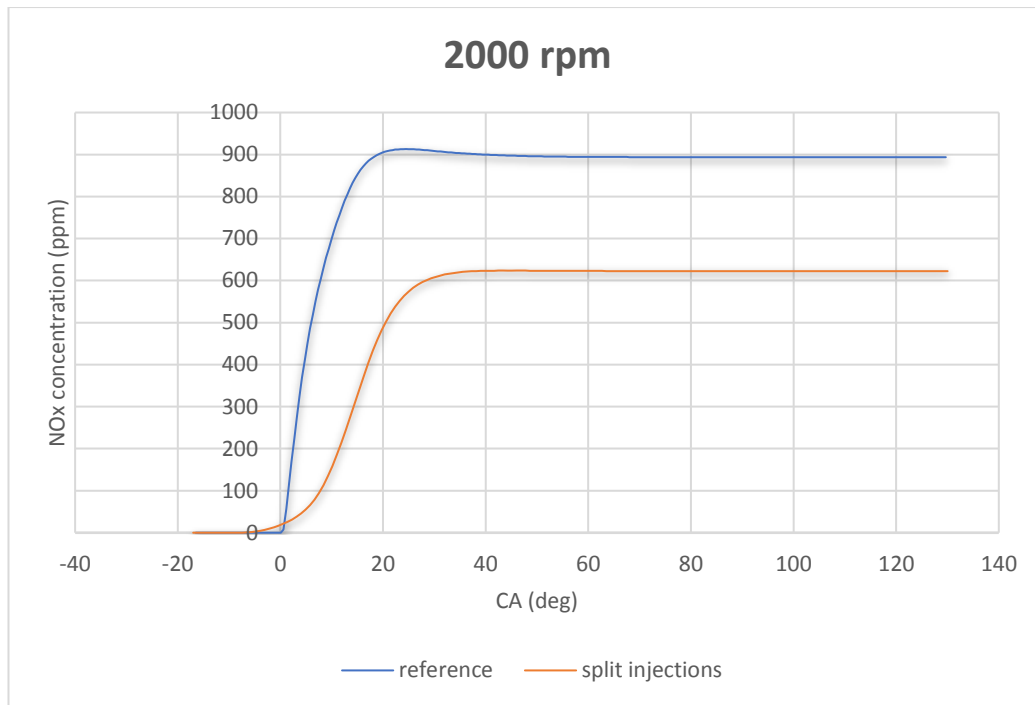


Εικόνα 49: Διαγράμματα πίεσης για την περίπτωση αναφοράς και για χρήση προφίλ πολλαπλής έγχυσης, **2500 rpm**

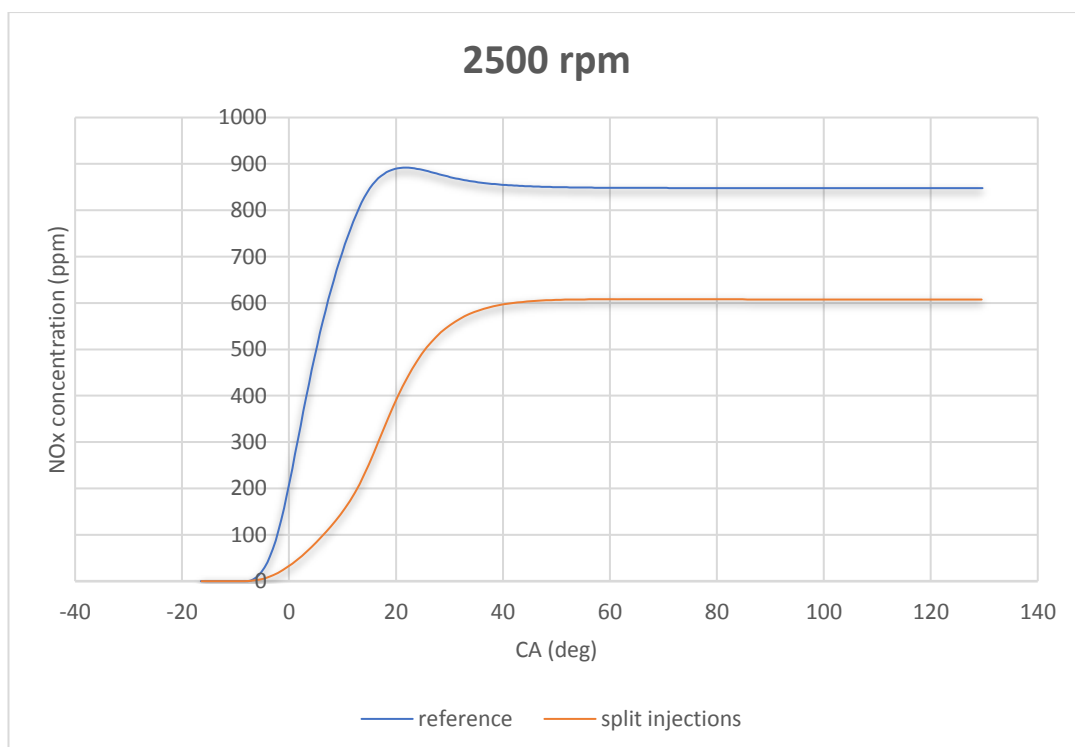
Στις Εικόνες 47-49 παρουσιάζεται η χρονική ιστορία της πίεσης εντός του κυλίνδρου, τόσο για την περίπτωση πολλαπλών εγχύσεων, όσο και για την περίπτωση μιας έγχυσης για τις τρεις ταχύτητες περιστροφής. Για την περίπτωση πολλαπλής έγχυσης, τα διαγράμματα αποτυπώνουν το χαμηλότερο επίπεδο της μέγιστης πίεσης έγχυσης, καθώς και την ομαλότερη μεταβολή της πίεσης εντός του κυλίνδρου. Παρατηρείται επίσης η μετατόπιση της μέγιστης τιμής προς τα δεξιά. Επίσης αποτυπώνεται η ομαλότερη αύξηση της πίεσης πριν το ΑΝΣ, καί στις τρεις περιπτώσεις.



