



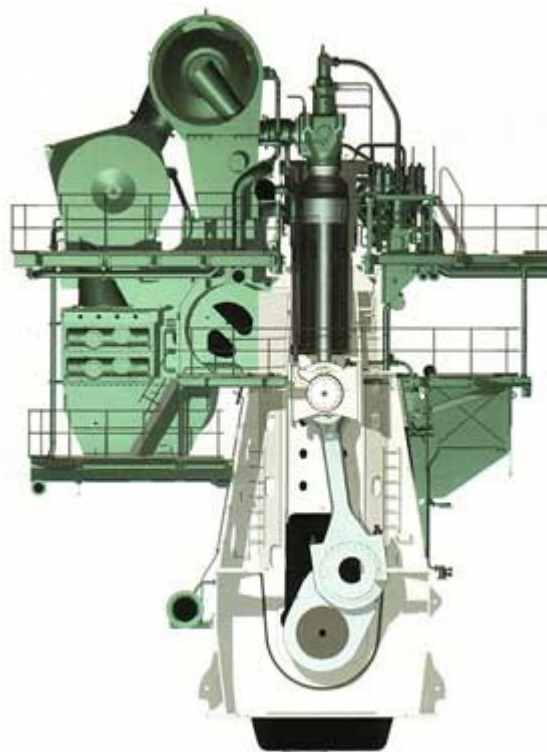
**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**



**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ  
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ  
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**«Προσομοίωση Λειτουργίας Δίχρονου Κινητήρα Diesel  
Ηλεκτροπαραγωγής και Διερεύνηση Τεχνικών Περιορισμού  
NOx με Χρήση Πολυζωνικού Μοντέλου Καύσης»**



**ΦΩΤΙΟΥ Κ. ΠΡΟΚΟΠΙΟΣ**

Επιβλέπων:

**ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ Θ. ΧΟΥΝΤΑΛΑΣ**

**Καθηγητής Ε.Μ.Π.**

**ΑΘΗΝΑ, ΟΚΤΩΒΡΙΟΣ 2009**

# **ΠΡΟΛΟΓΟΣ**

Η παρούσα διπλωματική εργασία αποτελεί το τελευταίο και παράλληλα πιο δημιουργικό στάδιο της φοίτησης μου στη σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Η πορεία μου στο πολυτεχνείο φτάνει στο τέλος της έχοντας αποκομίσει μέσα από αυτή πλήθος γνώσεων και εμπειριών οι οποίες θα με ακολουθούν και καθοδηγούν για τα υπόλοιπα χρόνια. Η συγγραφή της παρούσας διπλωματικής θα ήταν αδύνατη χωρίς τη βοήθεια και καθοδήγηση ορισμένων ανθρώπων στους οποίους οφείλω να αποδώσω ευχαριστίες. Πρωτίστως οφείλω να ευχαριστήσω θερμά τον Καθηγητή κύριο Δημήτριο Χουντάλα αφενός για τις πολύτιμες γνώσεις που μου παρείχε μέσα από τη διδασκαλία του στα μαθήματα σχετικά με τις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης και όχι μόνο, αφ'ετέρου για τη δυνατότητα που μου έδωσε να ασχοληθώ με το αντικείμενο αυτό αλλά και για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγηση του κατά τη διεκπεραίωση της διπλωματικής εργασίας. Ευχαριστώ τον Καθηγητή κύριο Κωνσταντίνο Ρακόπουλο ο οποίος με το πλούσιο συγγραφικό του έργο αλλά και τη διδασκαλία του με βοήθησε ώστε να κατανοήσω βασικές αρχές των Μηχανών Εσωτερικής Καύσης. Θέλω επίσης να ευχαριστήσω το Λέκτορα κύριο Ευάγγελο Γιακουμή για την εξαιρετική του διδασκαλία στα μαθήματα που σχετίζονται με τις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης. Από τις ευχαριστίες δε θα μπορούσε να λείπει η οικογένεια μου η οποία ήταν πάντα παρούσα για να με καθοδηγήσει και να συμπαρασταθεί σε όλες τις χαρούμενες και δύσκολες στιγμές της ζωής μου όλα αυτά τα χρόνια. Τέλος θέλω φυσικά να ευχαριστήσω τους φίλους μου και τη Διονυσία για τις αξέχαστες εμπειρίες που ζήσαμε όλα αυτά τα χρόνια.

## **Σκοπός Διπλωματικής Εργασίας**

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η προσομοίωση της λειτουργικής συμπεριφοράς ενός δίχρονου κινητήρα Diesel ηλεκτροπαραγωγής με υπολογιστικό μοντέλο καύσης καθώς και εφαρμογή του μοντέλου για τη μελέτη των δυνατοτήτων περιορισμού των NOx με τις συνεπαγόμενες επιπτώσεις στον κινητήρα. Το υπολογιστικό μοντέλο που θα χρησιμοποιηθεί για τις ανάγκες της διπλωματικής εργασίας, έχει δημιουργηθεί στο εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του Ε.Μ.Π, υπό την επίβλεψη του Καθηγητή Δημ. Θ. Χουντάλα.

# ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

<b>ΕΙΣΑΓΩΓΗ</b> .....	2
-----------------------	---

## **ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1**

1. Εισαγωγή στις εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ.....	6
1.1 Κινητήρας DIESEL.....	6
1.1.1 Πλεονεκτήματα του κινητήρα DIESEL.....	8
1.1.2 Περιγραφή του Δίχρονου κινητήρα DIESEL.....	8
1.1.3 Σύγκριση δίχρονων και τετράχρονων μηχανών DIESEL.....	12
1.2 Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.....	14
1.2.1 Μέθοδοι υπερπλήρωσης.....	15
1.3 Παρουσίαση κύριων χαρακτηριστικών κινητήρα RTA.....	18
1.3.1 Λειτουργία μηχανής RTA.....	20
1.3.2 Ο κινητήρας CEGIELSKI 9RTAF58.....	24

## **ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2**

2. Εισαγωγή.....	27
2.1 Εκπεμπόμενοι ρύποι από τους κινητήρες DIESEL.....	28
2.2 Μηχανισμοί σχηματισμού ρύπων σε κινητήρες DIESEL.....	29
2.2.1 Σχηματισμός οξειδίων του αζώτου NO <sub>x</sub> .....	29
2.2.2 Σχηματισμός υδρογονανθράκων HC.....	30
2.2.3 Σχηματισμός αιθάλης (soot).....	31
2.3 Επίδραση ρύπων στην υγεία και το περιβάλλον .....	32
2.4 Όρια εκπομπών οξειδίου του αζώτου NO <sub>x</sub> σε δίχρονους βραδύστροφους κινητήρες DIESEL.....	33
2.5 Επίδραση κυρίων παραμέτρων λειτουργίας στις εκπομπές NO <sub>x</sub> και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.....	34
2.5.1 Προπορεία εγχύσεως καυσίμου .....	34
2.5.2 Ποσοστό παραμένουτος καυσαερίου.....	35
2.5.3 Φορτίο.....	36
2.5.4 Επίδραση πίεσης υπερπλήρωσης.....	36

2.6 Συνήθεις μέθοδοι μείωσης εκπομπών οξειδίων του αζώτου NO <sub>x</sub> ...	37
2.6.1 Πρωτογενείς μέθοδοι.....	37
2.6.2 Δευτερογενείς μέθοδοι.....	43

### **ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3**

3. Χρήση υπολογιστικών μοντέλων για την προσομοίωση λειτουργίας εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.....	46
--	----

3.1 Το υπολογιστικό μοντέλο προσομοίωσης NTUA – ENGINE PERFORMANCE & EMISSIONS CODE.....	47
--	----

3.2 Παρουσίαση μοντέλου NTUA – ENGINE PERFORMANCE & EMISSIONS CODE.....	49
3.2.1 Εισαγωγή δεδομένων Προσομοίωσης (input data).....	49
3.2.2 Παρουσίαση αποτελεσμάτων προσομοίωσης.....	58

### **ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4**

4. Υπολογισμός παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα.....	63
---	----

4.1 Εισαγωγή.....	63
-------------------	----

4.1.1 Προσδιορισμός προπορείας εγχύσεως (Injection Time) και συντελεστή διείσδυσης αέρα (Air Entrainment Coefficient).....	66
--	----

4.1.2 Προσδιορισμός βαθμών απόδοσης στρόβιλο – υπερπληρωτή.....	67
---	----

4.1.3 Προσδιορισμός βαθμού εκμετάλλευσης ψυγείου σαρώσεως .....	68
---	----

4.2 Προσομοίωση της βασικής λειτουργίας του κινητήρα.....	70
---	----

4.2.1 Εισαγωγή δεδομένων προσομοίωσης .....	70
---	----

4.2.2 Αποτελέσματα προσομοίωσης κινητήρα.....	77
---	----

4.2.3 Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης κινητήρα με τις μετρήσεις των δοκιμών παραλαβής.....	89
--	----

4.2.4 Αξιολόγηση εφαρμογής τού κώδικα για την προσομοίωση του κινητήρα..	96
--	----

### **ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5**

5. Παραμετρική διερεύνηση για τον περιορισμό των NO <sub>x</sub> .....	97
--	----

5.1 Επίδραση προπορείας εγχύσεως.....	98
---------------------------------------	----

5.1.1 Επίδραση προπορείας εγχύσεως στα NO <sub>x</sub> (ppm).....	99
---	----

5.1.2 Επίδραση προπορείας εγχύσεως στα NO <sub>x</sub> (g/kWh).....	104
---	-----

5.1.3 Επίδραση προπορείας εγχύσεως στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.....	108
---	-----

5.1.4 Επίδραση της μεταβολής των NO <sub>x</sub> στην ειδική κατανάλωση καυσίμου..	113
--	-----

5.1.5 Επίδραση προπορείας εγχύσεως στην απόπλυση των κυλίνδρων.....	115
---	-----

5.2 Επίδραση του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή.....	121
5.2.1 Επίδραση του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή στα NOx (ppm).....	123
5.2.2 Επίδραση του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή στα NOx (g/kWh).....	127
5.2.3 Επίδραση του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.....	132
5.2.4 Επίδραση της μεταβολής των NOx στην ειδική κατανάλωση καυσίμου...	136
5.2.5 Επίδραση του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή στην απόπλυση των κυλίνδρων.....	139
5.3 Επίδραση ενεργού διατομής του ακροφυσίου στροβίλου.....	144
5.3.1 Επίδραση ενεργού διατομής του ακροφυσίου στροβίλου στα NOx (ppm).....	146
5.3.2 Επίδραση ενεργού διατομής του ακροφυσίου στροβίλου στα NOx (g/kWh).....	150
5.3.3 Επίδραση ενεργού διατομής του ακροφυσίου στροβίλου στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.....	154
5.3.4 Επίδραση ενεργού διατομής του ακροφυσίου στροβίλου στην απόπλυση των κυλίνδρων.....	157
5.4 Επίδραση του βαθμού συμπίεσης.....	162
5.4.1 Επίδραση του βαθμού συμπίεσης στα NOx (ppm).....	163
5.4.2 Επίδραση του βαθμού συμπίεσης στα NOx (g/kWh).....	168
5.4.3 Επίδραση του βαθμού συμπίεσης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.....	171
5.4.4 Επίδραση του βαθμού συμπίεσης στην απόπλυση των κυλίνδρων.....	175

## **ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6**

6.1 Αξιολόγηση τεχνικών περιορισμού των NOx.....	179
6.2 Συμπεράσματα.....	182

## **ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7**

Βιβλιογραφία.....	183
-------------------	-----

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1<sup>ο</sup>

## ΕΙΣΑΓΩΓΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ ΚΑΙ ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΤΟΥ ΥΠΟ ΜΕΛΕΤΗ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

### 1. Εισαγωγή στις εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ.

Με τον όρο θερμικές μηχανές αναφερόμαστε σε μηχανές που καταναλίσκουν την παραγόμενη κατά την καύση των καυσίμων θερμική ενέργεια και τη μετατρέπουν σε μηχανική. Οι θερμικές μηχανές διακρίνονται σε μηχανές εξωτερικής καύσης και μηχανές εσωτερικής καύσης (Μ.Ε.Κ) στις οποίες τα προϊόντα της καύσης αποτελούν απευθείας το εργαζόμενο μέσο για την παραγωγή μηχανικής ισχύος, σε αντίθεση με τις μηχανές εξωτερικής καύσης όπου η θερμότητα των προϊόντων της καύσης μεταφέρεται σε διαφορετικό μέσο, μέσω επιφάνειας συναλλαγής.

Οι μηχανές εσωτερικής καύσης λειτουργούν με βάση ένα θερμικό κύκλο πάνω στον οποίο στηρίζεται η όλη λειτουργία τους. Στο θερμικό αυτό κύκλο προσδίδεται θερμότητα, η οποία προέρχεται από την καύση του καυσίμου και αφαιρείται θερμότητα, η οποία είναι κυρίως η θερμότητα που χάνεται με την εξαγωγή των καυσαερίων. Η διαφορά μεταξύ της παραγόμενης και αυτής που χάνεται, δίνει και το ωφέλιμο μηχανικό έργο που παράγει η μηχανή.

Οι μηχανές εσωτερικής καύσης διακρίνονται σε εμβολοφόρες και σε περιστροφικές (αεριοστροβίλοι) και απολαμβάνουν εκτεταμένη χρήση σε αρκετούς τομείς παραγωγής ενέργειας και ισχύος, μιας και εμφανίζουν καλούς βαθμούς απόδοσης, μεγάλες αποδόσεις ισχύος και ικανοποιητική λειτουργία ακόμα και σε μερικά φορτία. Χρησιμοποιούνται κατά κόρον στις επίγειες μεταφορές και στη ναυσιπλοΐα, καθώς και σε παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

### 1.1 Κινητήρας Diesel

Οι εμβολοφόρες μηχανές διακρίνονται σε δυο μεγάλες κατηγορίες, τους κινητήρες Otto και τους κινητήρες Diesel. Η διάκριση αυτή έχει να κάνει με την αρχή λειτουργίας τους και βασίζεται στον τρόπο αναφλέξεως της κάθε μηχανής. Έτσι στους κινητήρες Otto υπάρχει πάντα ανάφλεξη με τη βοήθεια ενός εξωτερικού μέσου, συνήθως ενός ηλεκτρικού σπινθήρα, σε αντίθεση με τους κινητήρες Diesel στους οποίους υπάρχει πάντα αυτανάφλεξη ύστερα από την κατάλληλη εισαγωγή του καυσίμου εντός του κυλίνδρου. Η κάθε μηχανή λειτουργεί με βάση τον αντίστοιχο θερμικό κύκλο λειτουργίας, τον κύκλο Otto ή τον κύκλο Diesel. Επειδή η παρούσα

διπλωματική ασχολείται με κινητήρα Diesel δε θα γίνει περαιτέρω ανάλυση στον κύκλο Otto και τον τρόπο λειτουργίας. Ο κινητήρας Diesel αναρροφά συνήθως ατμοσφαιρικό αέρα ενώ σαν καύσιμα χρησιμοποιεί τα βαρύτερα της βενζίνης υγρά καύσιμα της κατηγορίας των πετρελαίων. Σε αντίθεση με τους κινητήρες Otto, στους οποίους έχουμε την εισαγωγή ομογενούς μείγματος αέρα καυσίμου εντός του κυλίνδρου, στους κινητήρες Diesel ο σχηματισμός του καυσίμου μείγματος γίνεται με κατάλληλη έγχυση του πετρελαίου στον κύλινδρο, διασκορπιζόμενο στον ήδη συμπιεσμένο αέρα με βοήθεια μηχανικής εγχύσεως υπό την επίδραση ισχυρής πίεσης που δημιουργείται από το σύστημα αντλίας καυσίμου, το οποίο αποτελείται από την αντλία καυσίμου, τον εγχυτήρα και το σωλήνα καταθλίψεως που συνδέει τα δύο πρώτα. Η έναυση και ο ρυθμός καύσης ελέγχονται από τη στιγμή της εγχύσεως του καυσίμου και το ρυθμό εγχύσεως του καυσίμου, σε συνδυασμό κυρίως με το επίπεδο τύρβης του συμπιεσμένου αέρα, παρ' ότι επηρεάζονται και από την πίεση και από τη θερμοκρασία. Επειδή ο διατιθέμενος χρόνος για το σχηματισμό του μείγματος είναι σχετικά μικρός, είναι πάντοτε αναγκαία η ύπαρξη μιας περίσσειας αέρα (ελάχιστος λόγος μαζών αέρα καυσίμου 18:1 έως 25:1) για την επίτευξη της τέλει καύσης, πράγμα όμως που οδηγεί σε μειωμένη συγκέντρωση ισχύος. Στους σύγχρονους κινητήρες Diesel το πρόβλημα αυτό ξεπερνιέται με τη χρήση της υπερπλήρωσης.

Όπως αναφέρθηκε στους κινητήρες Diesel γίνεται αυτανάφλεξη του ετερογενούς μείγματος κατά την οποία τμήματα της μάζας του φέρονται σε θερμοκρασία μεγαλύτερη μιας θερμοκρασίας  $\theta_z$ , που ονομάζεται θερμοκρασία αυτανάφλεξεως. Είναι απαραίτητο η  $\theta_z$  του καυσίμου να είναι μικρή ώστε κατά την έγχυση του το καύσιμο να καίγεται γρήγορα (μικρός χρόνος καθυστέρησης αναφλέξεως  $t_z$ ), γιατί σε αντίθετη περίπτωση η συσσώρευση του καυσίμου θα οδηγούσε σε απότομη καύση μεγάλης ποσότητας καυσίμου με αποτέλεσμα την εμφάνιση κρουστικής καύσης.

Η ρύθμιση της ισχύος στους κινητήρες Diesel είναι ποιοτική, δηλαδή η μεταβολή της ποιότητας του ετερογενούς μείγματος που προκαλείται με τη μεταβολή της ανά κύκλο εγχυόμενης ποσότητας καυσίμου καθορίζει και την παραγωγή ισχύος του κινητήρα, ενώ η ποσότητα του αναρροφώμενου αέρα, και επομένως ουσιαστικά και του μείγματος, παραμένει πρακτικά η ίδια για όλα τα φορτία εφόσον τηρείται σταθερή η ταχύτητα περιστροφής (με τη βοήθεια του ρυθμιστή στροφών) για κινητήρα φυσικής αναπνοής. Το μέγιστο φορτίο στους κινητήρες Diesel που χρησιμοποιούνται κυρίως σε οχήματα τίθεται από την καύση και είναι το φορτίο πέραν του οποίου γίνεται εμφάνιση απαράδεκτου καπνού (άκαυστος άνθρακας) στην εξαγωγή των καυσαερίων. Σε μεγάλους κινητήρες πλοίων και ηλεκτροπαραγωγής το όριο του φορτίου τίθεται συνήθως από τις θερμικές ή μηχανικές καταπονήσεις του κινητήρα. Στον κινητήρα Diesel οι συνθήκες καύσης είναι πολύ δυσμενέστερες από αυτές του Otto επειδή ο διατιθέμενος χρόνος για σχηματισμό του μείγματος είναι πολύ μικρός αντιστοιχώντας σε λίγες μοίρες στροφάλου. Επίσης είναι επιτακτική η εξασφάλιση τέλει καύσης εξαιτίας της υψής των προϊόντων ατελούς καύσης (άκαυστων ανθράκων και αιθάλης) και γι' αυτό το λόγο υπάρχει η ανάγκη ικανής

περίσσειας αέρα για την επίτευξη τέλειας καύσης. Οι παραπάνω λόγοι επιβάλλουν δύο περιορισμούς σε ότι αφορά στη λειτουργία του κινητήρα. Ο ένας αφορά στην ταχύτητα περιστροφής και ο άλλος στο λόγο αέρα "λ". Ενδεικτικά αναφέρεται ότι οι πλέον ταχύστροφοι κινητήρες Diesel δε ξεπερνούν τις 5000 με 5500 RPM, ενώ η τιμή του λ για επίτευξη περίσσειας αέρα κυμαίνεται στο πλήρες φορτίο μεταξύ των τιμών 1,2 έως 1,8 με αποτέλεσμα τη μειωμένη συγκέντρωση ισχύος. Όπως θα αναφερθεί παρακάτω αυτό το πρόβλημα αντιμετωπίζεται με την υπερπλήρωση του κινητήρα.

### **1.1.1 Πλεονεκτήματα του Κινητήρα Diesel**

Ο κινητήρας Diesel παρουσιάζει αρκετά σημαντικά πλεονεκτήματα έναντι του Otto και γι' αυτό το λόγο άλλωστε η χρήση του έχει επικρατήσει σχεδόν ολοκληρωτικά σε εφαρμογές όπου απαιτούνται βαρείς τύποι κινητήρων. Παρακάτω αναφέρονται μερικά από τα σημαντικότερα πλεονεκτήματα:

- Ο κινητήρας Diesel παρουσιάζει μεγάλο βαθμό συμπίεσης σε αντίθεση με τον Otto, που δεν μπορεί λόγω του κινδύνου εμφάνισης κρουστικής καύσης. Είναι γνωστό, όμως, πως όσο μεγαλύτερος λόγος συμπίεσης επιτυγχάνεται τόσο βελτιώνεται ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα και μειώνεται η ειδική κατανάλωση καυσίμου.
- Ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα Diesel εξαρτάται ελαφρά από το φορτίο στο οποίο λειτουργεί, με αποτέλεσμα να παρουσιάζει καλούς βαθμούς απόδοσης σε όλα σχεδόν τα φορτία. Αντίθετα στον κινητήρα Otto ο βαθμός απόδοσης εξαρτάται σε μεγαλύτερο βαθμό από το φορτίο και είναι αρκετά χαμηλός όταν λειτουργεί σε χαμηλά φορτία.
- Όσον αφορά τη περιβαλλοντική ρύπανση ο κινητήρας Diesel υστερεί ως προς τον Otto στις εκπομπές αιθάλης ενώ οι εκπομπές NOx είναι παρόμοιες για τους δύο κινητήρες. Επίσης, ως πλεονέκτημα μπορεί να αναφερθεί πως οι εκπομπές CO στον κινητήρα Diesel είναι αισθητά χαμηλότερες από τις εκπομπές στον Otto, και αυτό οφείλεται στην μεγάλη περίσσεια αέρα στην οποία εργάζεται.
- Τέλος, ο κινητήρας Diesel χρησιμοποιεί καύσιμο λιγότερο πτητικό της βενζίνης το οποίο είναι σχετικά φθηνότερο, όπως επίσης μπορεί να χρησιμοποιεί και σχετικά βαριά καύσιμα που έχουν χαμηλό κόστος. Το γεγονός αυτό σε συνδυασμό με τον καλύτερο βαθμό απόδοσης του κινητήρα Diesel τον καθιστά και αρκετά οικονομικότερο έναντι του Otto.

### **1.1.2 Περιγραφή του Δίχρονου κινητήρα Diesel**

Όπως αναφέρθηκε νωρίτερα σκοπός της παρούσας εργασίας είναι η προσομοίωση ενός δίχρονου, μεγάλων διαστάσεων κινητήρα Diesel ηλεκτροπαραγωγής για πρόβλεψη της λειτουργικής του συμπεριφοράς και των εκπομπών ρύπων. Κρίνεται



επομένως απαραίτητη η ιδιαίτερη αναφορά στις αρχές λειτουργίας των δίχρονων εμβολοφόρων κινητήρων.

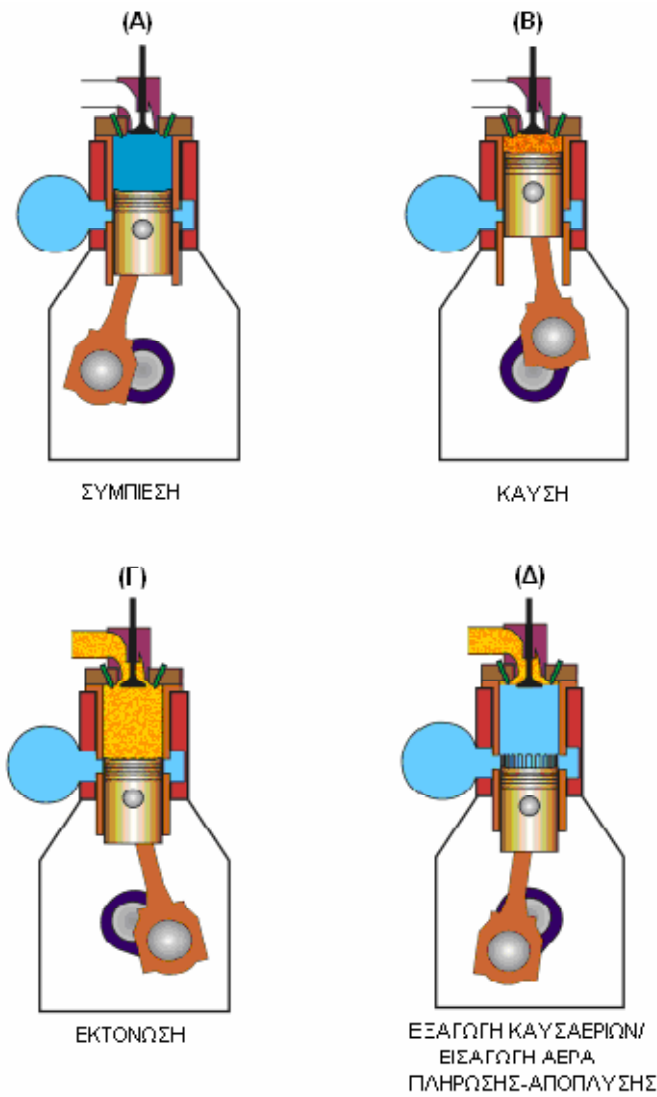
Στους δίχρονους κινητήρες μια περίοδος λειτουργίας διαρκεί μια περιστροφή της στροφαλοφόρου ατράκτου δηλαδή  $360^{\circ}$ . Περιλαμβάνει 2 διαδρομές του εμβόλου (χρόνους) κατά τις οποίες λαμβάνουν μέρος και οι τέσσερις διεργασίες του κύκλου: συμπίεση, καύση, εκτόνωση, εξαγωγή καυσαερίων και νέα πλήρωση αέρα.

**1)Συμπίεση:** Κατά τη φάση της συμπίεσης το έμβολο κινείται ανοδικά συμπιέζοντας τον αέρα που εισέρχεται από τις θυρίδες εισαγωγής αυξάνοντας έτσι την πίεση και τη θερμοκρασία του (σχήμα 1.1.(Α)). Όταν το έμβολο φτάσει στο Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) η θερμοκρασία του αέρα υπερβαίνει τη θερμοκρασία αναφλέξεως του καυσίμου.

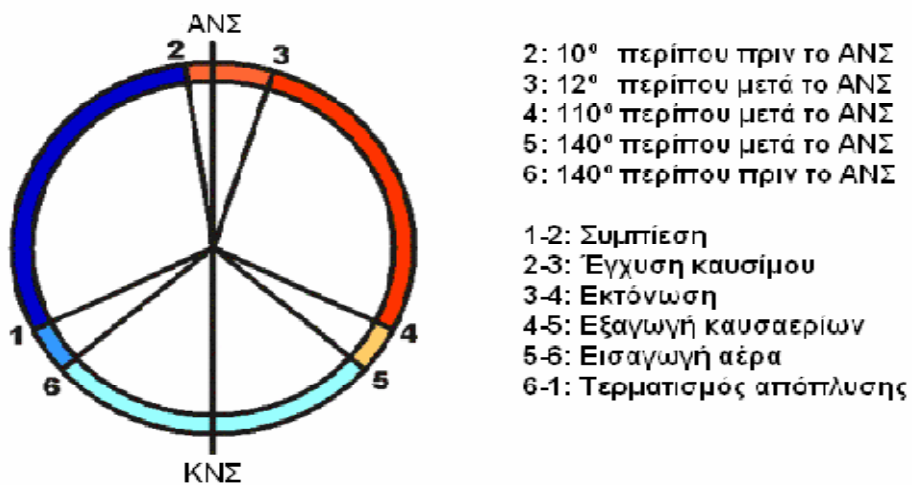
**2)Εγγυση καυσίμου και καύση:** Λίγες μοίρες πριν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ εγχύεται το καύσιμο εντός του κυλίνδρου υπό μορφή μικροσκοπικών σταγονιδίων μέσω κατάλληλα διαμορφωμένου εγχυτήρα. Το εγχύσιμο αναμιγνύεται με τον αέρα αυξάνοντας έτσι τη θερμοκρασία του ενώ ο διασκορπισμός του μέσα στον κύλινδρο συμβάλλει στη γρηγορότερη ατμοποίηση του και καλύτερη ανάμιξη με τον αέρα ώστε όταν δημιουργηθούν οι κατάλληλες συνθήκες να αρχίσει η έναυση του μείγματος και να ξεκινήσει το φαινόμενο της καύσης (σχήμα 1.1.(Β)).

**3)Εκτόνωση:** Σε  $110^{\circ}$  μοίρες περίπου μετά το ΑΝΣ ξεκινάει η φάση της εκτόνωσης με την αποκάλυψη των θυρίδων εξαγωγής από το έμβολο ή με το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής και ξεκινά η εξαγωγή των καυσαερίων στον οχετό εξαγωγής (σχήμα 1.1.(Γ)). Κατά τη φάση της εκτόνωσης γίνεται η παραγωγή της ισχύος από τον κινητήρα.

**4)Εξαγωγή καυσαερίων και νέα πλήρωση αέρα:** Μετά την εκτόνωση και κατά την εξαγωγή των καυσαερίων ακολουθεί η φάση της εισαγωγής νέου αέρα η οποία ξεκινά περίπου  $140^{\circ}$  μετά το ΑΝΣ με την αποκάλυψη των θυρίδων εισαγωγής αέρα. Οι θυρίδες αποκαλύπτονται μετά από το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής καυσαερίων (ή των θυρίδων εξαγωγής) όταν η πίεση εντός του κυλίνδρου μειωθεί στα επίπεδα της πίεσης αέρα στον οχετό εισαγωγής, ώστε να είναι δυνατή η διαφυγή των καυσαερίων προς τον οχετό εξαγωγής. Έτσι εισάγεται στον κύλινδρο ο απαραίτητος αέρας για την καύση, ένα μέρος του οποίου χρησιμοποιείται και για να οδηγήσει τα εναπομείναντα καυσαέρια στην εξαγωγή ολοκληρώνοντας με αυτό τον τρόπο τη διαδικασία της απόπλυσης (σχήμα 1.1.(Δ)). Το έμβολο συνεχίζει να κινείται καθοδικά έως ότου φτάσει στο Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ). Στη συνέχεια το έμβολο αρχίζει και πάλι να κινείται ανοδικά υπό την επίδραση της στροφαλοφόρου ατράκτου κλείνοντας σταδιακά και πάλι τις θυρίδες αέρα εισαγωγής. Τέλος, κλείνει η θυρίδα εξαγωγής καυσαερίων, ολοκληρώνοντας έτσι ένα κύκλο λειτουργίας και ξεκινώντας τη νέα συμπίεση. Στα παρακάτω σχήματα φαίνεται ο κύκλος λειτουργίας ενός δίχρονου κινητήρα και οι τέσσερις διεργασίες του.



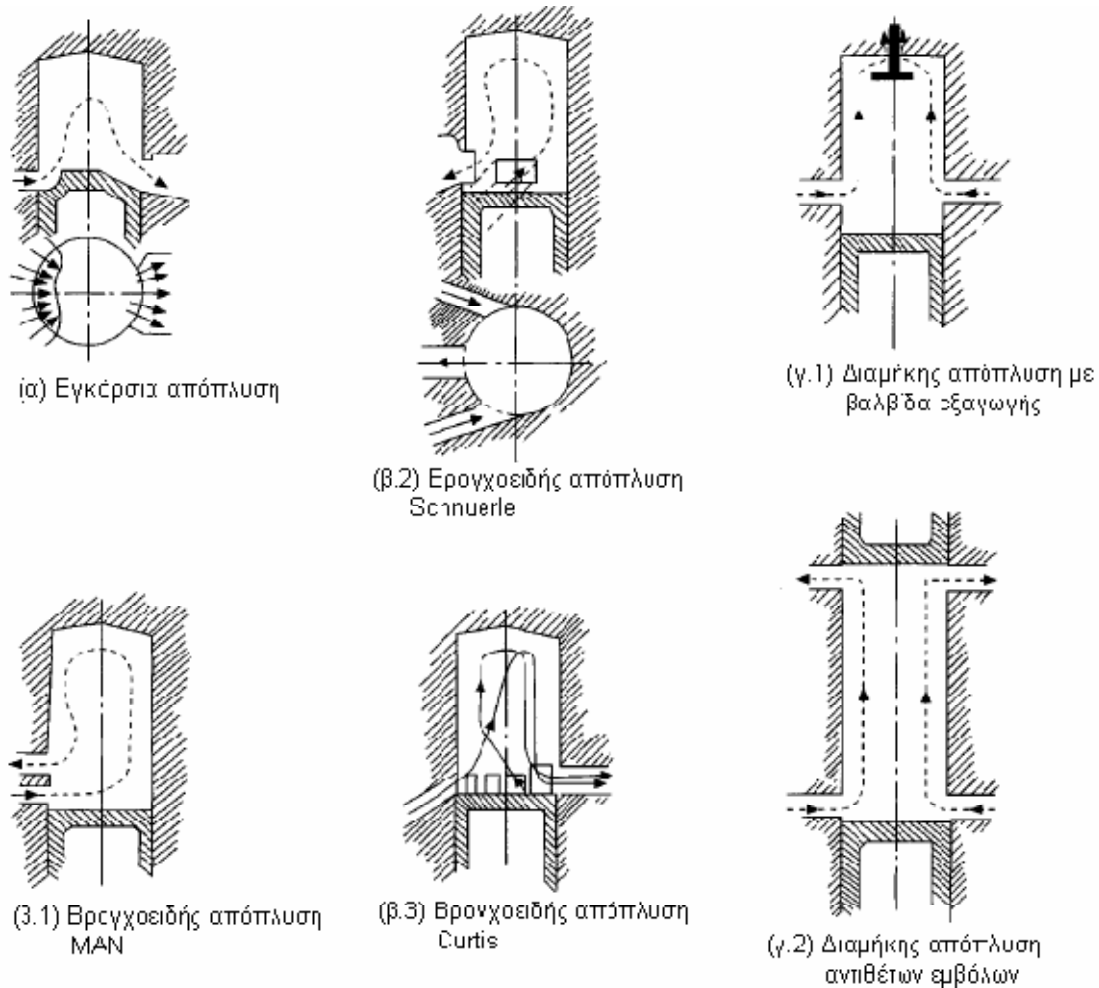
Σχήμα 1.1: Κύκλος λειτουργίας δίχρονου κινητήρα



Σχήμα 1.2: Διάγραμμα διανομής διεργασιών κύκλου λειτουργίας δίχρονου κινητήρα

Όπως γίνεται κατανοητό από την παραπάνω περιγραφή η φάση της εναλλαγής των αερίων (εξαγωγή καυσαερίων, εισαγωγή νέου αέρα) γίνεται σε πολύ μικρό χρονικό διάστημα και αρκετά βίαια, σε αντίθεση με τους τετράχρονους κινητήρες όπου υπάρχει περισσότερος χρόνος για την πιο ομαλή διεξαγωγή των φάσεων. Επίσης η χρησιμοποίηση μέρους του νέου αέρα εισαγωγής για απόπλυση του κυλίνδρου αλλά και λόγω της επικάλυψης των χρόνων των θυρίδων εισαγωγής και των θυρίδων εξαγωγής των καυσαερίων οδηγεί σε μείωση του βαθμού πληρώσεως του δίχρονου κινητήρα με αποτέλεσμα ο δίχρονος κινητήρας να έχει πάντα χειρότερο βαθμό πληρώσεως από τον τετράχρονο.

Οι τυπικές μέθοδοι απόπλυσης οι οποίες εφαρμόζονται στους δίχρονους κινητήρες φαίνονται στο παρακάτω σχήμα.



**Σχήμα 1.3: Διατάξεις αποπλύσεως δίχρονων κινητήρων**

Οι παραπάνω μέθοδοι απόπλυσης που χρησιμοποιούνται στους δίχρονους εμβολοφόρους κινητήρες έχουν ως στόχο τη μέγιστη δυνατή απόπλυση του θαλάμου καύσης (όσο γίνεται μικρότερο ποσοστό παραμενόντων καυσαερίων εντός του θαλάμου) σε όσο το δυνατόν λιγότερο χρόνο. Η απόπλυση που λαμβάνει χώρα σε δίχρονους κινητήρες που διαθέτουν βαλβίδα (ή βαλβίδες) εξαγωγής καυσαερίου επί της κυλινδροκεφαλής τους, ονομάζεται διαμήκης απόπλυση, λόγω της διαδρομής του αέρα σαρώσεως εντός του κυλίνδρου. Σε άλλους δίχρονους κινητήρες υπάρχουν θυρίδες εξαγωγής καυσαερίων κατ'αντιστοιχία με τις θυρίδες εισαγωγής. Σε αυτή την περίπτωση όταν το έμβολο ξεκινά να αποκαλύπτει τις θυρίδες εξαγωγής κατά τη φάση της εκτόνωσης, το καυσαέριο ξεκινά να απομακρύνεται από τον κύλινδρο. Κατά τη χρονική στιγμή στην οποία εμφανίζονται και οι θυρίδες εισαγωγής, σχηματίζονται βρόγχοι αέρα στο εσωτερικό του κυλίνδρου που οδηγούν το παραμένον καυσαέριο έξω από αυτόν. Αυτή η διαδικασία απόπλυσης ονομάζεται βρογχοειδής απόπλυση. Επειδή όμως το άνοιγμα και το κλείσιμο των θυρίδων εισαγωγής και εξαγωγής ελέγχεται από το έμβολο, είναι αναγκαία η ύπαρξη κατάλληλων ανεπίστροφων βαλβίδων στον οχετό εξαγωγής ώστε να αποτρέπεται η αντιστροφή της ροής των καυσαερίων πριν η πίεση που επικρατεί εντός του κυλίνδρου πέσει κάτω από την πίεση που επικρατεί στον οχετό εισαγωγής. Οι κινητήρες με βρογχοειδή απόπλυση υπολείπονται των κινητήρων διαμήκους αποπλύσεως, τόσο από πλευράς αποδοτικότητας, όσο και από πλευράς ισχύος. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι με τη βρογχοειδή απόπλυση δεν απομακρύνεται η μέγιστη δυνατή ποσότητα καυσαερίων με αποτέλεσμα να καίεται λιγότερο καύσιμο σε κάθε κύκλο λειτουργίας άρα να υπάρχει και μειωμένη απόδοση ισχύος. Για το λόγο αυτό πλέον οι σύγχρονες, μεγάλων διαστάσεων, δίχρονες μηχανές που κατασκευάζονται σήμερα είναι κινητήρες διαμήκους αποπλύσεως. Τέλος, πρέπει να αναφερθεί πως σε όλες τις δίχρονες μηχανές ανεξαρτήτως της μεθόδου αποπλύσεως που εφαρμόζουν είναι απαραίτητο ο αέρας σαρώσεως να έχει πίεση μεγαλύτερη από αυτή του οχετού εξαγωγής. Για την επίτευξη αυτής της υπερπίεσης του οχετού εισαγωγής χρησιμοποιείται μια ειδική αντλία σαρώσεως. Η αντλία σαρώσεως μπορεί να υπάρχει ακόμα και στις δίχρονες μηχανές που χρησιμοποιούν υπερπλήρωση με σκοπό την υποβοήθηση του στροβιλοσυμπιεστή κατά την εκκίνηση.

### **1.1.3 Σύγκριση δίχρονων και τετράχρονων μηχανών Diesel**

#### **Πλεονεκτήματα δίχρονων μηχανών Diesel**

- Σε μια δίχρονη μηχανή Diesel το αποδιδόμενο ανά κύκλο ωφέλιμο έργο, συγκριτικά με μια τετράχρονη μηχανή, είναι μεγαλύτερο (θεωρητικά το διπλάσιο από το ωφέλιμο έργο που αποδίδεται από μια τετράχρονη μηχανή με τις ίδιες διαστάσεις). Αυτό κυρίως οφείλεται στο ότι κάθε κύλινδρος μιας τετράχρονης μηχανής παράγει ωφέλιμο έργο σε κάθε τέσσερις διαδρομές του

εμβόλου, ενώ κάθε κύλινδρος μιας δίχρονης παράγει έργο σε κάθε δύο διαδρομές του εμβόλου.

- Κάτι άλλο που συναντάμε στις δίχρονες μηχανές είναι η απλότητα τους, όπου ο αριθμός των βαλβίδων είναι μικρότερος ή και δεν υπάρχουν καθόλου βαλβίδες σε αντίθεση με τις τετράχρονες, όπου έχουμε απαραίτητα βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής, κάτι που τις κάνει πολύπλοκες όσον αφορά στην λειτουργία των βαλβίδων.
- Τέλος, σε μια δίχρονη μηχανή ίδιων διαστάσεων η ροπή στρέψεως είναι πιο ομοιόμορφη από τη ροπή στρέψεως μιας τετράχρονης. Αυτό συμβαίνει γιατί στην τετράχρονη έχουμε απόδοση έργου για κάθε στρόφαλο της μηχανής κάθε δύο στροφές ενώ στην δίχρονη σε κάθε μία στροφή.

### **Μειονεκτήματα δίχρονων μηχανών Diesel**

- Στις δίχρονες μηχανές συναντάμε δυσκολίες στην απόπλυση του κυλίνδρου από τα καυσαέρια και γι' αυτό διατηρούνται επί ορισμένο χρόνο συγχρόνως ανοιχτές οι θυρίδες εξαγωγής και σαρώσεως. Αυτό έρχεται σε αντίθεση με τις τετράχρονες μηχανές όπου ο καθαρισμός του κυλίνδρου από τα καυσαέρια είναι πιο εύκολος και απλός.
- Η διάρκεια της εκτόνωσης των καυσαερίων σε κάθε κύλινδρο μιας δίχρονης μηχανής είναι συνήθως μικρότερη από την αντίστοιχη εκτόνωση σε κάθε κύλινδρο μιας τετράχρονης μηχανής, γεγονός που επηρεάζει ελαφρά το βαθμό απόδοσης της μηχανής.
- Ο χρόνος για την εκτέλεση των διαφόρων φάσεων λειτουργίας στις δίχρονες μηχανές είναι περιορισμένος, κάτι που δεν συμβαίνει στις τετράχρονες όπου όλες οι φάσεις (π.χ. σάρωση, εξαγωγή) διαρκούν περισσότερο με αποτέλεσμα να έχουμε περισσότερη άνεση χρόνου.
- Τέλος, οι δίχρονες μηχανές θεωρούνται ακατάλληλες για λειτουργία σε μεγάλο αριθμό στροφών. Αυτό είναι αποτέλεσμα της δύσκολης απαγωγής της θερμότητας από τις δίχρονες μηχανές, κάτι το οποίο οφείλεται στο γεγονός ότι οι καταπονήσεις των δομικών τμημάτων της δίχρονης μηχανής είναι πολύ μεγάλες σε σύγκριση με τις τετράχρονες.

Με βάση τα όσα αναφέρθηκαν παραπάνω προκύπτει το συμπέρασμα ότι οι δίχρονες μηχανές Diesel προτιμούνται συνήθως ως μηχανές βραδύστροφες μεγάλης ισχύος ανά κύλινδρο σε αντίθεση με τις τετράχρονες οι οποίες μπορούν να λειτουργούν σε αρκετά υψηλές στροφές αλλά παράγουν συνήθως μικρότερη ισχύ ανά κύλινδρο από τις δίχρονες.

## 1.2 Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.

Η μέθοδος της υπερπλήρωσης αποτελεί τη βασικότερη αιτία της αυξήσεως παραγωγής ισχύος στις μηχανές εσωτερικής καύσης και κυρίως στον κινητήρα Diesel. Με τον όρο υπερπλήρωση ορίζεται η συμπίεση του αέρα πληρώσεως σε συμπιεστή, με αποτέλεσμα ο αέρας να συμπιέζεται και εξωτερικά και εσωτερικά του κυλίνδρου. Σκοπός της υπερπλήρωσης είναι η αύξηση της πλήρωσης του κυλίνδρου άρα και η αύξηση της παραγόμενης ισχύος σε επίπεδα ανώτερα από αυτά των αντίστοιχων διαστάσεων τετράχρονου ή δίχρονου κινητήρα φυσικής αναπνοής.

Η ισχύς ενός κινητήρα είναι πρακτικά ανάλογη της ποσότητας καυσίμου που καίεται άρα και με την παροχή του αναρροφούμενου αέρα. Η σχέση που δίνει την ωφέλιμη ισχύ ενός κινητήρα είναι ίση με :

$$P_e = z \cdot V_h \cdot \bar{p}_e \cdot \left(\frac{n}{30K}\right), \text{ όπου } K=4 \text{ για τετράχρονο και } K=2 \text{ για δίχρονο κινητήρα.}$$

Αύξηση της παραγόμενης ισχύος από ένα συγκεκριμένο κινητήρα μπορεί να γίνει είτε με αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα  $n$ , είτε με αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης  $p_e$ .

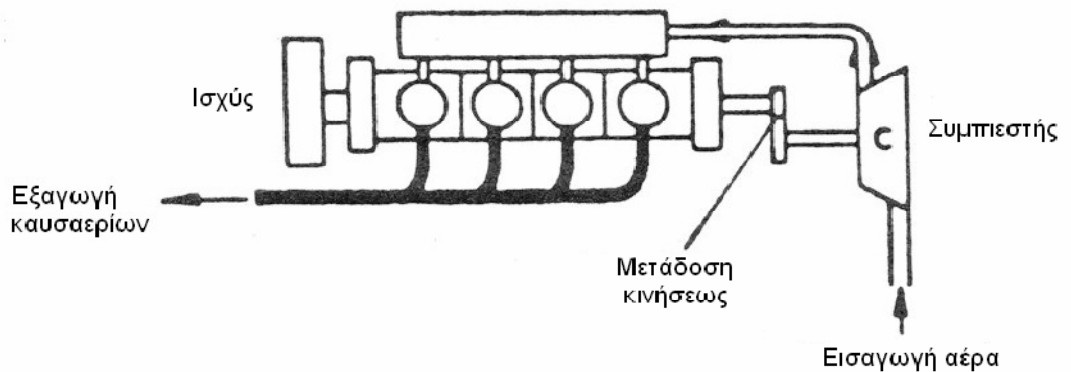
- Με την αύξηση όμως της ταχύτητας περιστροφής (αύξηση της ταχύτητας του εμβόλου) αυξάνονται κατά κύριο λόγο οι παλινδρομικές και περιστροφικές δυνάμεις του κινηματικού μηχανισμού, οι οποίες είναι ανάλογες του τετραγώνου της ταχύτητας περιστροφής. Επίσης αυξάνονται σημαντικά και οι μηχανικές απώλειες του κινητήρα. Η εφαρμογή αυτής της μεθόδου προσφέρει περιορισμένες δυνατότητες καθώς αύξηση της ταχύτητας περιστροφής πάνω από κάποιο όριο αυξάνει σημαντικά τις δυναμικές καταπονήσεις και τις μηχανικές απώλειες. Τέλος, αύξηση της ταχύτητας περιστροφής πέρα κάποιου ορίου οδηγεί σε σημαντική μείωση και του βαθμού πληρώσεως.
- Με την αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης αυξάνονται σχεδόν γραμμικά οι δυνάμεις εξ' αερίων και σε πολύ μικρότερο βαθμό οι μηχανικές απώλειες. Οι καταπονήσεις που προκαλούνται λόγω των δυνάμεων εξ' αερίων αντιμετωπίζονται ευκολότερα συγκριτικά με τις παλινδρομικές δυνάμεις, με στιβαρότερη κατασκευή του κινητήρα.

Είναι, λοιπόν, εμφανές από τα παραπάνω πως η υπερπλήρωση (αύξηση μέσης πραγματικής πίεσης) αποτελεί πιο αποτελεσματική μέθοδο αύξησης της ισχύος του κινητήρα σε σχέση με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής. Εξάλλου όπως αναφέρθηκε οι πλέον ταχύστροφοι κινητήρες Diesel δε ξεπερνούν τις 5500 RPM οπότε η μέθοδος της υπερπλήρωσης αποτελεί τη μοναδική λύση για την αύξηση συγκέντρωσης ισχύος.

### 1.2.1 Μέθοδοι Υπερπλήρωσης

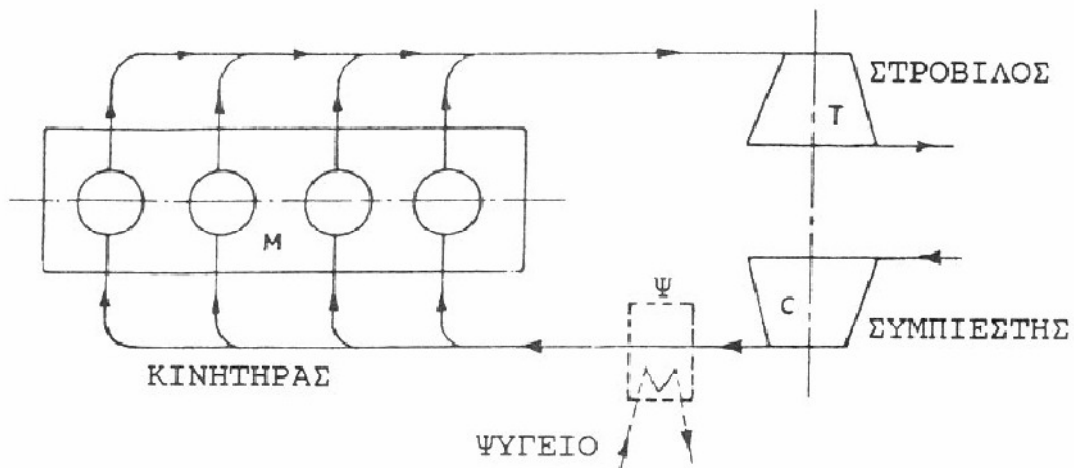
Τα συνηθέστερα συστήματα υπερπλήρωσης που συναντώνται στις Μ.Ε.Κ είναι τα παρακάτω:

- Εξωτερική υπερπλήρωση: ο συμπιεστής του συστήματος κινείται εξωτερικά από βοηθητικό κινητήρα ή ηλεκτροκινητήρα. Χρησιμοποιείται σε συστήματα υπερπλήρωσης ορισμένων κινητήρων Diesel καθώς και για τη σάρωση δίχρονων κινητήρων φυσικής αναπνοής.
- Μηχανική υπερπλήρωση: ο συμπιεστής του συστήματος κινείται από τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα απορροφώντας μέρος του παραγόμενου έργου. Χρησιμοποιείται κυρίως σε κινητήρες Otto.



**Σχήμα 1.4: Μηχανική υπερπλήρωση**

- Στρόβιλο-υπερπλήρωση: πλέον διαδεδομένη μέθοδος υπερπλήρωσης Μ.Ε.Κ με καθολική χρήση σε κινητήρες οχημάτων, ναυτικούς αλλά και βιομηχανικούς. Στη στρόβιλο-υπερπλήρωση γίνεται χρήση ζεύγους συμπιεστή στρόβιλου συζευγμένα σε κοινή άτρακτο (μονοβάθμια στρόβιλο-υπερπλήρωση). Ο συμπιεστής κινείται από το στρόβιλο, ο οποίος παράγει ισχύ εκμεταλλευόμενος την υψηλή πίεση και θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδο τους από τους κυλίνδρους. Για επίτευξη υψηλού βαθμού υπερπλήρωσης γίνεται χρήση ψυγείου υπερπληρώσεως μετά το συμπιεστή και πριν την είσοδο του αέρα υπερπληρώσεως στους κυλίνδρους. Με αυτό τον τρόπο ο αέρας υπερπληρώσεως ψύχεται, ανεβαίνει η πυκνότητα του αυξάνοντας έτσι το βαθμό υπερπληρώσεως του κινητήρα.



**Σχήμα 1.5: Στρόβιλο-υπερπλήρωση**

- Εκτός της μονοβάθμιας στρόβιλο-υπερπλήρωσης υπάρχουν συστήματα διβάθμιας στρόβιλο-υπερπλήρωσης (διπλό ζεύγος συμπιεστή-στροβίλου), όπως επίσης και συστήματα σύνθετης στρόβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο ισχύος (turbo-compound) στα οποία ο στρόβιλος ισχύος συνδέεται μηχανικά με τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα.

Η μέθοδος της στρόβιλο-υπερπλήρωσης εφαρμόζεται σχεδόν καθολικά σήμερα στους κινητήρες Diesel. Ειδικότερα για τους μεγάλων διαστάσεων, βραδύστροφους δίχρονους κινητήρες Diesel αποτελεί απαραίτητη συνιστώσα. Τα οφέλη που προκύπτουν από τη στρόβιλο-υπερπλήρωση στην απόδοση των κινητήρων Diesel μπορούν να συνοψιστούν στα εξής:

1) Με την αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης αυξάνεται ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα όπως φαίνεται και από τη σχέση:  $\eta_m = p_e / p_i$

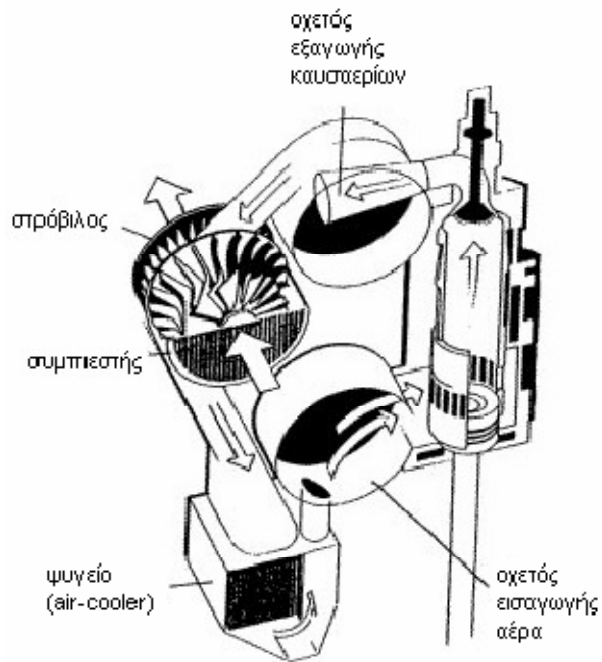
2) Με την υπερπλήρωση επιτυγχάνονται ικανοποιητικοί λόγοι αέρα –καυσίμου και υψηλές τιμές της μέσης πραγματικής πίεσης. Με μεγάλους λόγους αέρα-καυσίμου όμως βελτιώνεται ελαφρά ο ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης.

3) Στα συστήματα που γίνεται ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης ελαττώνονται ως συνέπεια αυτού οι απώλειες θερμότητας των κυλίνδρων, με αποτέλεσμα να μειώνεται και η ειδική κατανάλωση καυσίμου.

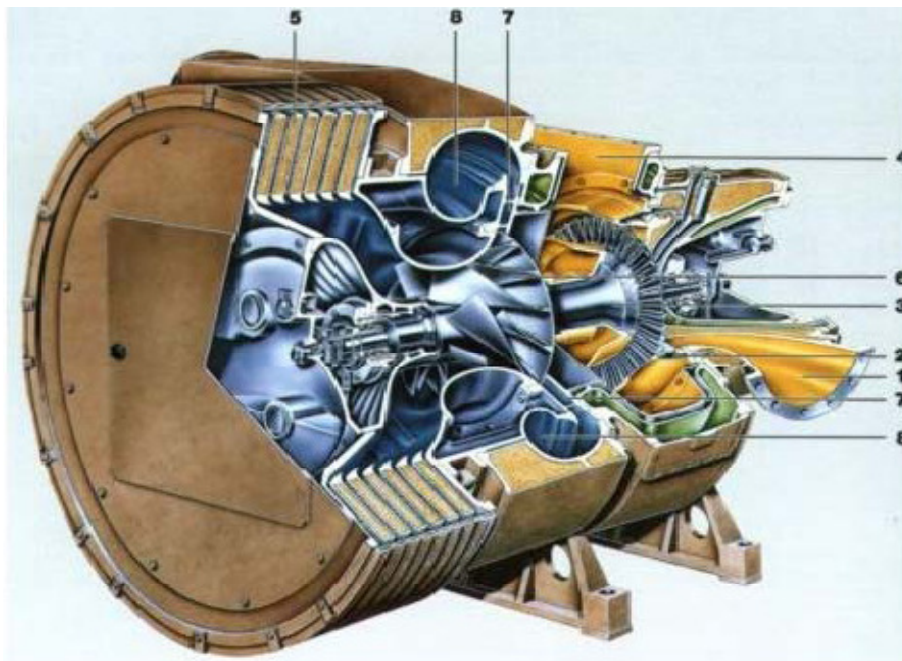
Είναι, λοιπόν, εμφανείς οι ευεργετικές συνέπειες της στρόβιλο-υπερπλήρωσης και αξίζει να αναφερθεί πως βέλτιστος συνδυασμός των ανωτέρω μπορεί να οδηγήσει σε βελτίωση του πραγματικού βαθμού απόδοσης σε τιμές έως και 50% σε δίχρονους μεγάλους κινητήρες.

Στα παρακάτω σχήματα παρουσιάζονται η λειτουργία ενός στρόβιλο-υπερπληρωτή ενός δίχρονου κινητήρα (σχήμα 1.6) και τα επιμέρους τμήματα αυτού (σχήμα 1.7).





**Σχήμα 1.6: Λειτουργία στρόβιλο-υπερπληρωτή δίχρονου κινητήρα**

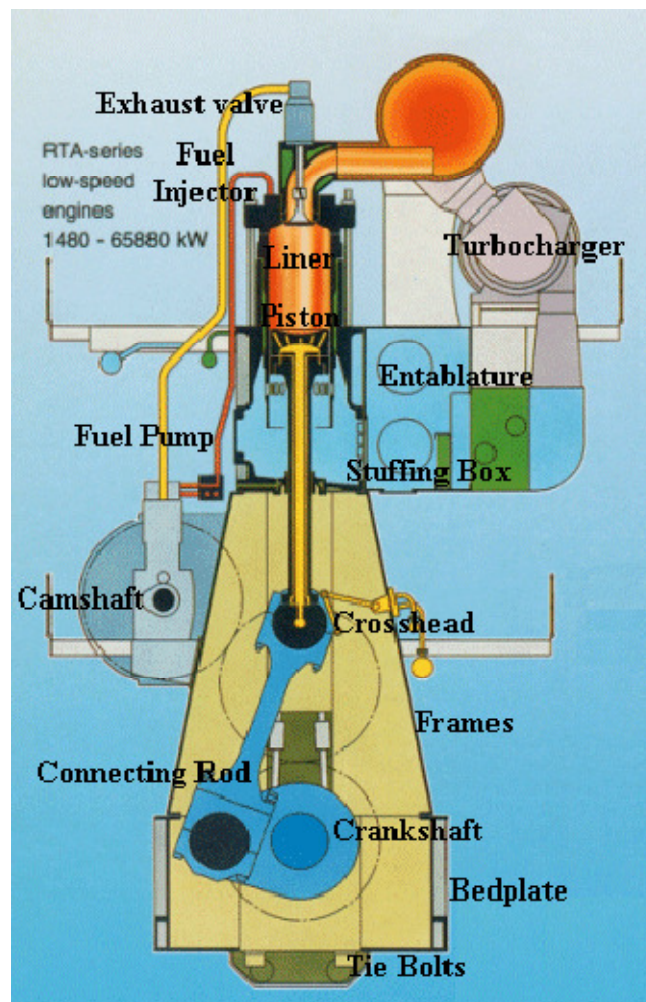


- |                      |                    |
|----------------------|--------------------|
| 1. Gas Inlet Casing  | 5. Silencer Filter |
| 2. Turbine Nozzles   | 6. Compressor      |
| 3. Turbine Wheel     | 7. Diffuser        |
| 4. Gas Outlet Casing | 8. Volute Casing   |

**Σχήμα 1.7: Επιμέρους τμήματα λειτουργίας ενός στρόβιλο-υπερπληρωτή δίχρονου κινητήρα.**

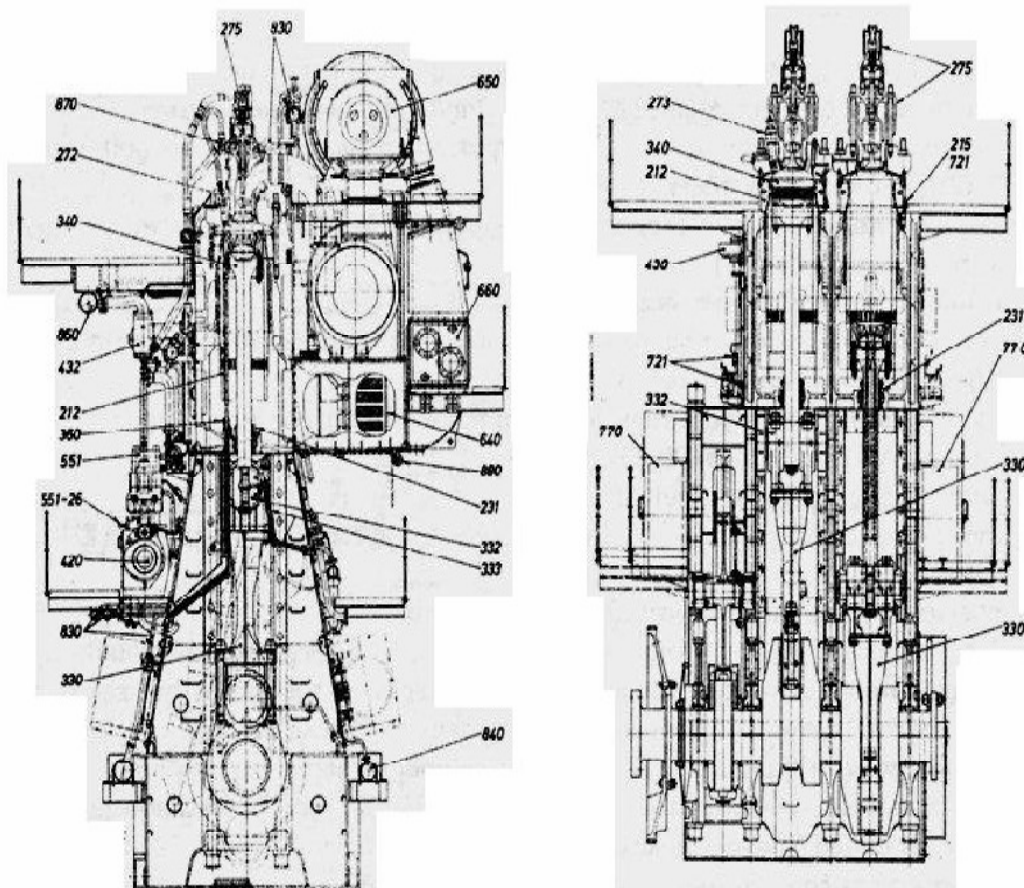
### 1.3 Παρουσίαση κύριων χαρακτηριστικών κινητήρα RTA

Η μηχανή που διαπραγματεύεται η παρούσα διπλωματική εργασία ανήκει στην οικογένεια μηχανών RTA. Η σειρά κινητήρων RTA ξεκίνησε να κατασκευάζεται από την εταιρία SULZER, στην αρχή της δεκαετίας του 1980 και γνώρισε αρχικά μεγάλη εφαρμογή στη ναυτιλία και έπειτα στην ηλεκτροπαραγωγή. Η μηχανή RTA είναι δίχρονη, με κυλίνδρους διατεταγμένους σε σειρά και με σύστημα διαμήκους αποπλύσεως. Στην κεφαλή υπάρχει βαλβίδα και οι υπερπληρωτές λειτουργούν συνήθως με σύστημα σταθερής πίεσης. Τα βασικά χαρακτηριστικά μιας μηχανής RTA φαίνονται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 1.8: Μηχανή RTA

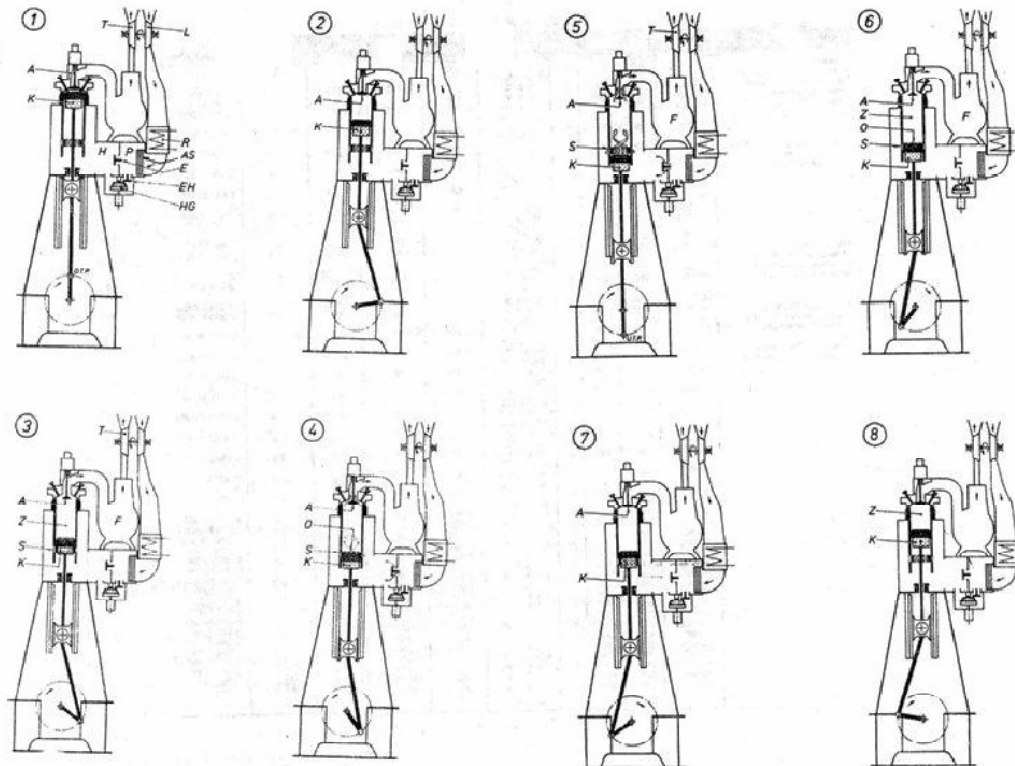
Ο αέρας σάρωσης ψύχεται με νερό και μπαίνει στους κυλίνδρους μέσω ανεπίστροφων βαλβίδων, όταν το έμβολο βρίσκεται κοντά στο ΚΝΣ. Στα χαμηλά φορτία τον αέρα συμπληρώνουν βοηθητικοί ηλεκτροκίνητοι φουσητήρες ανεξάρτητης κίνησης. Οι βαλβίδες εξαγωγής ανοίγουν υδραυλικά και οι κύλινδροι συνδέονται με τη βάση της μηχανής με εντατήρες κοχλίες. Οι κεφαλές, τα χιτώνια και τα έμβολα ψύχονται με γλυκό νερό. Οι αντλίες λαδιού και νερού είναι ανεξάρτητης κίνησης καθώς και ο εκκεντροφόρος κινείται από τον στροφαλοφόρο, μέσω οδοντωτών τροχών. Ο ωστικός τριβέας και ο κρίκος, τοποθετούνται στο άκρο του σφονδύλου και η μηχανή ξεκινάει με αέρα πίεσης, που ανοίγει τις βαλβίδες αέρα των κυλίνδρων, μέσω διανομέα. Στο ακόλουθο σχήμα (1.9) παρουσιάζεται το σχέδιο τυπικού κινητήρα της σειράς RTA και σε αυτό διακρίνονται τα βασικά εξαρτήματα που τον απαρτίζουν.



Σχήμα 1.9: Η μηχανή RTA

### 1.3.1 Λειτουργία μηχανής RTA

Η λειτουργία της μηχανής RTA παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα και περιλαμβάνει τις δύο διαδρομές, τη συμπίεση και την εκτόνωση:



**Σχήμα 1.10: Λειτουργία μηχανής RTA**

#### Κατά τη διεργασία της εκτόνωσης (1<sup>η</sup> διαδρομή) :

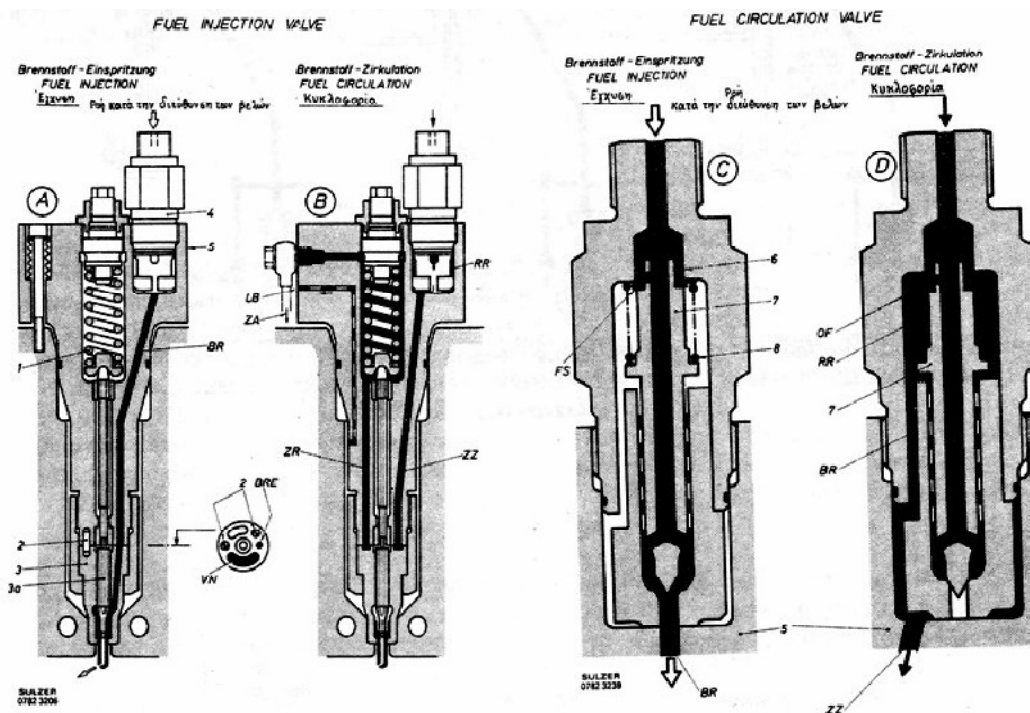
Το έμβολο K βρίσκεται στο ΑΝΣ ενώ η βαλβίδα εξαγωγής των καυσαερίων A είναι κλειστή. Σε αυτό το στάδιο γίνεται η έγχυση του καυσίμου εντός του κυλίνδρου (Σχήμα 1.10.1). Στη συνέχεια λαμβάνει χώρα η καύση όπου το έμβολο K ξεκινά να κινείται καθοδικά υπό την ισχυρή πίεση των αερίων, η βαλβίδα εξαγωγής A παραμένει κλειστή και η στροφαλοφόρος άτρακτος στρέφεται (Σχήμα 1.10.2). Κατά τη διεργασία της εκτόνωσης η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει και τα καυσαέρια εξέρχονται από τον κύλινδρο Z στον οχετό εξαγωγής E (Σχήμα 1.10.3). Στη συνέχεια το έμβολο K κατερχόμενο ανοίγει την άνω άκρη O των θυρίδων σάρωσης S. Η σάρωση ξεκινά και ο αέρας πληρώσεως διώχνει τα καυσαέρια από τον Z προς τον οχετό εξαγωγής E (Σχήμα 1.10.4).

## Κατά τη διεργασία της συμπίεσης (2<sup>η</sup> διαδρομή) :

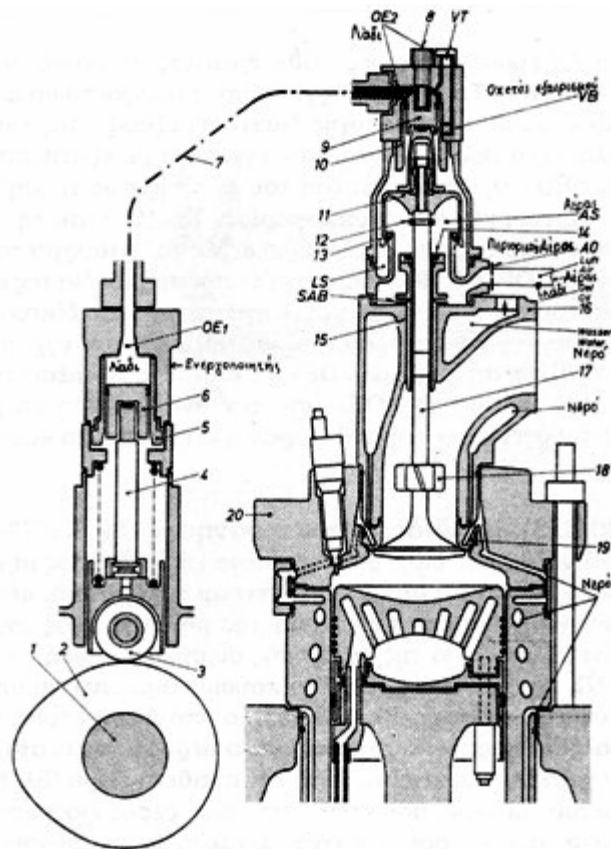
Το έμβολο K βρίσκεται τώρα στο ΚΝΣ, η σάρωση του κυλίνδρου συνεχίζεται και τα καυσαέρια διαμέσου του οχετού καυσαερίων E οδηγούνται στο στρόβιλο (Σχήμα 1.10.5). Στη συνέχεια το έμβολο K ανέρχεται και κλείνει την άνω άκρη O των θυρίδων σάρωσης S, αλλά η πίεση των αερίων στον οχετό εξαγωγής E δεν αφήνει τον αέρα να φύγει από τον κύλινδρο Z μέσω της βαλβίδας εξαγωγής A (Σχήμα 1.10.6). Το έμβολο K συνεχίζει να κινείται ανοδικά και η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει (Σχήμα 1.10.7). Περαιτέρω ανύψωση του εμβόλου K συμπιέζει τον αέρα που βρίσκεται παγιδευμένος εντός του κυλίνδρου Z ανυψώνοντας την πίεση και θερμοκρασία του (Σχήμα 1.10.8).

Τέλος, όπως φαίνεται στο παραπάνω σχήμα 1.10.1, ο οχετός σάρωσης χωρίζεται διαμήκως με διάφραγμα με ανεπίστροφες βαλβίδες E στο χώρο H και P και γι' αυτό ο χώρος H είναι ανοικτός σε όλους τους κυλίνδρους. Ο συμπιεστής L καταθλίβει τον αέρα, ο οποίος οδηγείται μέσω του ψυγείου R και του διαχωριστή νερού AS, στο χώρο P και μέσω των E στον H. Ο ανεξάρτητος ηλεκτροφουσητήρας HG λειτουργεί μόνον πριν από την εκκίνηση της μηχανής, στα χαμηλά φορτία και στην εκτέλεση κινήσεων (στα πλοία), όταν ο συμπιεστής L στέλνει λίγο ή καθόλου αέρα. Αυτός αναρροφά αέρα μέσω της βαλβίδας EH από τον χώρο P και τον καταθλίβει στο χώρο H.

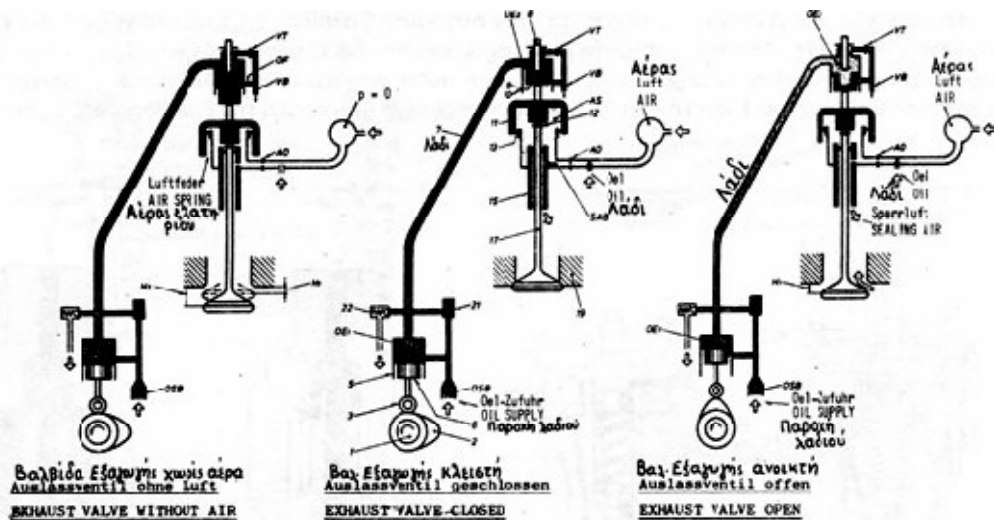
Παρακάτω παρατίθενται σχηματικά ορισμένα κύρια εξαρτήματα λειτουργίας της μηχανής RTA:



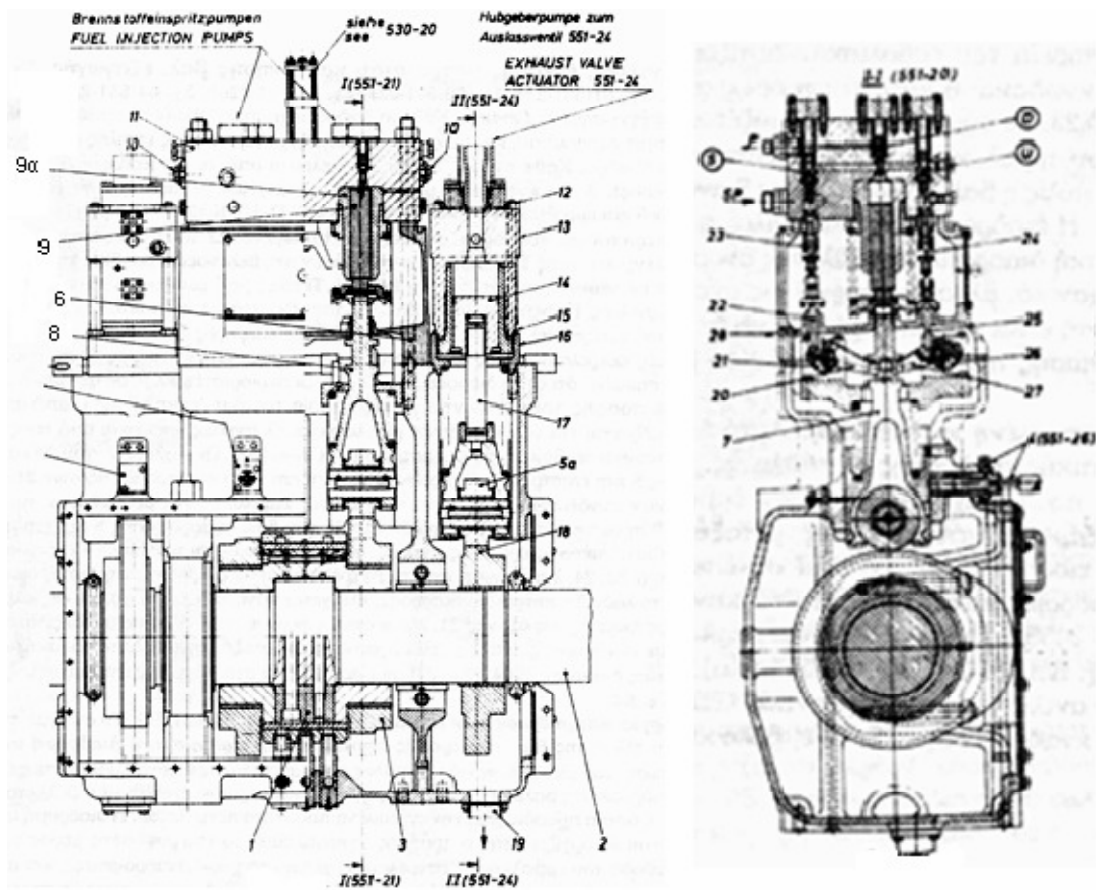
Σχήμα 1.11: Εγχυτήρας καυσίμου και βαλβίδα κυκλοφορίας



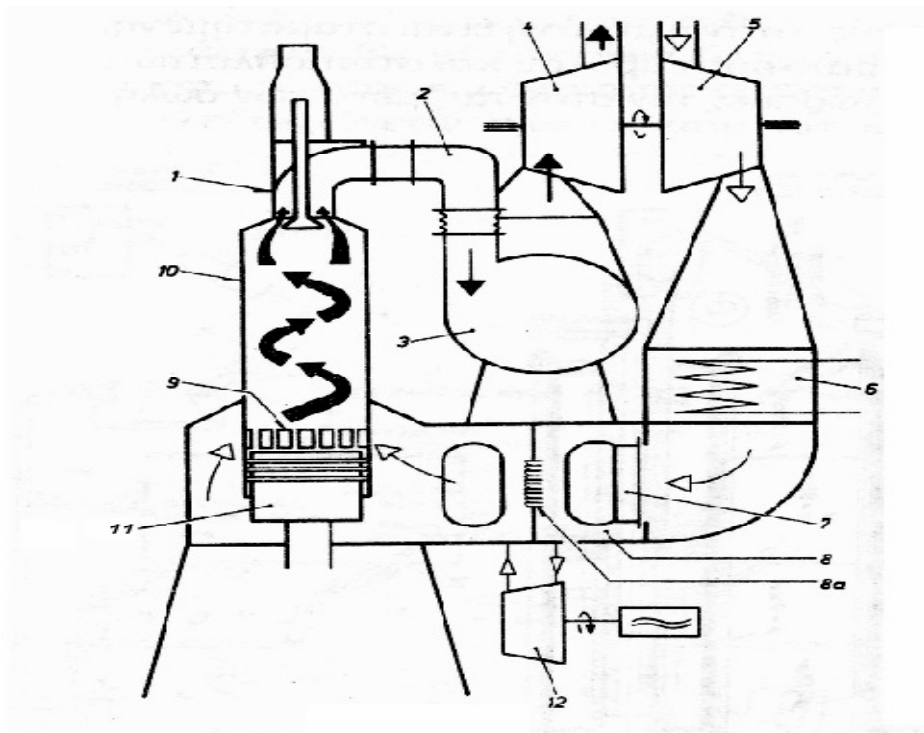
Σχήμα 1.12: Βαλβίδα εξαγωγής καυσαερίων



Σχήμα 1.13: Λειτουργία βαλβίδας εξαγωγής καυσαερίων



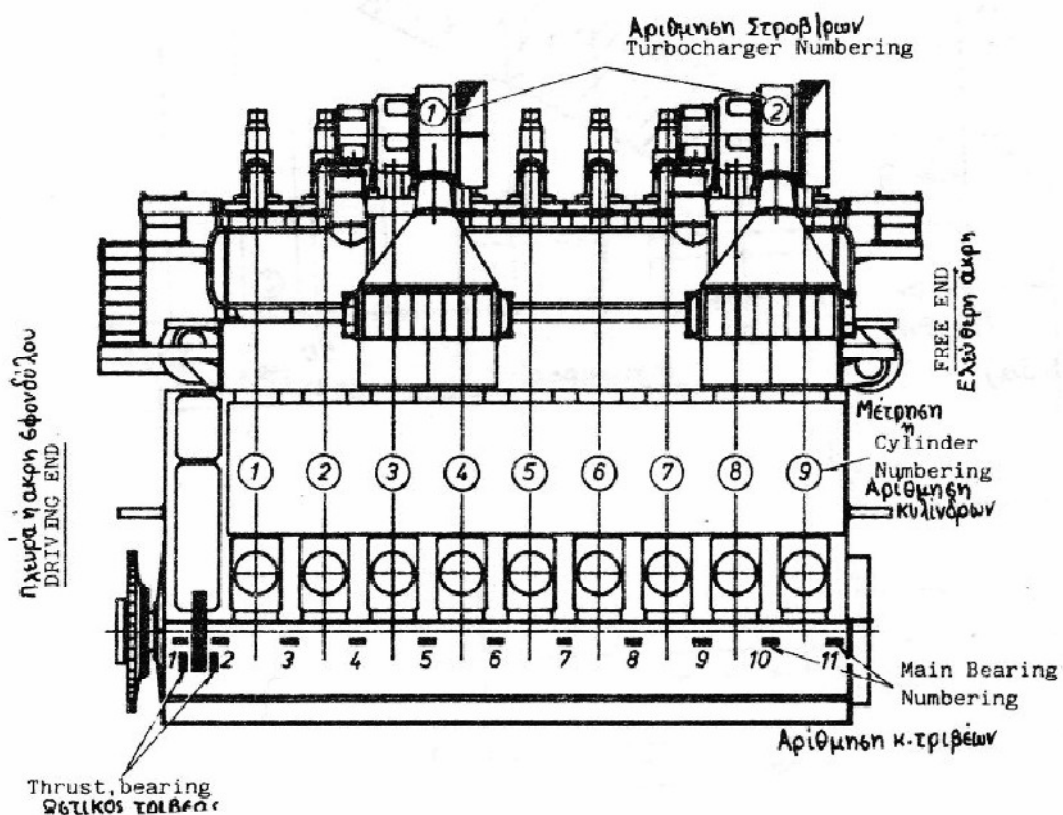
Σχήμα 1.14: Αντλία έγχυσης καυσίμου



Σχήμα 1.15: Υπερπλήρωση μηχανής RTA

### 1.3.2 Ο κινητήρας CEGIELSKI 9RTAF58

Όπως αναφέρθηκε νωρίτερα, ο υπό εξέταση κινητήρας ανήκει στην οικογένεια μηχανών RTA με την ονομασία **9RTAF58**. Στην ονομασία της μηχανής ο αριθμός 9 αναφέρεται στους κυλίνδρους που φέρει η μηχανή, τα γράμματα RTA υποδηλώνουν ότι η μηχανή ανήκει στη σειρά μηχανών RTA και το F ότι η μηχανή χρησιμοποιείται στην ηλεκτροπαραγωγή (σταθερός αριθμός στροφών). Τέλος, το νούμερο 58 υποδηλώνει ότι η διάμετρος του κάθε εμβόλου του κινητήρα είναι ίση με 580mm.



Σχήμα 1.16: Ο κινητήρας **9RTAF58**

Στο παραπάνω σχήμα φαίνεται η διάταξη του κινητήρα όπου διακρίνονται οι 9 κύλινδροι και το διπλό ζεύγος στρόβιλο-υπερπληρωτών.



### **Βασικά κατασκευαστικά στοιχεία κινητήρα 9RTAF58**

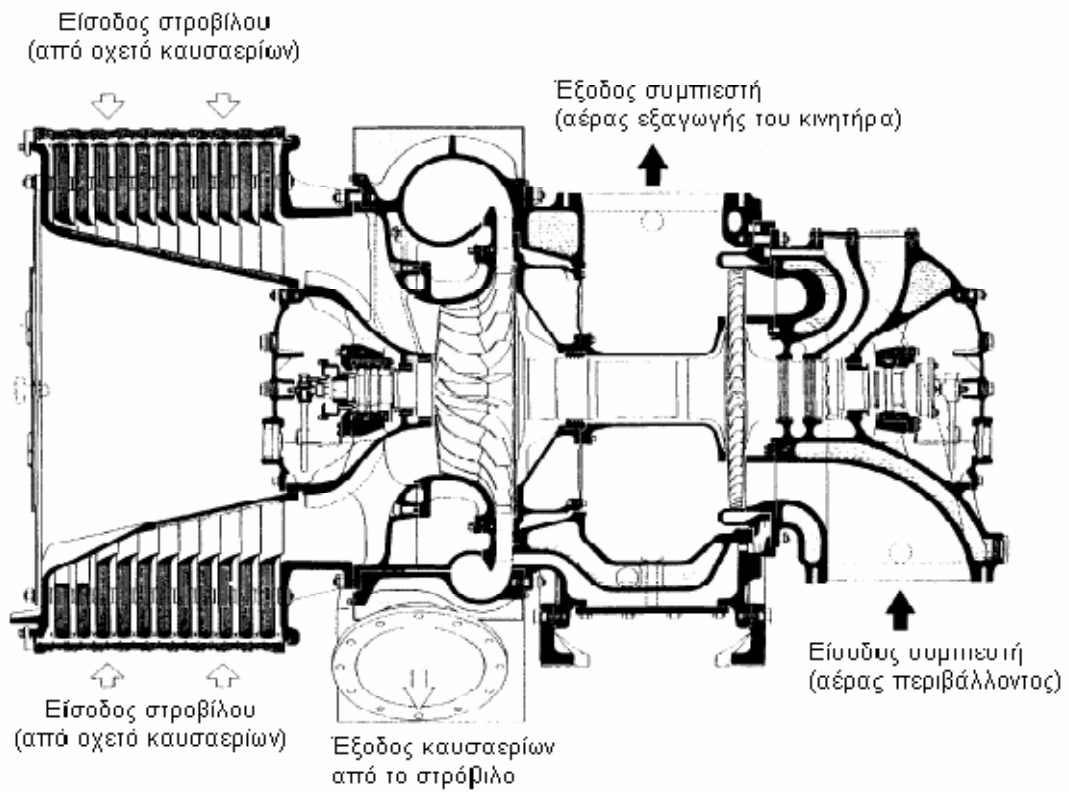
- Η διαδρομή εμβόλου είναι 1700 mm και το μήκος διωστήρα 2552,6 mm.
- Κάθε κύλινδρος διαθέτει 30 θυρίδες εισαγωγής αέρα, όπου κάθε θυρίδα έχει ύψος 130 mm και πλάτος 45 mm.
- Υπάρχει μία αντλία καυσίμου ανά κύλινδρο η οποία διαθέτει έμβολο διαμέτρου 11 mm και διαδρομής 20 mm, που τροφοδοτεί μέσω δύο σωλήνων υψηλής πίεσης τους δύο εγχυτήρες. Ο καθέ εγχυτήρας περιλαμβάνει 15 οπές διαμέτρου 1,75 mm και μήκους 1 mm η καθεμία. Η πίεση ανοίγματος των εγχυτήρων είναι 350 bar.
- Η βαλβίδα εξαγωγής των καυσαερίων έχει διάμετρο 290 mm.

### **Βασικά λειτουργικά στοιχεία κινητήρα 9RTAF58**

- Σταθερή ταχύτητα περιστροφής 125 RPM, γεωμετρικός βαθμός συμπίεσης (compression ratio) ίσος με 19 και ονομαστική ισχύς που ανέρχεται στα 11387 KW στο 100% του φορτίου λειτουργίας.
- Ειδική κατανάλωση καυσίμου στο πλήρες φορτίο (100%) η οποία ανέρχεται στα 179 g/kWh περίπου.
- Μέση ενδεικνύμενη πίεση ίση με 15,1 bar, ενώ η μέγιστη πίεση καύσης στον κύλινδρο ανέρχεται στα 135 bar.

Σε περίπτωση λειτουργίας του κινητήρα άνω του ονομαστικού φορτίου κατά μικρά χρονικά διαστήματα, δηλαδή σε φορτίο 110% (υπερφόρτιση 10%), τότε η παραγόμενη ισχύς ανέρχεται σε 12526 KW, με μέγιστη πίεση καύσης 140 bar, μέση ενδεικνύμενη πίεση 16,6 bar και ειδική κατανάλωση καυσίμου 180 g/KWh περίπου.

Ο κινητήρας 9RTAF58 είναι εφοδιασμένος με δύο ζεύγη στροβιλο-υπερπλήρωσης. Οι στρόβιλο-υπερπληρωτές είναι τύπου VTR454-32A και εταιρία κατασκευής είναι η BBC. Στο πλήρες φορτίο (100%) έχουν ταχύτητα περιστροφής ίση με 15100 RPM, ενώ σε υπερφόρτιση 10% η ταχύτητα αυτή αυξάνεται στις 15900 RPM. Στο ακόλουθο σχήμα 1.17 φαίνεται ο στρόβιλο-υπερπληρωτής VTR454 και η λειτουργία του.



**Σχήμα 1.17: Στρόβιλο-υπερπληρωτής VTR454 και η λειτουργία του**

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2<sup>ο</sup>

## ΣΧΗΜΑΤΙΣΜΟΣ ΚΑΙ ΕΚΠΟΜΠΕΣ ΡΥΠΩΝ ΑΠΟ ΤΙΣ ΕΜΒΟΛΟΦΟΡΟΥΣ Μ.Ε.Κ. ΜΕ ΕΜΦΑΣΗ ΣΤΑ ΟΞΕΙΔΙΑ ΤΟΥ ΑΖΩΤΟΥ NO<sub>x</sub>

### 2. Εισαγωγή

Η ατμοσφαιρική ρύπανση που προκαλείται ως απόρροια της λειτουργίας κάθε είδους θερμικής μηχανής αποτελεί μείζων θέμα επιστημονικής έρευνας τόσο σε επίπεδα πρόληψης όσο και σε επίπεδα περιορισμού της. Οι παραγόμενοι ρύποι των ΜΕΚ έχουν σοβαρή επίπτωση στην ανθρώπινη υγεία αλλά και γενικότερα υποβαθμίζουν την ποιότητα ζωής και το φυσικό περιβάλλον. Το πρόβλημα της ατμοσφαιρικής ρύπανσης άρχισε να γίνεται αντιληπτό κατά τη δεκαετία του 1970 και κατέστη ιδιαίτερα σημαντικό την επόμενη δεκαετία. Πρώτο μεγάλο «σύμπτωμα» αυτού του προβλήματος θεωρήθηκε το φωτοχημικό νέφος που έκανε την εμφάνιση του σε πολλές μεγαλουπόλεις, με αποτέλεσμα την εφαρμογή διαφόρων τεχνικών με σκοπό την αντιμετώπιση και τον περιορισμό του. Οι τεχνικές, οι οποίες εφαρμόζονται, έχουν να κάνουν τόσο με την πρόληψη, δηλαδή μέτρα που στοχεύουν στην αποφυγή σχηματισμού των ρυπογόνων ουσιών (π.χ. βελτίωση μηχανισμού καύσης με κατάλληλα διαμορφωμένους θαλάμους καύσης), αλλά και με την καταστολή αυτών, δηλαδή μέτρα που στοχεύουν στη δέσμευση ή καταστροφή τους (π.χ. χρήση καταλυτών σε κινητήρες Otto). Προτιμότερο, βέβαια, είναι πάντα να λαμβάνονται μέτρα ώστε να γίνεται πρόληψη ενός προβλήματος παρά προσπάθειες για καταστολή του. Αξίζει να αναφερθεί πως τα μέτρα που στοχεύουν στην αποφυγή του σχηματισμού των ρύπων και έχουν να κάνουν με τη σχεδίαση του θαλάμου καύσης καθώς και του συστήματος παροχής καυσίμου μπορούν να επιφέρουν δραστική μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων. Ωστόσο συνήθως οδηγούν σε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Για το λόγο αυτό συνήθως υπάρχει η δυνατότητα βελτιστοποίησης ή της λειτουργικής συμπεριφοράς ή της εκπομπής των ρύπων.

Ο σχηματισμός των ρύπων προκαλείται από τη διάσπαση των προϊόντων της καύσης εξαιτίας της υψηλής θερμοκρασίας που επικρατεί στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης. Με αυτό τον τρόπο στα προϊόντα της καύσης κάνουν την εμφάνιση τους και άλλες ενώσεις και ρίζες πέρα από τις αναμενόμενες. Από αυτές τις αέριες ρυπογόνους ουσίες που εμφανίζονται οι κυριότερες είναι τα οξείδια του αζώτου NO<sub>x</sub>, το μονοξείδιο του άνθρακα CO και οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες HC. Αυτοί οι τέσσερις ρύποι οι οποίοι εμφανίζονται και στις δύο κατηγορίες εμβολοφόρων μηχανών μαζί με την αιθάλη που εμφανίζεται μόνο στους κινητήρες Diesel

αποτελούν τους λεγόμενους ελεγχόμενους ρύπους και για τους οποίους ισχύουν νομοθετημένα όρια για τα επίπεδα συγκεντρώσεως τους στα καυσαέρια της εξαγωγής των κινητήρων.

## **2.1 Εκπεμπόμενοι ρύποι από τους κινητήρες Diesel**

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως οι κυριότερες ρυπογόνες ουσίες που εκπέμπουν οι κινητήρες Diesel είναι τα NO<sub>x</sub>, το CO, οι HC και η αιθάλη (soot).

- Οξειδία του αζώτου (NO<sub>x</sub>): Με τον όρο οξειδία του αζώτου αναφερόμαστε κατά κύριο λόγο στο μονοξείδιο του αζώτου NO και στο διοξείδιο του αζώτου NO<sub>2</sub> καθώς και σε άλλες μορφές όπως το N<sub>2</sub>O<sub>5</sub> οι οποίες παρατηρούνται σε πιο μικρές συγκεντρώσεις. Στις συνθήκες που επικρατούν στο θάλαμο καύσης των κινητήρων Diesel για μεσαία και μεγάλα φορτία το ποσοστό του NO αποτελεί μεγάλο ποσοστό (περίπου 98-99%) και έτσι τα NO<sub>x</sub> μπορούν να θεωρηθούν συνώνυμα των NO. Στα μικρά φορτία, αντίθετα, το ποσοστό του NO<sub>2</sub> αυξάνει αρκετά αποτελώντας το 10-25% περίπου των εκπεμπόμενων NO<sub>x</sub>. Τα NO<sub>x</sub> αποτελούν έναν από τους κυριότερους εκπεμπόμενους ρύπους των μηχανών εσωτερικής καύσης και γι' αυτό το λόγο θα αναφερθούμε παρακάτω διεξοδικότερα στον τρόπο σχηματισμού τους καθώς και σε τρόπους περιορισμού τους.
- Μονοξείδιο του άνθρακα (CO): Το μονοξείδιο του άνθρακα αποτελεί γενικότερα έναν από τους σοβαρότερους και επικινδυνότερους ρύπους των μηχανών εσωτερικής καύσης. Ο σχηματισμός του οφείλεται στην ατελή καύση που συμβαίνει εντός του θαλάμου καύσης και έχει ως συνέπεια να μην γίνεται πλήρης οξείδωση του άνθρακα προς σχηματισμό διοξειδίου του άνθρακα. Βασική παράμετρος για το σχηματισμό του CO παίζει ο λόγος ισοδυναμίας αέρα λ<sub>α</sub> ο οποίος στους κινητήρες Diesel λαμβάνει τιμές μεταξύ 1,2 έως 1,8 δηλαδή με μεγάλη περίσσεια αέρα. Το γεγονός αυτό έχει ως συνέπεια το CO να εμφανίζεται γενικώς σε μικρά ποσοστά στα καυσαέρια των κινητήρων Diesel.
- Άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC): Οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες που εμφανίζονται στην εξαγωγή των καυσαερίων των κινητήρων Diesel είναι αποτέλεσμα της ατελούς καύσης του καυσίμου. Τα κυριότερα είδη άκαυστων υδρογονανθράκων που παρουσιάζονται στα καυσαέρια είναι οι παραφίνες, οι ολεφίνες, οι αρωματικοί υδρογονάνθρακες και, σε λιγότερες συγκεντρώσεις, ακετυλένια.  
Σε πολλές περιπτώσεις παρατηρείται και αρκετά μεγάλη συγκέντρωση οξυγονούχων οργανικών ενώσεων, οι οποίες συμβάλλουν στο σχηματισμό του φωτοχημικού νέφους. Οι οξυγονούχες ενώσεις είναι συνήθως αλδεΐδες, αλκοόλες και κετόνες. Οι αλδεΐδες και οι κετόνες αποτελούν περίπου το 10% των εκπεμπόμενων υδρογονανθράκων από τους κινητήρες Diesel.
- Αιθάλη (soot): Με τον όρο αιθάλη αναφερόμαστε στο ανθρακώδες υλικό που παράγεται κατά την καύση του καυσίμου και αποτελεί τις σωματιδιακές εκπομπές του κινητήρα Diesel. Η αιθάλη εμφανίζεται ως ο χαρακτηριστικός μελανός καπνός στα υψηλά φορτία, ο οποίος αποτελείται από λεπτά σωματίδια στερεού άκαυστου άνθρακα και δημιουργείται από την πυρόλυση του καυσίμου τοπικώς σε ζώνες όπου υπάρχει μικρή συγκέντρωση οξυγόνου. Αποτελεί αποκλειστικό χαρακτηριστικό των κινητήρων Diesel και είναι

αποτέλεσμα ατελούς καύσης. Το φαινόμενο της εμφάνισης αιθάλης μπορεί να συμβεί για δύο λόγους:

- 1) είτε κατά τις απότομες αλλαγές φορτίου (από χαμηλά σε υψηλά) όπου με την απότομη έγχυση καυσίμου στο θάλαμο καύσης ο διατιθέμενος αέρας δεν επαρκεί για στοιχειομετρική καύση,
- 2) είτε κατά τη συνεχή λειτουργία του κινητήρα σε πολύ υψηλά φορτία.

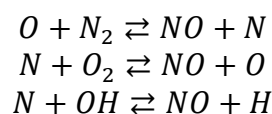
Όπως γίνεται κατανοητό από τα παραπάνω η εμφάνιση της αιθάλης σχετίζεται άμεσα με τη ρύθμιση του φορτίου του κινητήρα Diesel και γι' αυτό το λόγο αποτελεί πρόβλημα προς επίλυση όχι μόνο η επικινδυνότητα της ως ρύπος αλλά και ο ρυθμός εμφάνισης της.

Πέρα από τα προβλήματα που προκαλεί η αιθάλη ως ρύπος στο περιβάλλον και την ανθρώπινη υγεία, προκαλεί προβλήματα και στη λειτουργία του κινητήρα. Η συνεχής λειτουργία του κινητήρα σε υψηλά φορτία με έντονο καπνό μπορεί να αποβεί ζημιογόνα για τον ίδιο τον κινητήρα. Τα στερεά σωματίδια επικάθονται σε κύρια εξαρτήματα λειτουργίας του κινητήρα, όπως είναι οι οπές του εγχυτήρα τις οποίες φράσσουν, ή τη βαλβίδα εξαγωγής την οποία μπορεί και να καταστρέψουν μετά από κάποιο χρονικό διάστημα. Για την αποφυγή τέτοιων φαινομένων είναι απαραίτητη η μη λειτουργία του κινητήρα με πολύ πλούσια μίγματα ή τουλάχιστον η όσο το δυνατόν μικρότερη σε διάρκεια λειτουργία του με τέτοια μίγματα. Ως γνωστόν, όμως, με πλούσια μίγματα επιτυγχάνονται τα υψηλά φορτία στους κινητήρες Diesel. Γίνεται κατανοητό, λοιπόν, ότι η αιθάλη είναι εκείνη η παράμετρος που επιβάλλει το άνω όριο λειτουργίας στο φορτίο ενός κινητήρα diesel, επομένως και στην παραγόμενη ισχύ. Βέβαια το πρόβλημα αυτό αντιμετωπίστηκε κυρίως με την υπερπλήρωση των κινητήρων Diesel, η οποία διεύρυνε το περιθώριο λειτουργίας τους.

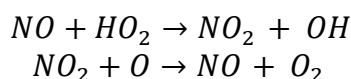
## **2.2 Μηχανισμοί σχηματισμού ρύπων σε κινητήρες Diesel**

### **2.2.1 Σχηματισμός οξειδίων του αζώτου NO<sub>x</sub>**

Ο σχηματισμός των οξειδίων του αζώτου στους κινητήρες Diesel οφείλεται κατά κύριο λόγο στην οξείδωση του αζώτου N<sub>2</sub> που υπάρχει στον ατμοσφαιρικό αέρα, εξαιτίας της πολύ υψηλής θερμοκρασίας που επικρατεί στην περιοχή της αντιδράσεως. Σαν πηγή σχηματισμού οξειδίων του αζώτου μπορεί να θεωρηθεί σε μικρότερο βαθμό και το N<sub>2</sub> που ενδεχομένως να υπάρχει στο καύσιμο. Ύστερα από αρκετές έρευνες έχουν προκύψει οι παρακάτω εξισώσεις, οι οποίες ισχύουν για μείγματα αέρα-καυσίμου κοντά στη στοιχειομετρία. Οι εξισώσεις αυτές που αποτελούν το μηχανισμό Zeldovich καθορίζουν το σχηματισμό του NO όπου σε υψηλά και μεσαία φορτία αποτελεί σχεδόν αποκλειστικά τα εκπεμπόμενα NO<sub>x</sub>.



Στα χαμηλά φορτία λειτουργίας των κινητήρων Diesel δεν μπορούν να αγνοηθούν τα παραγόμενα NO<sub>2</sub>, τα οποία αποτελούν το 10-25% όλων των εκπεμπόμενων οξειδίων του αζώτου. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι το NO που σχηματίζεται στην περιοχή της αντιδράσεως μπορεί να οξειδωθεί σε NO<sub>2</sub> και έπειτα το NO<sub>2</sub> σε NO με βάση τις παρακάτω εξισώσεις:



Στους κινητήρες Diesel ο τρόπος που συμβαίνει η καύση συνδέεται άμεσα με το σχηματισμό των οξειδίων του αζώτου. Η ανομοιογένεια του μείγματος καυσίμου-αέρα, όπου παρουσιάζονται περιοχές πλούσιες σε καύσιμο και περιοχές φτωχές, καθώς και η μεγάλη στρωμάτωση της κατανομής της θερμοκρασίας έχει ως συνέπεια ο σχηματισμός των NO<sub>x</sub> να λαμβάνει χώρα σε περιοχές όπου οι συνθήκες το ευνοούν. Το μεγαλύτερο μέρος της παραγόμενης ποσότητας NO<sub>x</sub> παρατηρείται κατά το δεύτερο στάδιο της καύσης, κατά το οποίο η φλόγα είναι τύπου προανάμειξης και η θερμοκρασία ιδιαίτερα υψηλή. Η διαδικασία αυτή παύει κατά τη διάρκεια της ελεγχόμενης καύσης, όπου οι θερμές ζώνες αντίδρασης έρχονται σε επαφή με τον ψυχρό και άκαυστο μέχρι εκείνη την ώρα αέρα με αποτέλεσμα τη σταθεροποίηση της συγκέντρωσης των παραγόμενων NO<sub>x</sub>.

Όπως συμπεραίνεται, λοιπόν, από τα παραπάνω ο σχηματισμός των NO<sub>x</sub> εξαρτάται κυρίως από τις θερμοκρασίες που αναπτύσσονται εντός του κυλίνδρου κατά τη διάρκεια της καύσης και από τη διαθέσιμη ποσότητα οξυγόνου. Αξίζει να αναφερθεί πως ενδεχόμενη αύξηση της θερμοκρασίας 100 °C, μπορεί να οδηγήσει σε ακόμη και δεκαπλασιασμό των παραγόμενων NO<sub>x</sub>.

Τέλος, οι βραδύστροφες μηχανές, όπως αυτή που διαπραγματεύεται η εργασία, έχουν την τάση να παράγουν περισσότερα οξείδια του αζώτου συγκριτικά με τις υπόλοιπες μηχανές καθώς η διαδικασία της καύσης διαρκεί περισσότερο, παρέχοντας έτσι περισσότερο χρόνο σχηματισμού στα NO<sub>x</sub>, αλλά και λόγω του ότι χρησιμοποιούν μεγαλύτερο λόγο ισοδυναμίας αέρα λ<sub>α</sub>, άρα περισσότερη ποσότητα διαθέσιμου οξυγόνου.