Εικόνα 50: Χρονική μεταβολή συγκέντρωσης NOx για την περίπτωση αναφοράς και για χρήση προφίλ πολλαπλής έγχυσης, **1500 rpm**



Εικόνα 51: Χρονική μεταβολή συγκέντρωσης NOx για την περίπτωση αναφοράς και για χρήση προφίλ πολλαπλής έγχυσης, **2000 rpm**



Εικόνα 52: Χρονική μεταβολή συγκέντρωσης NOx για την περίπτωση αναφοράς και για χρήση προφίλ πολλαπλής έγχυσης, **2500 rpm**

Στις Εικόνες 50-52 παρουσιάζεται η υπολογισθείσα συγκέντρωση NOx συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Στην περίπτωση χρήσης πολλαπλού παλμού, παρατηρείται μικρότερος ρυθμός σχηματισμού τους, και επακόλουθα μικρότερη τελική συγκέντρωση NOx.

Παρατηρείται καί στις τρεις περιπτώσεις (τρεις διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής) ότι, με τη χρήση πολλαπλής έγχυσης, κρατώντας σταθερή τη συνολική διάρκεια έγχυσης, έχουμε μείωση της μέγιστης πίεσης στον κύλινδρο, συνεπώς καί της μέγιστης θερμοκρασίας. Επίσης έχουμε καί στις τρεις περιπτώσεις μια μετατόπιση της μέγιστης πίεσης προς τα δεξιά. Τα παραπάνω, σε συνδυασμό με την αντίστοιχη χρονική μετατόπιση των παλμών έγχυσης προς μεγαλύτερες γωνίες στροφάλου, οδηγούν στο συμπέρασμα ότι συνολικά η καύση πραγματοποιήθηκε σε χαμηλότερα επίπεδα θερμοκρασίας [10].

Η χαμηλότερη θερμοκρασία καύσης επιδρά αρνητικά στον σχηματισμό θερμικού NO, όπως αναλύθηκε στο θεωρητικό τμήμα της παρούσας εργασίας. Επιπλέον, λαμβάνοντας υπόψη ότι το μεγαλύτερο ποσοστό των NOx αποτελείται από θερμικό NO, τότε μπορεί να εξηγηθούν ικανοποιητικά τα παρόντα αποτελέσματα, τόσο όσον αφορά στον ρυθμό σχηματισμού τους, ο οποίος εξαρτάται σημαντικά από τη θερμοκρασία, όσο και αναφορικά με την προκύπτουσα τελική συγκέντρωση.

Σχετικά με τη μορφή των καμπυλών πίεσης, η ομαλότερη αύξηση που παρατηρείται στην περιοχή των  $15^\circ - 0^\circ$  BTDC θα μπορούσε εξηγηθεί τόσο με βάση τη μικρότερη μάζα καυσίμου που εγχύεται στον πρώτο παλμό σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς, όπου όλη η μάζα του καυσίμου εγχύεται με έναν παλμό, όσο και με το γεγονός ότι το προφίλ της καύσης στο σενάριο των πολλαπλών παλμών επιλέχθηκε εμπειρικά, χωρίς να ληφθούν υπόψη πειραματικά δεδομένα. Επομένως, είναι αναμενόμενη η παρουσία αποκλίσεων, οι οποίες όμως δε φαίνεται να επηρεάζουν σημαντικά τη γενική μορφή της προκύπτουσας καμπύλης πίεσης.

Η φύση του προφίλ τμηματικής έγχυσης εξηγεί επίσης τη μορφή των γραφικών παραστάσεων της συγκέντρωσης NOx, ιδιαίτερα για την περίπτωση των 1500 rpm [32]. Λόγω του διαστήματος μεταξύ των εγχύσεων παρατηρείται μείωση του ρυθμού αύξησης της θερμοκρασίας, άρα και του ρυθμού σχηματισμού NOx, κάτι που

φαίνεται να έχει ισχυρότερη επίδραση σε αυτήν την ταχύτητα περιστροφής. Με τον επόμενο παλμό έγχυσης η θερμοκρασία αυξάνεται με μεγαλύτερο ρυθμό, και έτσι αυξάνεται εκ νέου και η κλίση της καμπύλης.

Από τη σύγκριση των σεναρίων με τις περιπτώσεις αναφοράς προκύπτει ότι είναι δυνατόν με την αλλαγή του προφίλ ψεκασμού να έχουμε μια σημαντική μείωση της εκπομπής NOx στα καυσαέρια του κινητήρα. Αυτό είναι σε συμφωνία με σχετικές μελέτες της βιβλιογραφίας [33, 34]. Υπογραμμίζεται, ότι σε όλες τις περιπτώσεις που θεωρήθηκαν, προέκυψε μείωση της τελικής συγκέντρωσης NOx.

Συνοψίζοντας, κατέστη δυνατό να έχουμε μια σημαντική μείωση των εκπομπών NOx, διατηρώντας παροχή καυσίμου ίση με αυτήν των περιπτώσεων αναφοράς. Συνεπώς, με μικρή μείωση της αποδιδόμενης ισχύος, και άρα και αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, προέκυψαν δυνατότητες μείωσης των εκπομπών, δεδομένων και των περιορισμών των τεχνολογιών αυτού του είδους.

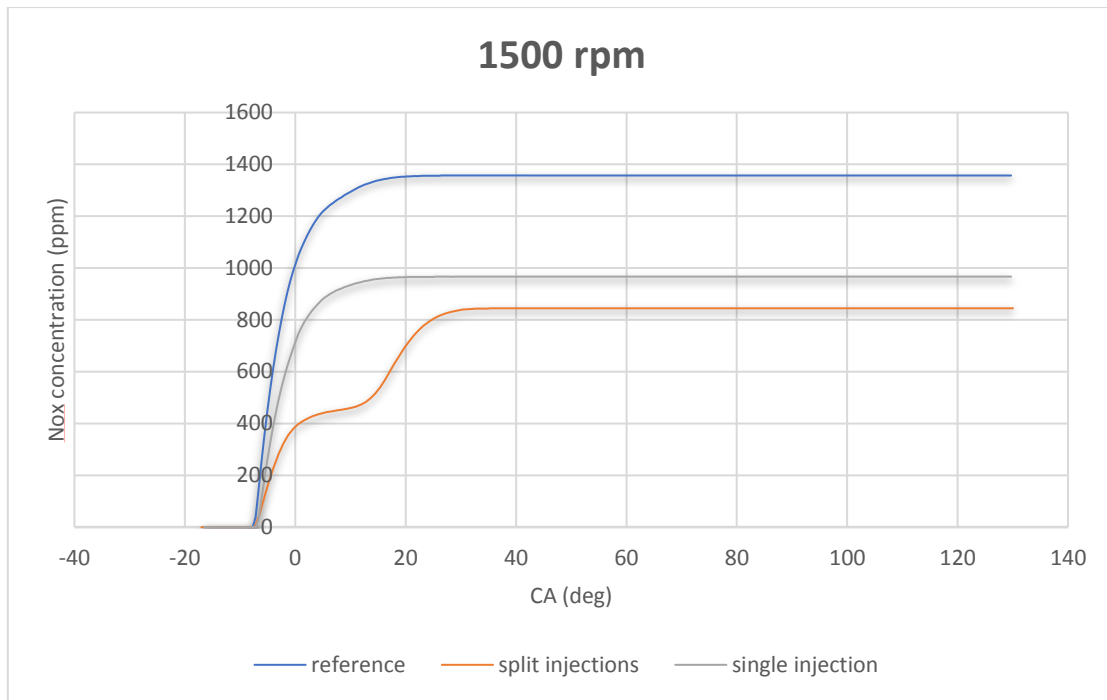
#### 4.2 Σύγκριση με περιπτώσεις απλού παλμού ιδίου BMEP

Σε συνέχεια των παραπάνω, κρίθηκε σκόπιμο να γίνει σύγκριση των αποτελεσμάτων με χρήση τριπλού παλμού με αντίστοιχα αποτελέσματα απλού παλμού και συγκρίσιμου έργου ανά κύκλο (ισοδύναμα: συγκρίσιμης μέσης ενεργού πίεσης πέδης - BMEP). Οι νέες περιπτώσεις απλού παλμού διαμορφώθηκαν με χρήση μιας διαδικασίας δοκιμής και επαλήθευσης, μεταβάλλοντας τις αρχικές συνθήκες θερμοκρασίας και πίεσης έως η τιμή του BMEP να είναι πολύ κοντά στην αντίστοιχη τιμή για την περίπτωση του τριπλού παλμού. Τα αποτελέσματα σχετικά με την τιμή BMEP και την τελική συγκέντρωση NOx παρουσιάζονται στον Πίνακα 12 (για ταχύτητες περιστροφής 1500, 2000 και 2500 rpm). Σε σχέση με τα αντίστοιχα αποτελέσματα της τμηματικής έγχυσης (Πίνακας 11), επιβεβαιώνεται η σύμπτωση στην τιμή BMEP. Επιπλέον, προκύπτει ότι η πολλαπλή έγχυση εξακολουθεί να βελτιώνει τις τελικές εκπομπές NOx, βέβαια σε μικρότερο βαθμό σε σύγκριση με την αντίστοιχη (αρχική) περίπτωση αναφοράς (υψηλότερου BMEP).