### **2.2.2 Σχηματισμός υδρογονανθράκων HC**

Εξαιτίας της μεγάλης περιεκτικότητας του καυσίμου Diesel σε υδρογονάνθρακες με πολύ υψηλά σημεία ζέσης αλλά και λόγω της πυρόλυσης την οποία υφίστανται εντός της εγχυόμενης στον κύλινδρο δέσμης καυσίμου, παρατηρούνται σημαντικές εκπομπές άκαυστων ή μερικώς οξειδωμένων υδρογονανθράκων στην εξαγωγή του κινητήρα. Οι υδρογονάνθρακες, που ανιχνεύονται στον αγωγό εξαγωγής, προέρχονται από καύσιμο το οποίο δεν οξειδώθηκε κατά τη διάρκεια της καύσης. Κύρια αιτία που οδηγεί στο σχηματισμό υδρογονανθράκων είναι είτε το πολύ πτωχό μείγμα αέρα-καυσίμου, το οποίο δεν μπορεί να αυταναφλεγεί ή να συντηρήσει την καύση, είτε όταν το μείγμα είναι πλούσιο και μια ποσότητα καυσίμου δε βρει την κατάλληλη ποσότητα οξυγόνου ώστε να οξειδωθεί πλήρως. Αυτό το φαινόμενο ισχύει κυρίως για το καύσιμο που εγχύεται κατά τη διάρκεια καθυστερήσεως

αναφλέξεως ενώ αυτό που εγχύεται κατά το στάδιο της ελεγχόμενης καύσης οξειδώνεται σχεδόν αμέσως. Η εκπομπή των υδρογονανθράκων επηρεάζεται σε μεγάλο βαθμό από τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα Diesel. Σε πολύ χαμηλά φορτία και λειτουργία εν κενώ οι εκπομπές είναι αρκετά μεγαλύτερες συγκριτικά με το πλήρες φορτίο. Σε περίπτωση, όμως, υπερφόρτωσης του κινητήρα οι εκπομπές HC αυξάνονται σε μεγάλο βαθμό.

### **2.2.3 Σχηματισμός αιθάλης (soot)**

Τα σωματίδια της αιθάλης σχηματίζονται από τον άνθρακα που περιέχεται στο καύσιμο. Από ένα μόριο καυσίμου στο οποίο υπάρχουν 12 έως 22 άτομα άνθρακα και με λόγο ατόμων H/C ίσο με 2, προκύπτουν σωματίδια σφαιρικής διαμέτρου 20 έως 30 nm με λόγο ατόμων H/C ίσο με 0,1 περίπου το καθένα. Ο σχηματισμός της αιθάλης στους κινητήρες Diesel πραγματοποιείται σε συνθήκες θερμοκρασίας και πίεσης στην περιοχή των 1000-2800 °K και 50-100 atm αντίστοιχα, αρκεί να υπάρχει ικανή διαθέσιμη ποσότητα αέρα για την πλήρη καύση του καυσίμου. Ο σχηματισμός της αιθάλης πραγματοποιείται σε δύο στάδια :

- Στάδιο γεννήσεως σωματιδίων: Το πρώτο στάδιο περιλαμβάνει τη διάσπαση των πολύπλοκων υδρογονανθράκων σε ακετυλένιο ( $C_2H_2$ ), πολυακετυλένια ( $C_{2n}H_2$ ) και πολυκυκλικούς αρωματικούς υδρογονάνθρακες. Οι αντιδράσεις συμπυκνώσεως αυτών των αέριων συστατικών οδηγούν στην εμφάνιση των πρώτων αναγνωρίσιμων σωματιδίων αιθάλης με διάμετρο μικρότερη των 2 nm.
- Στάδιο μεγεθύνσεως σωματιδίων: Το δεύτερο στάδιο περιλαμβάνει την επιφανειακή αύξηση των σωματιδίων, την προσκόλληση συστατικών αέριων φάσης και την ενσωμάτωσή τους στη σωματιδιακή φάση.

Σε κάθε στάδιο από τα παραπάνω μπορεί να συμβεί οξείδωση, όπου αιθάλη ή πρόδρομοι αιθάλης καίγονται προς σχηματισμό CO και CO<sub>2</sub>. Έτσι η παραγόμενη αιθάλη από τον κινητήρα εξαρτάται από το ισοζύγιο μεταξύ αυτών των διεργασιών. Τέλος, η μάζα της εκπεμπόμενης αιθάλης αυξάνεται καθώς τα εξερχόμενα καυσαέρια ψύχονται και αναμιγνύονται με τον αέρα περιβάλλοντος.

Σε αυτό το σημείο πρέπει να αναφερθεί πως δε θα γίνει αναφορά στο μηχανισμό σχηματισμού μονοξειδίου του άνθρακα CO καθώς, όπως αναφέρθηκε νωρίτερα, αποτελεί πολύ μικρό ποσοστό (έως ασήμαντο) των εκπεμπόμενων ρύπων του κινητήρα Diesel.

## 2.3 Επίδραση των ρύπων στην υγεία και το περιβάλλον

Η αρνητική συνέπεια της λειτουργίας των μηχανών εσωτερικής καύσης είναι οι εκπεμπόμενοι ρύποι και οι επιπτώσεις που έχουν αυτοί στο φυσικό περιβάλλον και κατ'επέκταση στην ανθρώπινη υγεία. Παρακάτω θα γίνει μια μικρή αναφορά στις συνέπειες που επιφέρουν οι εκπομπές των οξειδίων του αζώτου, των υδρογονανθράκων, της αιθάλης αλλά και του διοξειδίου του θείου.

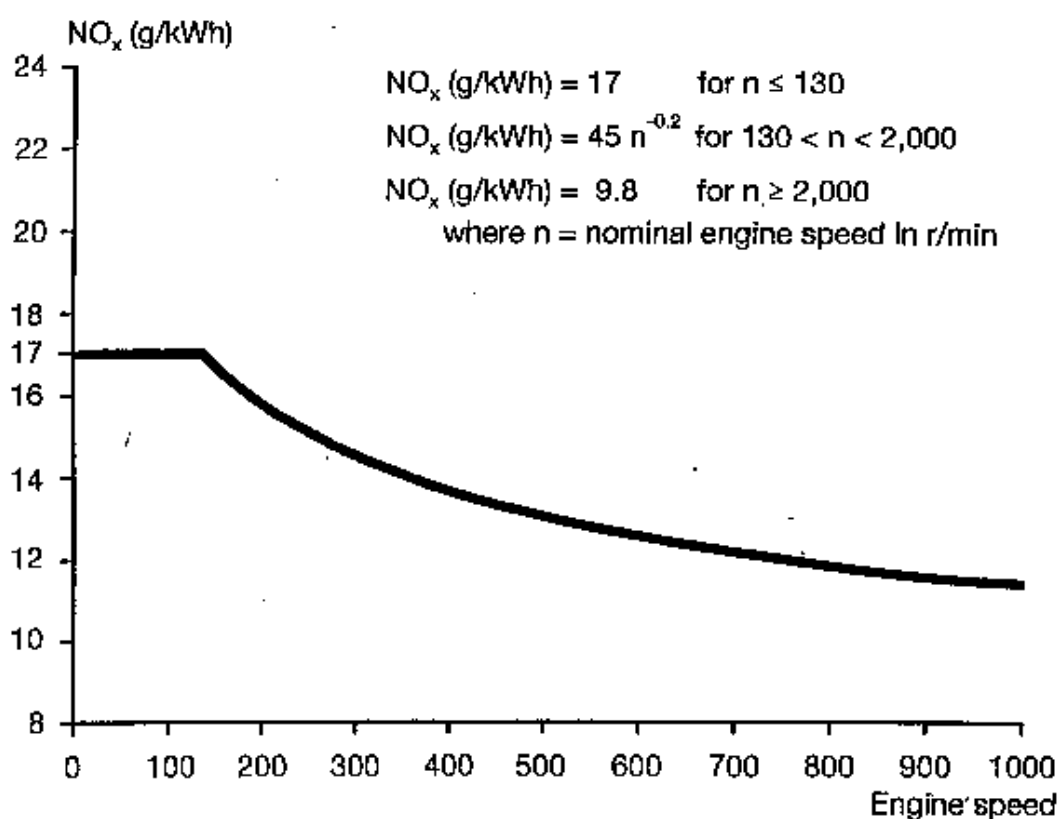
- Οξείδια του αζώτου (NOx): Τα οξείδια του αζώτου υπό την επίδραση της ηλιακής ακτινοβολίας αντιδρούν με πτητικές οργανικές ενώσεις προς σχηματισμό όζοντος. Επίσης αντιδρούν και με την υγρασία του αέρα σχηματίζοντας νιτρικό οξύ. Το όζον και το νιτρικό οξύ είναι ενώσεις που συμβάλουν σε παθήσεις που έχουν να κάνουν με αναπνευστικά προβλήματα.
- Άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC): Οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες αποτελούν έναν από τους επικινδυνότερους ρύπους για την ανθρώπινη υγεία καθώς οφείλονται τόσο για παθήσεις των ματιών και για αναπνευστικά προβλήματα αλλά ακόμα και για εμφάνιση καρκίνου. Επίσης, αντιδρούν εύκολα με τα οξείδια του αζώτου σχηματίζοντας όζον αλλά και ενώσεις που συμβάλλουν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου.
- Αιθάλη (soot): Η αιθάλη καθίσταται ιδιαίτερα επικίνδυνη για την ανθρώπινη υγεία όταν εκπέμπεται σε σωματίδια μικρότερα των 5 μm σε διάμετρο, καθώς σε τέτοια διάσταση δεν μπορούν να φιλτραριστούν από το αναπνευστικό σύστημα. Θεωρείται αρκετά επικίνδυνη εξαιτίας των πολλών χημικών ενώσεων που περιλαμβάνει και συμβάλλει κυρίως σε αρτηριακά προβλήματα.
- Διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>): Το διοξείδιο του άνθρακα ως ένωση δε θεωρείται ρύπος, παρόλα αυτά όμως η συμμετοχή του στο φαινόμενο του θερμοκηπίου το καθιστά πλέον ως τέτοιο. Στην ανθρώπινη υγεία δεν προκαλεί ιδιαίτερα προβλήματα παρά μόνο σε αρκετά μεγάλες ποσότητες, που μπορεί να οδηγήσει σε αίσθημα ζάλης ή ακόμα και λιποθυμία.

Μετά την παραπάνω αναφορά στους κυριότερους ρύπους των κινητήρων Diesel και τον τρόπο σχηματισμού τους, θα ασχοληθούμε εκτενέστερα με τα οξείδια του αζώτου, τα όρια εκπομπών τους αλλά και μεθόδους, οι οποίες οδηγούν σε περιορισμό σχηματισμού τους και εκπομπών τους.



## 2.4 Όρια εκπομπών οξειδίων του αζώτου NO<sub>x</sub> σε δίχρονους βραδύστροφους κινητήρες Diesel

Για τους δίχρονους, μεγάλων διαστάσεων, βραδύστροφους κινητήρες Diesel, που χρησιμοποιούνται στη ναυτιλία και στην ηλεκτροπαραγωγή οι εκπομπές των οξειδίων του αζώτου υπόκεινται σε νομοθετικούς περιορισμούς. Το όριο που εφαρμόζεται τώρα στη διεθνή κοινότητα είναι αυτό του IMO που διακρίτοποιεί τις τιμές των NO<sub>x</sub> ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Στο παρακάτω σχήμα φαίνονται οι επιτρεπόμενες εκπομπές των οξειδίων του αζώτου, οι οποίες ισχύουν από 01-01-2000.



**Σχήμα 2.1: Επιτρεπόμενες εκπομπές NO<sub>x</sub> για δίχρονους κινητήρες μεγάλων διαστάσεων**

Παρατηρώντας το παραπάνω σχήμα φαίνεται πως για αρκετά βραδύστροφες μηχανές (n<130RPM), όπως αυτή που διαπραγματεύεται η παρούσα εργασία, οι επιτρεπόμενες εκπομπές των NO<sub>x</sub> έχουν τιμή 17 g/kWh. Το τίμημα του καλύτερου βαθμού απόδοσης και της μικρότερης κατανάλωσης καυσίμου των δίχρονων έναντι τετράχρονων μηχανών, είναι ότι οι εκπομπές των οξειδίων του αζώτου είναι αρκετά υψηλές στις δίχρονες μηχανές για τους λόγους τους οποίους αναλύθηκαν νωρίτερα στο σχηματισμό των οξειδίων του αζώτου.

Στη συνέχεια παρατηρείται πως με αύξηση των στροφών λειτουργίας τα επιτρεπτά όρια μειώνονται εκθετικά. Όπως φαίνονται και στο παραπάνω σχήμα (Σχήμα 2.1), οι εξισώσεις οι οποίες δίνουν τα επιτρεπτά όρια εκπομπών NO<sub>x</sub> συναρτήσει των στροφών λειτουργίας είναι οι εξής:

- $n < 130$  RPM                      NO<sub>x</sub> = 17.0 g/kWh
- $130 \leq n < 2000$  RPM      NO<sub>x</sub> =  $45 * n^{(-0.2)}$  g/kWh
- $n \geq 2000$  RPM                      NO<sub>x</sub> = 9.8 g/kWh

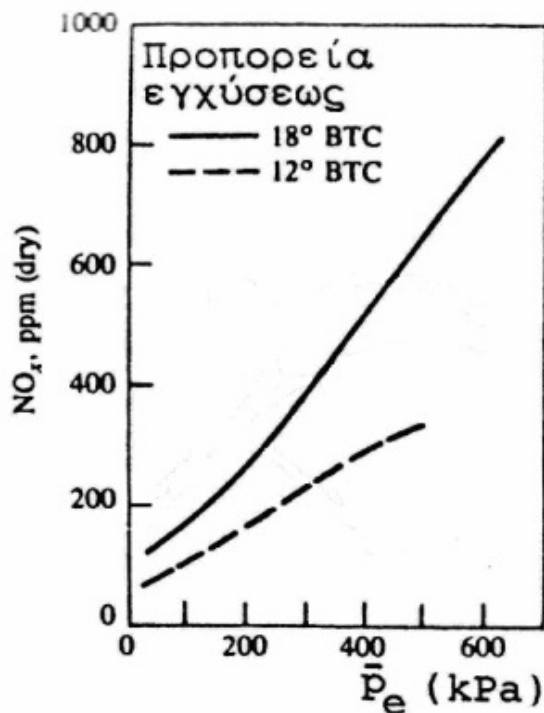
## **2.5 Επίδραση κύριων παραμέτρων λειτουργίας στις εκπομπές NO<sub>x</sub> και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου**

Σε αυτό το σημείο θα μελετηθεί η επίδραση κύριων παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα στις εκπομπές NO<sub>x</sub> αλλά και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου, όπως είναι η προπορεία εγχύσεως του καυσίμου, το ποσοστό παραμένουτος καυσαερίου, το φορτίο και η πίεση υπερπλήρωσης.

### **2.5.1 Προπορεία εγχύσεως καυσίμου**

Η προπορεία της εγχύσεως του καυσίμου παίζει καταλυτικό ρόλο στο σχηματισμό και στην εκπομπή των οξειδίων του αζώτου. Μετά την έγχυση του καυσίμου και αφού παρέλθει ο χρόνος καθυστέρησης ανάφλεξης ξεκινά η καύση αυξάνοντας τη θερμοκρασία και την πίεση εντός του κυλίνδρου. Όσο νωρίτερα σε σχέση με το Άνω Νεκρό Σημείο εγχύεται το καύσιμο στον κύλινδρο τόσο αυξάνονται τα επίπεδα πίεσης και θερμοκρασίας λόγω συνδυασμού καύσης και συμπίεσης του αέρα από το έμβολο, δημιουργώντας έτσι ιδανικές συνθήκες σχηματισμού των NO<sub>x</sub>. Αντίθετα αν η έγχυση γίνει με κάποια καθυστέρηση και κοντά στο Άνω Νεκρό Σημείο υπάρχει μεγάλη μείωση στο σχηματισμό και στην εκπομπή των NO<sub>x</sub>.

Στο παρακάτω σχήμα φαίνεται η εξάρτηση των NO<sub>x</sub> συναρτήσει της μέσης πραγματικής πίεσης (φορτίο) για 2 τιμές προπορείας.



**Σχήμα 2.2:** Εκπομπές NOx για 2 τιμές προπορείας συναρτήσει φορτίου

Με την αύξηση της προπορείας εγχύσεως καυσίμου παρατηρείται εν γένει αύξηση του βαθμού απόδοσης. Ωστόσο αυτό συμβαίνει μέχρι μια βέλτιστη τιμή πέρα της οποίας αύξηση της προπορείας οδηγεί σε μεγαλύτερες τιμές της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

### **2.5.2 Ποσοστό παραμένουτος καυσαερίου**

Η επίδραση του ποσοστού παραμένουτος καυσαερίου εντός του κυλίνδρου είναι θετική καθώς με αύξηση του ποσοστού παρατηρείται σημαντική μείωση των εκπεμπόμενων NOx. Η μείωση αυτή οφείλεται στο γεγονός ότι με την παραμονή μέρους των καυσαερίων ή των επανακυκλοφορούντων καυσαερίων (μέθοδος EGR) τα επίπεδα θερμοκρασίας μειώνονται, εξαιτίας της μεγάλης ειδικής θερμοχωρητικότητας των καυσαερίων, με αποτέλεσμα να μην αναπτύσσονται οι θερμοκρασίες που ευνοούν τον υψηλό σχηματισμό NOx. Επιπλέον το παραμένον ή επανακυκλοφορούντο καυσαέριο οδηγεί σε μείωση του διαθέσιμου προς καύση O<sub>2</sub> με συνέπεια την περαιτέρω μείωση των NOx.

Για το λόγο αυτό εφαρμόζεται σε μεγάλο βαθμό η τεχνική της επανακυκλοφορίας καυσαερίων, η οποία οδηγεί σε γραμμική περίπου μείωση του NO με την αύξηση του ποσοστού του καυσαερίου επανακυκλοφορίας. Όμως η τεχνική αυτή εφαρμόζεται κυρίως σε μικρού μεγέθους, ταχύστροφους, τετράχρονους κινητήρες Diesel και όχι τόσο σε κινητήρες όπως αυτόν που μελετάμε.

Τα παραμένοντα και τα επανακυκλοφορούντα καυσαέρια έχουν μια ελαφρώς αρνητική επίδραση στο βαθμό απόδοσης της μηχανής, εξαιτίας της επίδρασης τους στο μηχανισμό της καύσης του καυσίμου άρα και της παραγόμενης ισχύος.

### **2.5.3 Φορτίο**

Μελετώντας την επίδραση του φορτίου στο σχηματισμό των NOx ουσιαστικά μελετάμε την επίδραση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου στο σχηματισμό των NOx. Με την αύξηση του φορτίου, παρατηρείται εν γένει αύξηση της συγκεντρώσεως των NOx στο καυσαέριο, λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας στη ζώνη αντίδρασης και λόγω της ύπαρξης αρκετών περιοχών με συγκέντρωση αέρα-καυσίμου γύρω από τη στοιχειομετρική τιμή. Εν γένει μπορούμε να πούμε πως παρατηρείται αύξηση ή μικρή μείωση της συγκέντρωσης των NOx με αύξηση ή μείωση του φορτίου αντίστοιχα. Σαφής εικόνα πάντως δεν μπορεί να προκύψει καθώς δεν υπάρχει μονοσήμαντη μεταβολή του  $\lambda_a$  με το φορτίο.

### **2.5.4 Επίδραση πίεσης υπερπλήρωσης**

Η πίεση υπερπλήρωσης σχετίζεται άμεσα με την εισερχόμενη, προς καύση, ποσότητα αέρα εντός του κυλίνδρου. Η αυξημένη ποσότητα αέρα που εισέρχεται με αυξημένες τιμές πίεσης και θερμοκρασίας, συνεπάγεται και αυξημένη ποσότητα οξυγόνου που διατίθεται προς καύση αλλά και υψηλότερα επίπεδα θερμοκρασιών που ευνοούν το σχηματισμό των NOx. Ωστόσο οι εκπομπές NOx μειώνονται όταν ο αέρας υπερπλήρωσης ψύχεται έτσι ώστε η αύξηση του λόγου αέρα να μην αντισταθμίζεται από τις υψηλότερες θερμοκρασίες.

Η μέθοδος της υπερπλήρωσης εφαρμόστηκε ως μέσον αύξησης της αποδιδόμενης ισχύος από τον κινητήρα, μέσω της καύσης περισσότερης ποσότητας καυσίμου με αέρα στον ίδιο κύκλο λειτουργίας. Άρα είναι εμφανές, λοιπόν, πως η αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης οδηγεί σε αύξηση της αποδιδόμενης ισχύος.

## **2.6 Συνήθειες μέθοδοι μείωσης εκπομπών NOx**

Όπως αναφέρθηκε και νωρίτερα οι τεχνικές οι οποίες εφαρμόζονται για τη μείωση των εκπομπών των οξειδίων του αζώτου έχουν να κάνουν με μεθόδους που εφαρμόζονται εντός του θαλάμου καύσης (πρωτογενείς μέθοδοι) αλλά και με μεθόδους που έχουν να κάνουν με την επεξεργασία των καυσαερίων (δευτερογενείς μέθοδοι). Είναι προφανές ότι μεγαλύτερη βαρύτητα πρέπει να δίνεται στις πρωτογενείς μεθόδους, δεδομένου ότι αυτές ουσιαστικά μειώνουν το σχηματισμό άρα και την εκπομπή των οξειδίων του αζώτου. Αντιθέτως, οι δευτερογενείς μέθοδοι δε στοχεύουν στην πηγή του προβλήματος αφού τόσο η παγίδευση των ρύπων αλλά και η χημική επεξεργασία τους δημιουργούν το πρόβλημα της περαιτέρω διαχείρισης τους.

### **2.6.1 Πρωτογενείς Μέθοδοι**

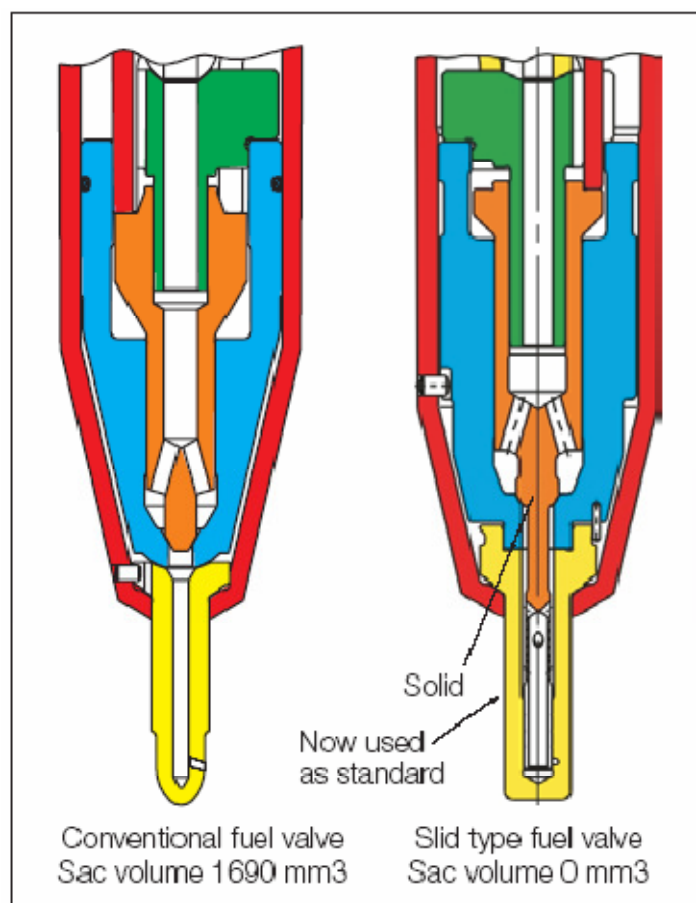
#### **A) Επίδραση του χρονισμού εγχύσεως**

Ο πλέον συνηθισμένος τρόπος ελάττωσης εκπομπών NOx είναι ο περιορισμός της μέγιστης θερμοκρασίας καύσης μέσω της καθυστέρησης της εγχύσεως καυσίμου. Η προπορεία εγχύσεως ελέγχει τη γωνία στροφάλου (χρονική στιγμή) κατά την οποία θα γίνει η έγχυση του καυσίμου άρα και η έναρξη της καύσης. Όσες μοίρες πιο νωρίς σε σχέση με το ANΣ γίνεται αυτή τόσο ευνοείται η προαναμεμειγμένη φάση της καύσης μετατοπίζοντας την αναπτυσσόμενη θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου σε υψηλότερα επίπεδα. Με αυτό τον τρόπο βελτιώνονται οι επιδόσεις του κινητήρα αλλά ταυτόχρονα αυξάνονται και τα εκπεμπόμενα επίπεδα των NOx. Τα αντίθετα προκύπτουν με τη μείωση της προπορείας εγχύσεως.

#### **B) Επίδραση της πίεσης εγχύσεως καυσίμου**

Η αύξηση της πίεσης εισαγωγής του καυσίμου οδηγεί σχεδόν μονοσήμαντα σε αύξηση των NOx. Επίσης όπως προκύπτει από τα όσα λέχθηκαν με τη μείωση της προπορείας εγχύσεως μειώνονται τα επίπεδα εκπεμπόμενων NOx αλλά ταυτόχρονα μειώνεται και η αποδιδόμενη ισχύς. Το γεγονός αυτό αναγκάζει σε υψηλά φορτία που υπάρχει η απαίτηση μεγάλων ισχύων η έγχυση του καυσίμου να γίνεται λίγο νωρίτερα με επακόλουθο την αύξηση των NOx. Ωστόσο αν με κάποιο τρόπο μειωθεί η προπορεία ώστε να κρατηθούν τα NOx σε χαμηλά επίπεδα και ταυτόχρονα αυξηθεί η πίεση εγχύσεως του καυσίμου τότε με αυτό τον τρόπο είναι δυνατόν να ψεκαστεί η ίδια ποσότητα καυσίμου (ίδιο φορτίο) σε συντομότερο χρονικό διάστημα. Με χρήση αυτής της μεθόδου έχει παρατηρηθεί ότι επιτυγχάνεται σημαντική μείωση των εκπεμπόμενων NOx με μια ταυτόχρονη όμως μικρή αύξηση της εκπεμπόμενης αιθάλης. Για την εφαρμογή αυτής της μεθόδου απαιτείται η τροποποίηση του συστήματος έγχυσης και η χρήση κατάλληλα διαμορφωμένου ακροφυσίου για τη

βελτίωση του μηχανισμού έγχυσης. Ένα τέτοιο ακροφύσιο παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα.



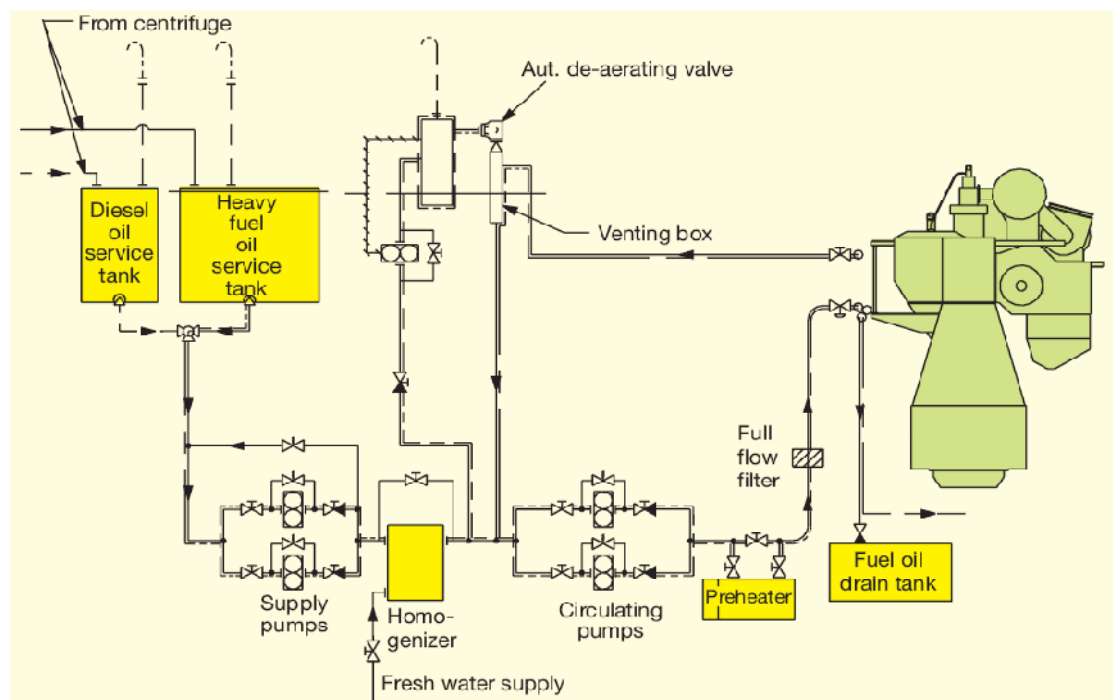
Σχήμα 2.3: Εξελιγμένο ακροφύσιο εγχυτήρα για τη μείωση εκπομπών NO<sub>x</sub>

### Γ) Ψεκασμός νερού στην αναρρόφηση του αέρα ή στο θάλαμο καύσης

Όπως έχει αναφερθεί ο σχηματισμός των NO<sub>x</sub> εξαρτάται από τη συγκέντρωση των στοιχείων της αντίδρασης (N<sub>2</sub> και O<sub>2</sub>), τη θερμοκρασία του θαλάμου καύσης και το χρόνο παραμονής σε υψηλές θερμοκρασίες. Με την εισαγωγή νερού στο θάλαμο καύσης μειώνονται τα NO<sub>x</sub> λόγω αλλαγής του ρυθμού έκλυσης θερμότητας και μείωσης της θερμοκρασίας καύσης. Ωστόσο είτε με ψεκασμό νερού στην αναρρόφηση του αέρα είτε στο θάλαμο καύσης μπορεί να προκληθούν περαιτέρω προβλήματα στη λειτουργία και τα δομικά στοιχεία του κινητήρα λόγω της διάβρωσης που προκαλεί το νερό. Επίσης άλλο μειονέκτημα της μεθόδου εγχύσεως νερού είναι η μείωση της αποδοτικότητας του κινητήρα και της παραγόμενης ισχύος.

### Δ) Χρήση γαλακτώματος νερού-καυσίμου

Η τεχνική αυτή προκύπτει ως βελτιστοποίηση της προηγούμενης μεθόδου, αφού πειραματικά διαπιστώθηκαν πολύ καλύτερα αποτελέσματα με έγχυση γαλακτώματος καυσίμου-νερού με ποσοστό κατ' όγκο από 10% έως και πάνω από 40% νερού στο καύσιμο. Με τον όρο υδατικό γαλάκτωμα, εννοείται μίγμα καυσίμου με νερό, το οποίο όμως μακροσκοπικά φαίνεται ομογενές. Η ιδιαιτερότητα ενός τέτοιου μίγματος είναι ότι τα συστατικά του δεν είναι αναμίξιμα σε μοριακό επίπεδο, όπως για παράδειγμα είναι τα συστατικά ενός καυσίμου του εμπορίου, που αποτελείται από μια σειρά διαφορετικών καυσίμων. Η ιδιαιτερότητα αυτή παρουσιάζει ιδιαίτερη σπουδαιότητα στην εξέλιξη και τη μορφή της καύσης ενός τέτοιου μίγματος. Στα συστήματα αυτά, η ορθή ανάμειξη του καυσίμου με το νερό για την παρασκευή του γαλακτώματος, είναι ιδιαίτερα σημαντική και απαιτεί αρκετές διατάξεις, όπως φαίνεται παρακάτω.



Σχήμα 2.4: Διάταξη γαλακτοποίησης νερού - καυσίμου

Η μείωση των εκπομπών NOx με τη χρήση γαλακτώματος καυσίμου-νερού, οφείλεται κατά κύριο λόγο στην αυξημένη ειδική θερμοχωρητικότητα, που παρουσιάζει το υδατικό γαλάκτωμα σε σχέση με αυτήν του κοινού καυσίμου diesel, λόγω της προσθήκης νερού σε αυτό. Το γεγονός αυτό προκαλεί μείωση της θερμοκρασίας καύσης αφού το μίγμα του θαλάμου καύσης χρειάζεται μεγαλύτερο ποσό θερμότητας, για να αυξήσει κατά το ίδιο ποσό τη θερμοκρασία του. Εφόσον το μέγεθος της θερμοκρασίας καύσης επηρεάζει άμεσα τις εκπομπές NOx από τον κινητήρα, είναι προφανές ότι οι τελευταίες μειώνονται με τη χρήση γαλακτώματος. Όμως πέραν αυτού, η παρουσία του νερού επιδρά στο ρυθμό της ατμοποίησης του καυσίμου που με τη σειρά του αυξάνει τον διασκορπισμό του καυσίμου και τον ρυθμό ανάμιξης αυτού με τον αέρα, οδηγώντας σε μείωση των τοπικών θερμοκρασιών λόγω του πιο ομοιόμορφου χαρακτήρα της καύσης. Αυτό οδηγεί σε περαιτέρω μείωση των εκπομπών NOx. Πρόσμιξη 10% νερού στο καύσιμο προκαλεί μείωση των NOx κατά 6-12% ανάλογα με τον τύπο κινητήρα ενώ για πρόσμιξη νερού 30% προκαλείται μείωση έως και 30% στα NOx.

### **E) Ανακυκλοφορία καυσαερίων (Μέθοδος EGR)**

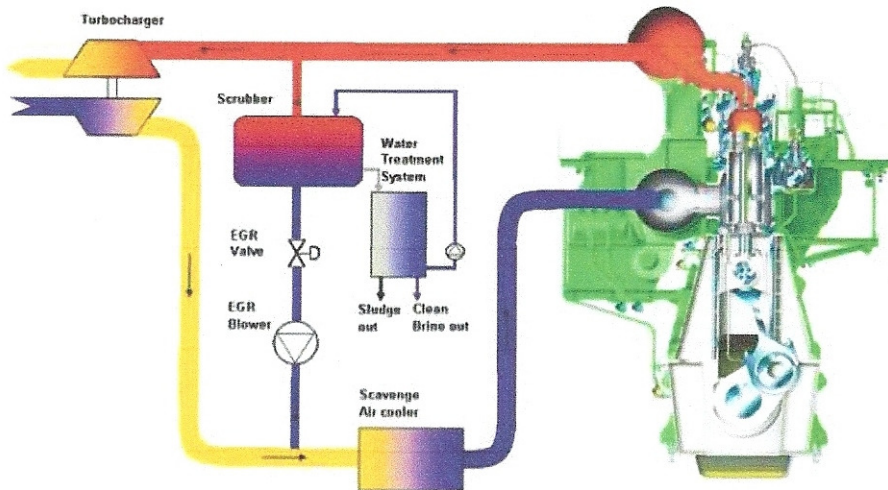
Με την ανακυκλοφορία ενός ποσοστού των καυσαερίων μειώνονται τα παραγόμενα NOx για δύο κυρίως λόγους. Πρώτον, λόγω της μείωσης της συγκέντρωσης O<sub>2</sub> στη ζώνη καύσης και δεύτερον, τα καυσαέρια έχουν μεγαλύτερη θερμοχωρητικότητα από τον αέρα πληρώσεως, άρα δεσμεύουν θερμότητα και ελαττώνουν τη μέση θερμοκρασία καύσης. Η χρήση αυτής της τεχνικής εφαρμόζεται ευρέως σε κινητήρες Otto και τα τελευταία χρόνια έχει αρχίσει να εφαρμόζεται σε μεγάλους δίχρονους κινητήρες Diesel. Εφαρμογή της μεθόδου σε διάφορα φορτία λειτουργίας (50%, 75% και 100%) επιφέρει μείωση σε NOx έως και 50% για ανακυκλοφορία 20% των καυσαερίων.

Κατά την εφαρμογή της τεχνικής της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων προκύπτουν ορισμένα τεχνικά προβλήματα:

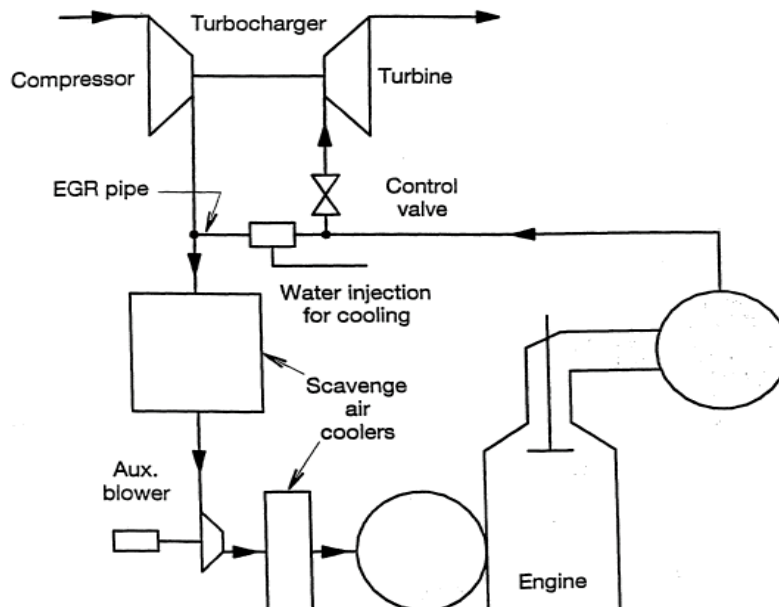
- Για να μην επιβαρύνεται η ογκομετρική απόδοση του κινητήρα το καυσαέριο που ανακυκλοφορεί πρέπει να ψύχεται. Επίσης, για την ελάττωση της ρύπανσης και της φθοράς του συμπιεστή και για ελάττωση φθορών του κινητήρα από τα σωματίδια, τα ανακυκλοφορούντα καυσαέρια πρέπει να καθαρίζονται μέσω φίλτρου.
- Ίχνη θεικού οξέος που παραμένουν στο καυσαέριο ανακυκλοφορίας μπορεί να προκαλέσει προβλήματα λειτουργίας στο συμπιεστή και τα ψυγεία αέρα πληρώσεως.
- Η μέγιστη ισχύς του κινητήρα μπορεί να παρουσιάσει μια μείωση της τάξης του 10-15% λόγω μείωσης του O<sub>2</sub> στον αέρα πλήρωσης εφόσον δε γίνουν άλλες ρυθμίσεις.



Μια παραλλαγή της τεχνικής αυτής αποτελεί η εσωτερική-ανακυκλοφορία (internal-EGR) που ουσιαστικά είναι ηθελημένη πλήρως απόπλυση, η οποία όμως παρουσιάζει προβλήματα θερμικής φορτίσεως και ελάττωσης ογκομετρικής απόδοσης του κινητήρα και βρίσκεται ακόμη σε πειραματικό στάδιο.



Σχήμα 2.5: Σύστημα EGR δίχρονου μεγάλων διαστάσεων κινητήρα Diesel

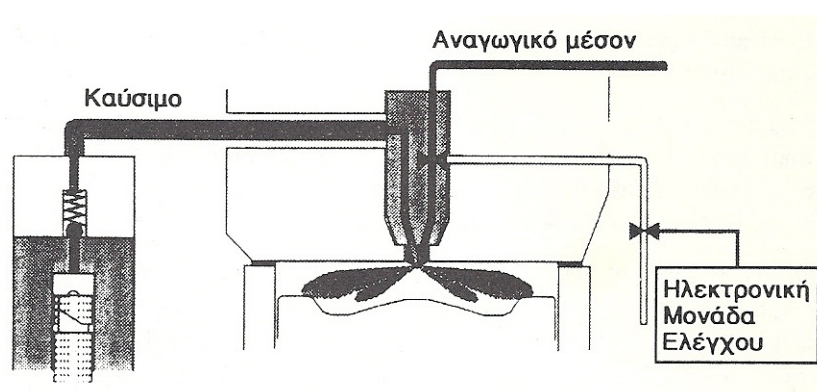


Σχήμα 2.6: Σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων σε δίχρονο κινητήρα Diesel

Σε αυτό το σημείο πρέπει να αναφερθεί πως μπορεί να γίνει συνδυασμός της εφαρμογής των μεθόδων EGR και χρήσης γαλακτώματος καυσίμου-νερού, ο οποίος μπορεί να μειώσει τις εκπομπές των NOx έως και 50% αλλά και τις εκπομπές καπνού και σωματιδίων σε αποδεκτά όρια.

### ΣΤ) Απευθείας έγχυση διαλύματος αμμωνίας ή ουρίας στο θάλαμο καύσης

Μείωση των σχηματιζόμενων NOx μπορεί να επιτευχθεί με την πρόσθεση αμμωνίας (NH<sub>3</sub>) ή ουρίας (2[NH<sub>2</sub>]CO) σε θερμοκρασίες μεγαλύτερες των 300 °C στα καυσαέρια πριν το στρόβιλο του υπερπληρωτή παρουσία καταλύτη. Η χρήση της τεχνικής σε λέβητες γίνεται και χωρίς την παρουσία καταλύτη για θερμοκρασίες της τάξης των 1000 °C. Στους θαλάμους καύσης των κινητήρων τέτοιες θερμοκρασίες παρουσιάζονται για γωνία στροφάλου περίπου 30-50° μετά το ANΣ. Ο άμεσος ψεκασμός διαλύματος αμμωνίας ή ουρίας στον κύλινδρο και ο σωστός διασκορπισμός του μέσα στο θάλαμο καύσης πρέπει να πραγματοποιηθεί μέσα σε περιορισμένα χρονικά όρια. Πρόωρη έγχυση οδηγεί σε καύση της αμμωνίας χωρίς αντίδραση με τα NOx ενώ καθυστερημένη έγχυση μειώνει τους ρυθμούς αντίδρασης με τα NOx. Η έγχυση της αμμωνίας ή της ουρίας την κατάλληλη χρονική στιγμή μπορεί να οδηγήσει σε μείωση των NOx έως και 50% με την προϋπόθεση ότι η ποσότητα της αμμωνίας είναι 4 φορές η στοιχειομετρική (της αντίδρασης με τα NOx). Αυτό σημαίνει πως μόνο το 12% περίπου της αμμωνίας αντιδρά με τα NOx ενώ η υπόλοιπη ποσότητα καίγεται σε αργότερα στάδια της καύσης με αμελητέα παράγωγη NOx.

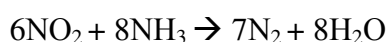
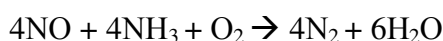


**Σχήμα 2.7: Άμεση έγχυση αναγωγικού μέσου (αμμωνία ή ουρία) στο θάλαμο καύσης**

## 2.6.2 Δευτερογενείς Μέθοδοι

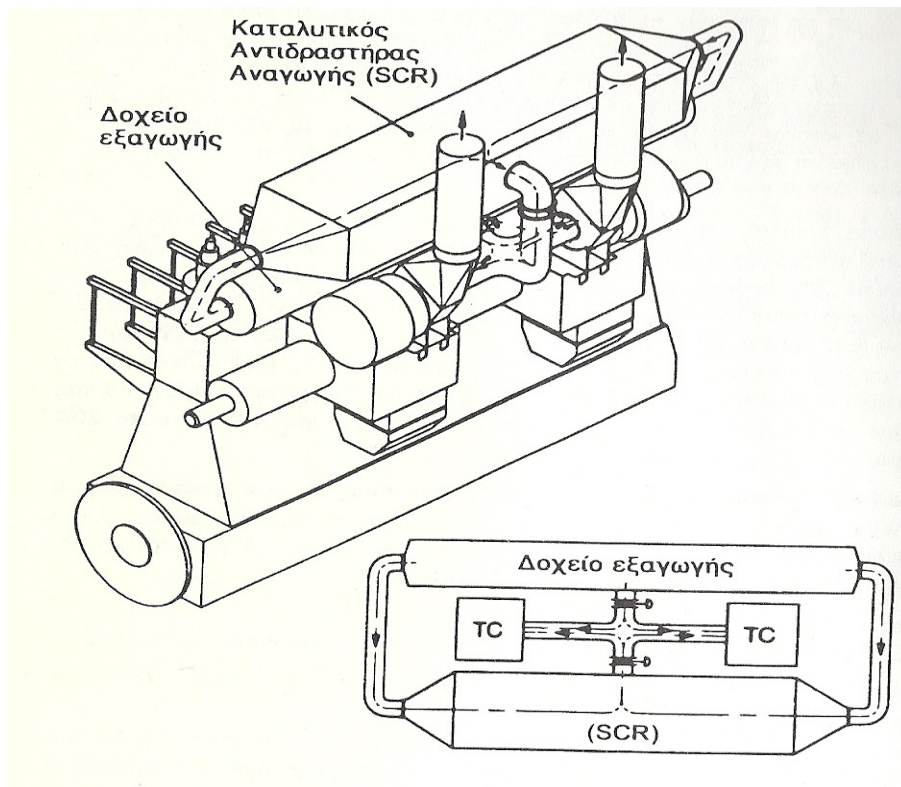
### Η μέθοδος SCR (Selective Catalytic Reduction)

Η μέθοδος της επιλεκτικής καταλυτικής αναγωγής (SCR) χρησιμοποιείται συνήθως σε θερμικούς σταθμούς παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας που χρησιμοποιούν κινητήρες Diesel αλλά και σε κινητήρες Diesel οχημάτων, όταν επιζητείται μείωση των εκπεμπόμενων NOx άνω του 50%. Μάλιστα με τη μέθοδο SCR επιτυγχάνεται μείωση των NOx έως και 95%. Η αρχή λειτουργίας της μεθόδου βασίζεται σε μια χημική αντίδραση μεταξύ των καυσαερίων και ενός αναγωγικού μέσου με τη βοήθεια ενός καταλύτη. Το αναγωγικό μέσο είναι συνήθως αμμωνία και αντιδρά με τα NOx των καυσαερίων προς σχηματισμό νερού H<sub>2</sub>O και αζώτου N<sub>2</sub>. Οι καταλύτες, οι οποίοι χρησιμοποιούνται, απαιτούν θερμοκρασίες μεταξύ των 300 °C και 400 °C και αποτελούνται από βανάδιο ή ζεολίτη (για θερμοκρασίες εξόδου καυσαερίων άνω των 600 °C). Οι χημικές αντιδράσεις που λαμβάνουν χώρα είναι οι εξής:

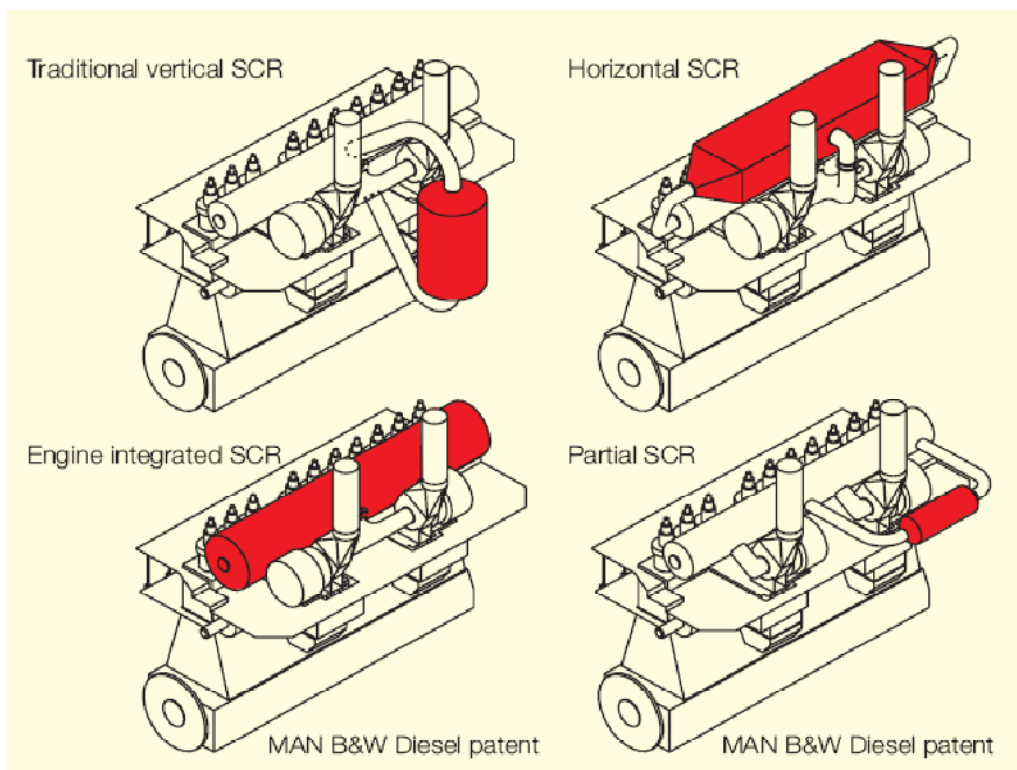


Για θερμοκρασίες μικρότερες των 270 °C πραγματοποιείται αντίδραση της αμμωνίας με τα οξείδια του θείου που προκύπτουν από το θείο που περιέχεται στα καύσιμα με αποτέλεσμα μειωμένη απόδοση του καταλύτη ενώ για θερμοκρασίες μεγαλύτερες των 400 °C γίνεται καύση της ίδιας της αμμωνίας. Λόγω του γεγονότος αυτού, εξετάζεται και ο τρόπος τοποθέτησης του καταλύτη πριν τον στρόβιλο ή μετά από αυτόν ανάλογα με τα χαρακτηριστικά της μονάδας. Η πρώτη περίπτωση εφαρμόζεται σε δίχρονους κινητήρες λόγω της σχετικά χαμηλής θερμοκρασίας καυσαερίου κατά τη διαδικασία της απόπλυσης (μεγάλος λόγος αέρα). Στην περίπτωση αυτή, θα πρέπει να ληφθεί υπόψιν η ελαφρά αυξημένη αντίθλιψη στο σύστημα της εξαγωγής και η επίδραση που αυτή μπορεί να έχει στην πίεση σάρωσης του κινητήρα. Σε αρκετές τέτοιες διατάξεις υπάρχει συνήθως ανάγκη πρόβλεψης για την παράκαμψη του συστήματος στην περίπτωση όπου η θερμοκρασία μειωθεί σημαντικά π.χ. χαμηλά φορτία. Η μέθοδος που περιγράφηκε παραπάνω παρουσιάζει ορισμένα προβλήματα όσον αφορά τη θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων γεγονός που επιβάλλει περιορισμούς στην τιμή της. Προβλήματα με τη θερμοκρασία προκαλεί και η χρησιμοποιούμενη προς αναγωγή αμμωνία. Για υψηλές τιμές καυσαερίων παράγονται διάφορα παραπροϊόντα της αμμωνίας τα οποία είναι αρκετά τοξικά. Γι' αυτό το λόγο αρκετές φορές γίνεται χρήση της ουρίας ως αναγωγικό μέσο. Η ουρία είναι προτιμότερη της αμμωνίας γιατί είναι άοσμη και δε παράγει τοξικά παραπροϊόντα. Βέβαια είναι λιγότερη αποδοτική συγκριτικά με την αμμωνία.

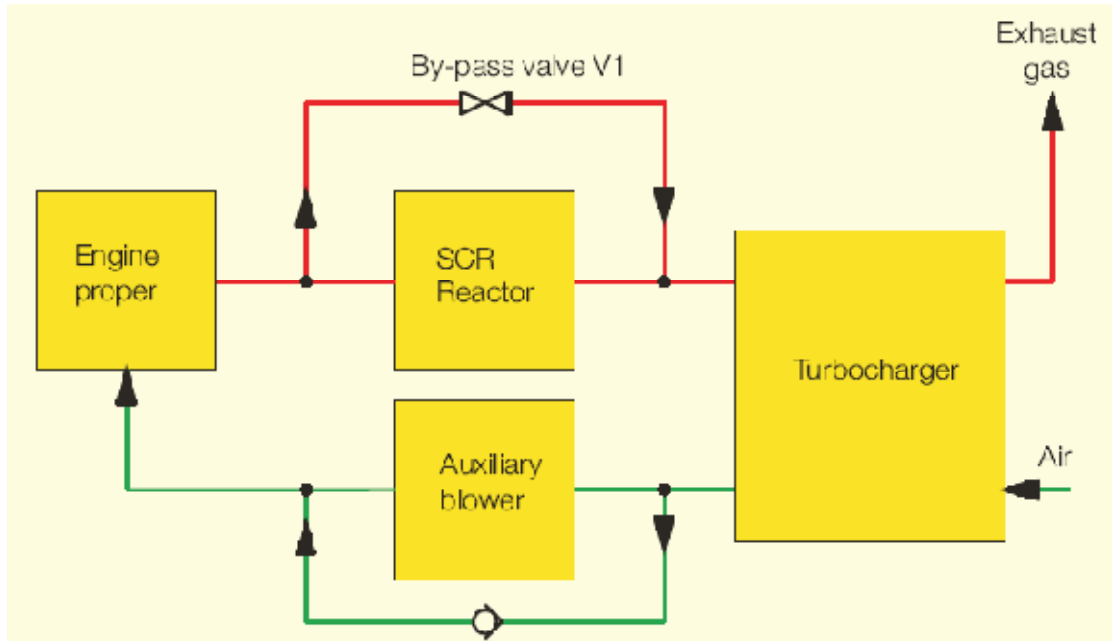
Στα παρακάτω σχήματα παρουσιάζονται διάφοροι τρόποι τοποθέτησης του καταλύτη σε κινητήρες Diesel καθώς και η διάταξη ενός συστήματος με SCR.