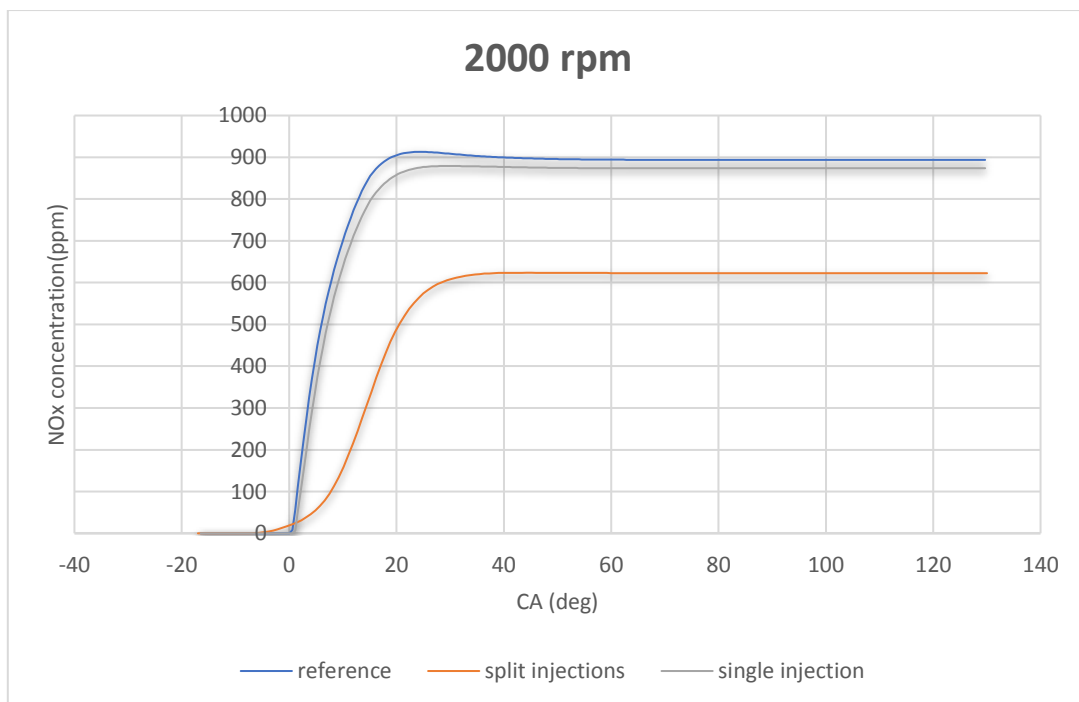
Πίνακας 12: Μέση ενεργός πίεση και τελική συγκέντρωση NOx, για περιπτώσεις με χρήση ενός παλμού έγχυσης. Η τιμή BMEP συμπίπτει με αυτή της αντίστοιχης περίπτωσης τμηματικής έγχυσης

	1500 rpm	2000 rpm	2500 rpm
BMEP (bar)	4.92	4.78	4.83
NOx (ppm)	966	874	716

Στις εικόνες 52-54 παρουσιάζεται η χρονική ιστορία της συγκεντρωσης NOx για τις τρεις ταχύτητες περιστροφής, για τις τρεις συνολικά θεωρούμενες περιπτώσεις (αρχική περίπτωση αναφοράς συνεχούς προφίλ, περίπτωση συνεχούς προφίλ χαμηλότερου BMEP, και περίπτωση τριπλού παλμού). Στους Πίνακες 13-14 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα αποτελέσματα των τιμών BMEP και της τελικής συγκέντρωσης NOx. Στον Πίνακα 14 συγκρίνονται οι δύο περιπτώσεις χαμηλότερου (ιδίου) BMEP με την αντίστοιχη περίπτωση αναφοράς, και επιβεβαιώνεται ότι η χρήση του τριπλού παλμού αντιστοιχεί στο χαμηλότερο επίπεδο εκπομπών NOx. Για παράδειγμα, για ταχύτητα περιστροφής 1500 rpm, προκύπτει για χρήση απλού παλμού μείωση κατά 29%, ενώ για χρήση τριπλού παλμού η μείωση είναι 38%. Αντίστοιχα, για ταχύτητα 2000 rpm, η αντίστοιχη μείωση είναι 11% και 36%, αντίστοιχα, ενώ, για 2500 rpm, 16% και 28%. Έτσι, επιβεβαιώνεται ότι η χρήση τριπλού παλμού είναι αποτελεσματικότερη για τη μείωση των εκπομπών NOx, ακόμα και όταν η σύγκριση γίνεται με περιπτώσεις απλού παλμού που αντιστοιχούν σε ίδιο έργο ανά κύκλο λειτουργίας του κινητήρα.

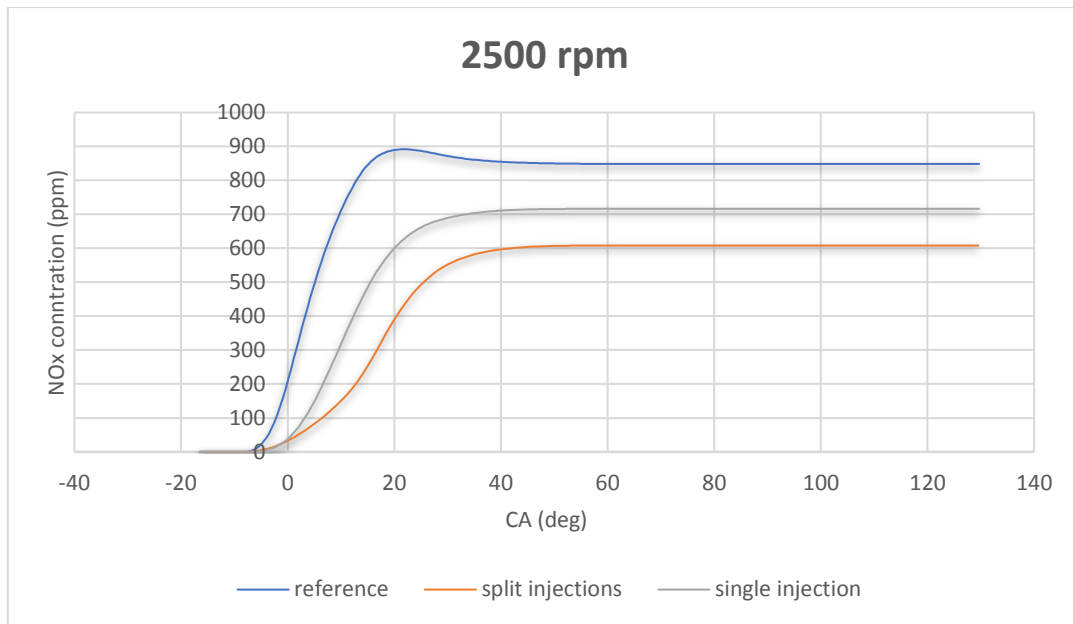


Εικόνα 52: Χρονική μεταβολή συγκέντρωσης NOx για την περίπτωση αναφοράς και για χρήση προφίλ συνεχούς και τριών παλμών έγχυσης, **1500 rpm**



Εικόνα 53: Χρονική μεταβολή συγκέντρωσης NOx για την περίπτωση αναφοράς και για χρήση προφίλ συνεχούς και τριών παλμών έγχυσης, **2000 rpm**





Εικόνα 54: Χρονική μεταβολή συγκέντρωσης NOx για την περίπτωση αναφοράς και για χρήση προφίλ συνεχούς και τριών παλμών έγχυσης, **2500 rpm**

Πίνακας 13: Μέση ενεργός πίεση και τελική συγκέντρωση NOx, για τις περιπτώσεις αναφοράς και για χρήση ενός και τριών παλμών έγχυσης (οι δύο τελευταίες χαρακτηρίζονται από την ίδια τιμή του BMEP)

		REFERENCE	SINGLE	SPLIT
1500 RPM	BMEP (bar)	5.01	4.92	4.92
	NOx (ppm)	1360	966	845
2000 RPM	BMEP (bar)	4.89	4.78	4.77
	NOx (ppm)	980	874	622
2500 RPM	BMEP (bar)	5.09	4.83	4.83
	NOx (ppm)	850	716	608

Πίνακας 14: Ποσοστό μείωσης της τελικής συγκέντρωσης NOx, για τις περιπτώσεις χρήσης ενός και τριών παλμών έγχυσης, χαρακτηριζόμενες από την ίδια τιμή του BMEP, σε σχέση με την περίπτωση αναφοράς

		SINGLE	SPLIT
1500 RPM	NOx (ppm)	-28,9%	-37,9%
2000 RPM		-10,8%	-36,5%
2500 RPM		-15,8%	-28,4%



## 5 Συμπεράσματα

Η ατμοσφαιρική ρύπανση είναι πρόβλημα πρωταρχικής σημασίας για την παγκόσμια κοινότητα, τουλάχιστον κατά την τελευταία πεντηκονταετία. Ήδη από το 1960 η πολιτεία της Καλιφόρνια θεσμοθέτησε μέτρα ελέγχου των ρύπων, ενώ το 1967 τέθηκαν εθνικά πρότυπα ποιότητας της ατμόσφαιρας στις Η.Π.Α. Μέχρι σήμερα έχουν γίνει σημαντικά βήματα στην τεχνολογία των κινητήρων και της καύσης γενικότερα, προκειμένου, παράλληλα με την αυξημένη απόδοση, να διασφαλίζεται και η χαμηλότερη ρύπανση της ατμόσφαιρας.