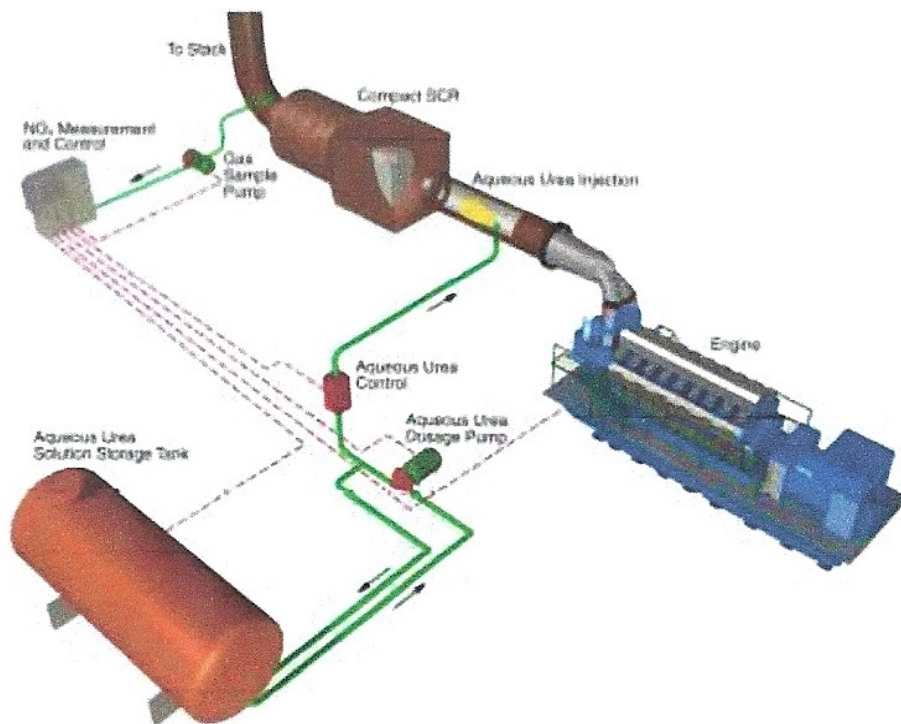
**Σχήμα 2.8:** Σχηματική απεικόνιση δίχρονου κινητήρα με διάταξη καταλυτικής αναγωγής καυσαερίων



**Σχήμα 2.9:** Τρόποι τοποθέτησης καταλύτη SCR σε κινητήρες Diesel



Σχήμα 2.10: Σχηματική διάταξη συστήματος SCR



Σχήμα 2.11: Πλήρες σύστημα SCR δίχρονου κινητήρα

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3<sup>ο</sup>

## ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΠΟΛΥΖΩΝΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΚΑΥΣΗΣ NTUA-ENGINE PERFORMANCE & EMISSIONS CODE

Πριν γίνει η εφαρμογή του κώδικα για την μελέτη της προσομοίωσης της λειτουργικής συμπεριφοράς του κινητήρα και των εκπομπών NOx, κρίνεται σκόπιμο να δοθεί μια γενική περιγραφή του πολυζωνικού μοντέλου καύσης που θα χρησιμοποιηθεί για τη μελέτη του κινητήρα.

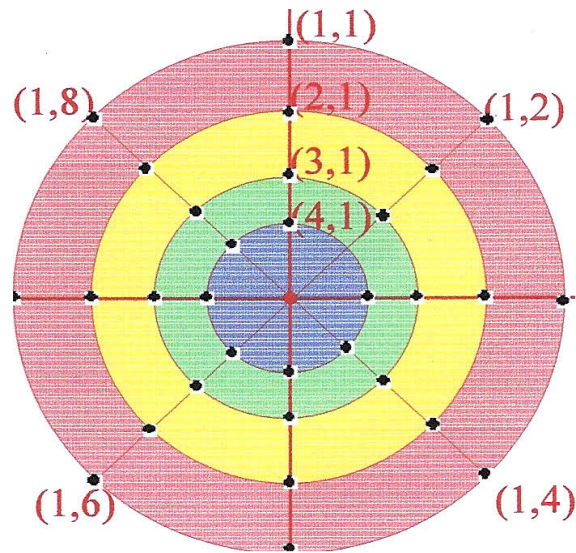
### 3. Χρήση υπολογιστικών μοντέλων για την προσομοίωση λειτουργίας εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.

Τα τελευταία χρόνια σημαντικό ρόλο στην εξέλιξη και βελτίωση των εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. διαδραματίζει η χρήση υπολογιστικών μοντέλων, τα οποία προσομοιάζουν τη λειτουργία των κινητήρων (συμπίεση, καύση, εκτόνωση, εναλλαγή αερίων) αλλά και εκτιμούν τις τιμές των εκπεμπόμενων ρύπων κάνοντας χρήση ηλεκτρονικού υπολογιστή. Τα πλεονεκτήματα που προσφέρει η χρήση των υπολογιστικών μοντέλων είναι πολλά, όπως κέρδος, τόσο σε χρόνο όσο και σε χρήμα γιατί περιορίζεται το πλήθος των πειραμάτων καθώς η αρχική γενική διερεύνηση μπορεί να γίνει στον υπολογιστή. Δίνεται επίσης η δυνατότητα επανάληψης του πειράματος χωρίς ιδιαίτερο κόστος αλλά το κυριότερο είναι η δυνατότητα της μελέτης μιας και μόνο μεταβλητής, χωρίς ενδεχόμενη μεταβολή άλλης παραμέτρου ώστε να γίνει κατανοητή η ακριβής επίδραση της στη λειτουργία και την εκπομπή ρύπων του κινητήρα. Όπως γίνεται κατανοητό, οι δυνατότητες που παρέχουν τα υπολογιστικά μοντέλα στους ερευνητές είναι πολλές και γι' αυτό το λόγο έχουν δημιουργηθεί πολλοί τέτοιοι υπολογιστικοί κώδικες. Οι κώδικες αυτοί διακρίνονται με βάση την προσέγγιση στη λειτουργία του κινητήρα. Αν η προσέγγιση έχει να κάνει με τη μελέτη των θερμοδυναμικών φαινομένων κατά τη λειτουργία του κινητήρα τότε μιλάμε για φαινομενολογικά μοντέλα ενώ αν έχει να κάνει με την επίλυση των εξισώσεων Navier-Stokes, τότε μιλάμε για ρευστομηχανικά μοντέλα.

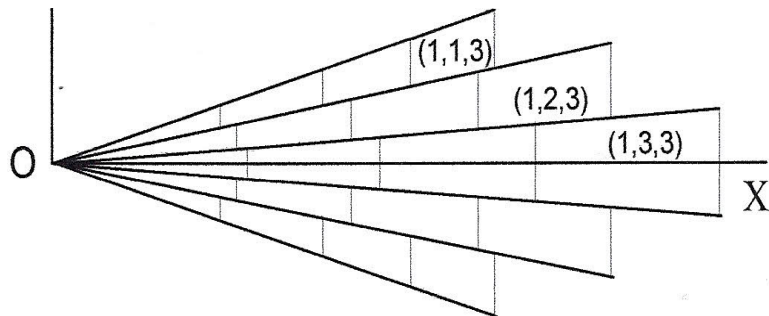
### **3.1 Το υπολογιστικό μοντέλο προσομοίωσης NTUA-ENGINE PERFORMANCE & EMISSIONS CODE**

Το υπολογιστικό μοντέλο NTUA-ENGINE PERFORMANCE & EMISSIONS CODE, το οποίο χρησιμοποιήθηκε στην παρούσα διπλωματική εργασία, αποτελεί ένα φαινομενολογικό, τρισδιάστατο πολυζωνικό υπολογιστικό μοντέλο γραμμένο σε Visual Fortran το οποίο προσομοιώνει ολόκληρο τον κύκλο λειτουργίας του κινητήρα, δηλαδή την περίοδο της καύσης και το διάστημα εναλλαγής των αερίων. Το μοντέλο αυτό αναπτύχθηκε στο εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του Ε.Μ.Π και υπεύθυνος για τη δημιουργία του είναι ο καθηγητής κ. Δ.Θ. Χουντάλας. Ο χαρακτηρισμός φαινομενολογικό, όπως εξηγήθηκε νωρίτερα, έχει να κάνει με το ότι το μοντέλο μελετάει τα θερμοδυναμικά φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα, μέσω ημι-εμπειρικών σχέσεων που έχουν αναπτυχθεί για την περιγραφή των διεργασιών που επιτελούνται κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας ενός κινητήρα. Οι προσεγγιστικές αυτές σχέσεις έχουν διατυπωθεί ύστερα από πολυάριθμα εργαστηριακά πειράματα με σκοπό να εκφράσουν κάποια όχι πλήρως κατανοητά φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία του κινητήρα και σε συνδυασμό με τις εξισώσεις διατήρησης της συνέχειας, της ορμής και της ενέργειας καθώς και τις θεμελιώδεις αρχές της θερμοδυναμικής εφαρμόζονται στα φαινομενολογικά μοντέλα. Το ότι το μοντέλο είναι τρισδιάστατο πολυζωνικό σημαίνει ότι η δέσμη του καυσίμου μετά την έγχυση χωρίζεται σε  $n$  διακριτούς όγκους στο χώρο, τις λεγόμενες «ζώνες» (ή κελιά), στις οποίες οι συνθήκες θερμοκρασίας και σύστασης μεταβάλλονται με το χρόνο και είναι διαφορετικές για κάθε ζώνη. Η πίεση θεωρείται ομοιόμορφη εντός του θαλάμου καύσης και η θερμοκρασία και η σύσταση κάθε ζώνης υπολογίζονται με χρήση του πρώτου θερμοδυναμικού αξιώματος και των εξισώσεων διατήρησης μάζας και ορμής.

Στα επόμενα σχήματα (Σχήμα 3.1 και Σχήμα 3.2) απεικονίζεται ο διαχωρισμός της δέσμης σε ζώνες κατά τον άξονα  $x$  που συμπίπτει με την αρχική κατεύθυνση της δέσμης και στους άξονες  $r$  και  $z$ . Το επίπεδο  $x-r$  τέμνει εγκάρσια τον κύλινδρο ενώ ο άξονας  $z$  είναι ο άξονας του κυλίνδρου. Ο αριθμός των ζωνών κατά την κατεύθυνση  $x$  καθορίζεται από τη διάρκεια της έγχυσης και το χρονικό βήμα που χρησιμοποιείται κατά τους υπολογισμούς. Στις άλλες διαστάσεις καθορίζεται με δοκιμές, δηλαδή ο αριθμός των ζωνών είναι τέτοιος ώστε περαιτέρω αύξηση του να μην επιδρά στα αποτελέσματα του μοντέλου.



Σχήμα 3.1: Σχηματισμός ζωνών στο επίπεδο  $r-z$

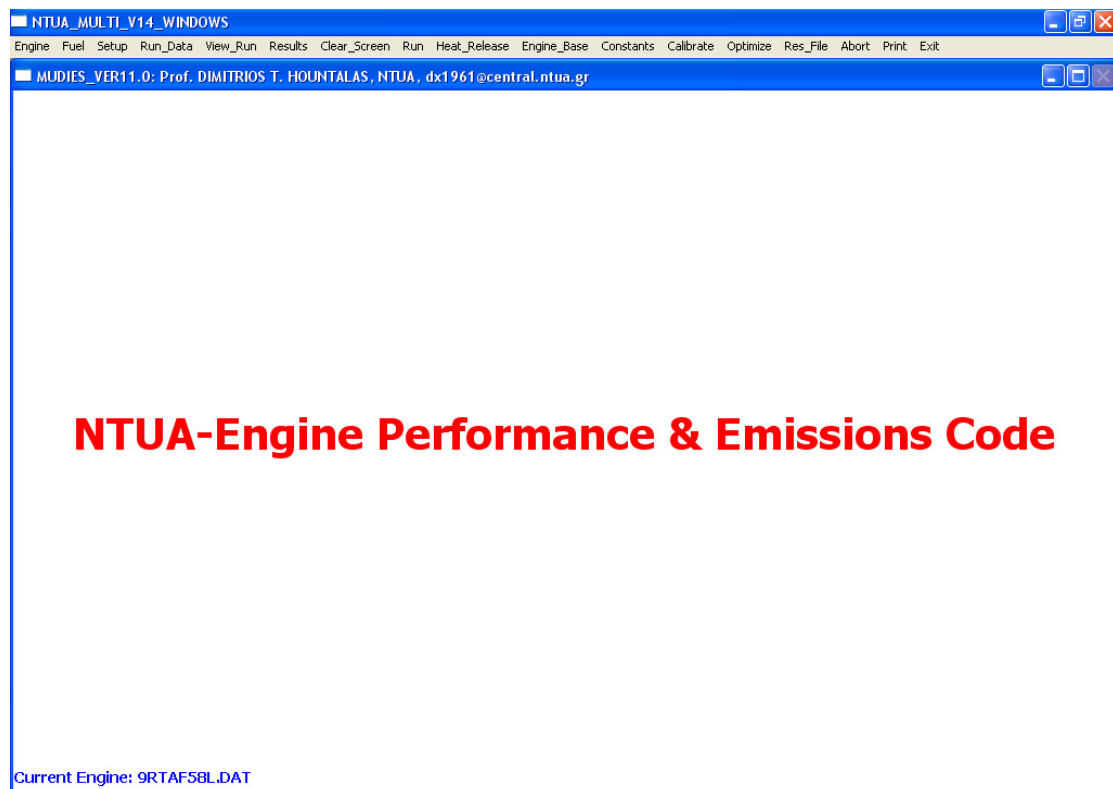


Σχήμα 3.2: Σχηματισμός ζωνών στο επίπεδο  $x-r$



## 3.2 Παρουσίαση μοντέλου NTUA-ENGINE PERFORMANCE & EMISSIONS CODE

Η παρουσίαση της γενικής λειτουργίας του κώδικα θα γίνει μέσω σχημάτων στα οποία παρουσιάζονται η λειτουργία, οι επιλογές και οι παράμετροι που χρησιμοποιήθηκαν κατά τη διαδικασία της προσομοίωσης.

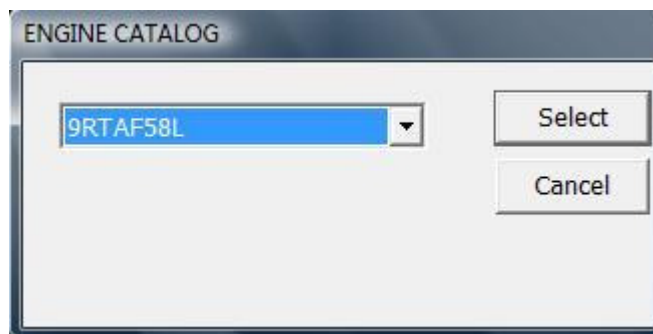


**Σχήμα 3.3: Επιφάνεια εργασίας του κώδικα (βασικό μενού επιλογών)**

### 3.2.1 Εισαγωγή δεδομένων προσομοίωσης (input data)

Για την εκτέλεση της προσομοίωσης απαιτούνται μια σειρά δεδομένων (input data) και ένα σύνολο επιλογών για τον καθορισμό των απαραίτητων ρυθμίσεων. Τα απαιτούμενα δεδομένα είναι τα ακόλουθα:

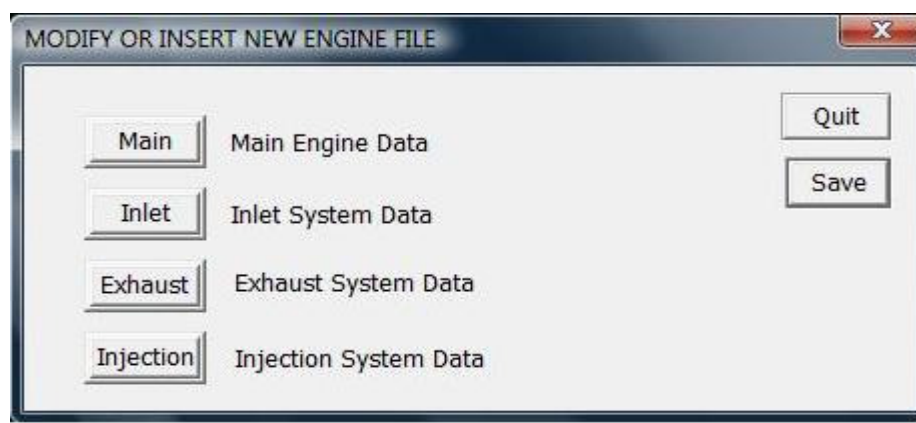
- Επιλογή του κινητήρα από τη γραμμή εργαλείων στην επιφάνεια εργασίας μέσω της επιλογής ENGINE.



**Σχήμα 3.4: Πίνακας επιλογής κινητήρα**

- Γεωμετρικά δεδομένα του κινητήρα που περιλαμβάνουν όλα τα κατασκευαστικά δεδομένα του εξεταζόμενου κινητήρα.

Τα δεδομένα αυτά εισάγονται μέσω της επιλογής Engine\_Base στη γραμμή εργαλείων της επιφάνειας εργασίας, η οποία οδηγεί στις εξής τρεις επιμέρους επιλογές: Modify Engine File, Create New Engine File και Delete Engine File. Μέσω της επιλογής Modify Engine File, ανοίγει το ακόλουθο παράθυρο (σχήμα 3.5), στο οποίο υπάρχουν τέσσερις επιλογές καταχώρησης δεδομένων: για τα βασικά δεδομένα του κινητήρα (Main Engine Data) (σχήμα 3.6), για τα δεδομένα του συστήματος αέρα εισαγωγής (Inlet System Data) (σχήμα 3.7), για τα δεδομένα του συστήματος εξαγωγής (Exhaust System Data) (σχήμα 3.8) και για τα δεδομένα του συστήματος εγχύσεως του καυσίμου (Injection System Data) (σχήμα 3.9). Με την επιλογή Create New Engine File δημιουργούμε νέα βάση δεδομένων ενός νέου κινητήρα που θέλουμε να εισάγουμε στον κώδικα.



**Σχήμα 3.5: Μενού δεδομένων κινητήρα**

**MAIN ENGINE DATA**

Engine Type  2 Str  4 Str

Bore (mm)

Stroke (mm)

Connecting Rod Length (mm)

Compression Ratio

Equivalent Bowl Diameter (mm)

Equivalent Bowl Height (mm)

Number of Cylinders

**Σχήμα 3.6: Πίνακας καταχώρησης κύριων γεωμετρικών μεγεθών του εξεταζόμενου κινητήρα**

**SETUP OF ENGINE INLET SYSTEM**

Valve Data

Valve Type  Valve  Reference Timing  Hot  Cold

Set Inlet Opening  Y/N

Set Inlet Closing  Y/N

Inlet Valve Diameter (mm)

Inlet Valve Seat Angle (deg)

Number of Inlet Valves

Inlet Valve Discharge Coefficient

Inlet Valve Rocker Ratio

Inlet Valve Clearance Cold (mm)

Inlet Valve Clearance Hot (mm)

Inlet Manifold Volume (cm\*\*3)

Inlet Manifold Flow Area (cm\*\*2)

Inlet Manifold Discharge Coeff.

Inlet Valve Opening

Inlet Valve Closing (deg)

Swirl Ratio

Inlet-Cylinder Axis Distance(mm)

Port Data

Valve Type  Port

Number of Port Groups (-)

First Port Group

Port Distance from Top (mm)

Port Width (mm)

Small Port Height (mm)

Big Port Height (mm)

Number of Ports (-)

Port Type (0/1)

Second Port Group

Port Distance from Top (mm)

Port Width (mm)

Small Port Height (mm)

Big Port Height (mm)

Number of Ports (-)

Port Type (0/1)

**Σχήμα 3.7: Πίνακας καταχώρησης γεωμετρικών χαρακτηριστικών του συστήματος αέρα εισαγωγής**

SETUP OF ENGINE EXHAUST SYSTEM

Valve Data

Valve Type  Valve

Reference Timing  Hot  Cold

Set Exhaust Opening  Y/N

Set Exhaust Closing  Y/N

Exhaust Valve Diameter (mm)	290.0	Exhaust Manifold Volume (cm <sup>3</sup> )	5270000.
Exhaust Valve Seat Angle (deg)	60.0	Exhaust Manifold Flow Area (cm <sup>2</sup> )	1261.
Number of Exhaust Valves	1	Exhaust Manifold Discharge Coef.	0.60
Exhaust Valve Discharge Coefficient	0.70	Exhaust Valve Opening (deg)	293
Exhaust Valve Rocker Ratio	1.7	Exhaust Valve Closing (deg)	81
Exhaust Valve Clearance Cold (mm)	1.00		
Exhaust Valve Clearance Hot	1.00		

Port Data

Valve Type  Port

Number of Port Groups (-)

First Port Group		Second Port Group	
Port Distance from Top (mm)	914.3	Port Distance from Top (mm)	0.0
Port Width (mm)	80.0	Port Width (mm)	0.0
Small Port Height (mm)	70.0	Small Port Height (mm)	0.0
Big Port Height (mm)	0.0	Big Port Height (mm)	0.0
Number of Ports (-)	8	Number of Ports (-)	0
Port Type (0/1)	0	Port Type (0/1)	0

Back

Σχήμα 3.8: Πίνακας καταχώρησης γεωμετρικών χαρακτηριστικών του συστήματος εξαγωγής

SETUP OF ENGINE FUEL INJECTION SYSTEM

FUEL PUMP DATA		INJECTOR DATA		DELIVERY VALVE DATA	
Pump Bore (mm)	11.0	Number of Injector Holes	15	Delivery Valve	<input type="checkbox"/> Y/N
Pump Stroke (mm)	0.0	Injector Hole Diameter (mm)	0.750	Mass (g)	0.0
Number of Feed Holes	2	Injector Hole Length (mm)	1.000	Seat Diameter (mm)	0.0
Diameter of Feed Holes	2.0	Injector Hole Discharge Coef.	0.650	Valve Max. Lift (mm)	0.000
Feed Hole from BDC	3.0	Injector Needle Mass (g)	5.9	Spring Stiffness	0.0
Clearance (mm)	0.000	Injector Max. Lift (mm)	0.230	Opening Pressure (bar)	0.0
Min. Chamber Height	2.0	Seat Diameter (mm)	1.1	Valve Seat Angle (deg)	0.0
Pipeline Length (mm)	447.0	Spring Stiffness (kN/m)	146.0	Chamber Volume (cc)	320.0
Pipeline Diameter (mm)	1.9	Opening Pressure (bar)	350.0		
Pump Piston Length	20.0	Closing Pressure (bar)	200.0		
		Needle Seat Angle (deg)	60.0		
		Injector Volume (mm <sup>3</sup> )	500.0		
		Sac Volume (mm <sup>3</sup> )	0.7		

INJECTOR INCLINATION		INJECTOR COORDINATES	
X-Y Plane Angle (deg)	0.0	X (mm)	-290.0
X-Z Plane Angle (deg)	0.0	Y (mm)	0.0
		Z (mm)	0.0

Back

Σχήμα 3.9: Πίνακας καταχώρησης δεδομένων του συστήματος εγχύσεως του καυσίμου

- Ιδιότητες του καυσίμου όπως η πυκνότητα του, η θερμογόνος δύναμη, το ποσοστό υγρασίας, η σύσταση και οι χημικές ιδιότητες.

Οι ιδιότητες του καυσίμου εισάγονται μέσω της επιλογής FUEL στη γραμμή εργαλείων.

General Properties	
Fuel Density (kg/m**3)	950.0
Heating Value (kJ/kg)	42000.0
Water Content (%)	0.0

Mass Composition %	
Carbon (%)	84.70
Hydrogen (%)	15.29
Oxygen (%)	0.00
Nitrogen (%)	0.00

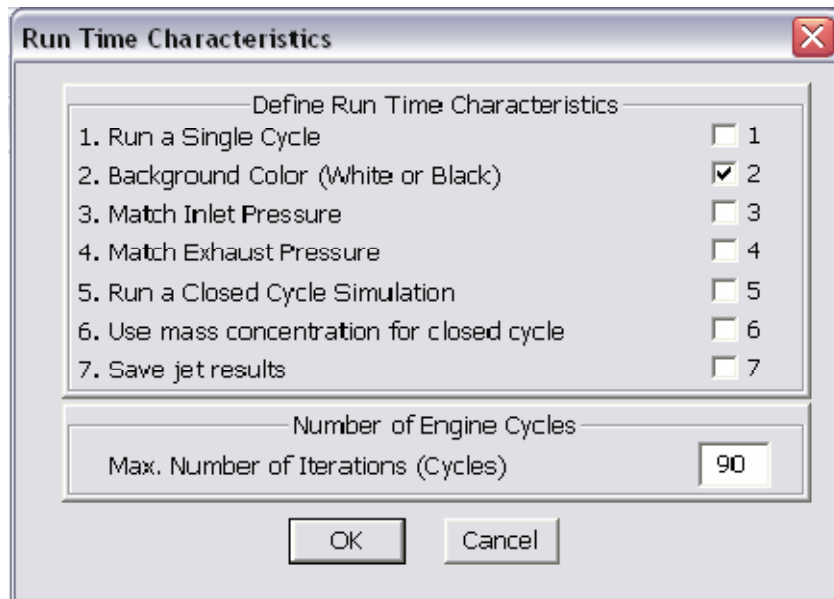
Chemical Properties	
Carbon Atoms	12.0
Hydrogen Atoms	26.0
Oxygen Atoms	0.0
Nitrogen Atoms	0.0
Molecular Weight (-)	170.0

**Σχήμα 3.10: Πίνακας καταχώρησης ιδιοτήτων καυσίμου**

- Βασικές ρυθμίσεις της προσομοίωσης.

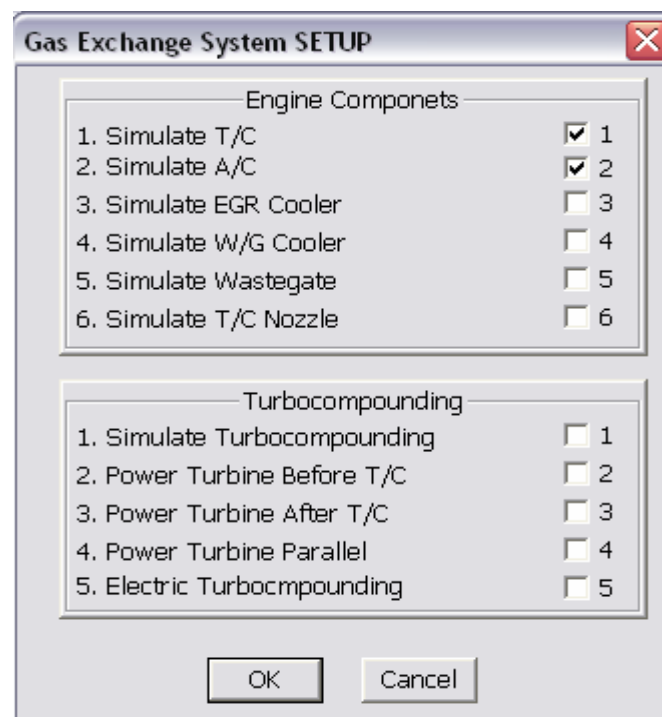
Οι ρυθμίσεις αυτές καθορίζονται μέσω της επιλογής SETUP της γραμμής εργαλείων και περιλαμβάνουν μια σειρά από επιμέρους επιλογές οι κυριότερες των οποίων είναι η Run Time και η Inlet and Exhaust. Μέσω της πρώτης επιλογής καθορίζεται κυρίως αν η προσομοίωση αφορά ανοιχτό ή κλειστό κύκλο λειτουργίας καθώς και ο μέγιστος αριθμός κύκλων λειτουργίας που επιθυμούμε να «τρέξει» ο κώδικας.

Ο κλειστός κύκλος (Closed Cycle Simulation) κάνει προσομοίωση του κύκλου λειτουργίας για το διάστημα που ο θάλαμος καύσης είναι κλειστός, δηλαδή από το κλείσιμο της βαλβίδας (ή θυρίδων) εισαγωγής ή εξαγωγής (στο δίχρονο κινητήρα κλείνει τελευταία η βαλβίδα ή οι θυρίδες εξαγωγής) μέχρι το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής. Τα απαιτούμενα δεδομένα σε αυτή την περίπτωση δίνονται από κατάλληλο αρχείο στο οποίο περιέχονται όλες οι συνθήκες λειτουργίας, καθώς και λεπτομέρειες για τη σύσταση του αερίου που εγκλωβίζεται στον κύλινδρο, κατά το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής. Στον ανοιχτό κύκλο λειτουργίας (Open Cycle Simulation) γίνεται προσομοίωση για τη συνολική χρονική περίοδο του κύκλου, περιέχοντας δηλαδή και τις φάσεις της εναλλαγής των αερίων. Τα δεδομένα σε αυτή την περίπτωση εισάγονται μέσω πινάκων από την επιλογή Run\_Data της γραμμής εργαλείων με τρόπο που θα εξηγηθεί στη συνέχεια.



**Σχήμα3.11: Πίνακας βασικών ρυθμίσεων προσομοίωσης**

Με την επιλογή Inlet and Exhaust καθορίζονται διάφορες ρυθμίσεις που έχουν να κάνουν με το σύστημα εναλλαγής των αερίων, όπως δυνατότητα προσομοίωσης του συστήματος υπερπλήρωσης του κινητήρα, του ψυγείου αέρα σάρωσης και άλλων επιμέρους τμημάτων της εγκατάστασης. Η επιλογή της αναλυτικής προσομοίωσης π.χ. του συστήματος υπερπλήρωσης του κινητήρα συνεπάγεται τον καθορισμό κάποιων επιπλέον λειτουργικών χαρακτηριστικών (των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου) που περιλαμβάνονται στον πίνακα καθορισμού των συνθηκών λειτουργίας που επεξηγείται στη συνέχεια.



**Σχήμα 3.12: Πίνακας ρυθμίσεων συστήματος εναλλαγής αερίων**

- Συνθήκες λειτουργίας (operating conditions) που περιλαμβάνουν τις συνθήκες στις οποίες είναι επιθυμητό να πραγματοποιηθεί η προσομοίωση.

Τα δεδομένα των συνθηκών λειτουργίας καθορίζονται μέσω της επιλογής Run\_Data στη γραμμή εργαλείων της επιφάνειας εργασίας, που οδηγεί στις ακόλουθες πέντε επιλογές:

- 1) Open Cycle Operating Data-Input from Screen,
- 2) Open Cycle Operating Data-Input from File,
- 3) Injection Rate File-Open Cycle,
- 4) Closed Cycle Input Data και
- 5) Modify Injection Rate File.

Οι δύο πρώτες επιλογές έχουν να κάνουν με τα δεδομένα σχετικά με τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα, όπως είναι οι στροφές, η προπορεία εγχύσεως, οι πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής, οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου, κ.α. για ανοικτό κύκλο λειτουργίας.

Operating Data		Injection Data	
Engine Speed (rpm)	125.0	Injection Timing (deg)	-8
Boost Pressure (bara)	2.00	Pilot Injection Timing (deg)	0
Boost Air Temperature (C)	40.5	Post Injection After Main (deg)	0
Exhaust Pressure (bara)	1.82	No. of Injection Timing Runs	1
Fuel Flow Rate (kg/h)	1517.	Step for Inj. Timing Runs (deg)	0
Pilot Flow Rate (kg/h)	0.	Main Rail Pressure (bar)	500.0
Post Fuel Rate (kg/h)	0.	Pilot Rail Pressure (bar)	0.0
		Post Rail Pressure (bar)	0.0
EGR Data		T/C Data	
EGR (%)	0.0	Ambient Temperature (C)	25.0
EGR Temperature (C)	100.0	Ambient Pressure (mbar)	1013.0
EGR Coolant Temp. In (C)	0.0	A/C Coolant Temp. In (C)	25.0
EGR Cooler Effect. (%)	0.0	Turbine Back Pressure (mmW)	0.0
Auxiliary		Compressor Pres. Drop (mmW)	0.0
Waste Gate Flow (%)	0.0	Compressor Isentropic Eff. (%)	72.0
Intake Throttling (%)	0.0	Turbine Isentropic Eff. (%)	72.0
EGR Valve (%)	0.0	Compressor Mechanical Eff. (%)	95.0
		Turbine Mechanical Eff. (%)	95.0
		A/C Effectiveness (%)	80.1
Inlet Air Data		Turbocompounding Data	
Oxygen Content (%)	21.0	Power Turbine Pressure Ratio	0.00
Nitrogen Content (%)	79.0	Turbine Isentropic Eff. (%)	0.0
Water Content (kg/kg air)	0.000	Turbine Mechan. Efficiency (%)	0.0
Water Temperature (C)	25.0	Flow Percentage (%)	0.0
		Electric Power (%)	0.0

Σχήμα 3.13: Πίνακας καταχώρησης συνθηκών λειτουργίας κινητήρα

Data for Predefined Cycle Runs

Speed (rpm)	125.0
Inlet Pressure (bar)	2.00
Inlet Air Temp. (C)	40.5
Inj. Main. (deg ATDC)	-8.0
Inj. Pilot. (deg ATDC)	0.0
Inj. Post. (deg ATDC)	0.0
Main Fuel (kg/h)	1516.70
Pilot Fuel (kg/h)	0.00
Post Fuel (kg/h)	0.00
EGR (%)	0.00
EGR Temperature (C)	100.0
Pilot Injection Pressure (bar)	0.0
Main Injection Pressure (bar)	500.0
Post Injection Pressure (bar)	0.0
EGR Cooler Water In (C)	0.0
Air Cooler Water In (C)	0.0
Compressor Efficiency (%)	82.0
Turbine Efficiency (%)	82.0
Power for E-Turbocompounding (%)	0.0
Power Turbine Pressure Ratio (-)	0.0
Power Turbine Efficiency (%)	0.0
Ambient Air Temperature (C)	25.0
Wastegate Position(%)	0.0
Throttle Position (%)	0.0
Air Entrainment Coefficient	0.6500
Turbine Inlet Area (m**2)	0.109197
Exhaust Pressure (bar)	1.82

Static

Current Record:

Total Records:

Experimental Data

Injection Rate File:

Use Injection Rate File  Y/N

Cylinder Pressure File:

Emissions

Soot Emissions (g/kWh)

NOx (as NO2) Emissions (g/kWh)

CO Emissions (g/kWh)

Use (mg/cycle(Y) or g/kWh(N))  Y/N

Execution Mode

Test Case to Run

Execute Current Case  Y/N

Execute All Cases  Y/N

Use Entrainment Coefficient  Y/N

Pilot Injection  Y/N

Post Injection  Y/N

Mechanical Efficiencies

Turbine Mechanical Efficiency (%)

Compressor Mechanical Efficiency (%)

Power Turbine Mechanical Efficiency (%)

Power Turbine Transmission Efficiency (%)

**Σχήμα 3.14: Πίνακας καταχώρησης συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα σε αρχείο**

Από τις υπόλοιπες επιλογές η τρίτη και η πέμπτη, δηλαδή Injection Rate File-Open Cycle και Modify Injection Rate File, αναφέρονται στην επιλογή και στη διαμόρφωση ενός αρχείου που αφορά το ρυθμό εγχύσεως του καυσίμου. Το αρχείο αυτό περιέχει το προφίλ ψεκασμού του καυσίμου στους κυλίνδρους του κινητήρα. Η τέταρτη επιλογή (Closed Cycle Input Data) αφορά τον καθορισμό των συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα όταν πρόκειται να γίνει προσομοίωση κλειστού κύκλου και δε θα μας απασχολήσει περισσότερο στη συνέχεια καθώς η προσομοίωση που κάνουμε αφορά ανοιχτό κύκλο λειτουργίας.



- Τιμές των σταθερών της προσομοίωσης (constants), δηλαδή τιμές συντελεστών που έχουν να κάνουν με τις διεργασίες που λαμβάνουν χώρα κατά τον κύκλο λειτουργίας του κινητήρα. Οι διεργασίες αυτές είναι η διείσδυση του αέρα δηλαδή η εισχώρηση του αέρα στη δέσμη του καυσίμου (air entrainment rate), ο ρυθμός της καύσης (combustion rate), η καθυστέρηση αναφλέξεως (ignition delay), η ατμοποίηση του καυσίμου (evaporation) και οι εκπομπές των ρύπων NO, CO και αιθάλης. Οι σταθερές είναι παράμετροι που επηρεάζουν τις προβλέψεις του μοντέλου και χρησιμοποιούνται για τη βαθμονόμηση του.

Ο καθορισμός των συντελεστών αυτών γίνεται μέσω της επιλογής CONSTANTS στη γραμμή εργαλείων.

Performance Related Coefficients		
Air Entrainment Rate Coefficient	0.701	Controls Proportionally Peak Combustion Pressure
Combustion Rate Prop. Coef.	100000.	Controls Proportionally Pressure Rise Rate
Comb. Rate Activation Energy	5500.0	Controls Proportionally Pressure Rise Rate
Ignition Delay Coefficient	0.600	Controls Proportionally Ignition Delay
Evaporation Rate Coefficient	0.500E-07	Controls Proportionally Evaporation Rate
Exhaust Manifold Area (m**2)	0.12609	Controls Inversely Exh. Manifold Pressure
Heat Losses Coefficient	0.020	Controls Proportionally Heat Losses
Mechanical Losses Coefficient	0.040	Controls Proportionally the Mechanical Losses

Emissions Related Coefficients		
Soot Formation Rate Coefficient	65.0	Used to Control Soot Formation
Soot Oxidation Rate Coefficient	1500.0	Used to Control Soot Oxidation
Nitric Oxide Correction Factor	1.00	Corrects Nitric Oxide for Given Value
Carbon Monoxide Correction Factor	1.00	Corrects Nitric Oxide for Given Value

Reference Conditions-Set Manually or From Calibration Results-Used for Constant Tuning		
Reference Engine Speed (rpm)	91.0	Usually Mid Operating Speed of Engine
Fuelling Rate at Reference Speed (mg/str/cyl)	214.8	Usually for 50% or 100% Load
Air Fuel Ratio at Reference Speed (-)	23.3	Usually for 50% or 100% Load

OK      Cancel

**Σχήμα 3.15: Πίνακας καταχώρησης σταθερών της προσομοίωσης**

### 3.2.2 Παρουσίαση αποτελεσμάτων προσομοίωσης

Μετά την ολοκλήρωση της διαδικασίας μιας προσομοίωσης δίνονται τα αποτελέσματα αυτής μέσω της επιλογής RESULTS στη γραμμή λειτουργιών. Τα αποτελέσματα μπορούν να παρουσιαστούν είτε σε ένα συγκεντρωτικό πίνακα είτε με μορφή διαγραμμάτων που παρέχονται από τον κώδικα. Χρήσιμο είναι επίσης το γεγονός ότι μπορεί κάποιος να παρατηρεί τα αποτελέσματα κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης μέσω της επιλογής VIEW RUN.

Στη συνέχεια παρατίθενται ενδεικτικά τα αποτελέσματα μιας προσομοίωσης που έλαβε χώρα κατά τη πραγμάτωση της διπλωματικής εργασίας.

The screenshot shows a software window titled 'NTUA\_MULTI\_V14.Windows' with a menu bar and a main data table. The table is divided into several sections: CYLINDER DATA, POLLUTANTS-IN CYLINDER, PERFORMANCE DATA, INJECTION DATA, GAS EXCHANGE DATA, COMPONENT EFFICIENCY, and POLLUTANTS-EXHAUST. The data is presented in a grid format with various units and values.

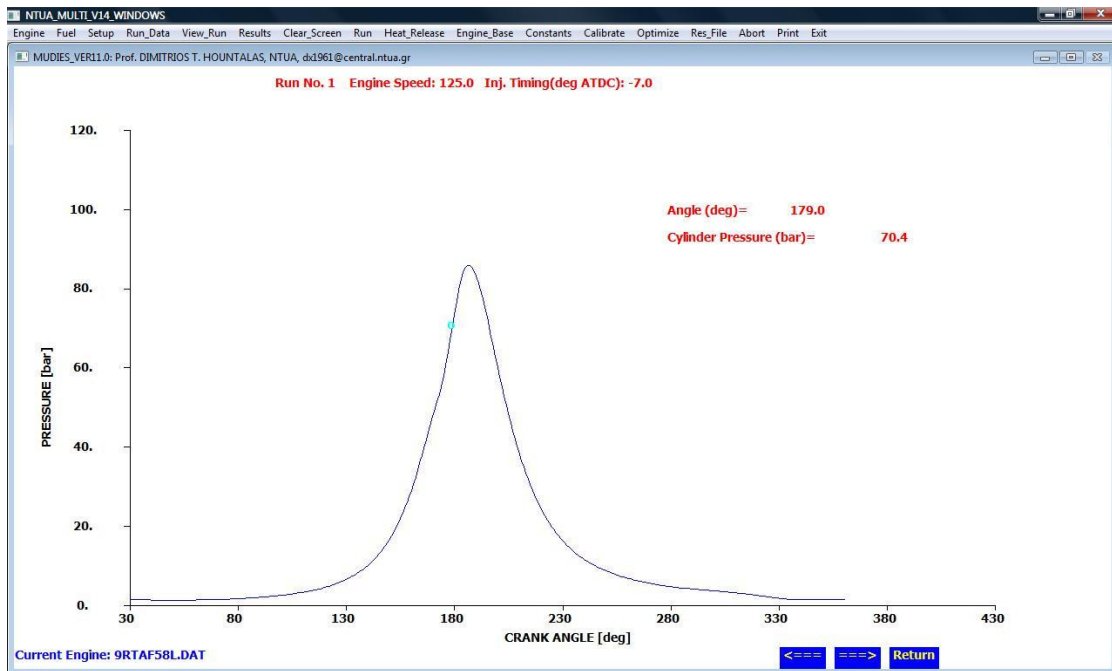
CYLINDER DATA		POLLUTANTS-IN CYLINDER		PERFORMANCE DATA		INJECTION DATA		GAS EXCHANGE DATA	
Speed (rpm):	125.	EGR Mass (%):	0.0	Power Ind. (kW):	6337.	Pmax Inj. (bar):	500.	Compr. Pout (bar):	1.55
Ignition (deg):	-6.8	NO (ppm):	1642.	Power Brake(kW):	5781.	Pmax Inj. (bar):	500.	Inlet Press. (bar):	1.55
Pmax (bar):	85.9	NO (g/kWh):	11.60	Imep (bar):	7.52	Inj. Open (bar):	350.	Compr. Tout (C):	69.8
Inj. Main (deg):	-7.0	NOx (g/kWh):	17.79	Bmep (bar):	6.86	dur. Main (deg):	10.	A/C Tout (C):	40.0
Inj. Pilot (deg):	-	Soot (BSU):	0.04	Eff. Ind. (%):	51.5	dur. Pilot (deg):	-	Inlet Temp. (C):	39.9
Inj. Post (deg):	-	Soot (g/kWh):	0.003	Eff. Brake (%):	47.0	dur. Post (deg):	-	Turbine Pin (bar):	1.42
Main Delay (deg):	0.2	CO (%) :	0.000	Eff. Mech. (%):	91.2	Inj. Delay (deg):	-	Turbine Tin (C):	360.
Pilot Delay (deg):	0.0	CO (g/kWh):	0.000	bsfc (g/kWh):	182.5	Eff. Stroke (mm):	-	Turbine Tout (C):	315.
Post Delay (deg):	0.0	H2 (%) :	0.000	Heat Loss (%):	-10.1	Pilot Fuel (%):	-	EGR CO2/c (%):	0.0
Fuel (kg/h):	1055.			Fuel Burnt (%):	0.0	Post Fuel (%):	-	EGR Temper. (C):	100.
Initial Pres(bar):	-			Max. Temp. (K):	2664.			W/G Flow (%):	0.0
Initial Temp. (C):	-			Lambda (-):	3.17			Exhaust Temp. (C):	-
O2 Percent (%):	-							Air (kg/s):	13.40

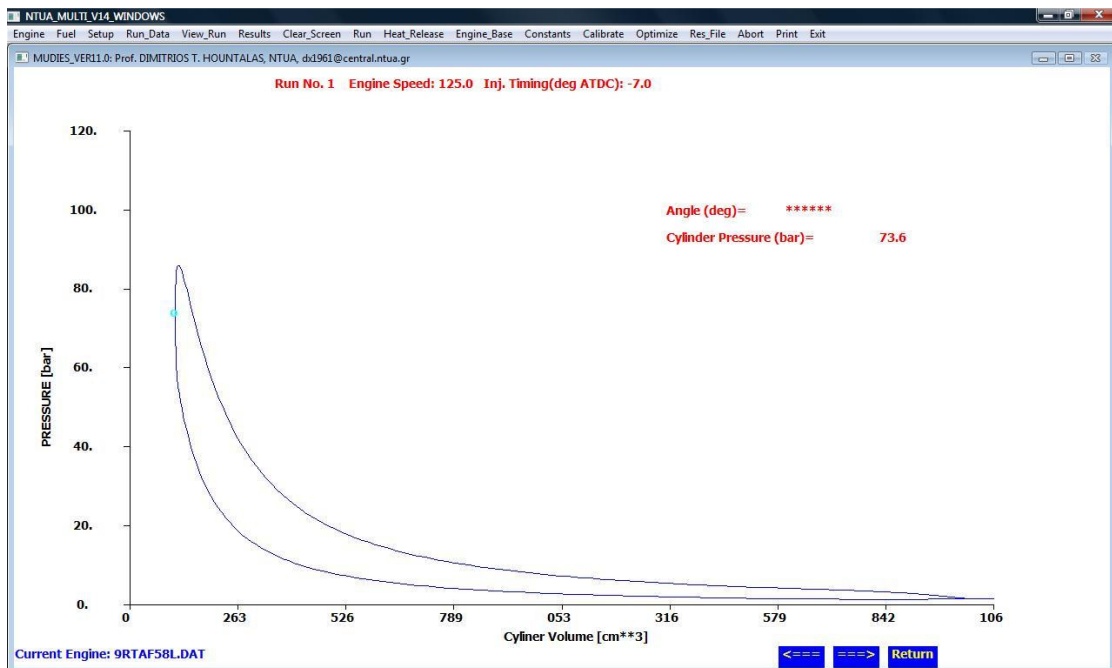
COMPONENT EFFICIENCY		POLLUTANTS-EXHAUST	
Compr. Effic. (%) :	04.0	O2 (%) :	13.8
Turbine Effic. (%) :	04.0	N2 (%) :	77.2
A/C Effect. (%) :	0.0	CO2 (%) :	4.3
EGR Cool Eff. (%) :	0.0	H2O (%) :	4.7
EXH Cool Eff. (%) :	0.0	NOx (ppm):	1199.
P/T Texhant (C):	0.	NOx Dry (mg/Nm3):	2372.
P/T Pres/Ratio(-):	1.00	NO (g/KWh):	10.73
P/T Power (kW):	0.0	NOx (g/KWh):	16.45
P/T Power (%) :	0.0		

Current Engine: 9RTAF58L.DAT

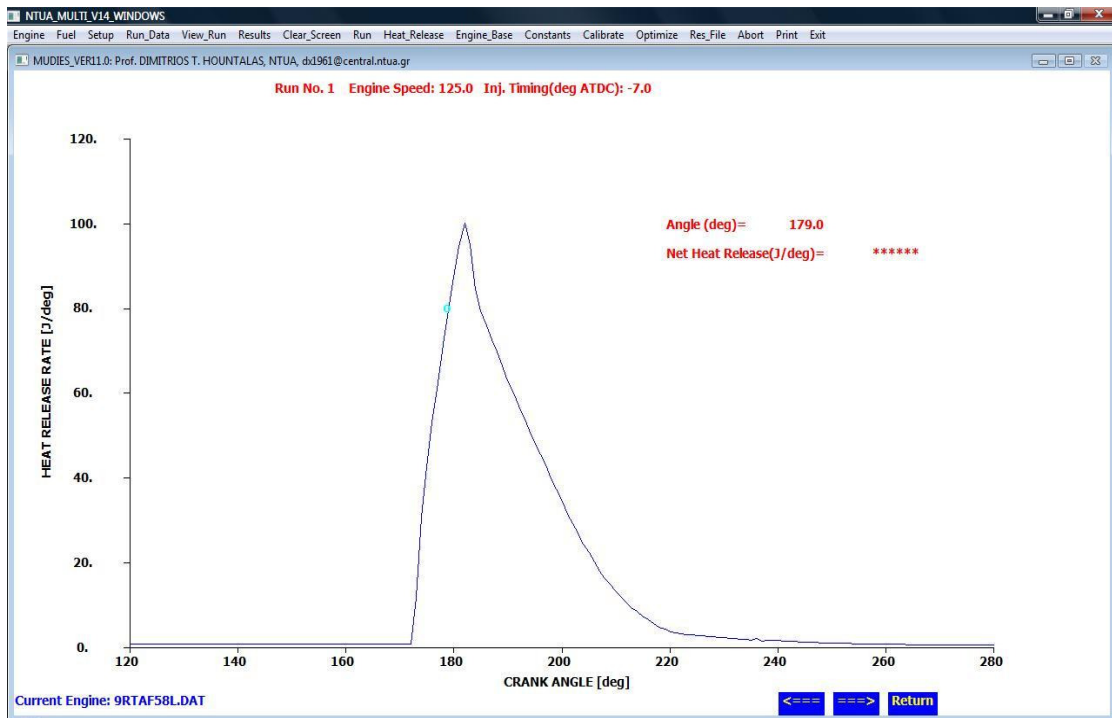
Σχήμα 3.16: Συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων προσομοίωσης (overall data)



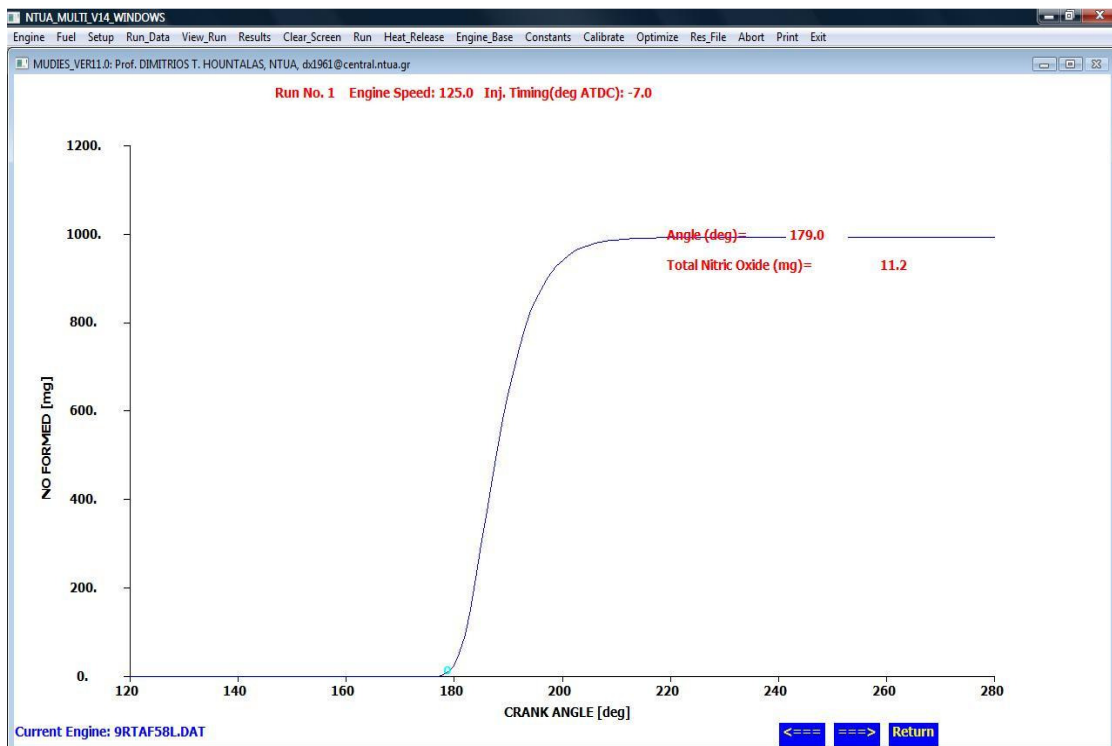
**Σχήμα 3.17: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης-γωνίας στροφάλου**



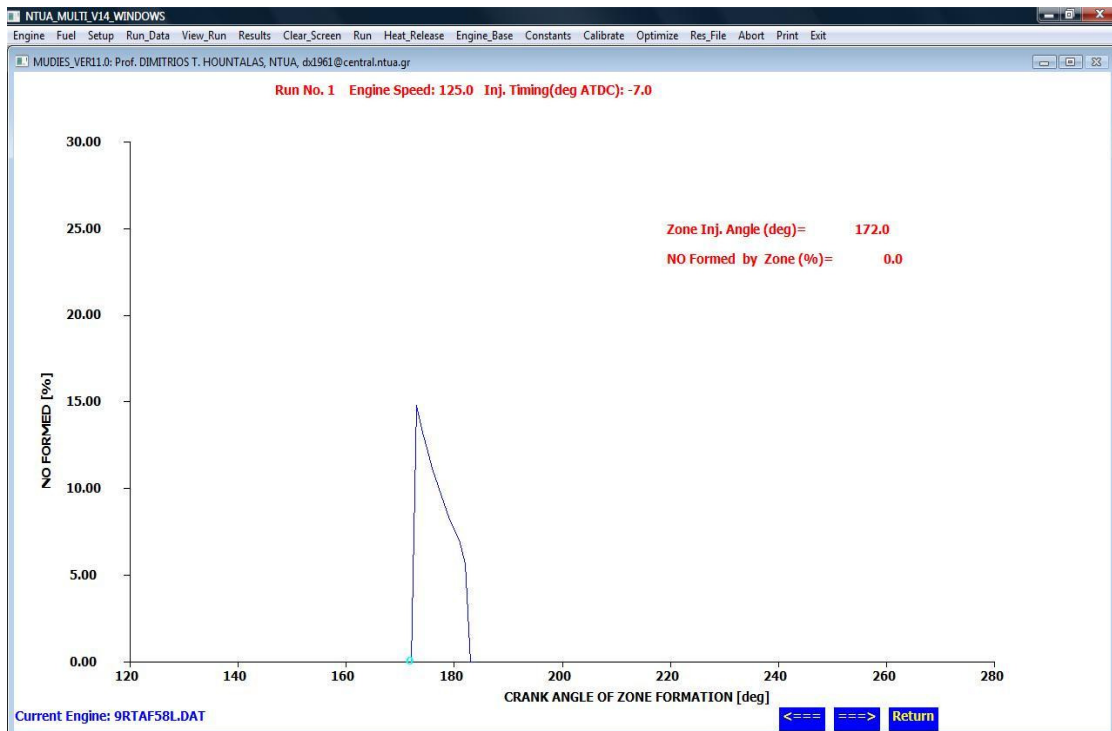
**Σχήμα 3.18: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης-όγκου**