Ειδικότερα, οι μεταφορές κάθε είδους συμβάλλουν στο μεγαλύτερο ποσοστό των εκπομπών NOx στην ατμόσφαιρα, για αυτό και έχουν γίνει σημαντικές παρεμβάσεις σε ευρωπαϊκό και παγκόσμιο επίπεδο. Είναι χαρακτηριστικό ότι παρατηρείται μείωση των εκπομπών του ρύπου αυτού κατά 40% στο διάστημα 1990-2017 στον Ενιαίο Ευρωπαϊκό Χώρο. Παρ' όλα αυτά, η ατμοσφαιρική συγκέντρωση των NOx δεν ακολουθεί αντίστοιχη πτώση, πράγμα που αναδεικνύει νέες προοπτικές για την ανάπτυξη αντιρυπαντικών τεχνολογιών. Εδώ θα πρέπει να αναφερθεί και το ότι, παρά τη γενικότερη τάση μείωσης στον ευρωπαϊκό χώρο, οι εκπομπές στη ναυτιλία ακολουθούν αντίστροφη τάση, παρουσιάζοντας αύξηση.

Στην παρούσα εργασία διερευνήθηκαν οι δυνατότητες μείωσης των εκπομπών οξειδίων του αζώτου με χρήση της τεχνικής της πολλαπλής έγχυσης καυσίμου, μέσω προσομοίωσης με χρήση του θερμοδυναμικού κώδικα WAVE. Η προσομοίωση του κινητήρα έκανε χρήση δεδομένων (όπως καμπύλες πίεσης) από ήδη δημοσιευμένες εργασίες, τα οποία αξιοποιήθηκαν για τη διαμόρφωση περιπτώσεων αναφοράς. Τα υπολογιστικά αποτελέσματα συγκρίθηκαν με τα αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα, ειδικότερα αναφορικά με τη χρονική μεταβολή της πίεσης.

Με χρήση του κώδικα WAVE μοντελοποιήθηκε ο κινητήρας που χρησιμοποιήθηκε στην έρευνα των Paragiannakis et al., και βαθμονομήθηκε το παρόν μοντέλο ούτως ώστε να προσεγγίζει ικανοποιητικά τη λειτουργία του κινητήρα. Έτσι, δομήθηκαν περιπτώσεις αναφοράς για τρεις περιπτώσεις ταχύτητας περιστροφής, 1500 rpm, 2000 rpm και 2500 rpm. Βάσει των περιπτώσεων αναφοράς, εκτιμήθηκαν οι

διάφορες παράμετροι προσομοίωσης του μοντέλου του κινητήρα, και, αφού ελέγχθηκε η ακρίβεια του μοντέλου σε σχέση με τα πειραματικά δεδομένα (συνεχές προφίλ έγχυσης), οι παράμετροι εισήχθησαν στο μοντέλο, το οποίο χρησιμοποιήθηκε στο πλαίσιο των σεναρίων πολλαπλών παλμών έγχυσης.

Εδώ, επιλέχθηκε προφίλ τριών παλμών έγχυσης, ίδιας παροχής και συνολικής διάρκειας έγχυσης με αυτήν της αντίστοιχης περίπτωσης αναφοράς. Το προφίλ της καύσης επιλέχθηκε εμπειρικά, κάνοντας χρήση δεδομένων της βιβλιογραφίας, και προέκυψε με υπέρθεση τριών συναρτήσεων Wiebe. Από τα παρόντα υπολογιστικά αποτελέσματα προέκυψαν χαρακτηριστικά μεγέθη απόδοσης του κινητήρα με χρήση τριών παλμών έγχυσης, και παρουσιάστηκαν γραφήματα μεταβολής της πίεσης και της συγκέντρωσης NOx συναρτήσει της γωνίας στροφάλου.

Έγινε σύγκριση των μεγεθών της μέσης ενεργού πίεσης, της μέγιστης πίεσης στον κύλινδρο και της συγκέντρωσης NOx των εξεταζόμενων σεναρίων με τις τιμές των περιπτώσεων αναφοράς, ενώ έγινε και υπέρθεση των γραφημάτων της πίεσης και της συγκέντρωσης NOx συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, προκειμένου να συγκριθούν τόσο οι αντίστοιχες τιμές όσο και οι μορφές των καμπυλών που προέκυψαν.

Τα αποτελέσματα πιστοποιούν σημαντική μείωση των εκπομπών NOx καί στις τρεις στροφές λειτουργίας που θεωρήθηκαν, της τάξης του 30%. Λαμβάνοντας υπόψη ότι το μεγαλύτερο μέρος των NOx είναι θερμικό NO, δηλαδή σχηματίζεται λόγω της ύπαρξης υψηλών θερμοκρασιών στον θάλαμο καύσης, η μείωση είναι ευθεία απόρροια της ύπαρξης χαμηλότερων επιπέδων θερμοκρασίας (και πίεσης) στην περίπτωση πολλαπλής έγχυσης. Το μέγιστο της πίεσης προέκυψε μετατοπισμένο σε μεγαλύτερη τιμή της γωνίας στροφάλου, στην περίπτωση πολλαπλής έγχυσης.