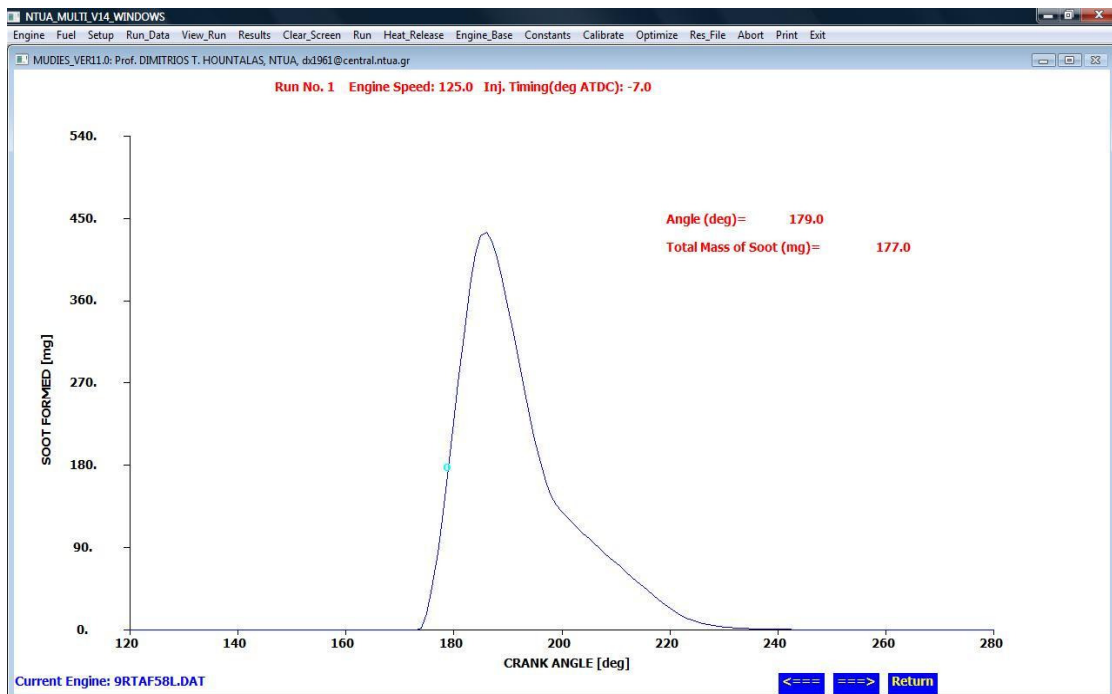
Σχήμα 3.19: Διάγραμμα έκλυσης θερμότητας συναρτήσει γωνίας στροφάλου



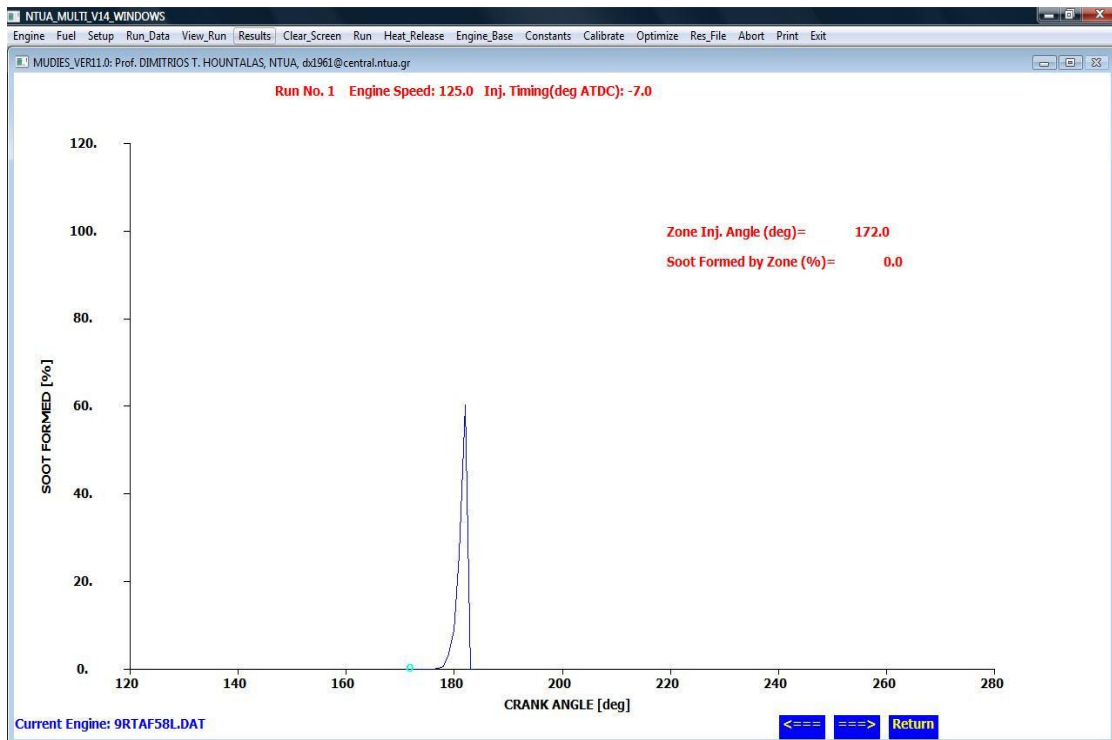
Σχήμα 3.20: Διάγραμμα σχηματισμού NOx



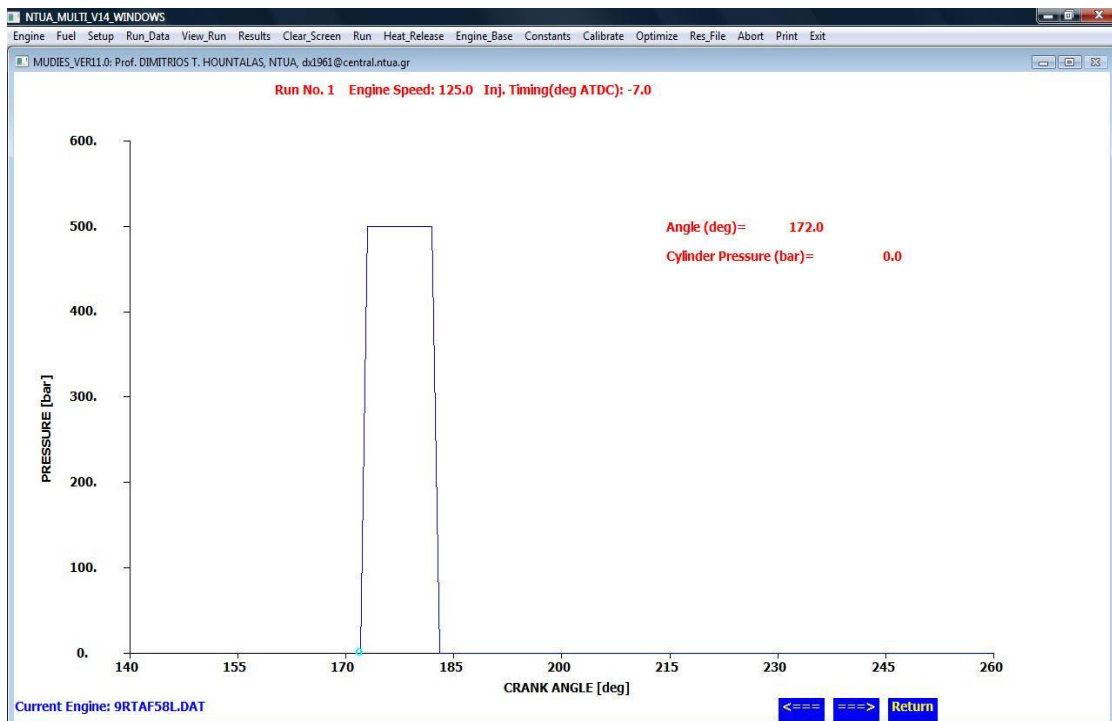
Σχήμα 3.21: Ποσοστιαία μεταβολή των ζωνών στο σχηματισμό NOx



Σχήμα 3.22: Διάγραμμα σχηματισμού αιθάλης



Σχήμα 3.23: Ποσοστιαία συμβολή ζωνών στο σχηματισμό αιθάλης



Σχήμα 3.24: Διάγραμμα πίεσης έγχυσης καυσίμου συναρτήσει γωνίας στροφάλου

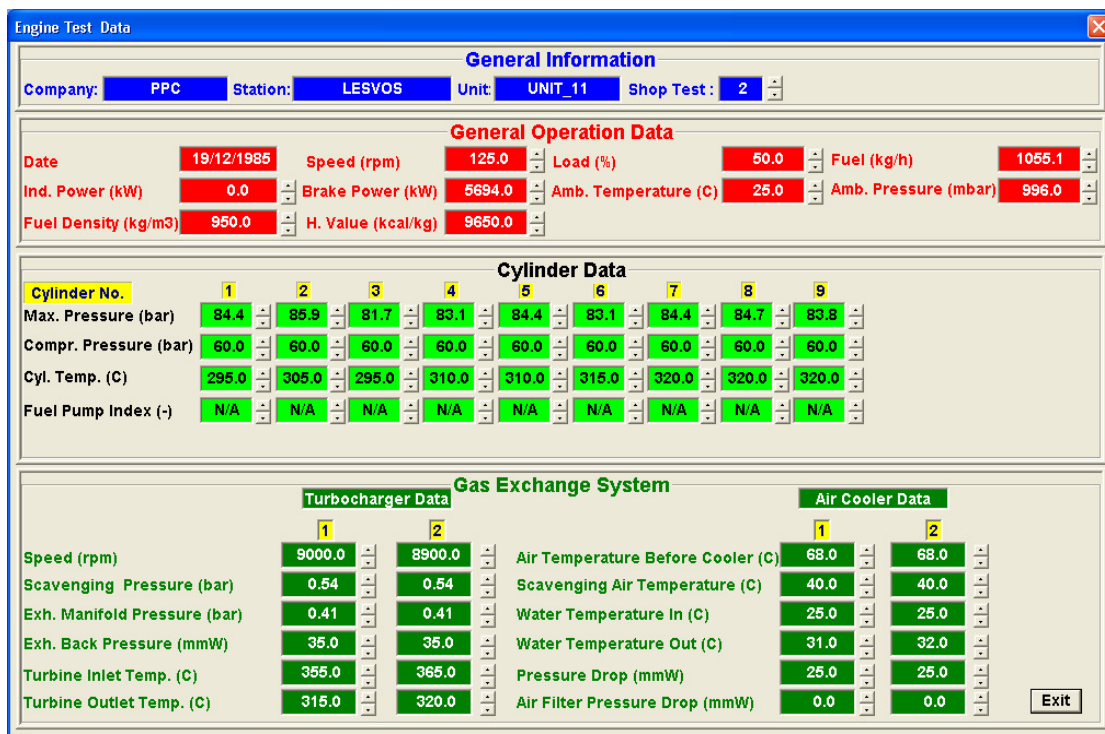
## **ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4<sup>ο</sup>**

### **ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΤΟΥ ΠΟΛΥΖΩΝΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ NTUA- ENGINE PERFORMANCE & EMISSIONS CODE ΓΙΑ ΤΗΝ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ 9RTAF58**

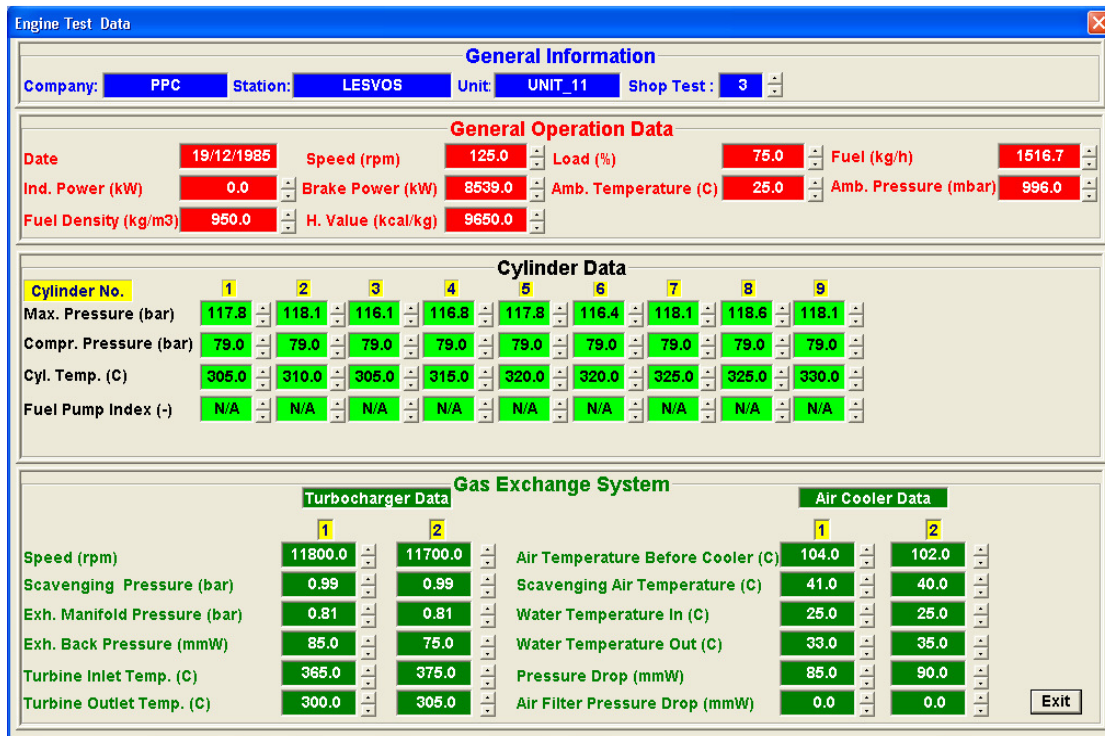
#### **4. Υπολογισμός παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα**

##### **4.1 Εισαγωγή**

Όπως ήδη έχει αναφερθεί σκοπός της διπλωματικής εργασίας είναι η χρήση πολυζωνικού μοντέλου για τη μελέτη των δυνατοτήτων περιορισμού των εκπομπών NOx σε δίχρονους κινητήρες Diesel ηλεκτροπαραγωγής. Για το σκοπό αυτό πρέπει πριν χρησιμοποιηθεί το μοντέλο να ελεγχθεί η ικανότητα του να προβλέπει τη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα και τις εκπομπές NOx. Στο παρόν κεφάλαιο θα πραγματοποιηθεί η συγκεκριμένη προσομοίωση και θα γίνει η αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας του μοντέλου. Πριν προχωρήσουμε, όμως, στην πραγματοποίηση της προσομοίωσης πρέπει να γίνει εκτίμηση ορισμένων παραμέτρων λειτουργίας που απαιτούνται για την προσομοίωση. Οι τιμές των παραμέτρων αυτών υπολογίστηκαν χρησιμοποιώντας μια σειρά αποτελεσμάτων που προέκυψαν χρησιμοποιώντας τις εργοστασιακές δοκιμές του κινητήρα. Παρακάτω παρατίθενται τα συγκεκριμένα SHOP TESTS τα οποία αποτελούν δεδομένα μετρήσεων των δοκιμών παραλαβής του κινητήρα για επεξεργασία και συγκριτική αξιολόγηση.

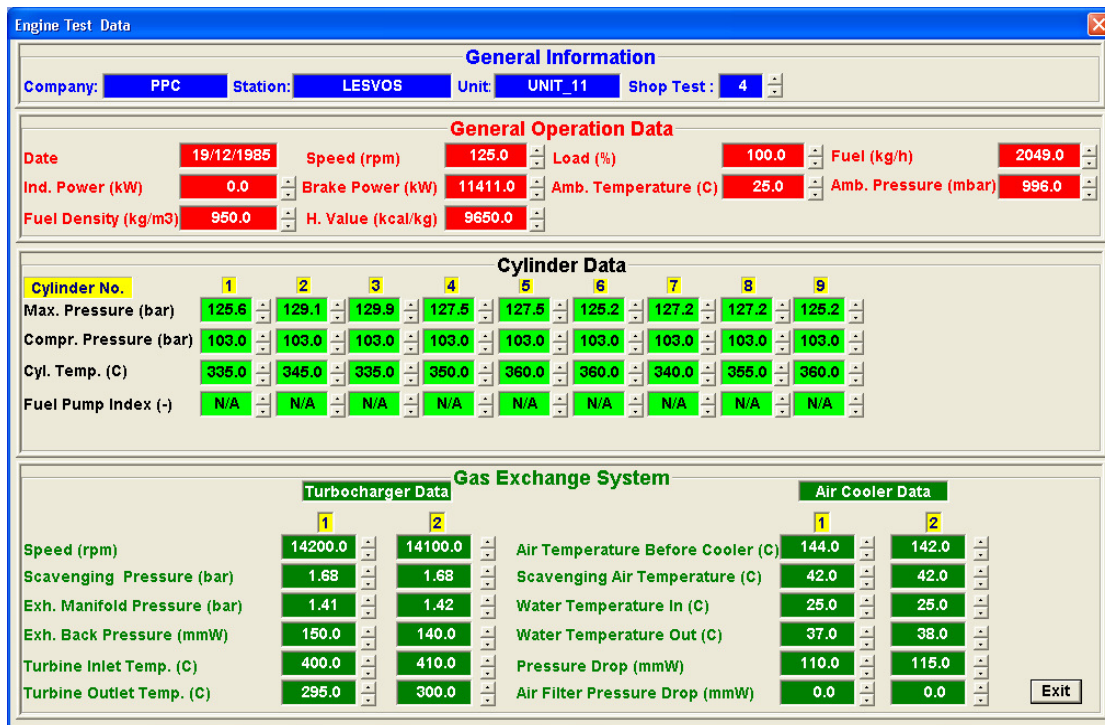


Σχήμα 4.1: Δεδομένα εργοστασιακών δοκιμών παραλαβής – φορτίο 50%

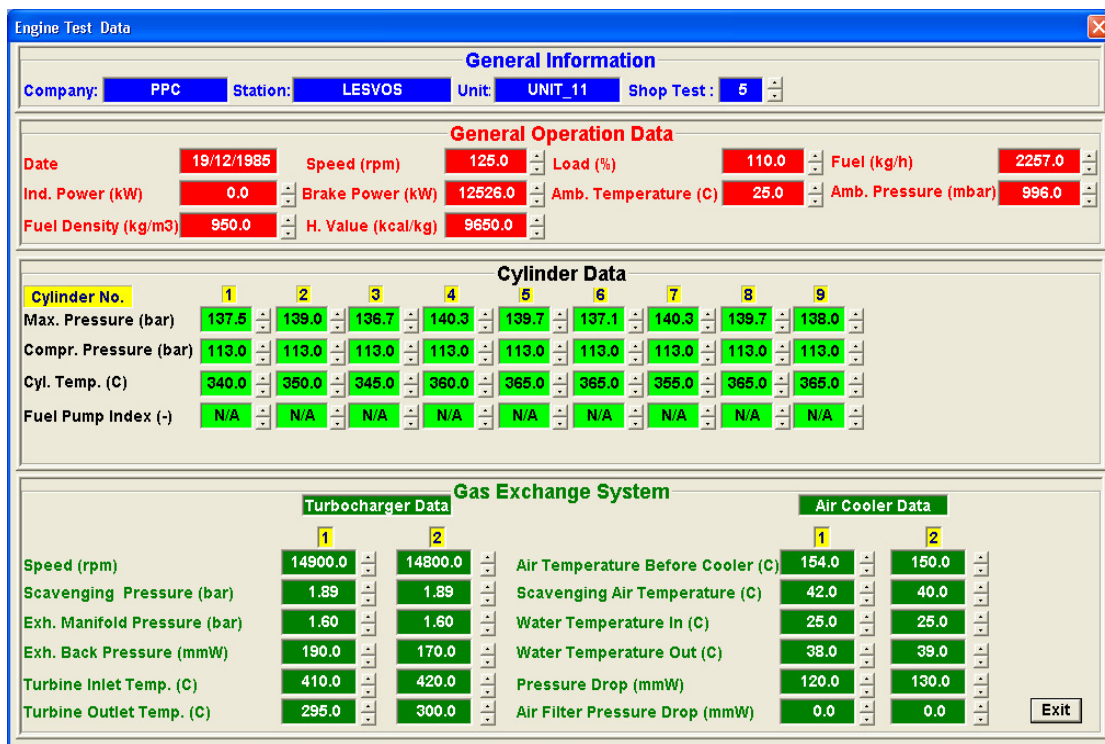


Σχήμα 4.2: Δεδομένα εργοστασιακών δοκιμών παραλαβής – φορτίο 75%





Σχήμα 4.3: Δεδομένα εργοστασιακών δοκιμών παραλαβής – φορτίο 100%



Σχήμα 4.4: Δεδομένα εργοστασιακών δοκιμών παραλαβής – φορτίο 110%

#### **4.1.1 Προσδιορισμός προπορείας εγχύσεως (Injection Time) και συντελεστή διείσδυσης αέρα (Air Entrainment Coefficient)**

Ο υπό μελέτη κινητήρας είναι κινητήρας μεταβλητής προπορείας εγχύσεως, διότι είναι εξοπλισμένος με σύστημα VIT. Αυτό σημαίνει πως δε λειτουργεί με την ίδια προπορεία εγχύσεως σε κάθε φορτίο λειτουργίας αλλά η προπορεία μεταβάλλεται κατά 1 ή 2 μοίρες ανάλογα με το φορτίο ώστε να αποδώσει την επιθυμητή ισχύ χωρίς να αναπτύσσονται υπερβολικές πιέσεις καύσης αλλά και για να έχουμε την βέλτιστη ειδική κατανάλωση καυσίμου. Ως εκ τούτου, έπρεπε να υπολογισθεί η προπορεία εγχύσεως για κάθε φορτίο λειτουργίας. Ο συντελεστής διείσδυσης αέρα είναι ένας συντελεστής, ο οποίος σχετίζεται με την ποιότητα αναμίξεως του αέρα πληρώσεως με το εγχύσιμο. Ο προσδιορισμός της τιμής του συντελεστή αυτού αποτέλεσε αντικείμενο διερεύνησης. Αν η προπορεία εγχύσεως για κάθε φορτίο ήταν γνωστή, θα μπορούσαμε έχοντας την τιμή της προπορείας να βρίσκουμε την τιμή του συντελεστή για κάθε φορτίο. Επειδή, όμως, οι τιμές της προπορείας δεν ήταν γνωστές η εύρεση του συντελεστή διείσδυσης έγινε με παραμετρική διερεύνηση κατά την οποία ακολουθήθηκε η μέθοδος:

Ήταν γνωστό από μετρήσεις πίεσης καύσης ότι προπορεία στο 75% φορτίο λειτουργίας είναι περίπου -8 μοίρες πριν το ΑΝΣ. Στη συνέχεια, ο κώδικας βαθμονομήθηκε σε αυτό το φορτίο και η τιμή του συντελεστή διείσδυσης αέρα προέκυψε ίση με  $AEC = 0,65$ . Μετά από αυτό έγινε παραμετρική διερεύνηση για διάφορες προπορείες εγχύσεως από -6 έως -9 μοίρες με κριτήριο να ταιριάζει η μέγιστη πίεση καύσης και η ισχύς. Από αυτή τη διερεύνηση προέκυψαν οι τιμές του ακόλουθου πίνακα:

<b>ΦΟΡΤΙΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ</b>	<b>ΠΡΟΠΟΡΕΙΑ ΕΓΧΥΣΕΩΣ (ΜΟΙΡΕΣ)</b>	<b>ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΔΙΕΙΣΔΥΣΗΣ ΑΕΡΑ (A.E.C)</b>
<b>50%</b>	-7	0,65
<b>75%</b>	-8	0,65
<b>100%</b>	-6	0,65
<b>110%</b>	-6	0,65

**Πίνακας 1: Τιμές προπορείας εγχύσεως και διείσδυσης αέρα**

#### **4.1.2 Προσδιορισμός βαθμών απόδοσης στρόβιλο-υπερπληρωτή**

Όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο της περιγραφής του εξεταζόμενου κινητήρα, το σύστημα υπερπλήρωσης του κινητήρα αποτελείται από διπλό ζεύγος στροβιλοσυμπιεστή. Επομένως, κατά την προσομοίωση του κινητήρα πρέπει να ληφθεί υπόψιν η επίδραση της στρόβιλο-υπερπλήρωσης στη λειτουργία του. Αυτό γίνεται μέσω της καταχώρησης των μηχανικών και ισεντροπικών βαθμών απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου. Οι χάρτες λειτουργίας και ταιριάσματος του συμπιεστή και του στροβίλου με τον κινητήρα, όμως, δεν ήταν διαθέσιμοι, οπότε οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης υπολογίστηκαν με έμμεσο τρόπο με βάση τα αποτελέσματα των SHOP TESTS και της τιμής προπορείας εγχύσεως όπως υπολογίστηκε για κάθε φορτίο λειτουργίας. Σε αυτό το σημείο αξίζει να αναφερθεί πως ο υπολογισμός των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης θα μπορούσε να γίνει μέσω του ισοζυγίου ισχύος στροβίλου με συμπιεστή, ωστόσο ακολουθήθηκε μια διαφορετική μεθοδολογία η οποία στηρίχτηκε στη συνολική λειτουργία του κινητήρα και όχι απλώς στο σύστημα υπερπλήρωσης. Η μεθοδολογία, η οποία ακολουθήθηκε περιγράφεται παρακάτω:

Έχοντας γνωστές τις τιμές της προπορείας εγχύσεως για κάθε φορτίο λειτουργίας και το συντελεστή διείσδυσης αέρα εκτελέστηκαν διάφορα τρεξίματα στον κώδικα κάνοντας χρήση της επιλογής SIMULATION T/C, δηλαδή προσομοίωση στρόβιλο-υπερπλήρωσης. Σε αυτό το σημείο πρέπει να αναφερθεί πως αυτό που ενδιέφερε ουσιαστικά να υπολογιστεί δεν ήταν ο βαθμός απόδοσης κάθε συνιστώσας μηχανής του στρόβιλο-υπερπληρωτή, αλλά το γινόμενο αυτών των δύο, αφού ουσιαστικά το γινόμενο είναι αυτό που δείχνει τη συνολική απόδοση του στρόβιλο-υπερπληρωτή και κατ' επέκταση την επίδραση του στην απόδοση του κινητήρα. Έτσι, λοιπόν, δόθηκαν διάφορες τιμές στους βαθμούς απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου και ελέγχονταν τα αποτελέσματα των τρεξιμάτων με βάση τις δοκιμές παραλαβής. Κατά τη διερεύνηση αυτή έγινε χρήση της επιλογής MATCH INLET PRESSURE με βάση την οποία ο κώδικας προσπαθούσε να ταιριάζει την πίεση εισαγωγής αέρα στο συμπιεστή με την προκαθορισμένη τιμή των δοκιμών παραλαβής (πραγματική). Εξετάστηκαν διάφορες τιμές ισεντροπικών βαθμών απόδοσης βάσει των οποίων το λογισμικό κάνει δοκιμές και μεταβάλλει την ενεργό επιφάνεια του στροβίλου ώστε να ταιριάζει πίεση εισαγωγής. Στη συνέχεια εκτιμά την πίεση εισαγωγής ώστε αυτή να ταιριάζει με την πραγματική. Με αυτό τον τρόπο, λοιπόν, υπολογίστηκε το γινόμενο των βαθμών απόδοσης του στρόβιλο-υπερπληρωτή. Τέλος, να αναφερθεί πως για έλεγχο της ορθότητας των βαθμών απόδοσης, που υπολογίστηκαν, διεξάγει στη συνέχεια νέα προσομοίωση χωρίς όμως αυτή τη φορά να γίνει χρήση της επιλογής MATCH INLET PRESSURE. Κατά την προσομοίωση αυτή δηλαδή, έχοντας υπολογίσει το γινόμενο των βαθμών απόδοσης για κάθε φορτίο και μαζί με τις τιμές προπορείας και συντελεστή διείσδυσης προσομοιώθηκε η κάθε περίπτωση και ελέγχθηκε αν τα αποτελέσματα ήταν ίδια με πριν. Ύστερα από όλη αυτή τη διαδικασία προέκυψαν τα εξής αποτελέσματα:

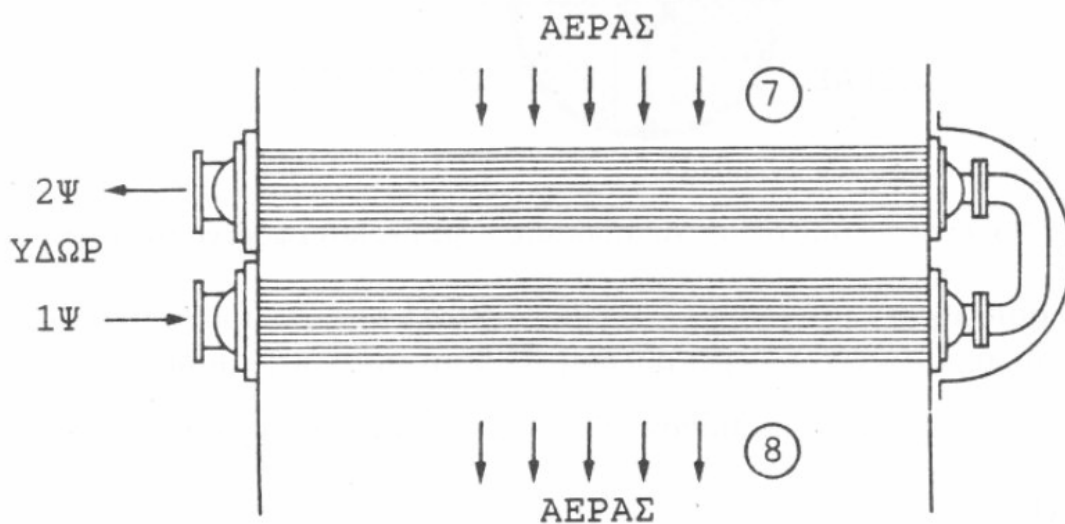
ΦΟΡΤΙΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ	ΓΙΝΟΜΕΝΟ ΙΣΕΝΤΡΟΠΙΚΩΝ ΒΑΘΜΩΝ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΣΤΡΟΒΙΛΟ-ΥΠΕΡΠΛΗΡΩΤΗ
50 %	0,76
75 %	0,82
100 %	0,84
110 %	0,84

Πίνακας 2: Γινόμενο ισεντροπικών βαθμών απόδοσης

#### 4.1.3 Προσδιορισμός βαθμού εκμετάλλευσης ψυγείου αέρα (Air Cooler)

Κατά την προσομοίωση του κινητήρα, που πραγματοποιήθηκε, εκτός από την επιλογή προσομοίωσης της στρόβιλο-υπερπλήρωσης, έγινε και προσομοίωση του ψυγείου αέρα αφού αποτελεί μέρος του συστήματος υπερπλήρωσεως, που χρησιμοποιεί ο κινητήρας. Για να γίνει αυτό έπρεπε να υπολογιστεί το μέγεθος  $\eta_w$ , δηλαδή ο βαθμός εκμετάλλευσης του ψυγείου. Το μέγεθος αυτό δείχνει κατά πόσο μειώθηκε η θερμοκρασία του αέρα πλήρωσεως μετά την συμπίεση του στο συμπιεστή. Με βάση την παρακάτω διάταξη ο βαθμός εκμετάλλευσης είναι ίσος με:

$$\eta_w = \frac{T_7 - T_8}{T_7 - T_{1\psi}}$$



Σχήμα 4.5: Τυπική μορφή ψυγείου αέρα

Με βάση την παραπάνω ανάλυση και τα δεδομένα των μετρήσεων των SHOP TESTS υπολογίστηκε ο βαθμός εκμετάλλευσης του ψυγείου αέρα για κάθε φορτίο λειτουργίας. Σε αυτό το σημείο πρέπει να αναφερθεί πως επειδή το σύστημα υπερπλήρωσης έχει 2 ψυγεία υπολογίστηκε ο μέσος όρος των 2 για κάθε περίπτωση. Τα αποτελέσματα φαίνονται στον παρακάτω πίνακα:

<b>ΦΟΡΤΙΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ</b>	<b><math>\eta_w</math> ΠΡΩΤΟΥ ΥΠΕΡΠΛΗΡΩΤΗ</b>	<b><math>\eta_w</math> ΔΕΥΤΕΡΟΥ ΥΠΕΡΠΛΗΡΩΤΗ</b>	<b>ΜΕΣΗ ΤΙΜΗ <math>\eta_w</math> ΔΥΟ ΥΠΕΡΠΛΗΡΩΤΩΝ</b>
<b>50 %</b>	0,651	0,651	0,651
<b>75 %</b>	0,797	0,805	0,801
<b>100 %</b>	0,857	0,855	0,856
<b>110 %</b>	0,868	0,880	0,874

**Πίνακας 3: Βαθμός εκμετάλλευσης του ψυγείου αέρα**

Μετά τον προσδιορισμό και του βαθμού εκμετάλλευσης του ψυγείου είναι πλέον γνωστά όλα τα απαιτούμενα δεδομένα για να πραγματοποιηθεί η προσομοίωση της βασικής λειτουργίας του κινητήρα.

<b>ΦΟΡΤΙΟ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ</b>	<b>ΠΡΟΠΟΡΕΙΑ ΕΓΧΥΣΕΩΣ (ΜΟΙΡΕΣ)</b>	<b>ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΔΙΕΙΣΔΥΣΗΣ ΑΕΡΑ (A.E.C)</b>	<b>ΓΙΝΟΜΕΝΟ ΙΣΕΝΤΡΟΠΙΚΩΝ ΒΑΘΜΩΝ ΑΠΟΛΟΣΗΣ ΣΤΡΟΒΙΛΟΥΠΕΡΠΛΗΡΩΤΗ</b>	<b>ΒΑΘΜΟΣ ΕΚΜΕΤΑΛΛΕΥΣΗΣ ΨΥΓΕΙΟΥ</b>
<b>50 %</b>	-7	0,65	0,76	0,651
<b>75 %</b>	-8	0,65	0,82	0,801
<b>100 %</b>	-6	0,65	0,84	0,856
<b>110 %</b>	-6	0,65	0,84	0,874

**Πίνακας 4: Συγκεντρωτικός πίνακας δεδομένων προσομοίωσης**

## **4.2 Προσομοίωση της βασικής λειτουργίας του κινητήρα**

### **4.2.1 Εισαγωγή δεδομένων προσομοίωσης**

Στο προηγούμενο κεφάλαιο περιγράφηκε αναλυτικά ο κώδικας NTUA-ENGINE PERFORMANCE & EMISSIONS CODE καθώς και όλες οι βασικές επιλογές που χρησιμοποιήθηκαν για την πραγματοποίηση της προσομοίωσης. Ο κινητήρας και τα δεδομένα αυτού εισήχθησαν στον κώδικα μέσω της επιλογής ENGINE, όπου επιλέχθηκε ο κινητήρας 9RTAF58L. Οι ιδιότητες του χρησιμοποιημένου καυσίμου, εισήχθησαν στον κώδικα μέσω της εντολής FUEL. Συγκεκριμένα, η πυκνότητα του είναι ίση με  $950 \text{ kg/m}^3$  στους  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  και η θερμογόνος δύναμη  $42000 \text{ KJ/kg}$ . Τέλος, από το παράθυρο Run Time Characteristics επιλέχθηκαν οι βασικές ρυθμίσεις της προσομοίωσης:

- Προσομοίωση ανοιχτού κύκλου λειτουργίας (OPEN CYCLE SIMULATION)
- Επιλογή ταιριάσματος πίεσης εισαγωγής αέρα (MATCH INLET PRESSURE)
- Μέγιστος αριθμός κύκλων τρεξίματος ίσος με 90

και από το παράθυρο Gas Exchange System της επιλογής SETUP επιλέχθηκαν οι ρυθμίσεις για το σύστημα εναλλαγής αερίων:

- Προσομοίωση συστήματος υπερπλήρωσης (SIMULATE T/C)
- Προσομοίωση ψυγείου αέρα πληρώσεως (SIMULATE A/C)

Η προσομοίωση πραγματοποιήθηκε σε τέσσερα σημεία λειτουργίας του κινητήρα. Τα σημεία αυτά ήταν το 50%, 75%, 100%, 110% του πλήρους φορτίου, ενώ το σημείο λειτουργίας που αντιστοιχεί στο 25 % του πλήρους φορτίου παραλείφθηκε. Το σημείο αυτό παραλείφθηκε ως μη έχοντας πρακτική σημασία για τον εξεταζόμενο κινητήρα αφού ουσιαστικά ο κινητήρας δε λειτουργεί σχεδόν ποτέ σε αυτό. Επιπροσθέτως, στο σημείο αυτό λειτουργεί και ο “ανεμιστήρας” που δημιουργεί αμφιβολίες για τα δεδομένα του συστήματος υπερπλήρωσης.

Τα δεδομένα εισόδου της κάθε εξεταζόμενης περίπτωσης εισάγονται στον πίνακα καταχώρησης συνθηκών λειτουργίας μέσω των εντολών Open Cycle Operating Data-Input from File και Open Cycle Operating Data-Input from Screen της επιλογής Run\_Data της γραμμής εργαλείων του κώδικα κινητήρα, όπως περιγράφηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο. Στη συνέχεια δίνονται οι πίνακες καταχώρησης των συνθηκών λειτουργίας για κάθε σημείο λειτουργίας.

Data for Predefined Cycle Runs

Speed (rpm)	125.0
Inlet Pressure (bar)	1.55
Inlet Air Temp. (C)	40.0
Inj. Main. (deg ATDC)	-7.0
Inj. Pilot. (deg ATDC)	0.0
Inj. Post. (deg ATDC)	0.0
Main Fuel (kg/h)	1055.10
Pilot Fuel (kg/h)	0.00
Post Fuel (kg/h)	0.00
EGR (%)	0.00
EGR Temperature (C)	100.0
Pilot Injection Pressure (bar)	0.0
Main Injection Pressure (bar)	500.0
Post Injection Pressure (bar)	0.0
EGR Cooler Water In (C)	0.0
Air Cooler Water In (C)	25.0
Compressor Efficiency (%)	84.0
Turbine Efficiency (%)	84.0
Power for E-Turbocompounding (%)	0.0
Power Turbine Pressure Ratio (-)	0.0
Power Turbine Efficiency (%)	0.0
Ambient Air Temperature (C)	25.0
Wastegate Position(%)	0.0
Throttle Position (%)	0.0
Air Entrainment Coefficient	0.6500
Turbine Inlet Area (m**2)	0.110635
Exhaust Pressure (bar)	1.43

Current Record: 2 (Static) [Delete Record]

Total Records: 5 [Insert Record] [Save]

Experimental Data

Injection Rate File: NO-ROI-FILE

Use Injection Rate File:  Y/N

Cylinder Pressure File: NO-CYLINDER-PRESSURE-FILE

Emissions

Soot Emissions (g/kWh): 0.0000

NOx (as NO2) Emissions (g/kWh): 0.0000

CO Emissions (g/kWh): 0.0000

Use (mg/cycle(Y) or g/kWh(N)):  Y/N

Execution Mode

Test Case to Run:  Y/N

Execute Current Case:  Y/N

Execute All Cases:  Y/N

Use Entrainment Coefficient:  Y/N

Pilot Injection:  Y/N

Post Injection:  Y/N

Mechanical Efficiencies

Turbine Mechanical Efficiency (%): 95.0

Compressor Mechanical Efficiency (%): 95.0

Power Turbine Mechanical Efficiency (%): 0.0

Power Turbine Transmission Efficiency (%): 0.0

[OK] [Cancel]

Engine Operating Data

Operating Data		Injection Data	
Engine Speed (rpm)	125.0	Injection Timing (deg)	-7
Boost Pressure (bara)	1.55	Pilot Injection Timing (deg)	0
Boost Air Temperature (C)	40.0	Post Injection After Main (deg)	0
Exhaust Pressure (bara)	1.41	No. of Injection Timing Runs	1
Fuel Flow Rate (kg/h)	1055.	Step for Inj. Timing Runs (deg)	0
Pilot Flow Rate (kg/h)	0.	Main Rail Pressure (bar)	500.0
Post Fuel Rate (kg/h)	0.	Pilot Rail Pressure (bar)	0.0
		Post Rail Pressure (bar)	0.0
EGR Data		T/C Data	
EGR (%)	0.0	Ambient Temperature (C)	25.0
EGR Temperature (C)	100.0	Ambient Pressure (mbar)	1013.0
EGR Coolant Temp. In (C)	0.0	A/C Coolant Temp. In (C)	25.0
EGR Cooler Effect. (%)	0.0	Turbine Back Pressure (mmW)	0.0
Auxiliary		Compressor Pres. Drop (mmW)	0.0
Waste Gate Flow (%)	0.0	Compressor Isentropic Eff. (%)	82.0
Intake Throttling (%)	0.0	Turbine Isentropic Eff. (%)	82.0
EGR Valve (%)	0.0	Compressor Mechanical Eff. (%)	95.0
Inlet Air Data		Turbine Mechanical Eff. (%)	95.0
Oxygen Content (%)	21.0	A/C Effectiveness (%)	65.1
Nitrogen Content (%)	79.0	Turbocompounding Data	
Water Content (kg/kg air)	0.000	Power Turbine Pressure Ratio	0.00
Water Temperature (C)	25.0	Turbine Isentropic Eff. (%)	0.0
		Turbine Mechan. Efficiency (%)	0.0
		Flow Percentage (%)	0.0
		Electric Power (%)	0.0

[OK] [Cancel]

Σχήμα 4.6: Πίνακες καταχώρησης συνθηκών λειτουργίας για 50% φορτίο

**Data for Predefined Cycle Runs**

Speed (rpm)	125.0
Inlet Pressure (bar)	2.00
Inlet Air Temp. (C)	40.5
Inj. Main. (deg ATDC)	-8.0
Inj. Pilot. (deg ATDC)	0.0
Inj. Post. (deg ATDC)	0.0
Main Fuel (kg/h)	1516.70
Pilot Fuel (kg/h)	0.00
Post Fuel (kg/h)	0.00
EGR (%)	0.00
EGR Temperature (C)	100.0
Pilot Injection Pressure (bar)	0.0
Main Injection Pressure (bar)	500.0
Post Injection Pressure (bar)	0.0
EGR Cooler Water In (C)	0.0
Air Cooler Water In (C)	25.0
Compressor Efficiency (%)	82.0
Turbine Efficiency (%)	82.0
Power for E-Turbocompounding (%)	0.0
Power Turbine Pressure Ratio (-)	0.0
Power Turbine Efficiency (%)	0.0
Ambient Air Temperature (C)	25.0
Wastegate Position(%)	0.0
Throttle Position (%)	0.0
Air Entrainment Coefficient	0.6500
Turbine Inlet Area (m**2)	0.109197
Exhaust Pressure (bar)	1.82

Static

Current Record: 3 Delete Record

Total Records: 5 Insert Record

Save

Experimental Data

Injection Rate File: NO-ROI-FILE

Use Injection Rate File:  Y/N

Cylinder Pressure File: NO-CYLINDER-PRESSURE-FILE

Emissions

Soot Emissions (g/kWh): 0.0000

NOx (as NO2) Emissions (g/kWh): 0.0000

CO Emissions (g/kWh): 0.0000

Use (mg/cycle(Y) or g/kWh(N)):  Y/N

Execution Mode

Test Case to Run

Execute Current Case:  Y/N

Execute All Cases:  Y/N

Use Entrainment Coefficient:  Y/N

Pilot Injection:  Y/N

Post Injection:  Y/N

Mechanical Efficiencies

Turbine Mechanical Efficiency (%): 95.0

Compressor Mechanical Efficiency (%): 95.0

Power Turbine Mechanical Efficiency (%): 0.0

Power Turbine Transmission Efficiency (%): 0.0

OK Cancel

**Engine Operating Data**

<b>Operating Data</b>		<b>Injection Data</b>	
Engine Speed (rpm)	125.0	Injection Timing (deg)	-8
Boost Pressure (bara)	2.00	Pilot Injection Timing (deg)	0
Boost Air Temperature (C)	40.5	Post Injection After Main (deg)	0
Exhaust Pressure (bara)	1.82	No. of Injection Timing Runs	1
Fuel Flow Rate (kg/h)	1517.	Step for Inj. Timing Runs (deg)	0
Pilot Flow Rate (kg/h)	0.	Main Rail Pressure (bar)	500.0
Post Fuel Rate (kg/h)	0.	Pilot Rail Pressure (bar)	0.0
		Post Rail Pressure (bar)	0.0
<b>EGR Data</b>		<b>T/C Data</b>	
EGR (%)	0.0	Ambient Temperature (C)	25.0
EGR Temperature (C)	100.0	Ambient Pressure (mbar)	1013.0
EGR Coolant Temp. In (C)	0.0	A/C Coolant Temp. In (C)	25.0
EGR Cooler Effect. (%)	0.0	Turbine Back Pressure (mmW)	0.0
<b>Auxiliary</b>		Compressor Pres. Drop (mmW)	0.0
Waste Gate Flow (%)	0.0	Compressor Isentropic Eff. (%)	82.0
Intake Throttling (%)	0.0	Turbine Isentropic Eff. (%)	82.0
EGR Valve (%)	0.0	Compressor Mechanical Eff. (%)	95.0
<b>Inlet Air Data</b>		Turbine Mechanical Eff. (%)	95.0
Oxygen Content (%)	21.0	A/C Effectiveness (%)	80.1
Nitrogen Content (%)	79.0	<b>Turbocompounding Data</b>	
Water Content (kg/kg air)	0.000	Power Turbine Pressure Ratio	0.00
Water Temperature (C)	25.0	Turbine Isentropic Eff. (%)	0.0
		Turbine Mechan. Efficiency (%)	0.0
		Flow Percentage (%)	0.0
		Electric Power (%)	0.0

OK Cancel

Σχήμα 4.7: Πίνακες καταχώρησης συνθηκών λειτουργίας για 75% φορτίο



Data for Predefined Cycle Runs

Speed (rpm)	125.0
Inlet Pressure (bar)	2.69
Inlet Air Temp. (C)	42.0
Inj. Main. (deg ATDC)	-6.0
Inj. Pilot. (deg ATDC)	0.0
Inj. Post. (deg ATDC)	0.0
Main Fuel (kg/h)	2049.10
Pilot Fuel (kg/h)	0.00
Post Fuel (kg/h)	0.00
EGR (%)	0.00
EGR Temperature (C)	100.0
Pilot Injection Pressure (bar)	0.0
Main Injection Pressure (bar)	500.0
Post Injection Pressure (bar)	0.0
EGR Cooler Water In (C)	0.0
Air Cooler Water In (C)	25.0
Compressor Efficiency (%)	83.5
Turbine Efficiency (%)	83.5
Power for E-Turbocompounding (%)	0.0
Power Turbine Pressure Ratio (-)	0.0
Power Turbine Efficiency (%)	0.0
Ambient Air Temperature (C)	25.0
Wastegate Position(%)	0.0
Throttle Position (%)	0.0
Air Entrainment Coefficient	0.6500
Turbine Inlet Area (m**2)	0.114866
Exhaust Pressure (bar)	2.42

Current Record: Static  
4  
Delete Record

Total Records  
5  
Insert Record  
Save

Experimental Data  
Injection Rate File: NO-ROI-FILE  
Use Injection Rate File:  Y/N  
Cylinder Pressure File: NO-CYLINDER-PRESSURE-FILE

Emissions  
Soot Emissions (g/kWh): 0.0000  
NOx (as NO2) Emissions (g/kWh): 0.0000  
CO Emissions (g/kWh): 0.0000  
Use (mg/cycle(Y) or g/kWh(N)):  Y/N

Execution Mode  
Test Case to Run  
Execute Current Case:  Y/N  
Execute All Cases:  Y/N  
Use Entrainment Coefficient:  Y/N  
Pilot Injection:  Y/N  
Post Injection:  Y/N

Mechanical Efficiencies  
Turbine Mechanical Efficiency (%): 95.0  
Compressor Mechanical Efficiency (%): 95.0  
Power Turbine Mechanical Efficiency (%): 0.0  
Power Turbine Transmission Efficiency (%): 0.0

OK Cancel

Engine Operating Data

Operating Data		Injection Data	
Engine Speed (rpm)	125.0	Injection Timing (deg)	-6
Boost Pressure (bara)	2.69	Pilot Injection Timing (deg)	0
Boost Air Temperature (C)	42.0	Post Injection After Main (deg)	0
Exhaust Pressure (bara)	2.42	No. of Injection Timing Runs	1
Fuel Flow Rate (kg/h)	2049.	Step for Inj. Timing Runs (deg)	0
Pilot Flow Rate (kg/h)	0.	Main Rail Pressure (bar)	500.0
Post Fuel Rate (kg/h)	0.	Pilot Rail Pressure (bar)	0.0
		Post Rail Pressure (bar)	0.0
EGR Data		T/C Data	
EGR (%)	0.0	Ambient Temperature (C)	25.0
EGR Temperature (C)	100.0	Ambient Pressure (mbar)	1013.0
EGR Coolant Temp. In (C)	0.0	A/C Coolant Temp. In (C)	25.0
EGR Cooler Effect. (%)	0.0	Turbine Back Pressure (mmW)	0.0
Auxiliary		Compressor Pres. Drop (mmW)	0.0
Waste Gate Flow (%)	0.0	Compressor Isentropic Eff. (%)	83.5
Intake Throttling (%)	0.0	Turbine Isentropic Eff. (%)	83.5
EGR Valve (%)	0.0	Compressor Mechanical Eff. (%)	95.0
		Turbine Mechanical Eff. (%)	95.0
		A/C Effectiveness (%)	85.6
Inlet Air Data		Turbocompounding Data	
Oxygen Content (%)	21.0	Power Turbine Pressure Ratio	0.00
Nitrogen Content (%)	79.0	Turbine Isentropic Eff. (%)	0.0
Water Content (kg/kg air)	0.000	Turbine Mechan. Efficiency (%)	0.0
Water Temperature (C)	25.0	Flow Percentage (%)	0.0
		Electric Power (%)	0.0

OK Cancel

Σχήμα 4.8: Πίνακες καταχώρησης συνθηκών λειτουργίας για 100% φορτίο

Data for Predefined Cycle Runs

Speed (rpm)	125.0
Inlet Pressure (bar)	2.90
Inlet Air Temp. (C)	41.0
Inj. Main. (deg ATDC)	-6.0
Inj. Pilot. (deg ATDC)	0.0
Inj. Post. (deg ATDC)	0.0
Main Fuel (kg/h)	2257.00
Pilot Fuel (kg/h)	0.00
Post. Fuel (kg/h)	0.00
EGR (%)	0.00
EGR Temperature (C)	100.0
Pilot Injection Pressure (bar)	0.0
Main Injection Pressure (bar)	500.0
Post Injection Pressure (bar)	0.0
EGR Cooler Water In (C)	0.0
Air Cooler Water In (C)	0.0
Compressor Efficiency (%)	83.5
Turbine Efficiency (%)	83.5
Power for E-Turbocompounding (%)	0.0
Power Turbine Pressure Ratio (-)	0.0
Power Turbine Efficiency (%)	0.0
Ambient Air Temperature (C)	25.0
Wastegate Position(%)	0.0
Throttle Position (%)	0.0
Air Entrainment Coefficient	0.6500
Turbine Inlet Area (m**2)	0.116238
Exhaust Pressure (bar)	2.60

Current Record: 5 (Static) [Delete Record]

Total Records: 5 [Insert Record] [Save]

Experimental Data

Injection Rate File: NO-ROI-FILE

Use Injection Rate File:  Y/N

Cylinder Pressure File: NO-CYLINDER-PRESSURE-FILE

Emissions

Soot Emissions (g/kWh): 0.0000

NOx (as NO2) Emissions (g/kWh): 0.0000

CO Emissions (g/kWh): 0.0000

Use (mg/cycle(Y) or g/kWh(N)):  Y/N

Execution Mode

Test Case to Run: [ ]

Execute Current Case:  Y/N

Execute All Cases:  Y/N

Use Entrainment Coefficient:  Y/N

Pilot Injection:  Y/N

Post Injection:  Y/N

Mechanical Efficiencies

Turbine Mechanical Efficiency (%): 95.0

Compressor Mechanical Efficiency (%): 95.0

Power Turbine Mechanical Efficiency (%): 0.0

Power Turbine Transmission Efficiency (%): 0.0

[OK] [Cancel]

Engine Operating Data

Operating Data		Injection Data		
Engine Speed (rpm)	125.0	Injection Timing (deg)	-6	
Boost Pressure (bara)	2.90	Pilot Injection Timing (deg)	0	
Boost Air Temperature (C)	41.0	Post Injection After Main (deg)	0	
Exhaust Pressure (bara)	2.60	No. of Injection Timing Runs	1	
Fuel Flow Rate (kg/h)	2257.	Step for Inj. Timing Runs (deg)	0	
Pilot Flow Rate (kg/h)	0.	Main Rail Pressure (bar)	500.0	
Post Fuel Rate (kg/h)	0.	Pilot Rail Pressure (bar)	0.0	
EGR Data		T/C Data		
EGR (%)	0.0	Ambient Temperature (C)	25.0	
EGR Temperature (C)	100.0	Ambient Pressure (mbar)	1013.0	
EGR Coolant Temp. In (C)	0.0	A/C Coolant Temp. In (C)	0.0	
EGR Cooler Effect. (%)	0.0	Turbine Back Pressure (mmW)	0.0	
Auxiliary		Compressor Pres. Drop (mmW)		0.0
Waste Gate Flow (%)	0.0	Compressor Isentropic Eff. (%)	83.5	
Intake Throttling (%)	0.0	Turbine Isentropic Eff. (%)	83.5	
EGR Valve (%)	0.0	Compressor Mechanical Eff. (%)	95.0	
Inlet Air Data		Turbine Mechanical Eff. (%)		95.0
Oxygen Content (%)	21.0	A/C Effectiveness (%)	87.4	
Nitrogen Content (%)	79.0	Turbocompounding Data		
Water Content (kg/kg air)	0.000	Power Turbine Pressure Ratio	0.00	
Water Temperature (C)	25.0	Turbine Isentropic Eff. (%)	0.0	
		Turbine Mechan. Efficiency (%)	0.0	
		Flow Percentage (%)	0.0	
		Electric Power (%)	0.0	

[OK] [Cancel]

Σχήμα 4.9: Πίνακες καταχώρησης συνθηκών λειτουργίας για 110% φορτίο

Όπως παρατηρείται τα δεδομένα καταχώρησης συνθηκών λειτουργίας για κάθε φορτίο καταχωρούνται σε 2 πίνακες. Από αυτούς ο πρώτος πίνακας αποτελεί το βασικό μενού επιλογών για την προσομοίωση. Συγκεκριμένα, στην πάνω δεξιά πλευρά του πίνακα στην περιοχή STATIC επιλέγεται το σενάριο λειτουργίας που επιθυμούμε να προσομοιώσουμε. Στην κάτω δεξιά περιοχή επιλέγεται η προσομοίωση του σημείου λειτουργίας ενώ υπάρχει και η δυνατότητα να προσομοιωθούν όλα τα διαθέσιμα σημεία. Για κάθε σημείο λειτουργίας, στην αριστερή πλευρά του πίνακα, φαίνονται τα χαρακτηριστικά του μεγέθη. Αυτά με τη σειρά που εμφανίζονται είναι τα ακόλουθα:

- Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα σε στροφές ανά λεπτό (RPM), οι οποίες είναι ίσες με 125 RPM για όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα.
- Η πίεση του αέρα εισαγωγής στον κινητήρα σε bar η οποία λαμβάνει τιμές από το πρωτόκολλο μετρήσεων των δοκιμών παραλαβής του κινητήρα.
- Η θερμοκρασία του αέρα εισαγωγής στον κινητήρα σε °C. Η τιμή που λαμβάνει προκύπτει ως ο μέσος όρος των τιμών στο πρωτόκολλο μετρήσεων και αφορούν τις θερμοκρασίες εξόδου του αέρα από τα ψυγεία αέρα των δύο υπερπληρωτών.
- Η προπορεία εγχύσεως του καυσίμου στους κυλίνδρους του κινητήρα σε μοίρες.
- Η παροχή του καιόμενου καυσίμου σε kg/h. Η τιμή της λαμβάνεται από το πρωτόκολλο μετρήσεων.
- Η πίεση εγχύσεως του καυσίμου η οποία είναι ίση με 500 bar για όλα τα σημεία λειτουργίας.
- Η θερμοκρασία εισόδου του νερού στο ψυγείο αέρα, η τιμή της οποίας λαμβάνεται από το πρωτόκολλο ρυθμίσεων και είναι ίση με το μέσο όρο των θερμοκρασιών εισόδου του νερού στα ψυγεία.
- Οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου αντίστοιχα, οι τιμές των οποίων υπολογίστηκαν προηγουμένως.
- Η θερμοκρασία του αέρα περιβάλλοντος σε °C, η τιμή της οποίας λαμβάνεται από το πρωτόκολλο μετρήσεων.
- Ο συντελεστής διείσδυσης αέρα, η τιμή του οποίου είναι ίδια για όλα τα σημεία λειτουργίας και υπολογίστηκε προηγουμένως ίση με 0,65. Ο κώδικας για να χρησιμοποιήσει το συντελεστή αυτό πρέπει να επιλεγεί η αντίστοιχη επιλογή στην κάτω δεξιά μεριά του πίνακα.