Στις περιπτώσεις πολλαπλής έγχυσης, παρατηρείται, σε σχέση με τις αντίστοιχες περιπτώσεις αναφοράς, μια μικρή μείωση της αποδιδόμενης ισχύος, κατά 3% κατά μέσο όρο, για την ίδια παροχή καυσίμου, δηλαδή υπάρχει μια αντίστοιχη ποσοστιαία αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

Επιπλέον, εξετάστηκαν και σεσάρια συνεχούς έγχυσης στα οποία έχουμε την ίδια μέση ενεργό πίεση με αυτή των περιπτώσεων πολλαπλής έγχυσης. Σε σχέση με τις

αρχικές περιπτώσεις αναφοράς, οι περιπτώσεις αυτές χαρακτηρίζονται από χαμηλότερα επίπεδα εκπομπών NOx. Τα αποτελέσματα επιβεβαίωσαν ότι η χρήση τριπλού παλμού είναι αποτελεσματικότερη για τη μείωση των εκπομπών NOx, ακόμα και όταν η σύγκριση γίνεται με τις ως άνω περιπτώσεις απλού παλμού.

Τελικά, η τροποποίηση του προφίλ έγχυσης μπορεί να αποτελέσει μια οικονομική και απλή τεχνικά λύση για τη μείωση της εκπομπής των NOx, χωρίς σημαντική απώλεια ισχύος. Έτσι, συνεισφέρει θετικά στην ικανοποίηση των απαιτήσεων εκπομπών ρύπων, δεδομένου ότι αυτές εκφράζονται ανηγμένες στην ισχύ της εγκατάστασης ισχύος.

Οι περιορισμοί της εργασίας αυτής εκφράζονται κατ' αρχάς στις παραδοχές που έχουν γίνει. Επομένως, ένα προφανές πεδίο για περαιτέρω μελέτη θα είναι η πειραματική διερεύνηση των παραπάνω παραδοχών, και πιο συγκεκριμένα ο καθορισμός του προφίλ της καύσης του κινητήρα μέσω πειραμάτων και η ποσοτικοποίηση της μείωσης των εκπεμπόμενων ρύπων μέσω μετρήσεων. Επιπλέον, θα μπορούσε να μελετηθεί πειραματικά η συμπεριφορά του κινητήρα σε επιπλέον σενάρια λειτουργίας (π.χ. μεταβολή του χρονισμού της έγχυσης για προφίλ συνεχούς έγχυσης, μεταβατική λειτουργία, κ.α.). Περαιτέρω διερεύνηση μπορεί να αφορά στο προφίλ της έγχυσης προκειμένου να διερευνηθεί η επιρροή παραμέτρων όπως η διάρκεια του κάθε παλμού, καθώς και η εγχυόμενη ποσότητα και το διάστημα μεταξύ των παλμών, στην απόδοση και στην εκπομπή ρύπων σε κινητήρες αυτού του είδους (4-X, Diesel).

Ένα ακόμα αντικείμενο μελέτης θα ήταν ο συνδυασμός της συγκεκριμένης τεχνικής με άλλες που αναφέρθηκαν νωρίτερα, όπως η μεταβολή του χρονισμού των βαλβίδων ή ο ψεκασμός νερού, καθώς και τεχνολογίες μετεπεξεργασίας των καυσαερίων.



## 6 Πηγές

- [1] A. Haagen-Smit, Chemistry and physiology of Los Angeles smog, *Industrial Engineering Chemistry*, 44 (6) (1952) 1342-1346.
- [2] C.D. Cooper, F.C. Alley, *Air pollution control: A design approach*, Waveland press, 2010.
- [3] IMO, International Maritime Organization, Nitrogen Oxides (NO<sub>x</sub>) – Regulation 13, in, [http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-\(NOx\)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx](http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/Nitrogen-oxides-(NOx)-%E2%80%93-Regulation-13.aspx).
- [4] E.E. A., European Environment Agency, Nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>) emissions, in, <https://www.eea.europa.eu/downloads/f706b3a1315144cf85f4090a28f434f2/1519317725/assessment.2010-08-19.0140149032-3.pdf>, 2014.
- [5] E.E. A., European Environment Agency, Emissions of air pollutants from transport, in, <https://www.eea.europa.eu/downloads/49029c39065b4d728a5e8543736caf0b/1576584728/transport-emissions-of-air-pollutants-8.pdf>, 2019.
- [6] J.H. Seinfeld, S.N. Pandis, *Atmospheric chemistry and physics: from air pollution to climate change*, John Wiley & Sons, 2016.
- [7] G.E. Likens, F.H. Bormann, Acid rain: a serious regional environmental problem, *Science*, 184 (4142) (1974) 1176-1179.
- [8] P.L. Kinney, Climate change, air quality, and human health, *American journal of preventive medicine*, 35 (5) (2008) 459-467.
- [9] J.A. Bernstein, N. Alexis, C. Barnes, I.L. Bernstein, A. Nel, D. Peden, D. Diaz-Sanchez, S.M. Tarlo, P.B.J.J.o.a. Williams, c. immunology, *Health effects of air pollution*, 114 (5) (2004) 1116-1123.
- [10] S.R. Turns, *An introduction to Combustion*, in, McGraw-Hill Companies, 2000.
- [11] S. Correa, Carbon monoxide emissions in lean premixed combustion, *Journal of Propulsion and Power*, 8 (6) (1992) 1144-1151.
- [12] R. Hanson, S. Salimian, *Combustion chemistry, Survey of Rate Constants in H/N/O Systems*, 361 (1984).
- [13] C. Fenimore, Formation of nitric oxide in premixed hydrocarbon flames, in: *Symposium (International) on Combustion*, Elsevier, 1971, pp. 373-380.
- [14] M.I. Lamas, C.G. Rodríguez, Emissions from marine engines and NO<sub>x</sub> reduction methods, *Journal of maritime research*, 9 (1) (2012) 77-81.
- [15] D. Nam, How to reduce emission of nitrogen oxides [NO<sub>x</sub>] from marine diesel engines in relation to Annex VI of MARPOL 73/78, Master thesis at World Maritime University [https://commons.wmu.se/all\\_dissertations/298/?utm\\_source=commons.wmu.se%2Fall\\_dissertations%2F298&utm\\_medium=PDF&utm\\_campaign=PDFCoverPages](https://commons.wmu.se/all_dissertations/298/?utm_source=commons.wmu.se%2Fall_dissertations%2F298&utm_medium=PDF&utm_campaign=PDFCoverPages), (2000).
- [16] J. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill Book Co, New York, (1988).
- [17] I.S. Seddiek, M.M. Elgohary, Eco-friendly selection of ship emissions reduction strategies with emphasis on SO<sub>x</sub> and NO<sub>x</sub> emissions, *International Journal of Naval Architecture Ocean Engineering*, 6 (3) (2014) 737-748.
- [18] L. Chen, T.L. Yip, J. Mou, Provision of Emission Control Area and the impact on shipping route choice and ship emissions, *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 58 (2018) 280-291.
- [19] RicardoWAVE, *Software User Manual and Tutorial*, in, RICARDO, 2006.
- [20] A. Boretti, Advantages of converting diesel engines to run as dual fuel ethanol–diesel, *Applied Thermal Engineering*, 47 (2012) 1-9.
- [21] M. Tadros, M. Ventura, C. Guedes Soares, Assessment of the performance and the exhaust emissions of a marine diesel engine for different start angles of combustion, *Maritime Technology Engineering*, 3 (2016) 769-775.

- [22] J.Ž. Dorić, I.J. Klinar, Efficiency of a new internal combustion engine concept with variable piston motion, *Thermal Science*, 18 (1) (2014) 113-127.
- [23] M. Tadros, M. Ventura, C.G. Soares, Optimization procedure to minimize fuel consumption of a four-stroke marine turbocharged diesel engine, *Energy* 168 (2019) 897-908.
- [24] J.I. Ghojel, Review of the development and applications of the Wiebe function: a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research, *International Journal of Engine Research*, 11 (4) (2010) 297-312.
- [25] F. Ponti, G. Serra, C. Siviero, A phenomenological combustion model for common rail multi-jet diesel engine, in: *ASME 2004 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection, 2004, pp. 437-446.
- [26] G. Woschni, A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine, in, *SAE Technical paper*, 1967.
- [27] F. Mollo, F. Mallamo, L. Arnone, M. Bonanni, D. Franceschini, Analysis of different internal EGR solutions for small diesel engines, in, *SAE Technical Paper*, 2007.
- [28] R. Papagiannakis, D. Hountalas, Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a DI dual fuel diesel engine, *Applied Thermal Engineering*, 23 (3) (2003) 353-365.
- [29] R. Papagiannakis, D. Hountalas, Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas, *Energy Conversion Management*, 45 (18-19) (2004) 2971-2987.
- [30] R. Papagiannakis, C. Rakopoulos, D. Hountalas, D. Rakopoulos, Emission characteristics of high speed, dual fuel, compression ignition engine operating in a wide range of natural gas/diesel fuel proportions, *Fuel*, 89 (7) (2010) 1397-1406.
- [31] V. Kamaltdinov, V. Markov, I. Lysov, Determining Parameters of Double-Wiebe Function for Simulation of Combustion Process in Overload Diesel Engine with Common Rail Fuel Feed System, in: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, IOP Publishing, 2018, pp. 022053.
- [32] Β. Στρατσιάνης, Διερεύνηση και βελτιστοποίηση μετέγχυσης καυσίμου σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες Diesel, Διπλωματική εργασία, Σχολή Ναυπηγών ΕΜΠ, (2014).
- [33] S. Jafarmadar, The Effect of Split Injection on the Combustion and Emissions in DI and IDI Diesel Engines, *Diesel Engine: Combustion, Emissions Condition Monitoring*, (2013) 1.
- [34] Z. Han, A. Uludogan, G.J. Hampson, R.D. Reitz, Mechanism of soot and NOx emission reduction using multiple-injection in diesel engine." *SAE paper 960633*, (1996).