- Η επιφάνεια της ενεργούς διατομής του ακροφυσίου του στροβίλου σε  $m^2$ .
- Η πίεση εξαγωγής των καυσαερίων του κινητήρα σε bar. Η τιμή του προκύπτει από το πρωτόκολλο μετρήσεων ως ο μέσος όρος των πιέσεων εισαγωγής των δύο στροβίλων.

Τέλος, στην κάτω δεξιά πλευρά του πίνακα καταχωρούνται οι μηχανικοί βαθμοί απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου. Οι τιμές αυτές λαμβάνονται ίσες με 0,95 και για τις δυο μηχανές (ενδεικτική τιμή). Άρα ο συνολικός μηχανικός βαθμός απόδοσης της ατράκτου συμπιεστή και στροβίλου είναι ίσος με:

$$\eta_{mT-C} = \eta_{mT} \cdot \eta_{mC} = 0,95 \cdot 0,95 \rightarrow \eta_{mT-C} = 0,903$$

Ο δεύτερος πίνακας καταχώρησης συνθηκών λειτουργίας περιλαμβάνει ένα μέρος των στοιχείων του πρώτου πίνακα, τα οποία περνιούνται αυτόματα. Πέραν, όμως, αυτών στο δεύτερο πίνακα καταχωρείται ο βαθμός εκμετάλλευσης του ψυγείου αέρα. Ως τιμή καταχωρείται ο μέσος όρος των δυο ψυγείων που υπολογίστηκε προηγουμένως.

## 4.2.2 Αποτελέσματα προσομοίωσης κινητήρα

Μετά την καταχώρηση όλων των απαραίτητων δεδομένων, όπως περιγράφηκε παραπάνω, εκτελέστηκε η προσομοίωση για τα τέσσερα φορτία λειτουργίας. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης παρουσιάζονται παρακάτω με τη μορφή συγκεντρωτικών πινάκων:

CYLINDER DATA		POLLUTANTS-IN CYLINDER		PERFORMANCE DATA		INJECTION DATA		GAS EXCHANGE DATA	
Speed (rpm):	125.	EGR Mass (%):	0.0	Power Ind. (kW):	6335.	Pmax Inj. (bar):	500.	Compr. Pout (bar):	1.56
Ignition (deg):	-6.8	NO (ppm):	1641.	Power Brake(kW):	5780.	Pmax Inj. (bar):	500.	Inlet Press. (bar):	1.56
Pmax (bar):	86.3	NO (g/kWh):	11.57	Imep (bar):	7.52	Inj. Open (bar):	350.	Compr. Tout (C):	70.8
Inj. Main (deg):	-7.0	NOx (g/kWh):	17.74	Bmep (bar):	6.86	Inj. Main (deg):	10.	M/C Tout (C):	41.0
Inj. Pilot (deg):	-	Soot (BSU):	0.04	Eff. Ind. (%):	51.5	Inj. Pilot (deg):	-	Inlet Temp. (C):	41.0
Inj. Post (deg):	-	Soot (g/kWh):	0.003	Eff. Brake (%):	47.0	Inj. Post (deg):	-	Turbine Pin (bar):	1.43
Main Delay (deg):	0.2	CO (%)	0.000	Eff. Mech. (%):	91.2	Inj. Delay (deg):	-	Turbine Tin (C):	361.
Pilot Delay (deg):	0.0	CO (g/kWh):	0.000	bsfc (g/kWh):	182.6	Wl. Stroke (mm):	-	Turbine Tout (C):	315.
Post Delay (deg):	0.0	H2 (%)	0.000	Heat Loss (%):	-10.1	Wl. Fuel (%)	-	EGR CO2/e (%):	0.0
Fuel (kg/h):	1055.			Fuel Burnt (%):	0.0	PostFuel (%)	-	EGR Temper. (C):	100.
Initial Pres(bar):	-			Max. Temp. (K):	2665.			M/G Flow (%):	0.0
Initial Temp. (C):	-			Lambda (-):	3.19			Exhaust Temp. (C):	300.
O2 Percent (%):	-							M (kg/s):	13.50
COMPONENT EFFICIENCY		POLLUTANTS-EXHAUST							
Compr. Effic. (%):	84.0	O2 (%)	13.8						
Turbine Effic. (%):	84.0	N2 (%)	77.2						
M/C Effect. (%):	65.1	CO2 (%)	4.3						
EGR Cool Eff. (%):	0.0	H2O (%)	4.7						
EXH Cool Eff. (%):	0.0	NOx (ppm):	1190.						
P/T Toutout (C):	0.	NOx Dry (mg/Nm3):	2356.						
P/T Pres/Ratio(-):	1.00	NO (g/KWh):	10.67						
P/T Power (kW):	0.0	NOx (g/KWh):	16.36						
P/T Power (%):	0.0								

Current Engine: 9RTAF58L.DAT

Σχήμα 4.10: Συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων προσομοίωσης για φορτίο 50%

NTUA_MULTI_V14_WINDOWS									
Engine Fuel Setup Run_Data View_Run Results Clear_Screen Run Heat_Release Engine_Base Constants Calibrate Optimize Res_File Abort Print Exit									
MUDI05_VER11.0: Prof. DIMITRIOS T. HOUNTALAS, NTUA, dtd961@central.ntua.gr									
CYLINDER DATA		POLLUTANTS-IN CYLINDER		PERFORMANCE DATA		INJECTION DATA		GAS EXCHANGE DATA	
Speed (rpm):	125.	EGR Mass (%):	0.0	Power Ind. (kW):	9208.	Mean Inj. (bar):	500.	Compr. Pout (bar):	2.00
Ignition (deg):	-7.8	NO (ppm):	2162.	Power Brake(kW):	8652.	Max Inj. (bar):	500.	Inlet Press. (bar):	2.00
Pmax (bar):	114.8	NO (g/kWh):	13.52	Imep (bar):	10.93	Inj. Open (bar):	350.	Compr. Tout (C):	101.6
Inj. Main (deg):	-8.0	NOx (g/kWh):	20.73	Bmep (bar):	10.27	Min. Main (deg):	14.	A/C Tout (C):	40.5
Inj. Pilot (deg):	-	Soot (BSU):	0.00	Eff. Ind. (%):	52.0	Min. Pilot (deg):	-	Inlet Temp. (C):	40.5
Inj. Post (deg):	-	Soot (g/kWh):	0.000	Eff. Brake (%):	48.0	Min. Post (deg):	-	Turbine Pin (bar):	1.82
Main Delay (deg):	0.2	CO (%)	0.000	Eff. Mech. (%):	94.0	Inj. Delay (deg):	-	Turbine Tin (C):	386.
Pilot Delay (deg):	0.0	CO (g/kWh):	0.000	bsfc (g/kWh):	175.3	Eff. Stroke (mm):	-	Turbine Tout (C):	310.
Post Delay (deg):	0.0	H2 (%)	0.000	Heat Loss (%):	-9.1	Min Fuel (%):	-	EGR CO2/e (%):	0.0
Fuel (kg/h):	1517.			Fuel Burnt (%):	0.0	Post Fuel (%):	-	EGR Temper. (C):	100.
Initial Pres(bar):	-			Max. Temp. (K):	2706.			W/G Flow (%):	0.0
Initial Temp. (C):	-			Lambda (-):	2.95			Exhaust Temp. (C):	-
O2 Percent (%):	-							Air (kg/s):	17.90
COMPONENT EFFICIENCY		POLLUTANTS-EXHAUST							
Compr. Effic. (%):	82.0	O2 (%)	13.3						
Turbine Effic. (%):	82.0	N2 (%)	77.0						
A/C Effect. (%):	0.0	CO2 (%)	4.6						
EGR Cool Eff. (%):	0.0	H2O (%)	5.0						
EXH Cool Eff. (%):	0.0	NOx (ppm):	1594.						
P/T Texhout (C):	0.	NOx Dry (mg/Nm3):	3162.						
P/T Pres/Ratio(-):	1.00	NO (g/KWh):	12.72						
P/T Power (kW):	0.0	NOx (g/KWh):	10.58						
P/T Power (%):	0.0								
Current Engine: 9RTAF58L.DAT									

Σχήμα 4.11: Συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων προσομοίωσης για φορτίο 75%

NTUA_MULTI_V14_WINDOWS									
Engine Fuel Setup Run_Data View_Run Results Clear_Screen Run Heat_Release Engine_Base Constants Calibrate Optimize Res_File Abort Print Exit									
MUDI05_VER11.0: Prof. DIMITRIOS T. HOUNTALAS, NTUA, dtd961@central.ntua.gr									
CYLINDER DATA		POLLUTANTS-IN CYLINDER		PERFORMANCE DATA		INJECTION DATA		GAS EXCHANGE DATA	
Speed (rpm):	125.	EGR Mass (%):	0.0	Power Ind. (kW):	12401.	Mean Inj. (bar):	500.	Compr. Pout (bar):	2.68
Ignition (deg):	-5.9	NO (ppm):	2310.	Power Brake(kW):	11844.	Max Inj. (bar):	500.	Inlet Press. (bar):	2.69
Pmax (bar):	136.6	NO (g/kWh):	14.34	Imep (bar):	14.73	Inj. Open (bar):	350.	Compr. Tout (C):	136.8
Inj. Main (deg):	-6.0	NOx (g/kWh):	21.90	Bmep (bar):	14.00	Min. Main (deg):	19.	A/C Tout (C):	41.1
Inj. Pilot (deg):	-	Soot (BSU):	0.00	Eff. Ind. (%):	51.9	Min. Pilot (deg):	-	Inlet Temp. (C):	41.1
Inj. Post (deg):	-	Soot (g/kWh):	0.000	Eff. Brake (%):	49.5	Min. Post (deg):	-	Turbine Pin (bar):	2.42
Main Delay (deg):	0.1	CO (%)	0.000	Eff. Mech. (%):	95.5	Inj. Delay (deg):	-	Turbine Tin (C):	391.
Pilot Delay (deg):	0.0	CO (g/kWh):	0.000	bsfc (g/kWh):	173.0	Eff. Stroke (mm):	-	Turbine Tout (C):	278.
Post Delay (deg):	0.0	H2 (%)	0.000	Heat Loss (%):	-7.6	Min Fuel (%):	-	EGR CO2/e (%):	0.0
Fuel (kg/h):	2049.			Fuel Burnt (%):	0.0	Post Fuel (%):	-	EGR Temper. (C):	100.
Initial Pres(bar):	-			Max. Temp. (K):	2668.			W/G Flow (%):	0.0
Initial Temp. (C):	-			Lambda (-):	3.05			Exhaust Temp. (C):	300.
O2 Percent (%):	-							Air (kg/s):	25.10
COMPONENT EFFICIENCY		POLLUTANTS-EXHAUST							
Compr. Effic. (%):	83.5	O2 (%)	13.6						
Turbine Effic. (%):	83.5	N2 (%)	77.1						
A/C Effect. (%):	85.6	CO2 (%)	4.5						
EGR Cool Eff. (%):	0.0	H2O (%)	4.9						
EXH Cool Eff. (%):	0.0	NOx (ppm):	1700.						
P/T Texhout (C):	0.	NOx Dry (mg/Nm3):	3366.						
P/T Pres/Ratio(-):	1.00	NO (g/KWh):	13.87						
P/T Power (kW):	0.0	NOx (g/KWh):	21.27						
P/T Power (%):	0.0								
Current Engine: 9RTAF58L.DAT									

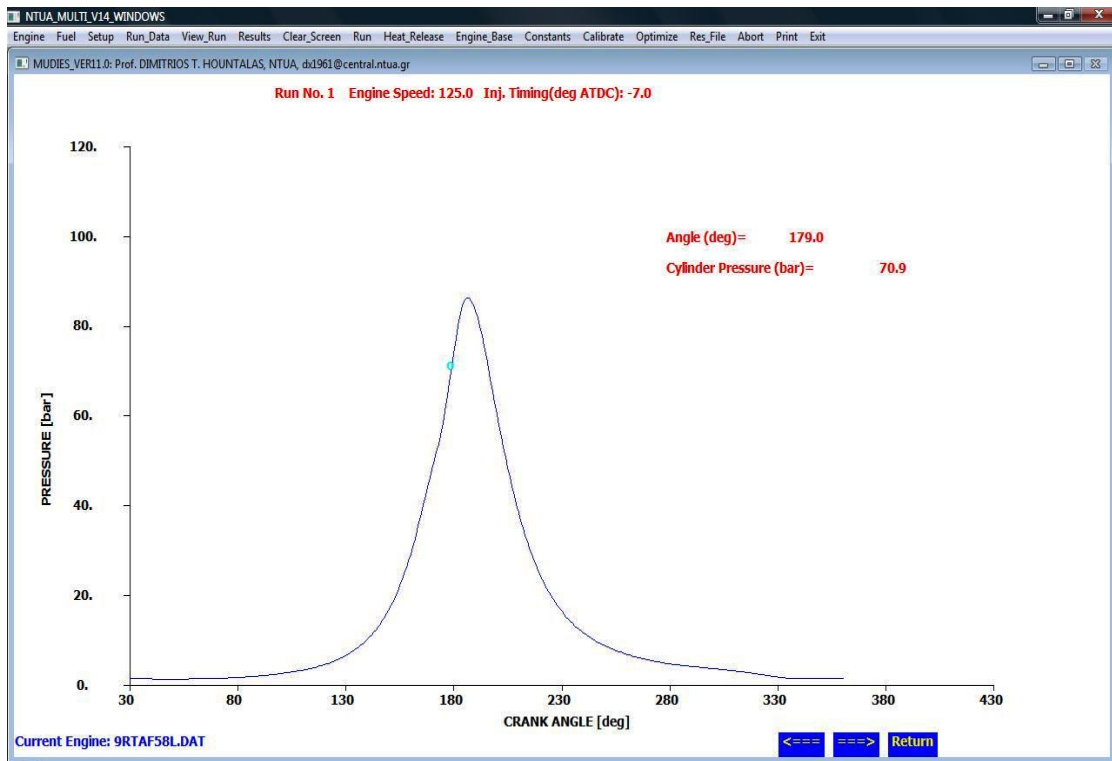
Σχήμα 4.12: Συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων προσομοίωσης για φορτίο 100%

CYLINDER DATA		POLLUTANTS-IN CYLINDER		PERFORMANCE DATA		INJECTION DATA		GAS EXCHANGE DATA	
Speed (rpm):	125.	EGR Mass (%):	0.0	Power Ind. (kW):	13595	Mean Inj. (bar):	500.	Compr. Pout (bar):	2.90
Ignition (deg):	-5.9	NO (ppm):	2365.	Power Brake(kW):	13039	Max Inj. (bar):	500.	Inlet Press. (bar):	2.90
Pmax (bar):	144.9	NO (g/kWh):	14.39	Imep (bar):	16.14	Inj. Open (bar):	350.	Compr. Tout (C):	147.0
Inj. Main (deg):	-6.0	NOx (g/kWh):	22.09	Bmep (bar):	15.48	Inj. Main (deg):	21.	A/C Tout (C):	40.4
Inj. Pilot (deg):	-	Soot (BSU):	0.00	Eff. Ind. (%):	51.6	Inj. Pilot (deg):	-	Inlet Temp. (C):	40.4
Inj. Post (deg):	-	Soot (g/kWh):	0.000	Eff. Brake (%):	49.5	Inj. Post (deg):	-	Turbine Pin (bar):	2.61
Main Delay (deg):	0.1	CO (%):	0.000	Eff. Mech. (%):	95.9	Inj. Delay (deg):	-	Turbine Tin (C):	401.
Pilot Delay (deg):	0.0	CO (g/kWh):	0.000	bsfc (g/kWh):	173.1	Eff. Stroke (mm):	-	Turbine Tout (C):	277.
Post Delay (deg):	0.0	H2 (%)	0.000	Heat Loss (%):	-7.4	Min Fuel (%):	-	EGR CO2/e (%):	0.0
Fuel (kg/h):	2257.			Fuel Burnt (%):	0.0	Post Fuel (%):	-	EGR Temper. (C):	100.
Initial Pres(bar):	-			Max. Temp. (K):	2657.			W/G Flow (%):	0.0
Initial Temp. (C):	-			Lambda (-):	3.00			Exhaust Temp. (C):	300.
O2 Percent (%):	-							Air (kg/s):	27.10
COMPONENT EFFICIENCY		POLLUTANTS-EXHAUST							
Compr. Eff. (%):	83.5	O2 (%):	13.4						
Turbine Eff. (%):	83.5	N2 (%):	77.0						
A/C Effect. (%):	87.4	CO2 (%):	4.6						
EGR Cool Eff. (%):	0.0	H2O (%):	5.0						
EXH Cool Eff. (%):	0.0	NOx (ppm):	1744.						
P/T Texhout (C):	0.	NOx Dry (mg/Nm3):	3457.						
P/T Pres/Ratio(-):	1.00	NO (g/KWh):	13.96						
W/T Power (kW):	0.0	NOx (g/KWh):	21.44						
P/T Power (%):	0.0								

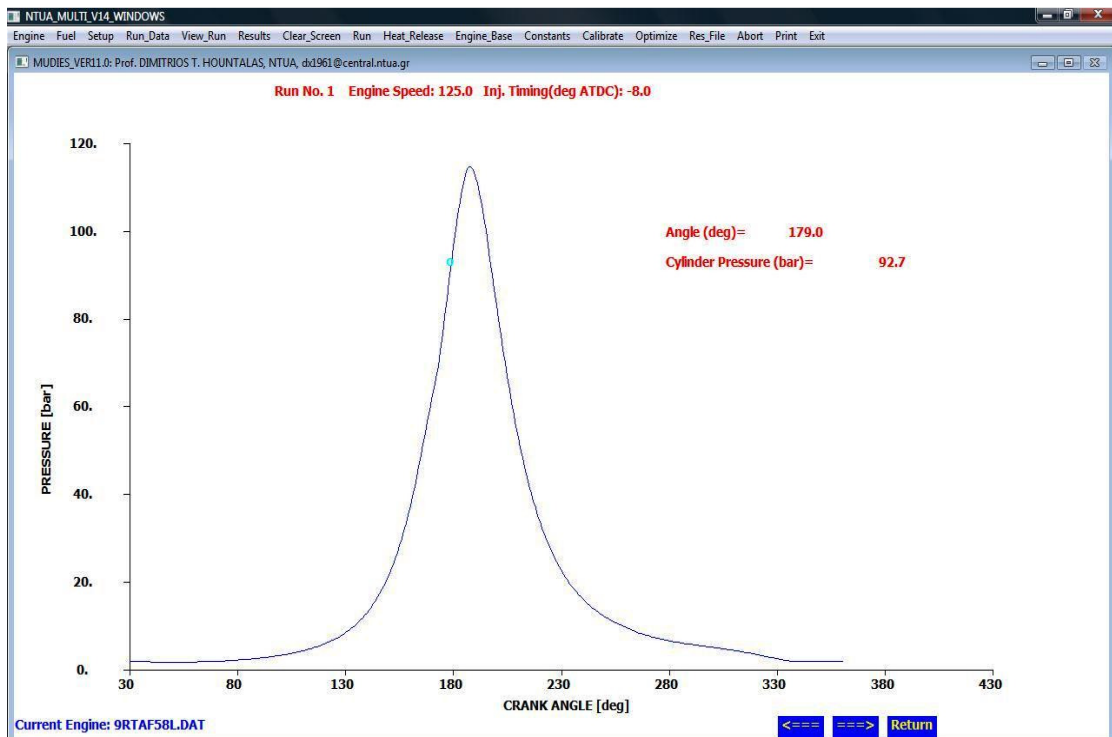
Current Engine: 9RTAF58L.DAT

Σχήμα 4.13: Συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων προσομοίωσης για φορτίο 110%

Αρχικά θα παρουσιαστούν τα διαθέσιμα δυναμοδεικτικά διαγράμματα που μας παρέχει ο κώδικας για τα τέσσερα σημεία της προσομοίωσης. Τα διαγράμματα αυτά έχουν μεγάλη σημασία γιατί με κατάλληλη επεξεργασία τους μπορεί να εκτιμηθεί και να αξιολογηθεί ο μηχανισμός εξέλιξης της καύσης στο εσωτερικό των κυλίνδρων. Στη συνέχεια, θα παρουσιαστούν σε διαγράμματα τα κυριότερα αποτελέσματα της προσομοίωσης όπως αναγράφονται στους παραπάνω πίνακες.

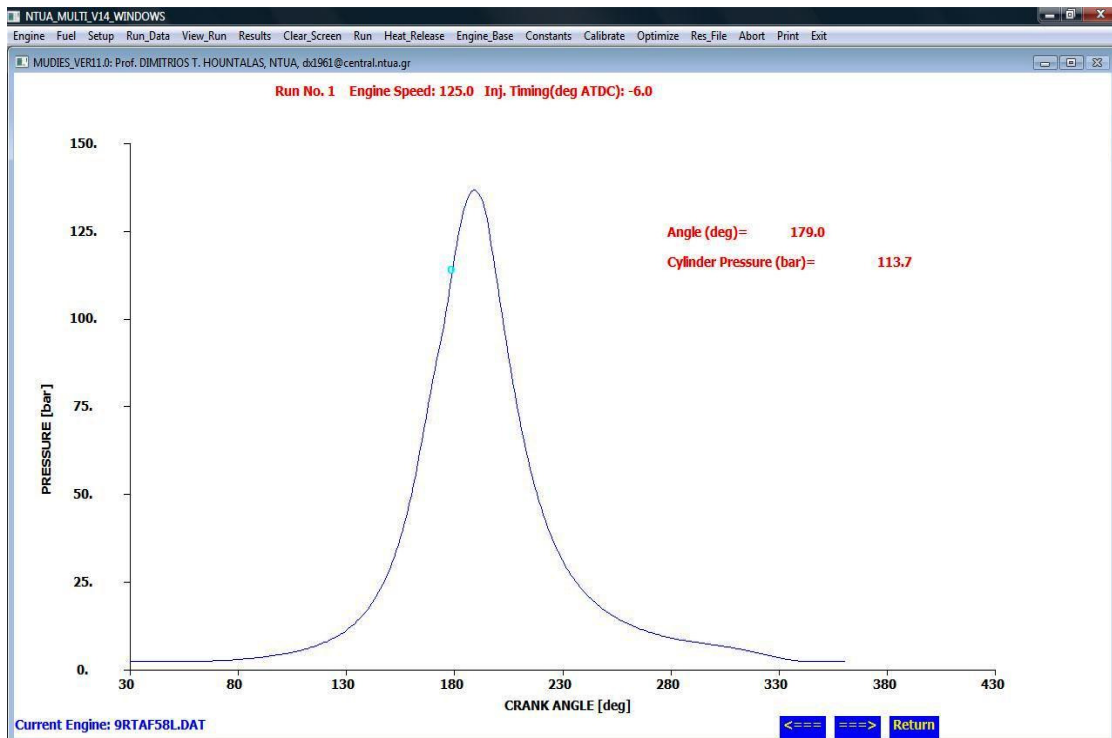


**Σχήμα 4.14:** Δυναμοδεικτικό διάγραμμα πιέσεων-γωνίας στροφάλου για φορτίο 50%

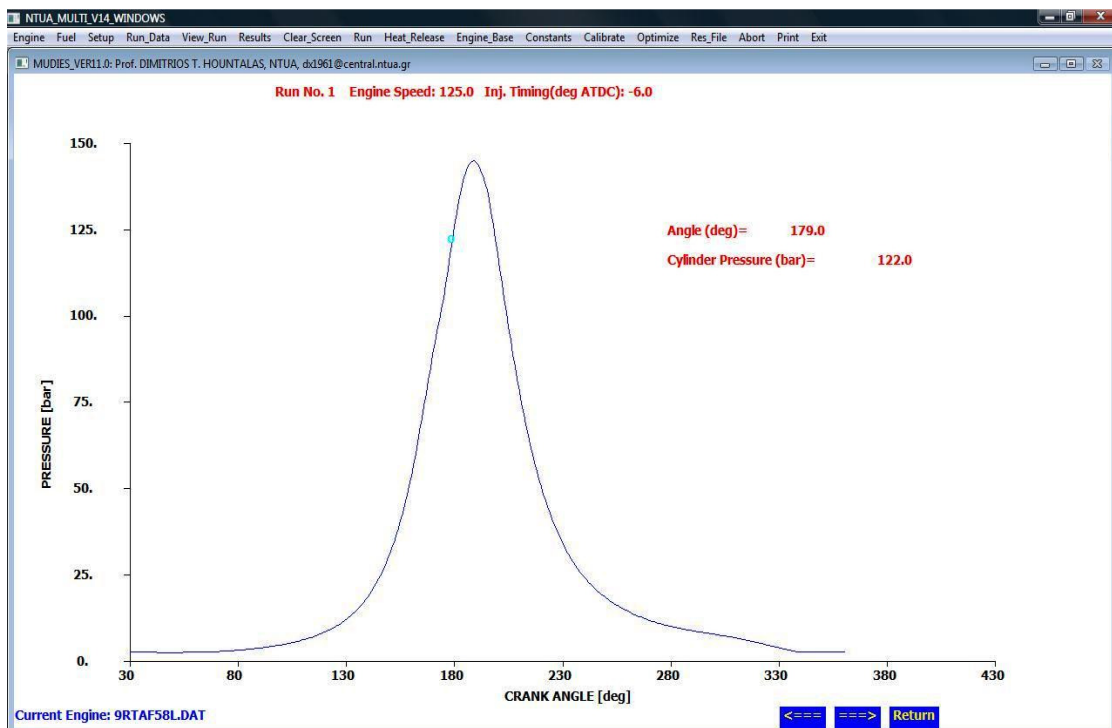


**Σχήμα 4.15:** Δυναμοδεικτικό διάγραμμα πιέσεων-γωνίας στροφάλου για φορτίο 75%

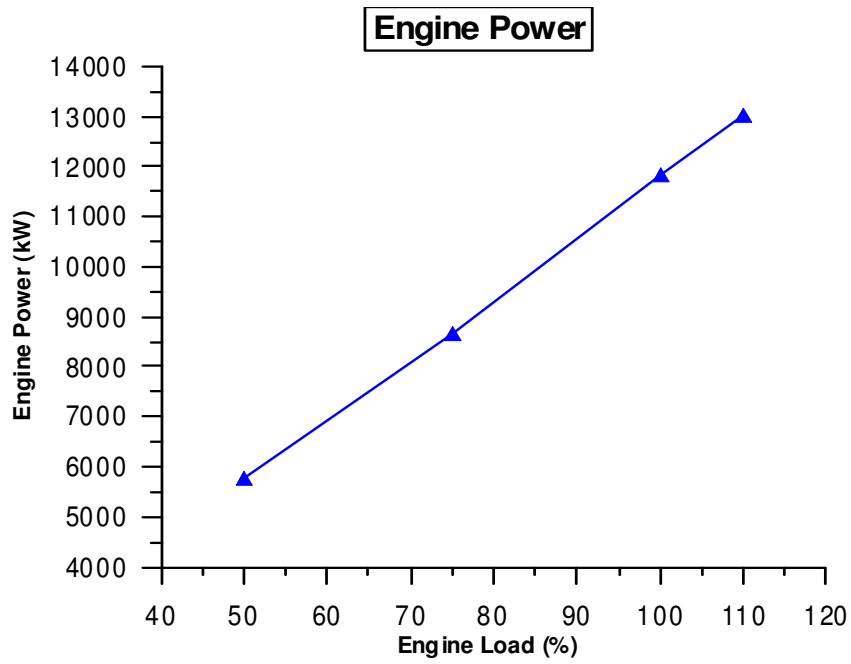




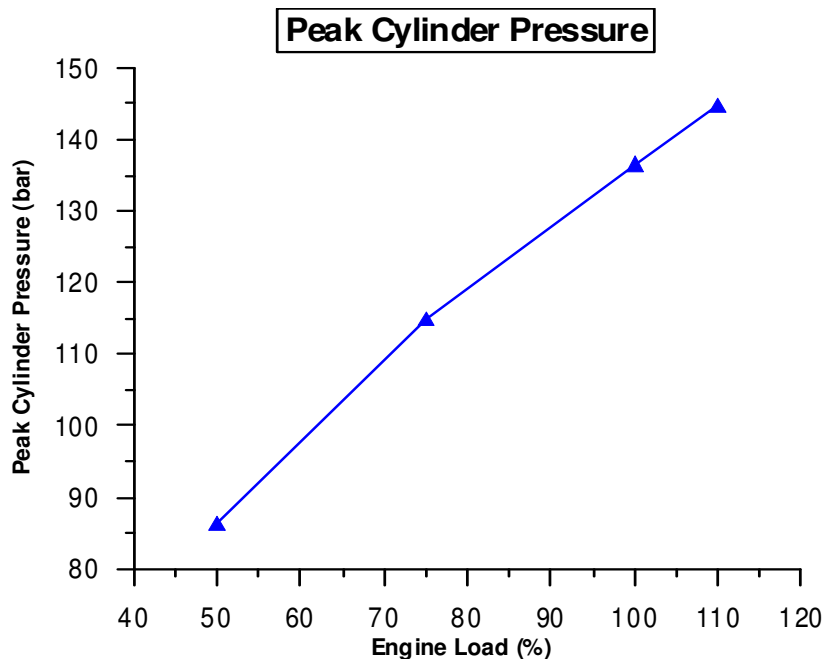
**Σχήμα 4.16:** Δυναμοδεικτικό διάγραμμα πιέσεων-γωνίας στροφάλου για φορτίο 100%



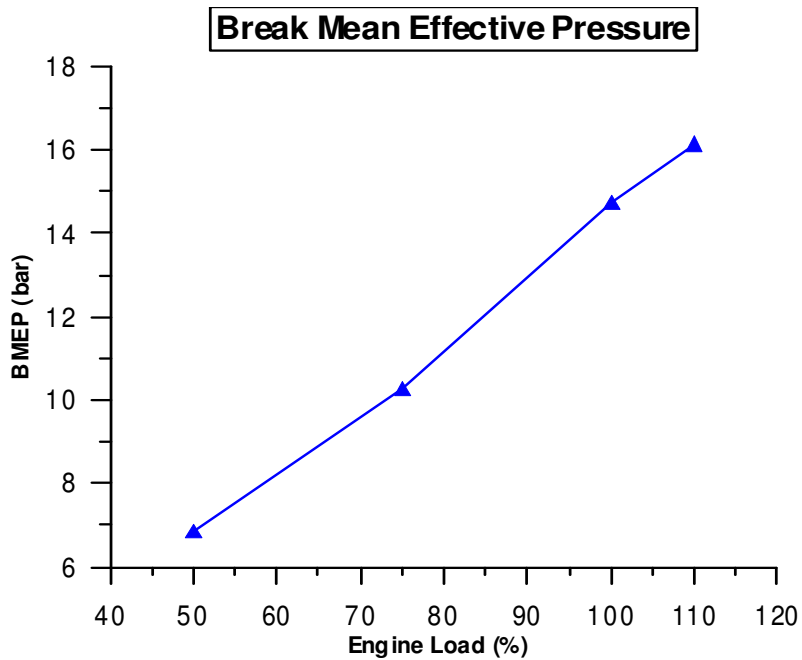
**Σχήμα 4.17:** Δυναμοδεικτικό διάγραμμα πιέσεων-γωνίας στροφάλου για φορτίο 110%



**Σχήμα 4.18:** Αποδιδόμενη ισχύς συναρτήσει του φορτίου

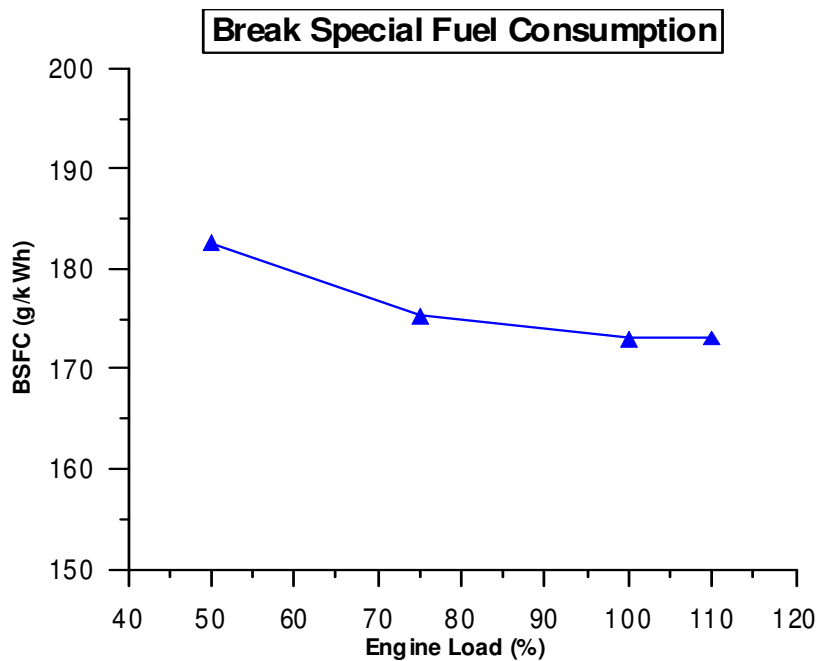


**Σχήμα 4.19:** Μέγιστη πίεση καύσης συναρτήσει του φορτίου

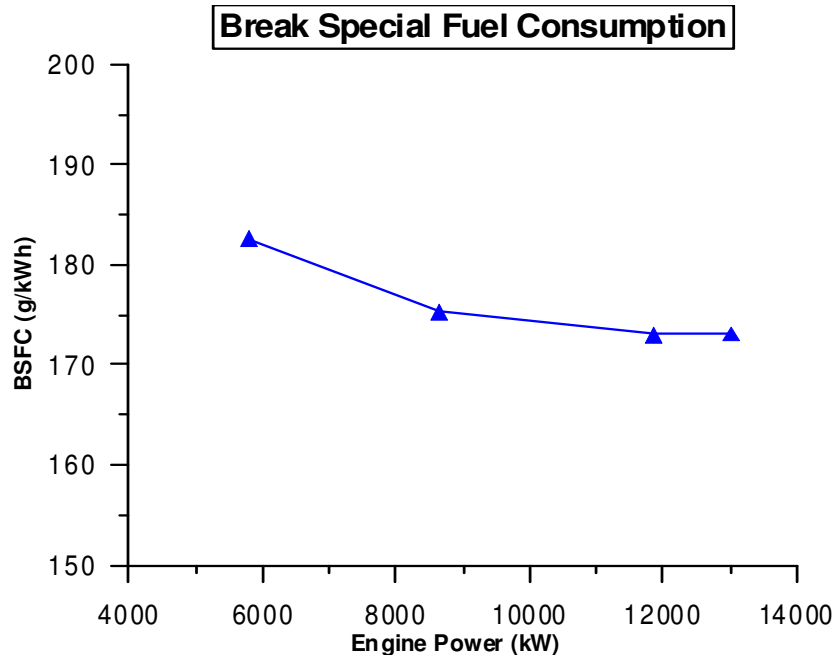


**Σχήμα 4.20: Μέση ενδεικνύμενη πίεση καύσης συναρτήσει του φορτίου**

Στο σχήμα 4.18 φαίνεται η συσχέτιση μεταξύ παραγόμενης ισχύος και φορτίου του κινητήρα. Παρατηρείτε, όπως άλλωστε είναι αναμενόμενο, ότι η ισχύς αυξάνει αυξανόμενου του φορτίου και μάλιστα με μια γραμμική συσχέτιση. Το ίδιο μπορεί να ειπωθεί και για τα διαγράμματα 4.19 και 4.20 όπου παρουσιάζονται η μέγιστη πίεση καύσης και η μέση ενδεικνύμενη πίεση.

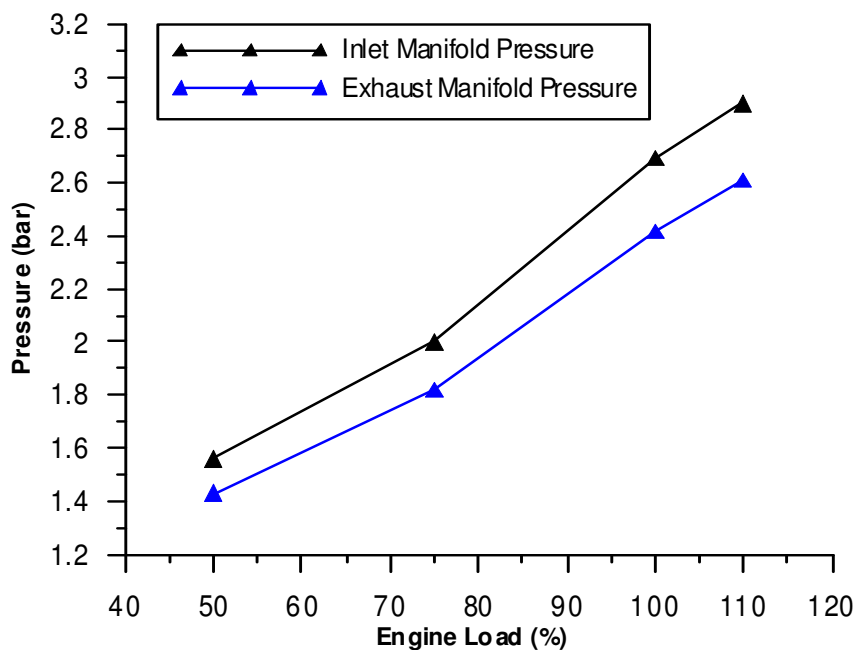


**Σχήμα 4.21: Ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει του φορτίου**

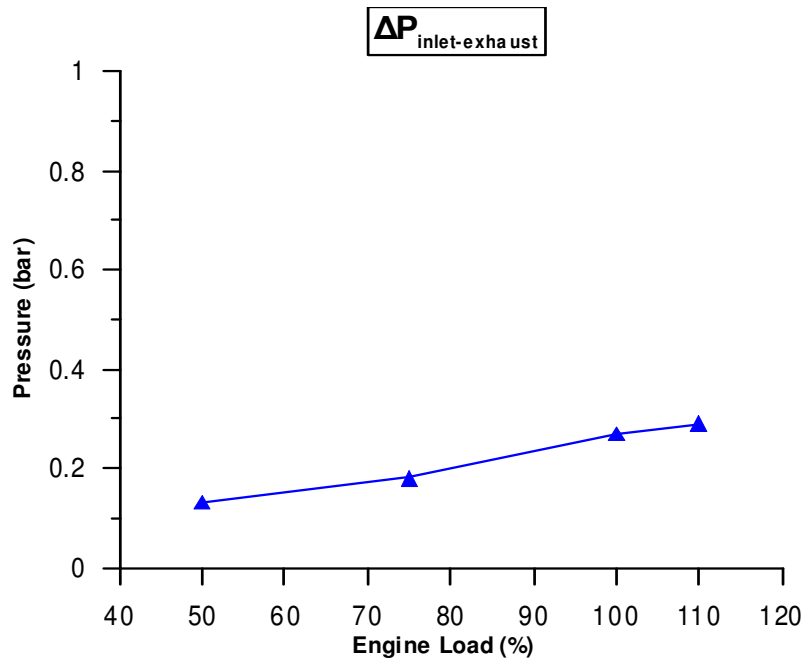


**Σχήμα 4.22:** Ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει της παραγόμενης ισχύος

Στο σχήμα 4.21 φαίνεται η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει του φορτίου και παραγόμενης ισχύος (σχήμα 4.22). Παρατηρείται πως αυξανόμενης της ισχύος η ειδική κατανάλωση μειώνεται και φτάνει σε μία βέλτιστη τιμή στο 100% του φορτίου.

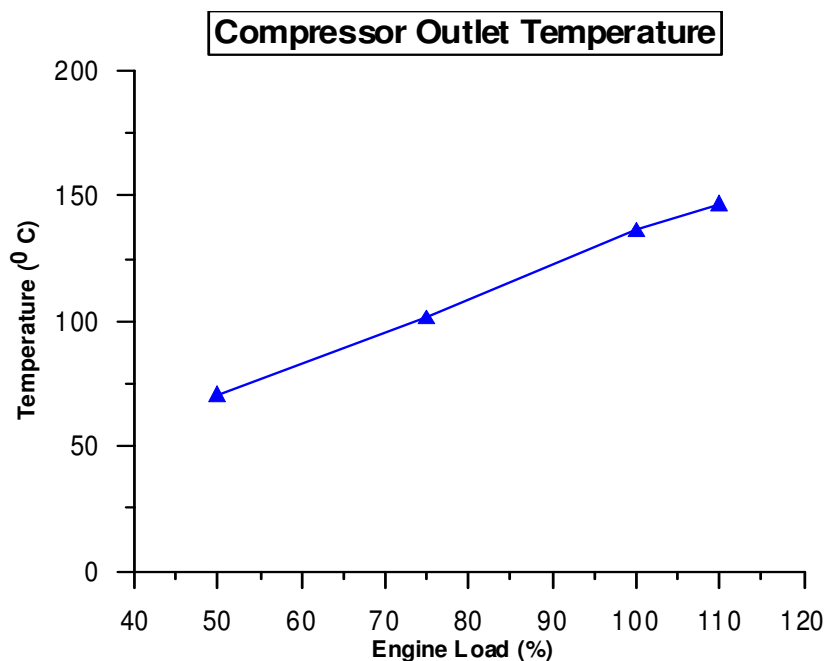


**Σχήμα 4.23:** Πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής συναρτήσει του φορτίου

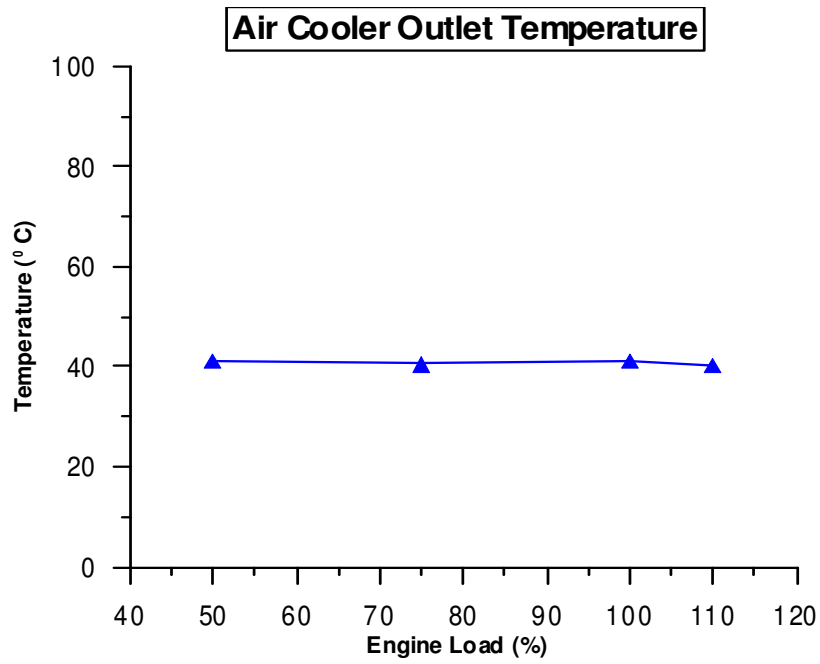


**Σχήμα 4.24: Διαφορά πίεσης οχετών εισαγωγής και εξαγωγής συναρτήσει του φορτίου**

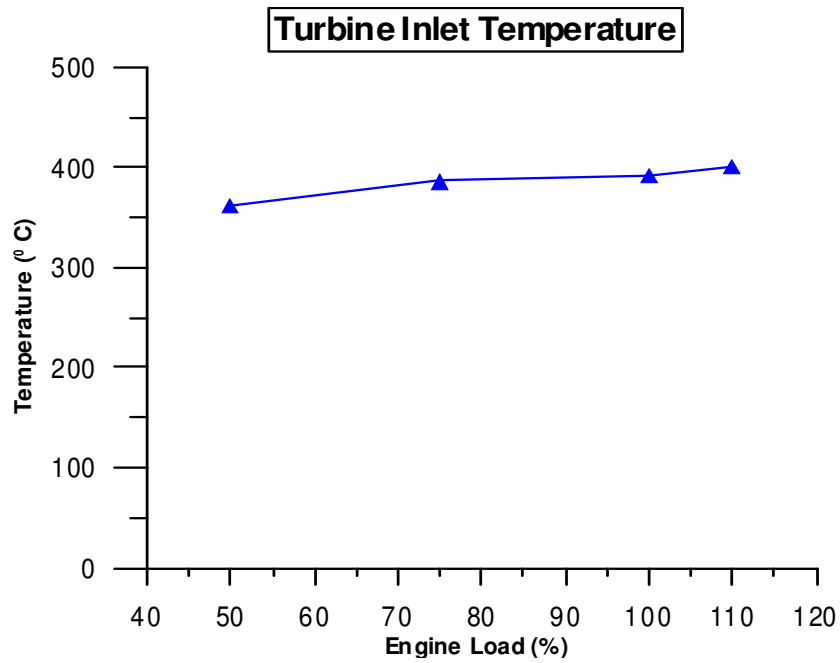
Στο διάγραμμα του σχήματος 4.23 παρουσιάζονται οι πιέσεις οχετών εισαγωγής αέρα και εξαγωγής καυσαερίων συναρτήσει του φορτίου λειτουργίας και ακολούθως στο επόμενο διάγραμμα (Σχήμα 4.24) η διαφορά των δύο πιέσεων για κάθε σημείο λειτουργίας. Μια σημαντική παρατήρηση που μπορούμε να κάνουμε στο διάγραμμα του σχήματος 4.24 είναι ότι η διαφορά αυξάνει με την αύξηση του φορτίου λειτουργίας διαδραματίζοντας σημαντικό ρόλο στην απόπλυση των κυλίνδρων.



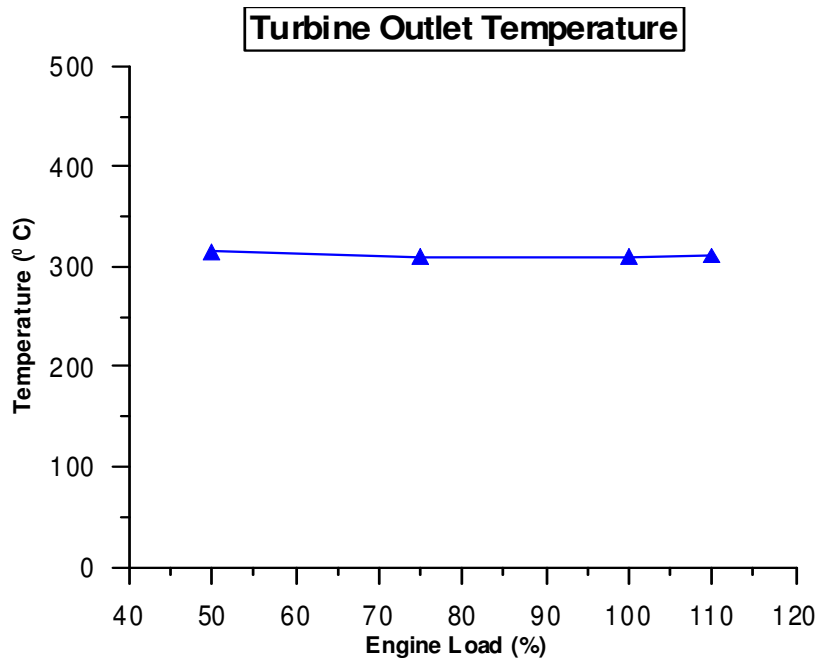
**Σχήμα 4.25: Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του συμπιεστή συναρτήσει του φορτίου**



**Σχήμα 4.26: Θερμοκρασία εξόδου αέρα σαρώσεως από το ψυγείο συναρτήσει του φορτίου**

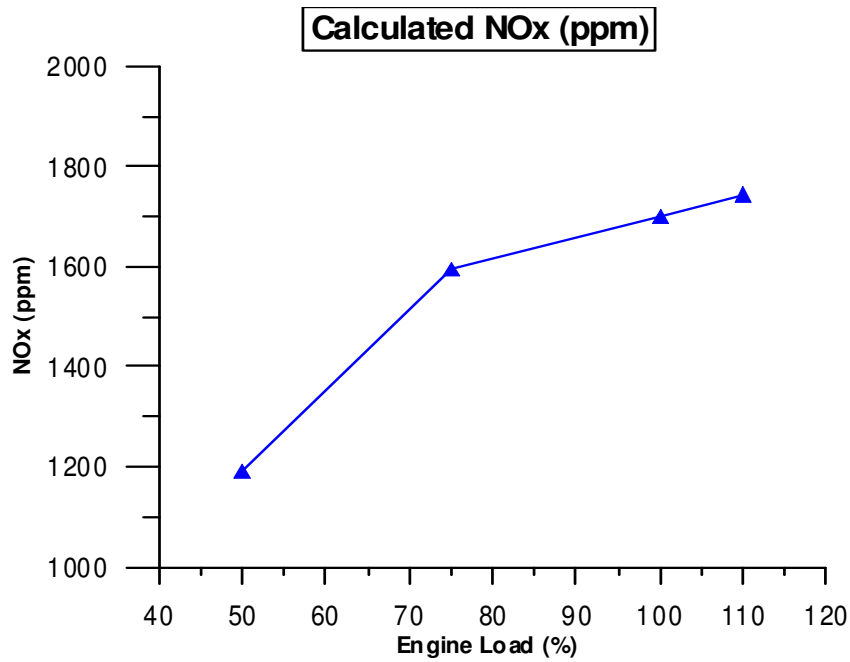


**Σχήμα 4.27: Θερμοκρασία αέρα στην είσοδο του στροβίλου συναρτήσει του φορτίου**

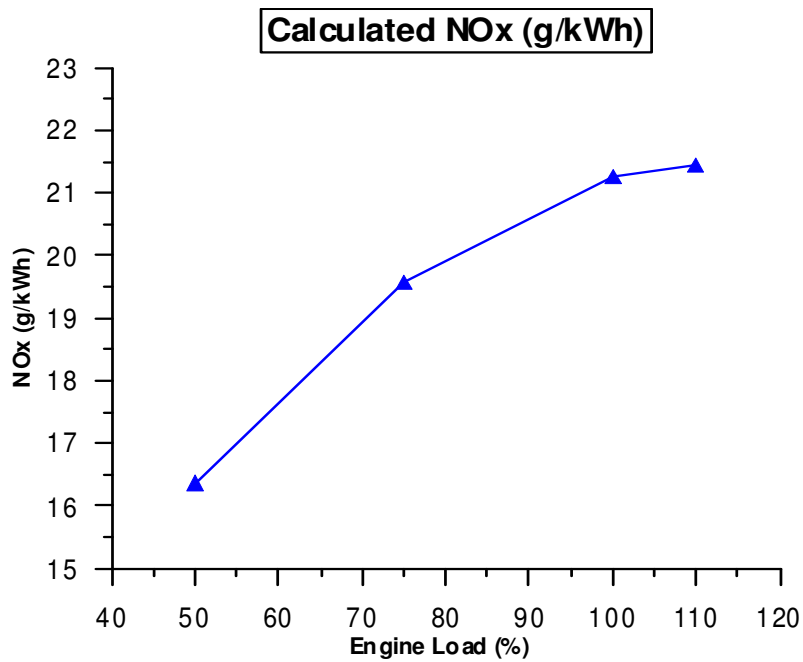


**Σχήμα 4.28: Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του στροβίλου συναρτήσει του φορτίου**

Στα παραπάνω διαγράμματα παρουσιάζεται η μεταβολή των θερμοκρασιών στην έξοδο του ψυγείου αέρα (σχήμα 4.26), στην έξοδο του συμπιεστή (σχήμα 4.25), στην είσοδο του στροβίλου (σχήμα 4.27) και στην έξοδο του στροβίλου (σχήμα 4.28) συναρτήσει του φορτίου λειτουργίας. Παρατηρώντας το πρώτο διάγραμμα η θερμοκρασία στην έξοδο του ψυγείου αέρα παραμένει σχεδόν σταθερή για όλα τα φορτία. Αντίθετα, στην έξοδο του συμπιεστή η θερμοκρασία αυξάνεται αυξανόμενου του φορτίου, κάτι απολύτως λογικό. Κάτι ανάλογο συμβαίνει και στην είσοδο του στροβίλου με τη διαφορά ότι, παρόλο που η θερμοκρασία αυξάνεται με την αύξηση του φορτίου, ωστόσο αυτή η αύξηση είναι σχετικά μικρή. Τέλος, για τη θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδο του στροβίλου παρατηρούνται πολύ μικρές αποκλίσεις συναρτήσει του φορτίου λειτουργίας.



**Σχήμα 4.29:** Παραγόμενα NOx (ppm) συναρτήσει του φορτίου



**Σχήμα 4.30:** Παραγόμενα NOx (g/kWh) συναρτήσει του φορτίου

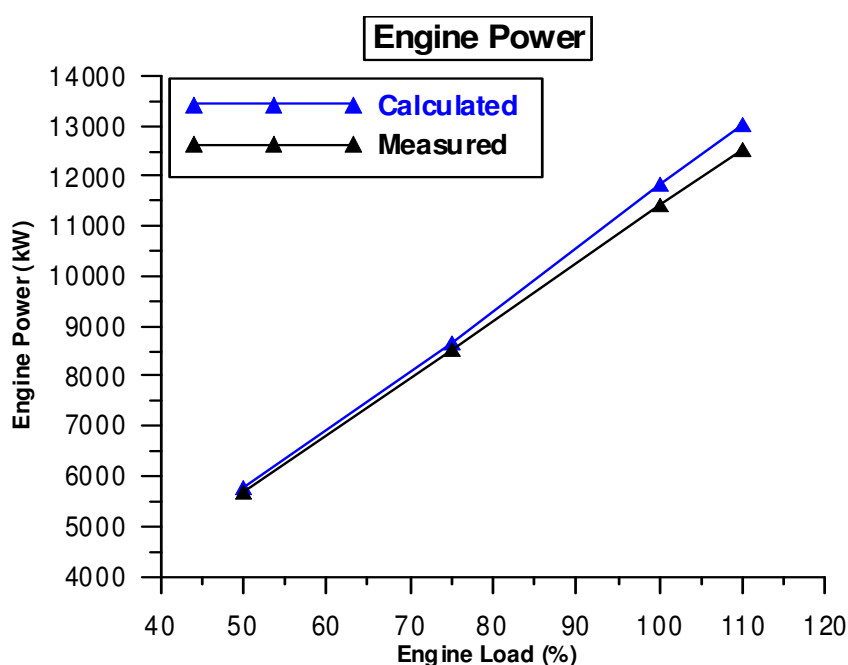
Στα παραπάνω διαγράμματα (Σχήματα 4.29 και 4.30) δίνονται τα παραγόμενα NOx σε ppm και σε g/kWh συναρτήσει του φορτίου λειτουργίας. Όπως ήταν αναμενόμενο τα παραγόμενα NOx αυξάνονται με αύξηση του φορτίου λειτουργίας.



### 4.2.3 Σύγκριση αποτελεσμάτων προσομοίωσης κινητήρα με τις μετρήσεις των δοκιμών παραλαβής

Μετά την παρουσίαση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης του κινητήρα στην προηγούμενη ενότητα, κρίνεται σκόπιμο να πραγματοποιηθεί σύγκριση αυτών των αποτελεσμάτων με τις μετρήσεις των δοκιμών παραλαβής του κινητήρα, οι οποίες πραγματοποιήθηκαν το έτος 1985. Η σύγκριση θα γίνει με μορφή διαγραμμάτων των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης σε αντιπαραβολή με τις μετρήσεις δοκιμής, έτσι ώστε στη συνέχεια να αξιολογηθεί η αξιοπιστία του μοντέλου προσομοίωσης. Ο λόγος για τον οποίο γίνεται η αξιολόγηση του μοντέλου είναι για να έχουμε ένα πιστοποιημένο μοντέλο με το οποίο θα γίνει η παραμετρική διερεύνηση των NOx ώστε να υπάρχει μεγαλύτερη δυνατή εμπιστοσύνη στα αποτελέσματα.

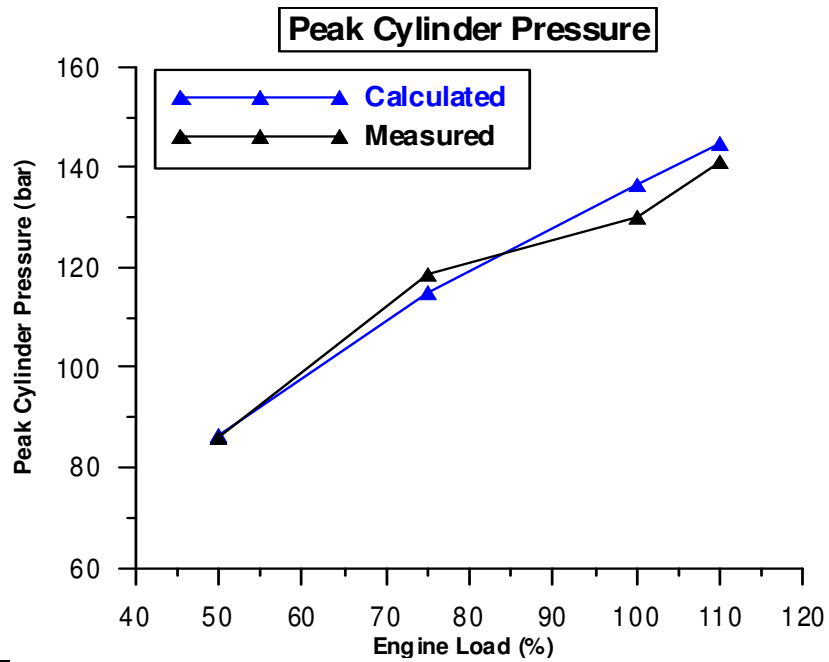
#### ➤ Παραγόμενη ισχύς



**Σχήμα 4.31: Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης ισχύος**

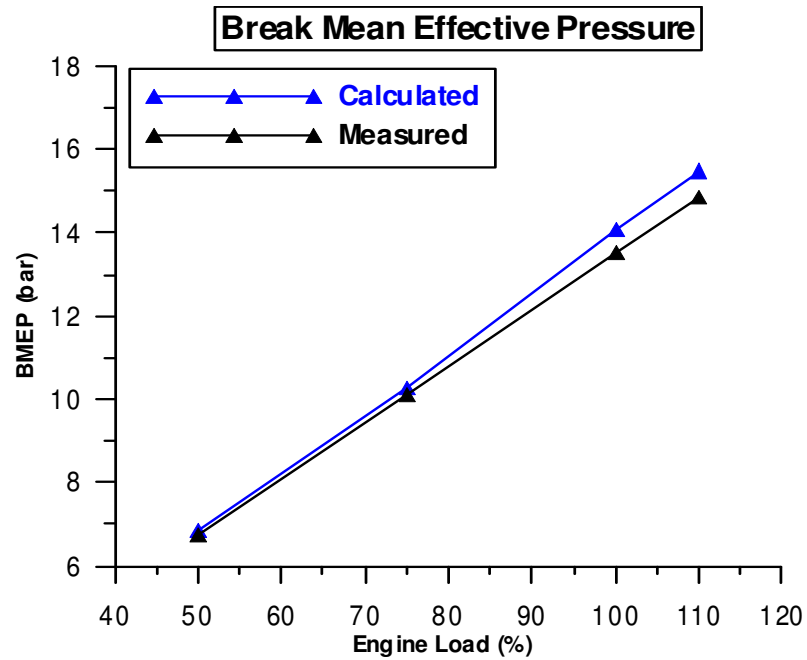
Παρατηρώντας το παραπάνω διάγραμμα μπορούμε να συμπεράνουμε πως τα αποτελέσματα της προσομοίωσης για την παραγόμενη ισχύ του κινητήρα είναι πολύ κοντά στα αποτελέσματα των δοκιμών παραλαβής. Ειδικά στα φορτία λειτουργίας 50% και 75% η απόκλιση των σημείων μετρήσεως και υπολογισμού είναι σχεδόν μηδενική ενώ για φορτία λειτουργίας 100% και 110% παρατηρούμε μια απόκλιση περίπου 3.7% και 3.9% αντίστοιχα.

➤ Μέγιστη πίεση καύσης



Σχήμα 4.32: Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης

➤ Μέση ενδεικνύμενη πίεση

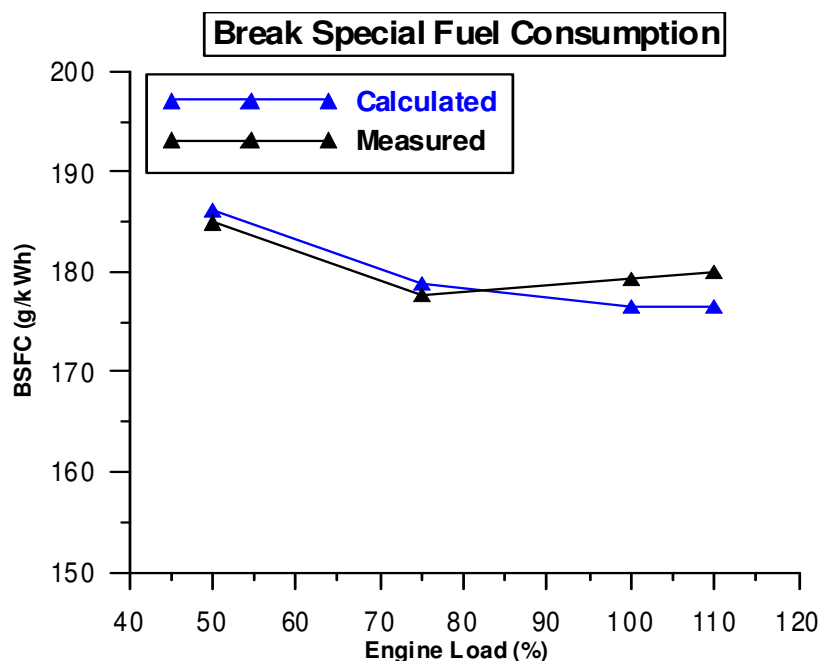


Σχήμα 4.33: Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης μέσης ενδεικνύμενης πίεσης καύσης

Στο διάγραμμα του σχήματος 4.32 παρουσιάζεται η σύγκριση μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης. Αυτό που παρατηρείται είναι πως για φορτίο λειτουργίας 50% τα δύο σημεία ταυτίζονται όπως και για φορτίο λειτουργίας 75% όπου η απόκλιση των σημείων είναι αρκετά μικρή, με τη μετρημένη πίεση να είναι ελαφρώς μεγαλύτερη. Ωστόσο για τα δύο επόμενα σημεία λειτουργίας παρουσιάζεται μια μικρή απόκλιση μεταξύ υπολογισμένων και μετρημένων μεγεθών. Συγκεκριμένα, στο φορτίο λειτουργίας 100% υπάρχει μια απόκλιση περίπου 5.5% με την υπολογισμένη πίεση να είναι μεγαλύτερη της μετρούμενης. Το ίδιο ισχύει και για το φορτίο λειτουργίας 110% όπου η απόκλιση είναι περίπου 3.2%. Οι αποκλίσεις των δύο αυτών σημείων πάντως είναι μικρές οπότε τα αποτελέσματα της προσομοίωσης κρίνονται αρκετά ικανοποιητικά και για τη μέγιστη πίεση καύσης.

Στο επόμενο διάγραμμα του σχήματος 4.33 παρουσιάζεται αντίστοιχα η υπολογισμένη και η μετρημένη μέση ενδεικνύμενη πίεση καύσης. Παρατηρώντας το διάγραμμα προκύπτει πως για τα δύο πρώτα φορτία λειτουργίας τα σημεία σχεδόν συμπίπτουν ενώ για τα δύο επόμενα φορτία παρουσιάζεται μια μικρή αύξηση της υπολογισμένης μέσης ενδεικνύμενης πίεσης σε σχέση με τη μετρημένη. Όπως και προηγουμένως έτσι και εδώ μπορούμε να πούμε πως η προσομοίωση κρίνεται επιτυχημένη.

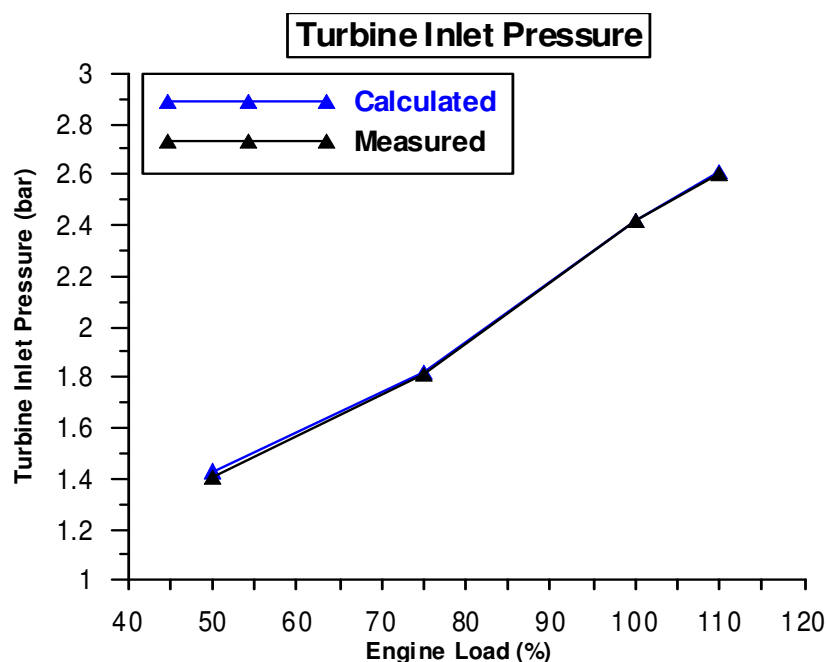
➤ Ειδική κατανάλωση καυσίμου



**Σχήμα 4.34: Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης ειδικής κατανάλωσης καυσίμου**

Στο διάγραμμα του σχήματος 4.34 συγκρίνεται η υπολογισμένη ειδική κατανάλωση καυσίμου και η μετρημένη κατά τις δοκιμές παραλαβής του κινητήρα. Το μέγεθος αυτό αποτελεί κριτήριο της οικονομικότητας του κινητήρα και ως εκ τούτου αποτελεί σημαντικό ζητούμενο μιας προσομοίωσης. Παρατηρώντας το παραπάνω διάγραμμα, λοιπόν, φαίνεται πως οι υπολογισμένες τιμές και οι μετρημένες είναι παραπλήσιες με τη διαφορά να βρίσκεται στην περιοχή του 1%. Αυτό για τις ανάγκες της παρούσας διερεύνησης είναι ιδιαίτερα ικανοποιητικό.

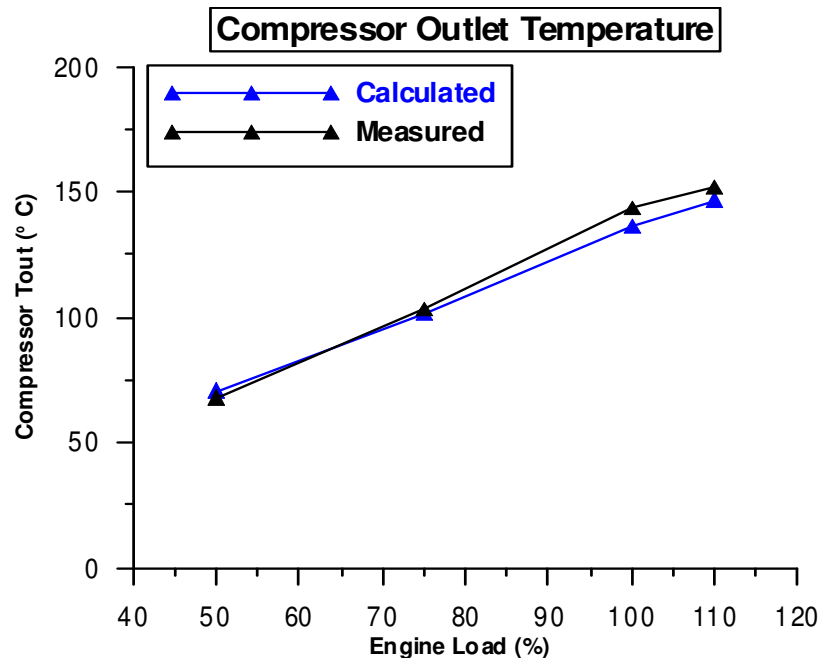
➤ Πίεση εισόδου στροβίλου



**Σχήμα 4.35: Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης πίεσης εισόδου στροβίλου**

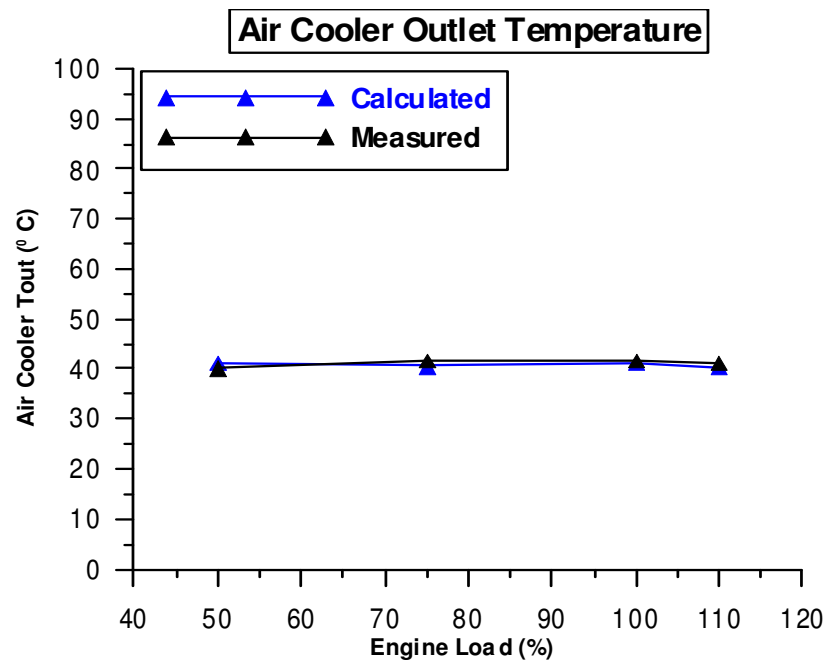
Παρατηρώντας το παραπάνω διάγραμμα (Σχήμα 4.35) είναι εύκολο να διαπιστωθεί πως οι υπολογισμένες από την προσομοίωση πιέσεις των καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου ταυτίζονται σχεδόν απόλυτα με τις μετρημένες κατά τις δοκιμές παραλαβής. Αυτό βέβαια είναι αναμενόμενο διότι η εκτίμηση της ενεργούς επιφάνειας του στροβίλου έγινε με αυτό το κριτήριο.

➤ Θερμοκρασία εξόδου συμπιεστή



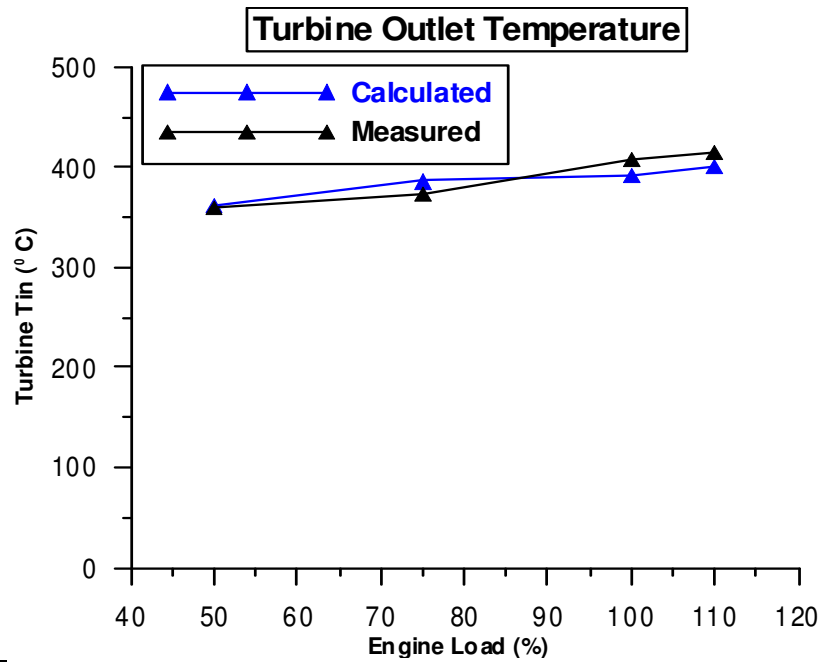
Σχήμα 4.36: Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης θερμοκρασίας εξόδου αέρα από το συμπιεστή

➤ Θερμοκρασία εξόδου ψυγείου αέρα



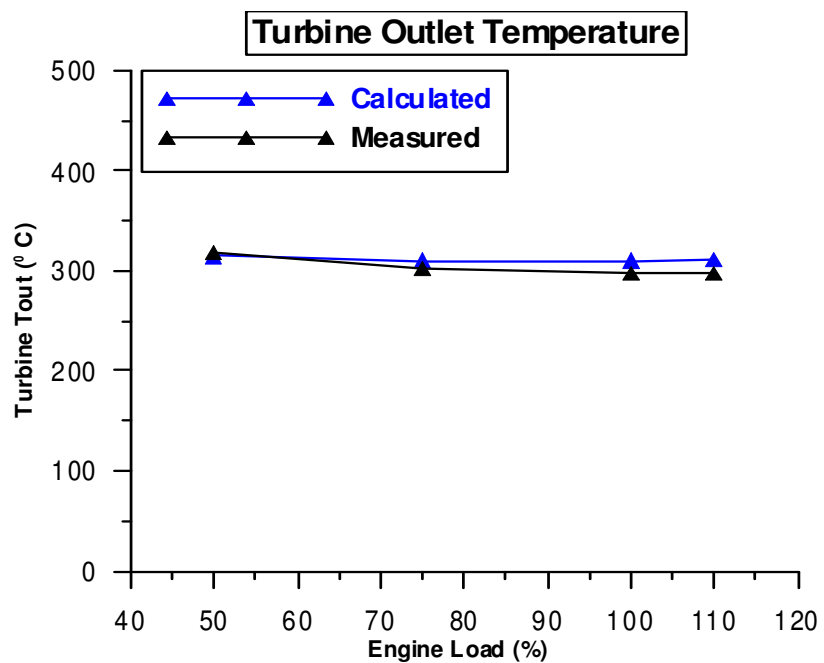
Σχήμα 4.37: Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης θερμοκρασίας εξόδου ψυγείου αέρα

➤ Θερμοκρασία εισόδου στροβίλου



Σχήμα 4.38: Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης θερμοκρασίας εισόδου καυσαερίων στο στρόβιλο

➤ Θερμοκρασία εξόδου στροβίλου



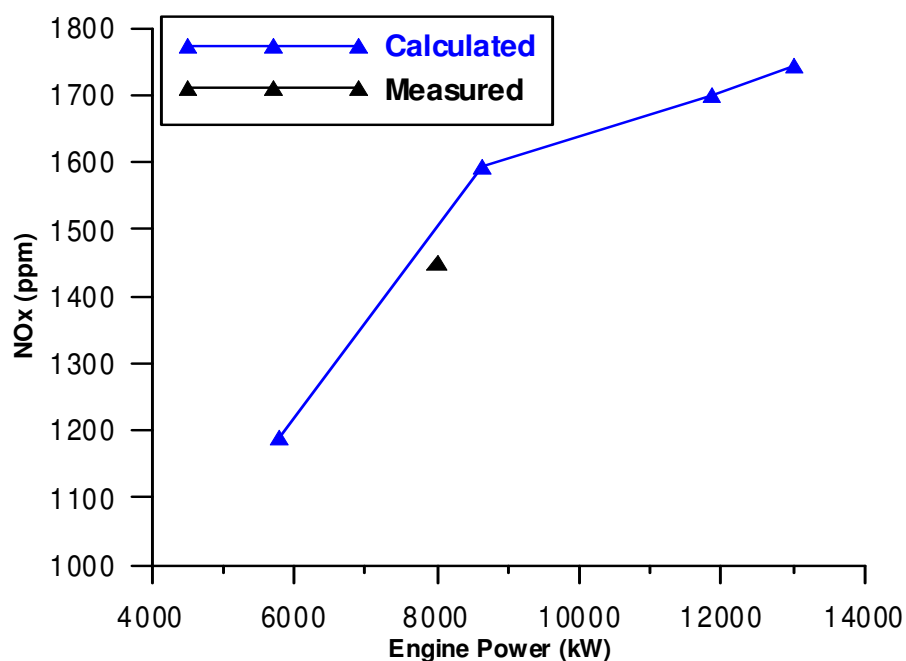
Σχήμα 4.39: Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένης και υπολογισμένης θερμοκρασίας εξόδου καυσαερίων στο στρόβιλο

Παραπάνω παρατέθηκαν τα διαγράμματα (Σχήμα 4.36, Σχήμα 4.37, Σχήμα 4.38, Σχήμα 4.39) που έχουν να κάνουν με τις θερμοκρασίες πριν και μετά από το συμπιεστή και το στρόβιλο. Πιο συγκεκριμένα, στο διάγραμμα του σχήματος 4.36 παρουσιάζονται οι θερμοκρασίες εξόδου του αέρα από το συμπιεστή. Όπως φαίνεται από το διάγραμμα αυτό οι θερμοκρασίες της προσομοίωσης και των δοκιμών παρουσιάζουν την ίδια ανοδική συμπεριφορά αυξανόμενου του φορτίου λειτουργίας χωρίς ωστόσο να ταυτίζονται. Ειδικότερα στο φορτίο λειτουργίας 50% η υπολογισμένη θερμοκρασία είναι ελαφρώς μεγαλύτερη της μετρούμενης ενώ στα υπόλοιπα φορτία οι θερμοκρασίες της προσομοίωσης είναι μικρότερες από αυτές των δοκιμών. Ωστόσο, η μέγιστη απόκλιση η οποία εμφανίζεται για φορτίο λειτουργίας 100% δε ξεπερνά τους 7 °C . Μπορούν, λοιπόν, να θεωρηθούν τα αποτελέσματα της προσομοίωσης ικανοποιητικά για τη θερμοκρασία αυτή.

Στο διάγραμμα του σχήματος 4.37 παριστάνονται οι θερμοκρασίες εξόδου του αέρα σαρώσεως από το ψυγείο. Όπως εύκολα παρατηρείται, οι θερμοκρασίες που προέκυψαν από την προσομοίωση του κινητήρα ταυτίζονται σε πολύ μεγάλο βαθμό με τις μετρημένες των δοκιμών φανερώνοντας πολύ καλή ακρίβεια.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι θερμοκρασίες εισόδου καυσαερίων στο στρόβιλο (σχήμα 4.38). Είναι και εδώ εμφανές πως οι θερμοκρασίες παρουσιάζουν την ίδια συμπεριφορά αυξανόμενου του φορτίου, ωστόσο πλην του 50% φορτίου λειτουργίας όπου υπάρχει πλήρη ταύτιση των σημείων, στα επόμενα φορτία εμφανίζεται μια μικρή απόκλιση μεταξύ των θερμοκρασιών του κάθε σημείου. Παρόλα αυτά δεν παρατηρείται απόκλιση μεγαλύτερη από 11 °C (100% φορτίο λειτουργίας) με συνέπεια και εδώ να θεωρηθεί πως η προσομοίωση δίνει αποδεκτά αποτελέσματα. Τέλος, στο τελευταίο διάγραμμα του σχήματος 4.39 παρατηρείται πως οι θερμοκρασίες εξόδου των καυσαερίων από το στρόβιλο έτσι όπως υπολογιστήκαν μέσω της προσομοίωσης έχουν μια πολύ μικρή απόκλιση από τις αντίστοιχες των δοκιμών παραλαβής. Το συμπέρασμα, λοιπόν, εδώ είναι πως και για αυτό το μέγεθος η προσομοίωση έδωσε ικανοποιητικά αποτελέσματα.

➤ Σχηματιζόμενα NOx (ppm)



Σχήμα 4.40: Διάγραμμα σύγκρισης μετρημένων και υπολογισμένων NOx

Στο σχήμα 4.40 φαίνονται τα υπολογισμένα NO<sub>x</sub> εκφρασμένα σε ppm. Σε αυτό το σημείο πρέπει να τονιστεί πως επειδή δεν υπήρχαν αξιόπιστες μετρήσεις των NO<sub>x</sub> σε όλα τα σημεία λειτουργίας ώστε να γίνει σύγκριση μεταξύ αυτών και των υπολογισμένων από την προσομοίωση, χρησιμοποιήθηκε ένα σημείο μόνο (για ισχύ 8000 kW) ως σημείο αναφοράς.

#### **4.2.4 Αξιολόγηση εφαρμογής του κώδικα για την προσομοίωση του κινητήρα**

Μετά και την παρουσίαση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης σε αντιπαραβολή με τα αντίστοιχα αποτελέσματα των δοκιμών παραλαβής του κινητήρα μπορεί να αξιολογηθεί η προσομοίωση και κατ' επέκταση η αξιοπιστία του μοντέλου το οποίο χρησιμοποιήθηκε. Επίσης, μέσω της αξιολόγησης της προσομοίωσης δίνεται η δυνατότητα να γίνει σύγκριση κατά πόσο επιτυχημένος ήταν ο υπολογισμός των δεδομένων της προσομοίωσης έτσι όπως περιγράφηκε στις ενότητες 4.1.2 έως 4.1.4.

Στα βασικά λειτουργικά μεγέθη του κινητήρα όπως είναι η παραγόμενη ισχύς, η ειδική κατανάλωση καυσίμου, η μέγιστη πίεση καύσης καθώς και οι πιέσεις στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής τα αποτελέσματα που έδωσε η προσομοίωση μπορούν να θεωρηθούν σε μεγάλο βαθμό ικανοποιητικά. Τα υπόλοιπα μεγέθη που υπολογίστηκαν και έχουν να κάνουν με τις θερμοκρασίες του συμπιεστή του ψυγείου και του στροβίλου, μπορούν να θεωρηθούν και αυτά ικανοποιητικά, αν και παρουσιάζουν σε κάποιο βαθμό αποκλίσεις από αυτές των δοκιμών παραλαβής. Το γεγονός αυτό μπορεί να οφείλεται εν γένει σε κάποια μικρή απόκλιση του υπολογισμού των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης ή σε ενδεχομένως κάποια σφάλματα στη διεξαγωγή των δοκιμών παραλαβής.

Καταλήγοντας, λοιπόν, ύστερα από όλη τη διαδικασία που προηγήθηκε η προσομοίωση του κινητήρα μπορεί να θεωρηθεί κατά ένα μεγάλο ποσοστό επιτυχημένη και άρα το μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε κρίνεται αξιόπιστο.



# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5<sup>ο</sup>

## ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΕΚΠΟΜΠΩΝ NO<sub>x</sub> ΚΑΙ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΤΕΧΝΙΚΩΝ ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΥ ΤΟΥΣ ΜΕ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΤΟΥ ΠΟΛΥΖΩΝΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΚΑΥΣΗΣ

### 5. Παραμετρική διερεύνηση για τον περιορισμό των NO<sub>x</sub>

Όπως αναφέρθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο της προσομοίωσης ο υπολογιστικός κώδικας μπορεί να εκτιμά και τις εκπομπές των NO<sub>x</sub> από τον κινητήρα. Στη συνέχεια με χρήση του υπολογιστικού κώδικα πραγματοποιείται παραμετρική διερεύνηση για να εκτιμηθεί η επίδραση ορισμένων παραμέτρων στις εκπομπές των NO<sub>x</sub> αλλά και να προσδιορισθούν οι δυνατότητες περιορισμού τους από τον κινητήρα. Οι παράμετροι που θα διερευνηθούν είναι οι εξής:

- Προπορεία εγχύσεως του καυσίμου.
- Ολικός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συστήματος υπερπλήρωσης (κατάσταση υπερπληρωτή).
- Ενεργός διατομή του ακροφυσίου στροβίλου.
- Βαθμός συμπίεσης κινητήρα.

Σε αυτό το σημείο να αναφερθεί ξανά πως επειδή δεν υπήρχαν αξιόπιστες μετρήσεις εκπεμπόμενων NO<sub>x</sub> προς σύγκριση εκτός σημείου αναφοράς (1500 ppm για παραγόμενη ισχύ 8000 kW) δεν έγινε λεπτομερής αξιολόγηση των εκπεμπόμενων NO<sub>x</sub>, εν τούτοις οι προβλεπόμενες τιμές για το μοναδικό σημείο στο οποίο υπήρχαν διαθέσιμες μετρήσεις είναι κοντά στο πραγματικό. Βέβαια, αυτό δεν επηρεάζει το σκοπό της παρούσας διερεύνησης, ο οποίος είναι ο προσδιορισμός της ποσοστιαίας επίδρασης των ανωτέρω παραμέτρων στα NO<sub>x</sub> και η συνεπαγόμενη επίδραση στο βαθμό απόδοσης.

Καθεμία από τις παραμέτρους εξετάζονται παρακάτω ξεχωριστά.

## 5.1 Επίδραση της προπορείας εγχύσεως

Για τη διερεύνηση της επίδρασης της προπορείας εγχύσεως του καυσίμου στα εκπεμπόμενα NOx από τον κινητήρα πραγματοποιήθηκαν μια σειρά προσομοιώσεων κατά τις οποίες όλα τα δεδομένα εισόδου διατηρήθηκαν σταθερά και άλλαξε μόνο η προπορεία εγχύσεως. Η προπορεία εγχύσεως, η οποία υπολογίστηκε για κάθε φορτίο λειτουργίας, μεταβλήθηκε από 1 έως 3 μοίρες προς τα εμπρός (retard) και από 1 έως 3 μοίρες προς τα πίσω (advance), με βήμα 1 μοίρα. Κατά τη διεξαγωγή των προσομοιώσεων δεν επιλέχθηκε ταίριασμα της πίεσης εισαγωγής (MATCH INLET PRESSURE) καθώς το σύστημα υπερπλήρωσης παίζει καθοριστικό ρόλο στη λειτουργία του κινητήρα και επιδρά σε όλες τις παραμέτρους λειτουργίας του. Παρακάτω παρατίθενται τα αποτελέσματα κάθε προσομοίωσης σε μορφή πινάκων μαζί με τα αντίστοιχα διαγράμματα για κάθε φορτίο λειτουργίας.

### ➤ Φορτίο λειτουργίας 50%

Προπορεία Εγχύσεως (° ATDC)	NOx (ppm)	NOx (g/kWh)	POWER (kW)	BSFC (g/kWh)	P <sub>inlet</sub> (bar)	P <sub>exhaust</sub> (bar)
-10	1319	17.89	5803	181.8	1.55	1.42
-9	1276	17.36	5795	182.1	1.55	1.43
-8	1230	16.78	5791	182.2	1.55	1.43
-7	1190	16.36	5780	182.6	1.56	1.43
-6	1151	15.97	5757	183.3	1.57	1.44
-5	1110	15.56	5728	184.2	1.58	1.44
-4	1071	14.18	5699	185.1	1.58	1.45

Πίνακας 5.1: Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης της προπορείας εγχύσεως για φορτίο 50%

### ➤ Φορτίο λειτουργίας 75%

Προπορεία Εγχύσεως (° ATDC)	NOx (ppm)	NOx (g/kWh)	POWER (kW)	BSFC (g/kWh)	P <sub>inlet</sub> (bar)	P <sub>exhaust</sub> (bar)
-11	1736	20.94	8711	174.1	1.98	1.80
-10	1688	20.44	8697	174.4	1.98	1.81
-9	1638	19.99	8684	174.7	1.99	1.82
-8	1594	19.58	8652	175.3	2.00	1.82
-7	1539	19.03	8626	175.8	2.01	1.83
-6	1486	18.58	8590	176.6	2.03	1.84
-5	1417	18.01	8550	177.4	2.07	1.89

Πίνακας 5.2: Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης της προπορείας εγχύσεως για φορτίο 75%

➤ **Φορτίο λειτουργίας 100%**

Προπορεία Εγχύσεως (° ATDC)	NO <sub>x</sub> (ppm)	NO <sub>x</sub> (g/kWh)	POWER (kW)	BSFC (g/kWh)	P <sub>inlet</sub> (bar)	P <sub>exhaust</sub> (bar)
-9	1882	22.75	12011	170.6	2.63	2.37
-8	1823	22.26	11961	171.3	2.65	2.38
-7	1760	21.71	11906	172.1	2.66	2.40
-6	1700	21.27	11844	173	2.69	2.42
-5	1637	20.71	11770	174.1	2.71	2.44
-4	1575	20.20	11687	175.3	2.72	2.45
-3	1510	19.68	11600	176.6	2.75	2.48

**Πίνακας 5.3: Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης της προπορείας εγχύσεως για φορτίο 100%**

➤ **Φορτίο λειτουργίας 110%**

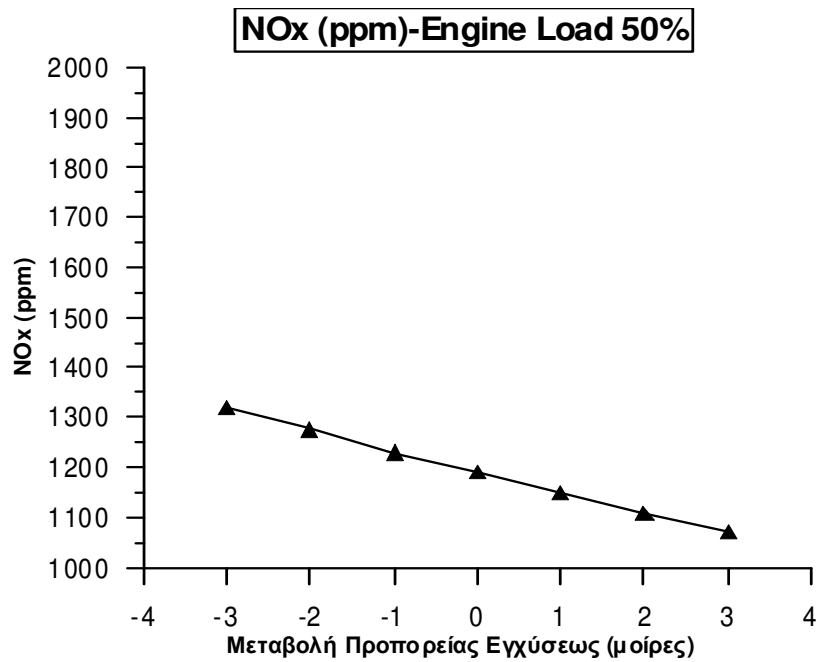
Προπορεία Εγχύσεως (° ATDC)	NO <sub>x</sub> (ppm)	NO <sub>x</sub> (g/kWh)	POWER (kW)	BSFC (g/kWh)	P <sub>inlet</sub> (bar)	P <sub>exhaust</sub> (bar)
-9	1938	23.01	13238	170.5	2.84	2.55
-8	1875	22.49	13183	171.2	2.86	2.57
-7	1812	21.97	13113	172.1	2.87	2.58
-6	1744	21.44	13030	173.1	2.90	2.61
-5	1677	20.89	12945	174.3	2.92	2.63
-4	1613	20.39	12854	175.6	2.94	2.65
-3	1546	19.87	12753	177.0	2.97	2.67

**Πίνακας 5.4: Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης της προπορείας εγχύσεως για φορτίο 110%**

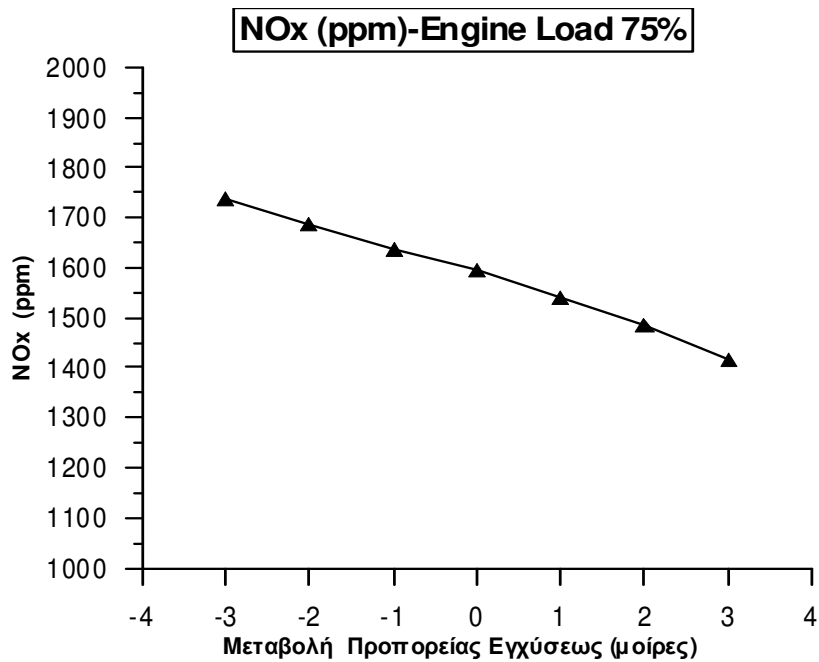
### **5.1.1 Επίδραση προπορείας στα NO<sub>x</sub> (ppm)**

Στα διαγράμματα που ακολουθούν (σχήματα 5.1 μέχρι και 5.4) παρουσιάζονται οι υπολογισμένες τιμές παραγόμενων NO<sub>x</sub> σε ppm σε σχέση με τη μεταβολή της προπορείας εγχύσεως από την αρχική της τιμή. Υπενθυμίζεται εδώ, ότι η αρχική τιμή της είναι 7, 8, 6 και 6 μοίρες γωνίας στροφάλου πριν το Άνω Νεκρό Σημείο (ή -7° ATDC ) για φορτία λειτουργίας του κινητήρα 50%, 75%, 100% και 110% αντίστοιχα. Πρέπει επίσης να αποσαφηνιστεί πως για όλα τα διαγράμματα που ακολουθούν οι

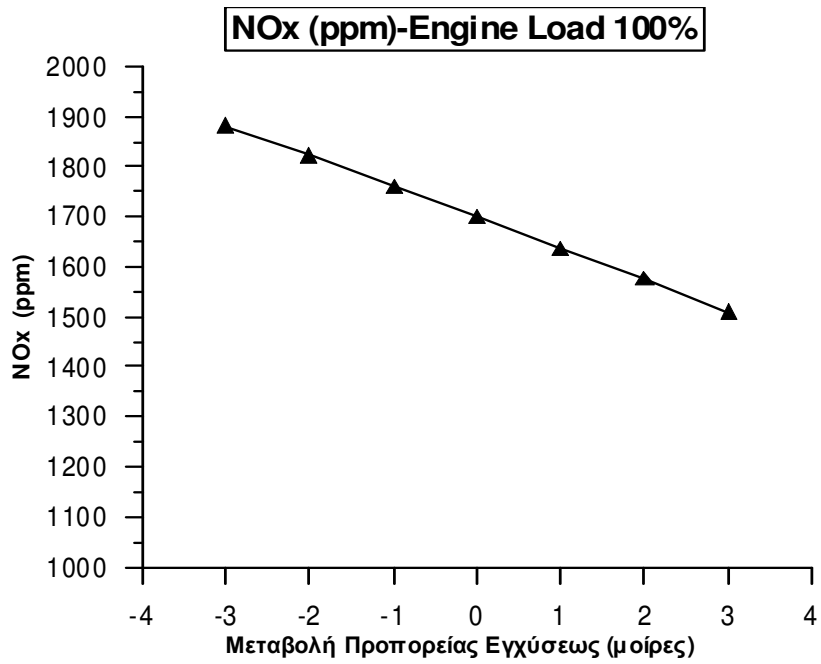
θετικές τιμές του άξονα της προπορείας αναφέρονται σε μείωση προπορείας ενώ οι αρνητικές τιμές αναφέρονται σε αύξηση προπορείας.



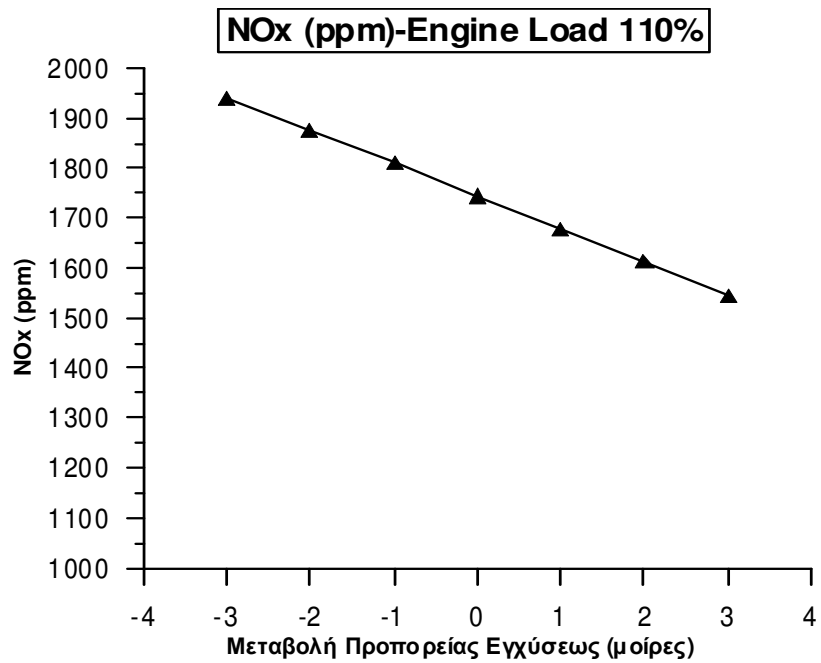
**Σχήμα 5.1: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στα NOx (ppm) στο 50% του φορτίου**



**Σχήμα 5.2: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στα NOx (ppm) στο 75% του φορτίου**

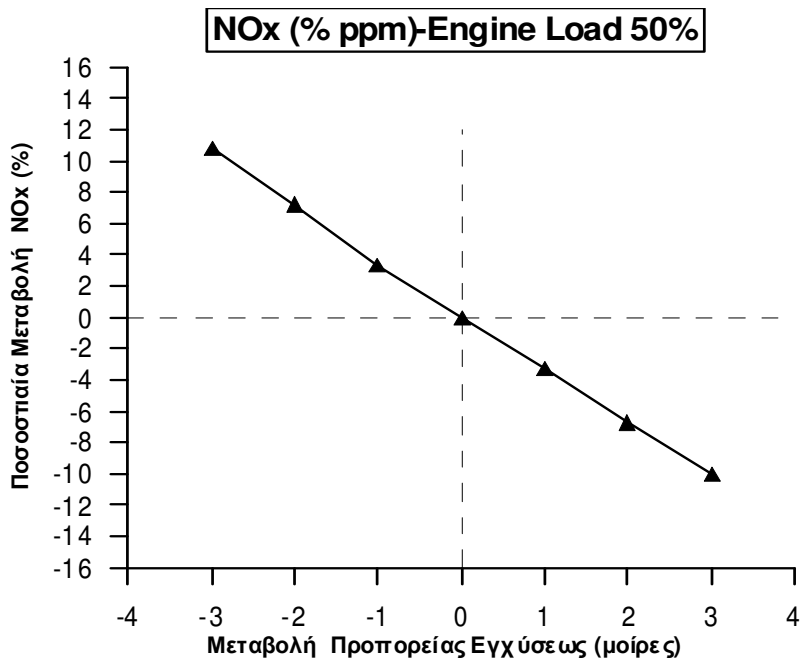


**Σχήμα 5.3:** Επίδραση προπορείας εγχύσεως στα NOx (ppm) στο 100% του φορτίου

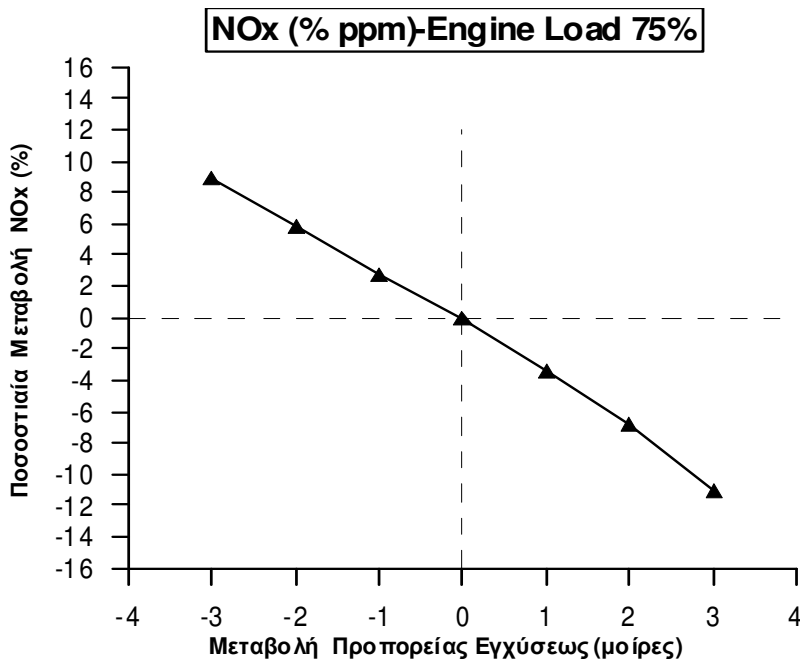


**Σχήμα 5.4:** Επίδραση προπορείας εγχύσεως στα NOx (ppm) στο 110% του φορτίου

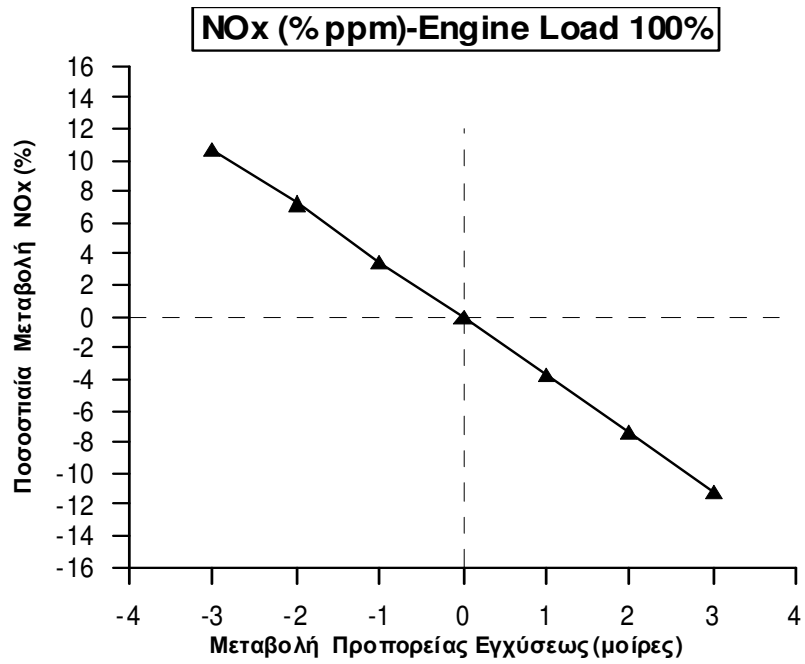
Στα σχήματα που ακολουθούν 5.5 έως 5.8 παρουσιάζεται η ποσοστιαία μεταβολή της συγκέντρωσης των NOx συναρτήσει της προπορείας.



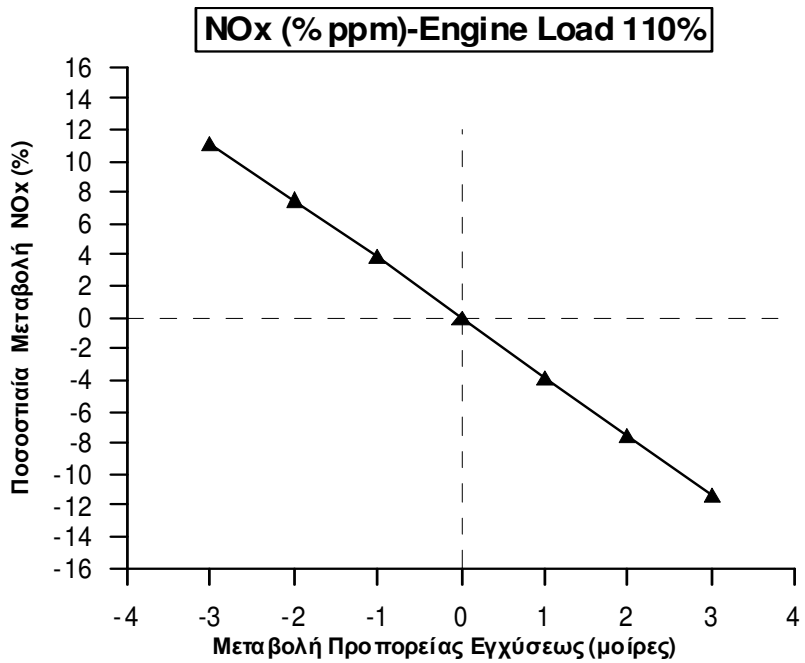
**Σχήμα 5.5:** Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει της προπορείας εγχύσεως στο 50% του φορτίου



**Σχήμα 5.6:** Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει της προπορείας εγχύσεως στο 75% του φορτίου



**Σχήμα 5.7: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει της προπορείας εγχύσεως στο 100% του φορτίου**

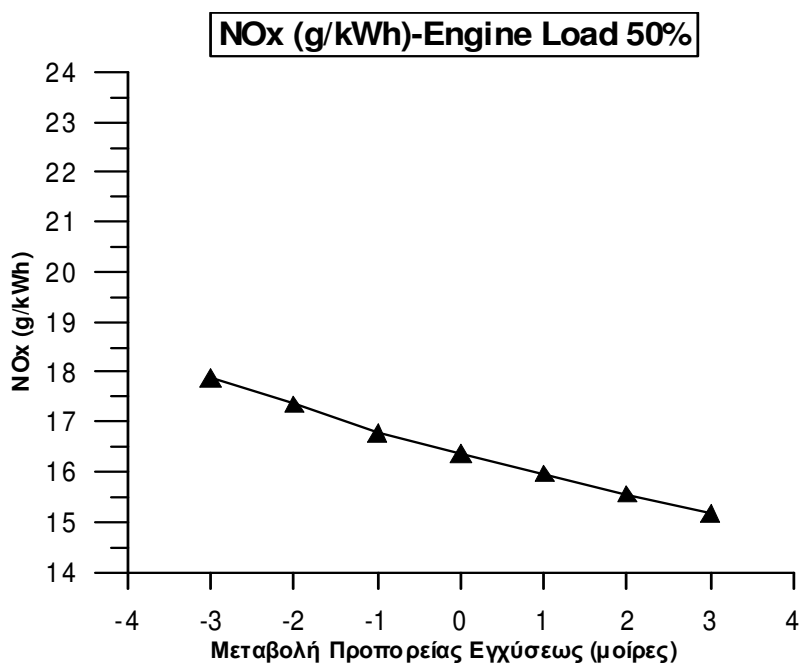


**Σχήμα 5.8: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει της προπορείας εγχύσεως στο 110% του φορτίου**

Στα σχήματα 5.1 έως 5.8 παρουσιάζονται οι υπολογισμένες τιμές των NO<sub>x</sub> σε ppm στην εξαγωγή και η ποσοστιαία μεταβολή τους συναρτήσει της μεταβολής της προπορείας εγχύσεως. Όπως προκύπτει από τα διαγράμματα των σχημάτων 5.1 μέχρι 5.4, αυξάνοντας την προπορεία εγχύσεως σε κάθε φορτίο λειτουργίας αυξάνονται παράλληλα και οι τιμές των NO<sub>x</sub>, ενώ με μείωση της προπορείας μειώνονται και τα παραγόμενα NO<sub>x</sub> όπως αναμένεται. Μια σημαντική παρατήρηση που προκύπτει είναι η γραμμική συσχέτιση μεταξύ των παραγόμενων NO<sub>x</sub> και της μεταβολής της προπορείας. Στα σχήματα 5.5 έως 5.8 παρουσιάζεται η ποσοστιαία μεταβολή των NO<sub>x</sub> σε ppm. Ένα σημαντικό συμπέρασμα που προκύπτει είναι πως μεταβολή μιας μοίρας προπορείας εγχύσεως οδηγεί σε μεταβολή των NO<sub>x</sub> για το συγκεκριμένο κινητήρα κατά 3% με 4% περίπου.

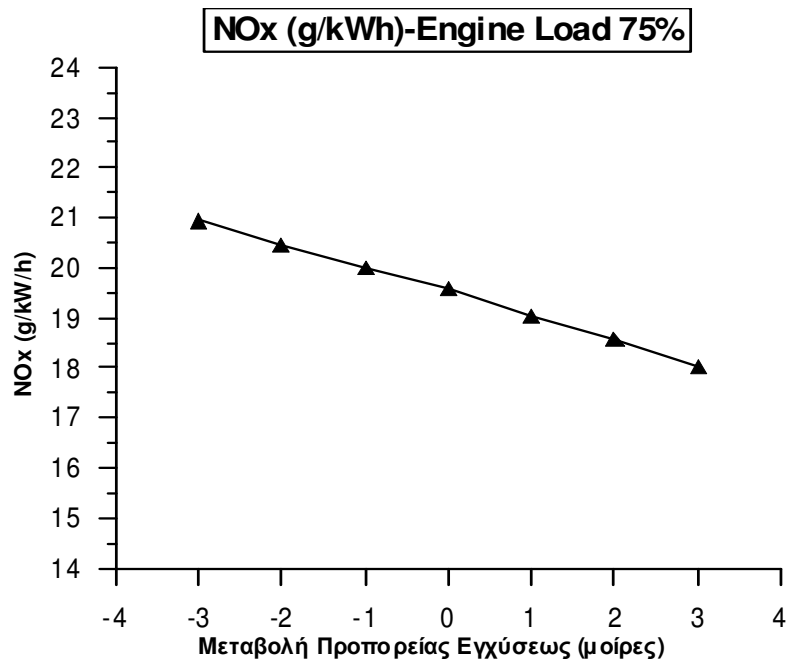
### **5.1.2 Επίδραση προπορείας στα NO<sub>x</sub> (g/kWh)**

Επειδή το όριο του IMO είναι σε g/kWh για το λόγο αυτό στη συνέχεια δίνονται τα διαγράμματα των NO<sub>x</sub> εκφρασμένα σε g/kWh σε σχέση με τη μεταβολή της προπορείας εγχύσεως από την αρχική της τιμή (σχήματα 5.9 έως 5.12). Οι τιμές των NO<sub>x</sub> σε g/kWh επηρεάζονται από την παροχή του καυσαερίου και από την ισχύ, όμως οι τιμές αυτές προφανώς επηρεάζονται από την προπορεία.

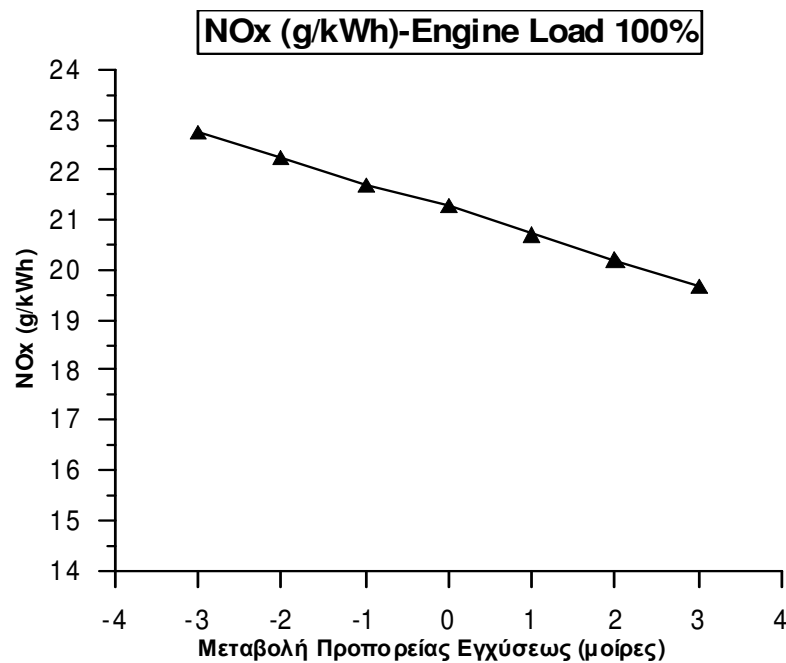


**Σχήμα 5.9: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στα NO<sub>x</sub> (g/kWh) στο 50% του φορτίου**

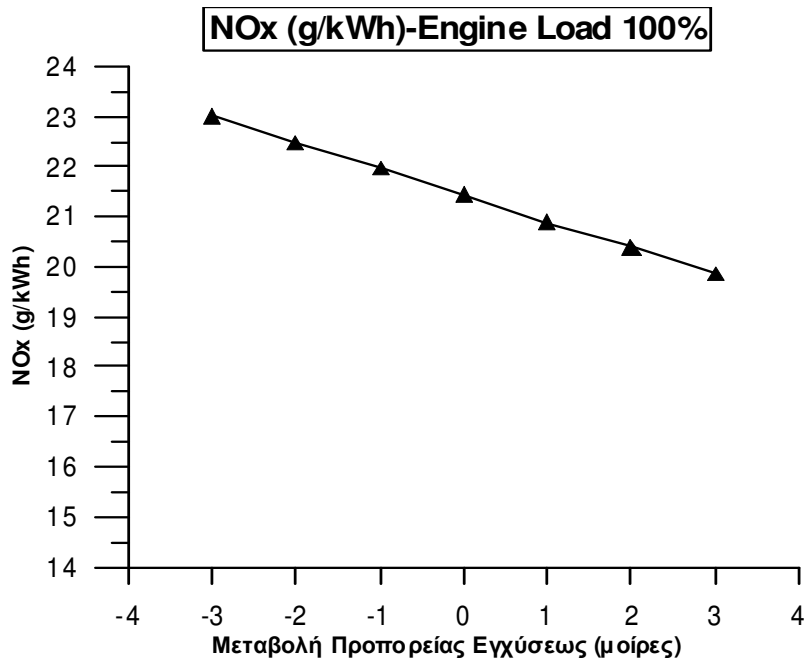




**Σχήμα 5.10: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στα NOx (g/kWh) στο 75% του φορτίου**

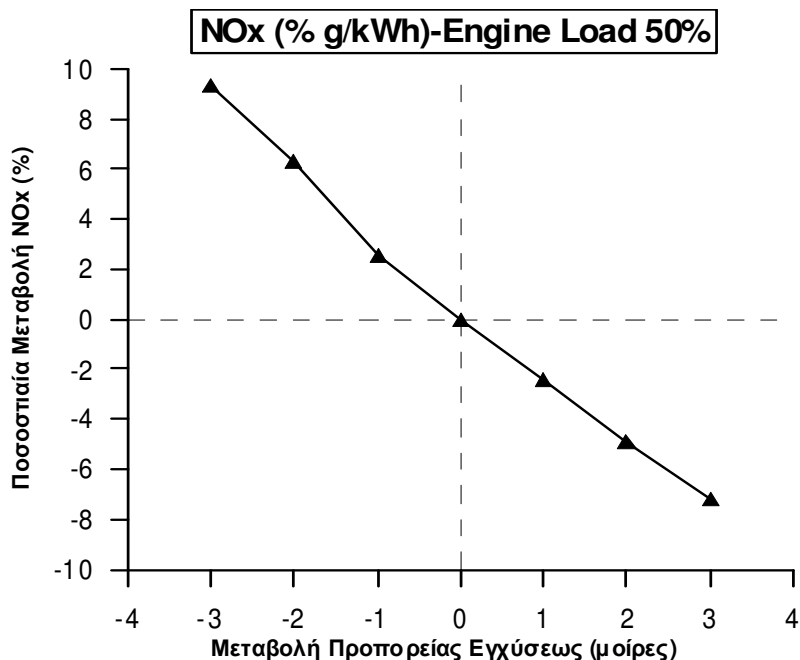


**Σχήμα 5.11: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στα NOx (g/kWh) στο 100% του φορτίου**

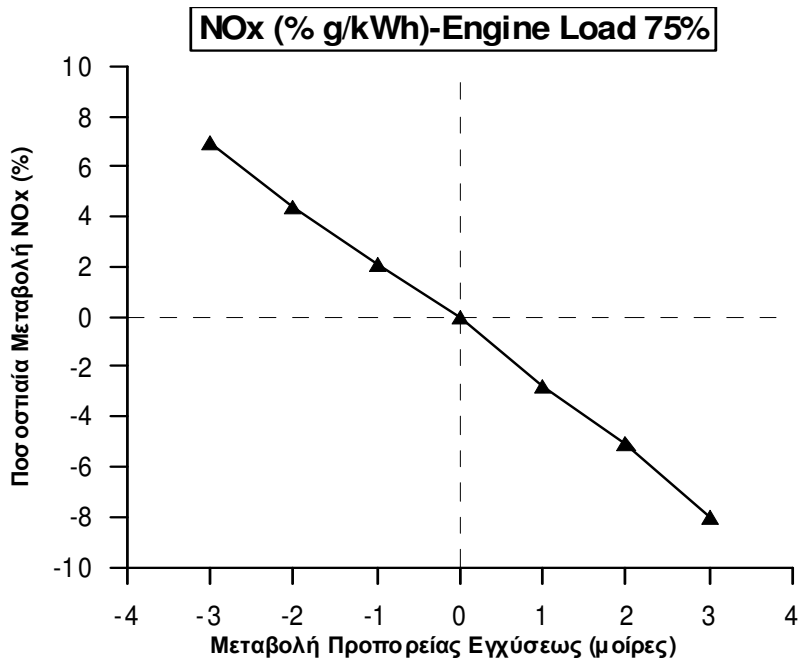


**Σχήμα 5.12: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στα NOx (g/kWh) στο 110% του φορτίου**

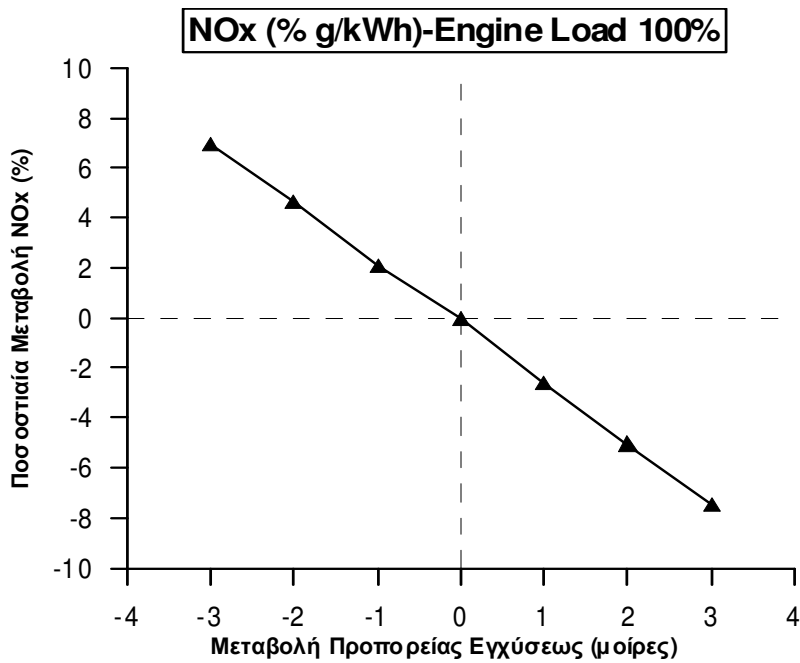
Στα παρακάτω σχήματα 5.13 έως 5.16 παρουσιάζεται η ποσοστιαία μεταβολή των NOx (g/kWh) συναρτήσει της προπορείας.



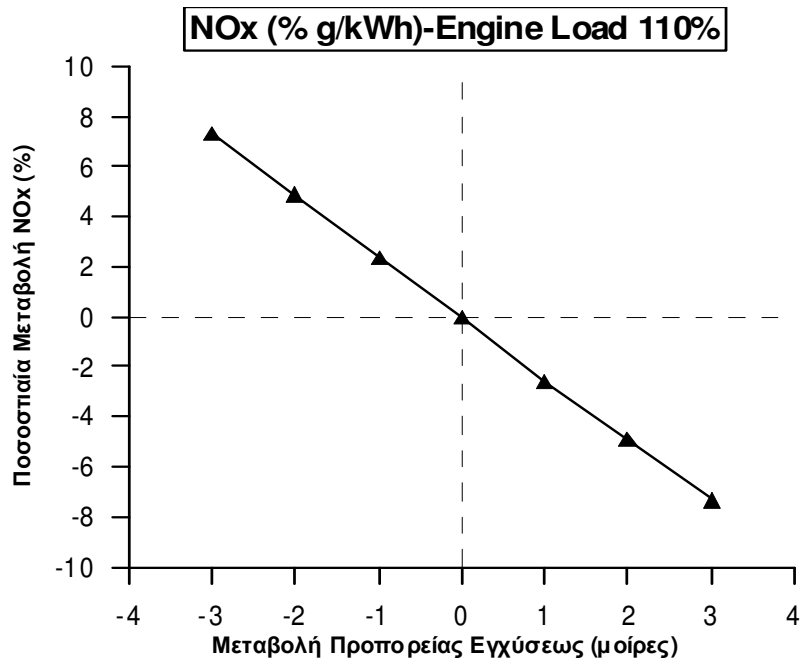
**Σχήμα 5.13: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (g/kWh) συναρτήσει της προπορείας εγχύσεως στο 50% του φορτίου**



**Σχήμα 5.14: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (g/kWh) συναρτήσει της προπορείας εγχύσεως στο 75% του φορτίου**



**Σχήμα 5.15: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (g/kWh) συναρτήσει της προπορείας εγχύσεως στο 100% του φορτίου**

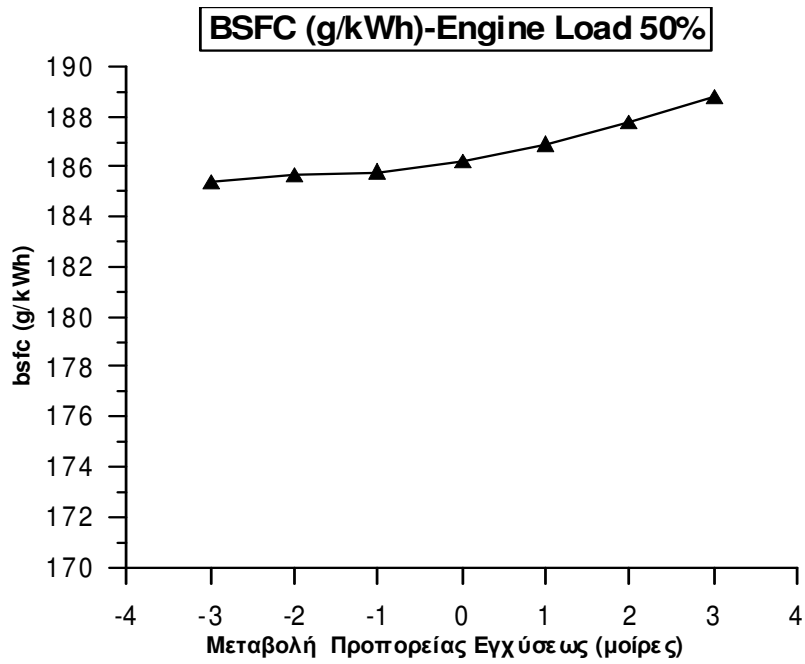


**Σχήμα 5.16: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (g/kWh) συναρτήσει της προπορείας εγχύσεως στο 110% του φορτίου**

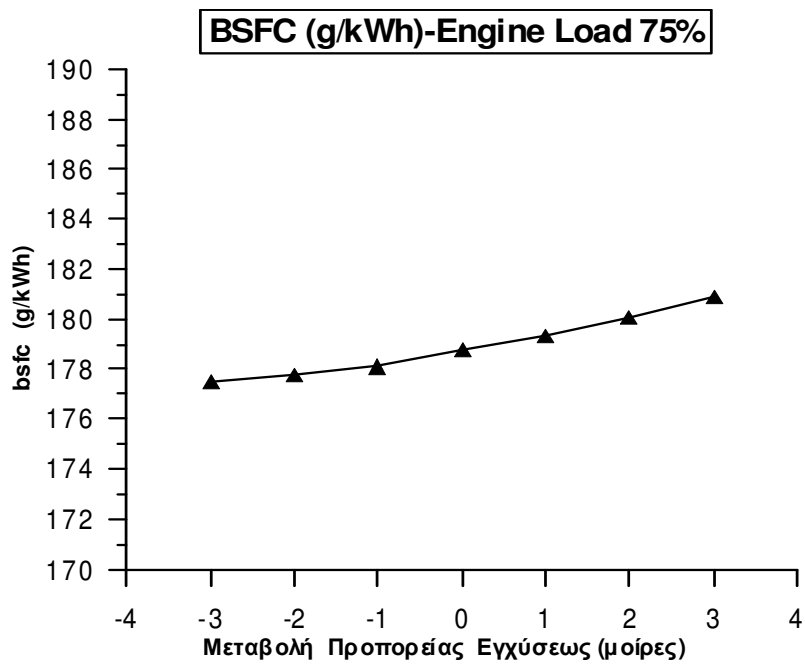
Για τα διαγράμματα των σχημάτων 5.9 μέχρι 5.16 στα οποία παρουσιάζεται η μεταβολή των NOx εκφρασμένα σε g/kWh οι παρατηρήσεις και τα συμπεράσματα που προκύπτουν είναι παρόμοια με προηγουμένως, αφού τα NOx παρουσιάζουν την ίδια συμπεριφορά συναρτήσει της μεταβολής προπορείας. Όσον αφορά την ποσοστιαία μεταβολή φαίνεται από τα διαγράμματα πως μεταβολή 1 μίρας οδηγεί σε μείωση των NOx (g/kWh). Αυτή η διαφοροποίηση οφείλεται στην επίδραση που έχει η προπορεία στην ισχύ αλλά και την παροχή καυσίμου.

### **5.1.3 Επίδραση προπορείας στην ειδική κατανάλωση καυσίμου**

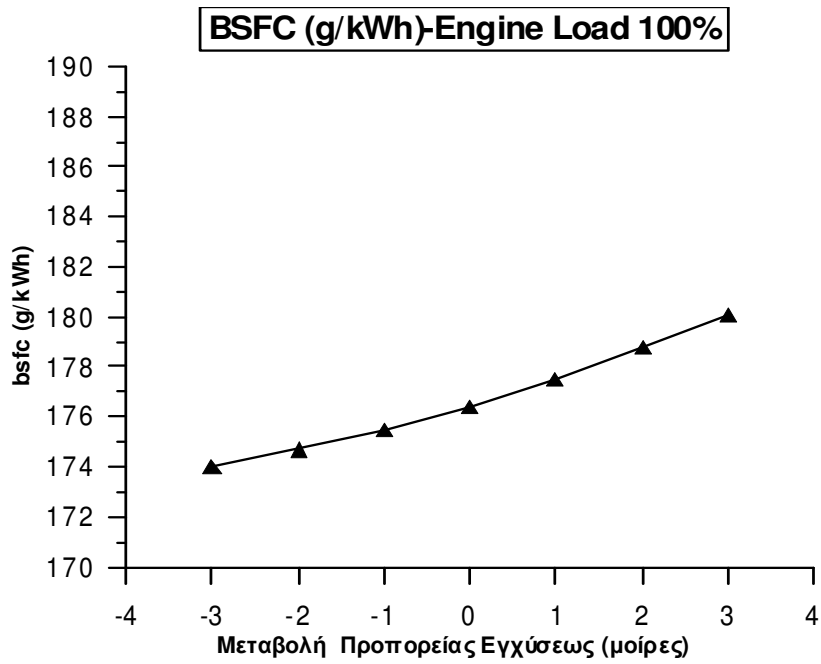
Μετά την εξέταση της επίδρασης στα NOx, θα εξετασθεί και η επίδραση που έχει η μεταβολή της προπορείας στην ειδική κατανάλωση καυσίμου. Η επίδραση αυτή φαίνεται στα παρακάτω διαγράμματα, καθένα από τα οποία αναφέρεται και σε ένα φορτίο λειτουργίας.



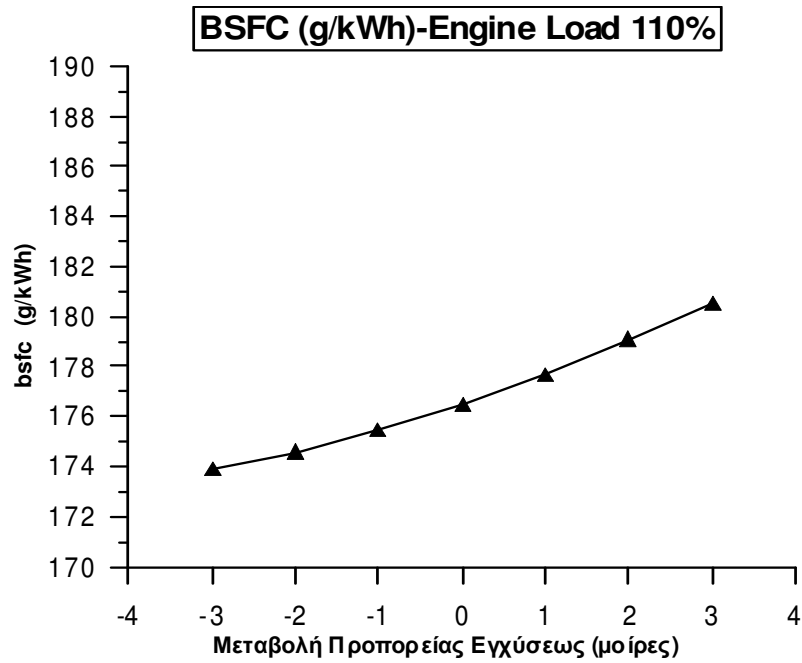
**Σχήμα 5.17: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 50% του φορτίου**



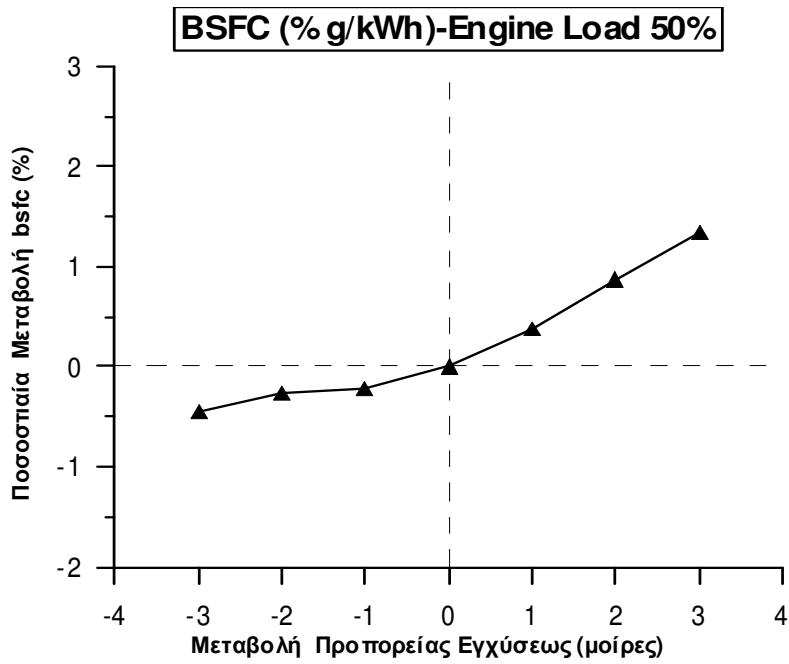
**Σχήμα 5.18: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 75% του φορτίου**



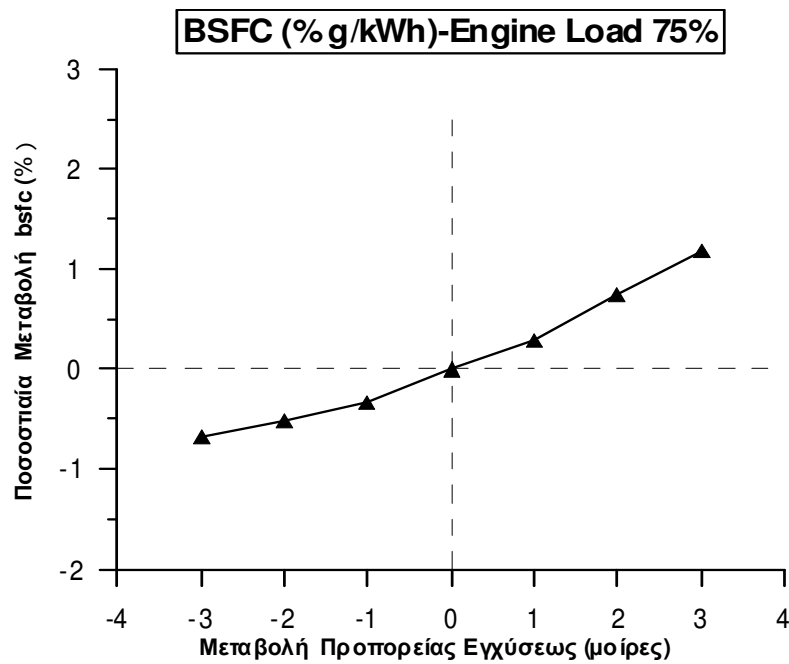
**Σχήμα 5.19: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 100% του φορτίου**



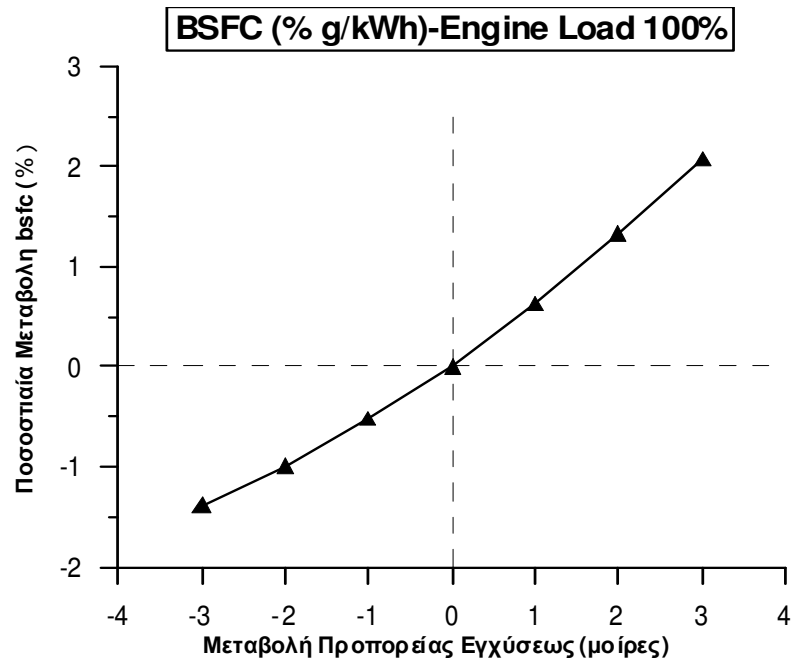
**Σχήμα 5.20: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 110% του φορτίου**



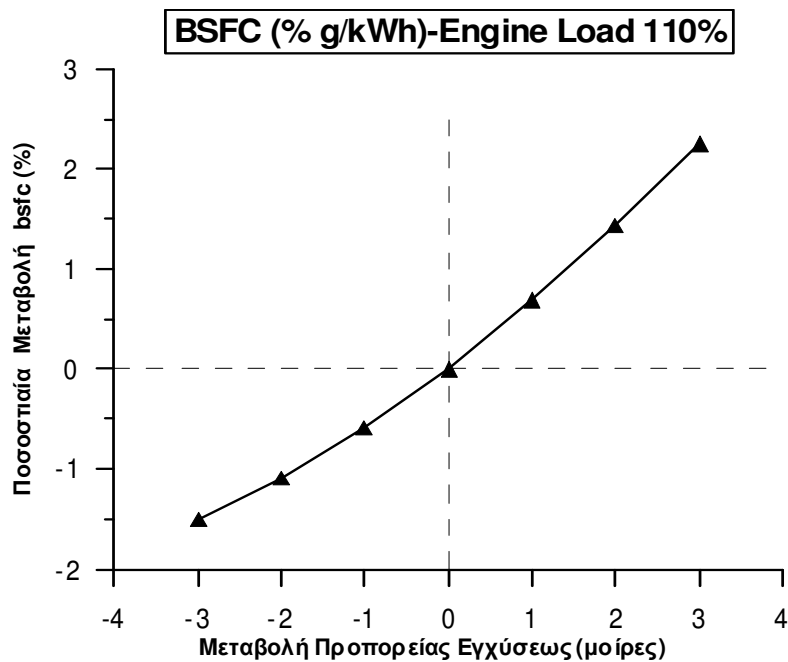
**Σχήμα 5.21: Ποσοστιαία μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει προπορείας εγχύσεως στο 50% του φορτίου**



**Σχήμα 5.22: Ποσοστιαία μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει προπορείας εγχύσεως στο 75% του φορτίου**



**Σχήμα 5.23: Ποσοστιαία μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει προπορείας εγχύσεως στο 100% του φορτίου**



**Σχήμα 5.24: Ποσοστιαία μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει προπορείας εγχύσεως στο 110% του φορτίου**

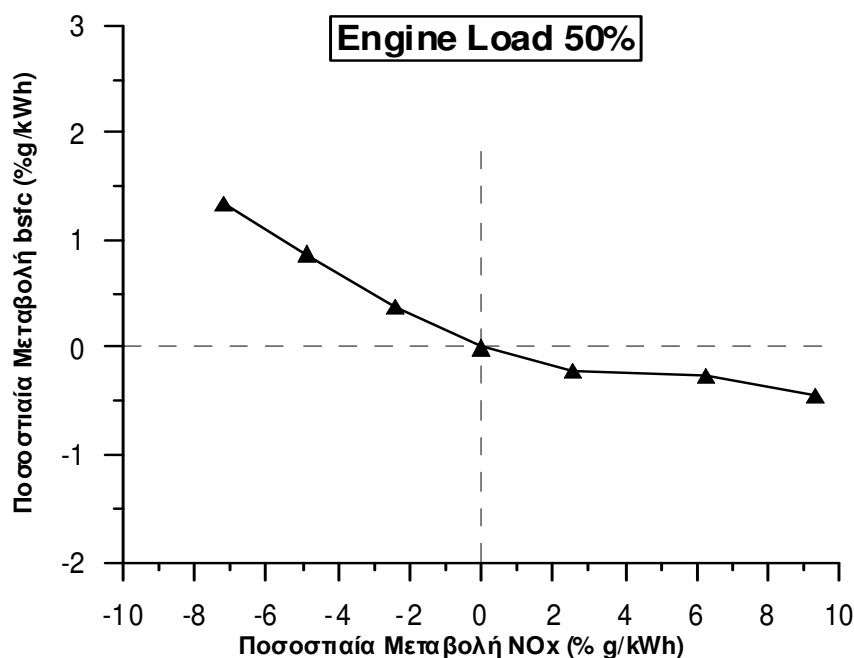
Στα σχήματα 5.17 έως 5.20 παρουσιάζεται η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (g/kWh) συναρτήσει της μεταβολής προπορείας εγχύσεως. Αυτό που



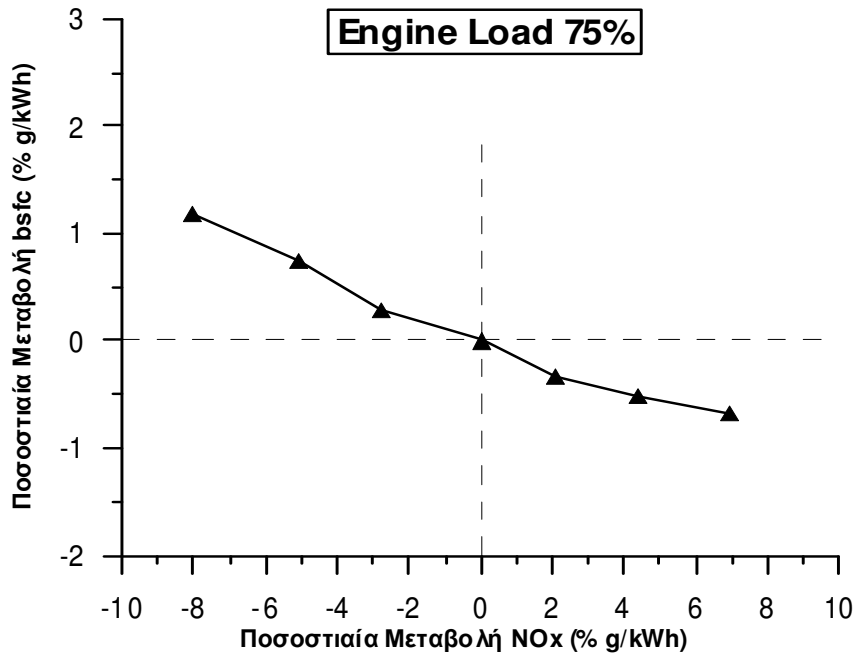
προκύπτει άμεσα ως συμπέρασμα είναι πως με αύξηση της προπορείας εγχύσεως μειώνεται η ειδική κατανάλωση καυσίμου με μια σχεδόν γραμμική συσχέτιση. Όπως προκύπτει και από τα διαγράμματα των σχημάτων 5.21 μέχρι 5.24, μεταβολή μιας μοίρας προπορείας εγχύσεως οδηγεί σε μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου από 0,5% έως 0,8%. Λαμβάνοντας υπόψη και τα διαγράμματα των σχημάτων 5.5 έως 5.8 φαίνεται πως βραδυπορεία μιας μοίρας οδηγεί σε μείωση των NOx 3% με 4% περίπου αλλά παράλληλα οδηγεί και σε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου από 0.5% μέχρι 0.8%.

#### **5.1.4 Επίδραση της μεταβολής των NOx στην ειδική κατανάλωση καυσίμου**

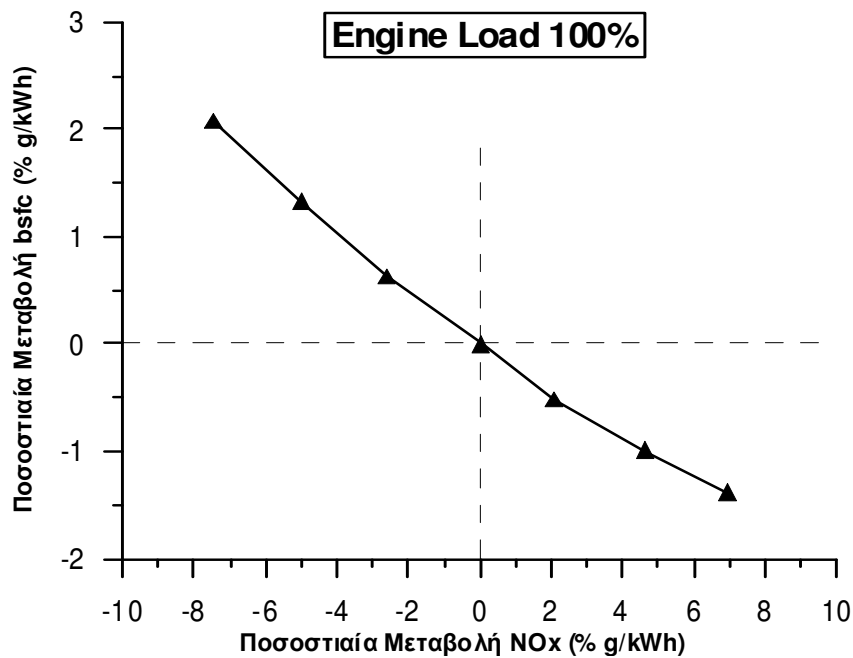
Το τελευταίο συμπέρασμα της προηγούμενης παραγράφου γίνεται περισσότερο σαφές με την παράθεση των παρακάτω διαγραμμάτων στα οποία απεικονίζεται η επίδραση της μεταβολής των NOx στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.



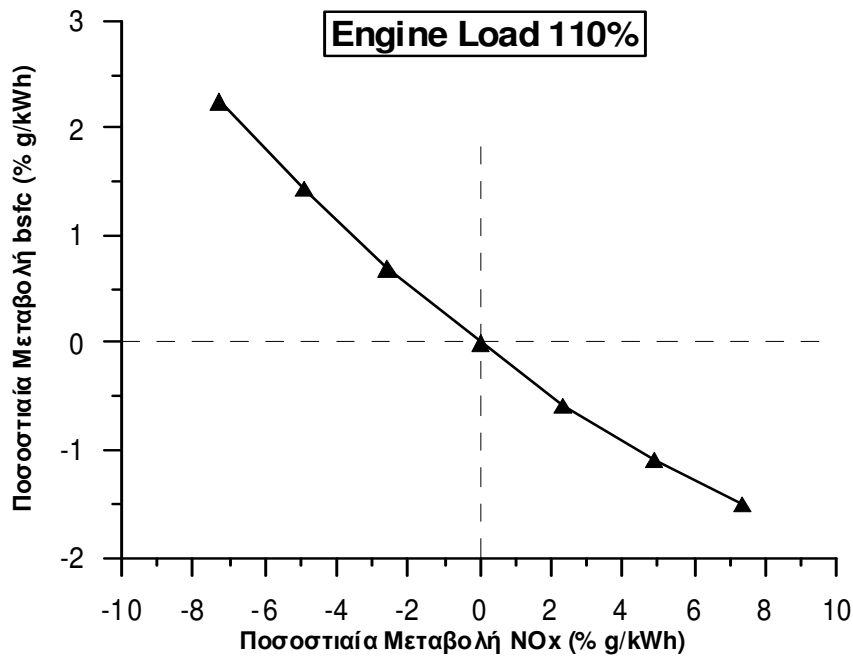
**Σχήμα 5.25: Επίδραση μεταβολής NOx στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 50% του φορτίου**



**Σχήμα 5.26: Επίδραση μεταβολής NOx στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 75% του φορτίου**



**Σχήμα 5.27: Επίδραση μεταβολής NOx στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 100% του φορτίου**



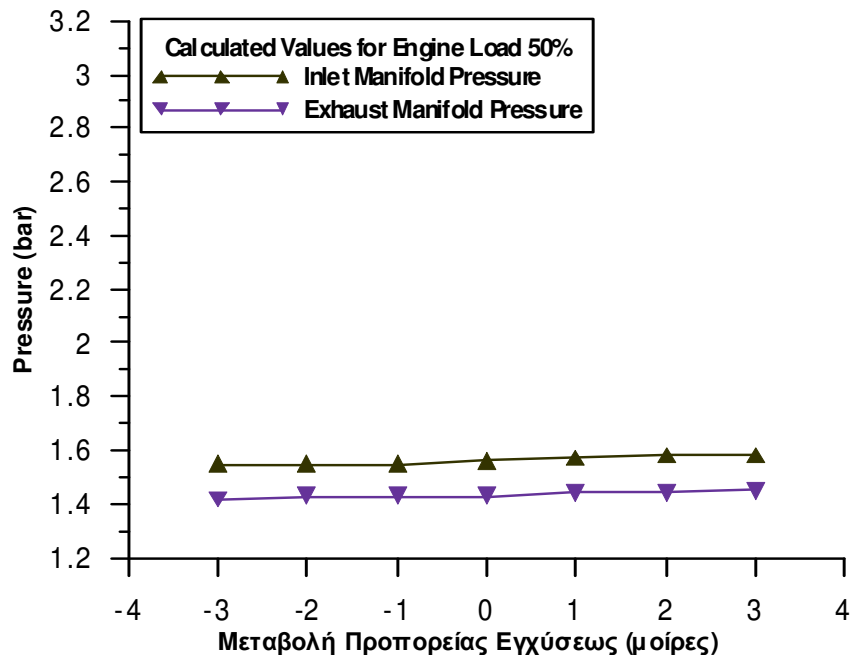
**Σχήμα 5.28: Επίδραση μεταβολής NOx στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 110% του φορτίου**

Τα σχήματα 5.25 έως 5.28 παρουσιάζουν τη μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της μεταβολής των παραγόμενων NOx. Τα διαγράμματα των σχημάτων αυτών ουσιαστικά δείχνουν πόσο καύσιμο πρέπει να πληρώσουμε ώστε να επιτύχουμε μια συγκεκριμένη μείωση των NOx. Όπως φαίνεται υπάρχει μια γραμμική περίπου συσχέτιση μεταξύ των δύο μεγεθών και πως για μείωση των NOx περίπου 7% η αντίστοιχη μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κυμαίνεται από 1% έως 2.5% ανάλογα με το φορτίο λειτουργίας ( η μεγαλύτερη μεταβολή παρατηρείται στο 110% φορτίο λειτουργίας ίση με 2.3%). Μια παρατήρηση που μπορεί να γίνει στα παραπάνω διαγράμματα αφορά στην κλίση των ευθειών και την μεταβολή τους με το φορτίο. Αυτό που προκύπτει είναι πως στα φορτία μεγαλύτερα του 50% το τίμημα που πληρώνεται σε καύσιμο είναι μεγαλύτερο για δεδομένη μείωση NOx.

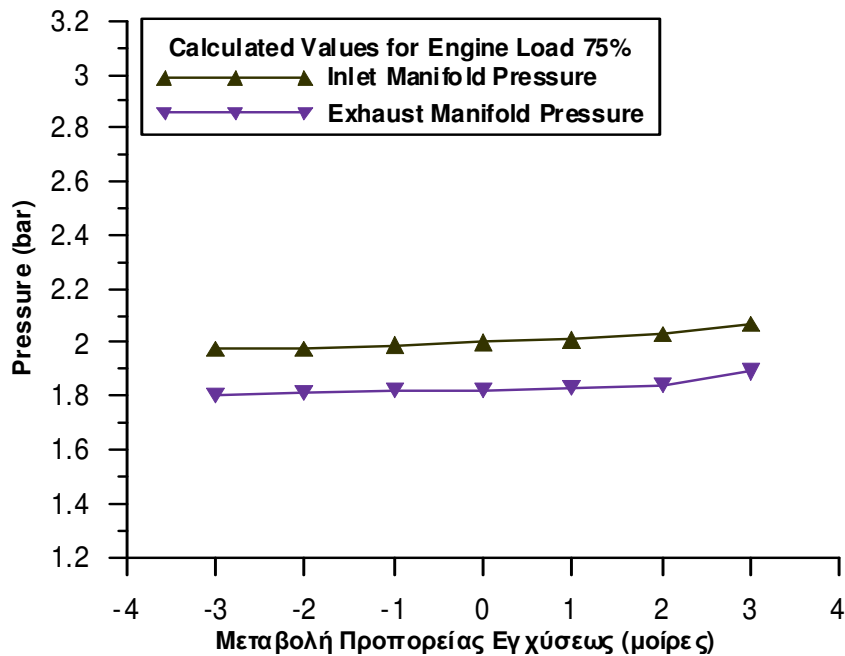
### **5.1.5 Επίδραση προπορείας στην απόπλυση των κυλίνδρων**

Τέλος, για να ολοκληρωθεί η διερεύνηση της επίδρασης της προπορείας εγχύσεως θα ελεγχθεί αν αυτή επιδρά στην απόπλυση των κυλίνδρων του κινητήρα. Επειδή χρησιμοποιείται προσομοίωση ανοικτού τύπου μπορεί να συνυπολογισθεί η επίδραση της προπορείας εγχύσεως στις πιέσεις εισαγωγής-εξαγωγής και συνεπακόλουθα στη διαθεσιμότητα O<sub>2</sub> και άρα στην απόπλυση.

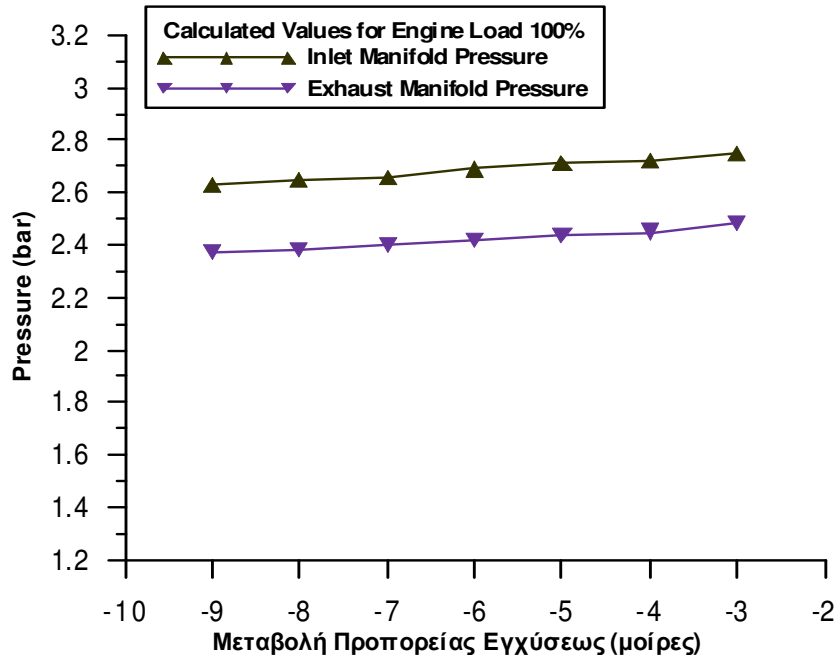
Στα παρακάτω διαγράμματα παρουσιάζονται οι πιέσεις των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής σε σχέση με τη μεταβολή της προπορείας εγχύσεως, καθώς επίσης και η ποσοστιαία μεταβολή του αέρα εισαγωγής σε κάθε φορτίο λειτουργίας του κινητήρα.



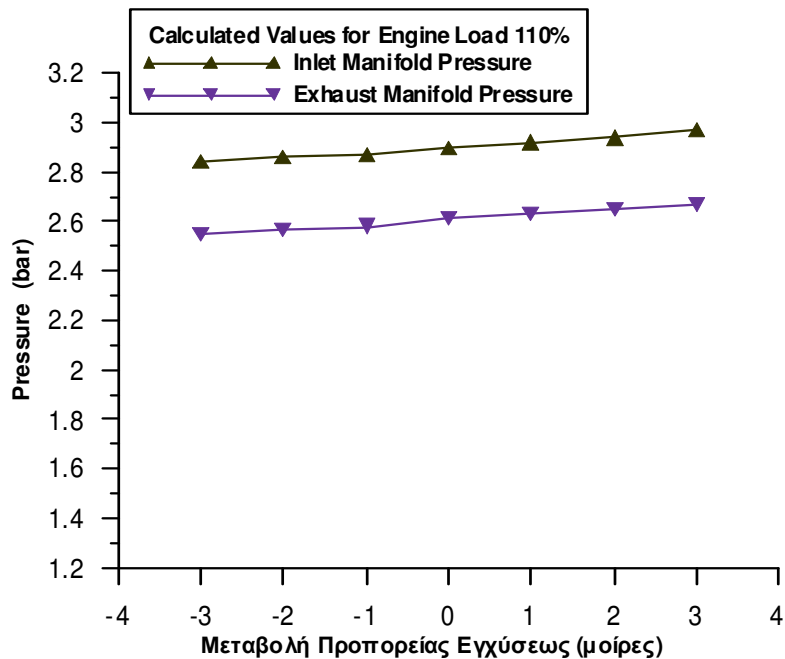
Σχήμα 5.29: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στις πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής για φορτίο 50%



Σχήμα 5.30: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στις πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής για φορτίο 75%



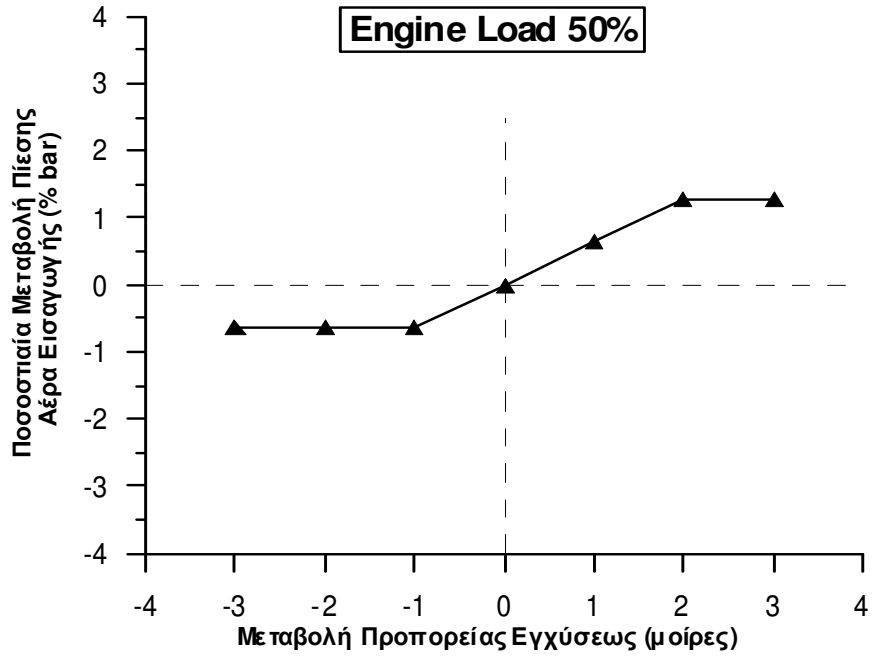
**Σχήμα 5.31: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στις πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής για φορτίο 100%**



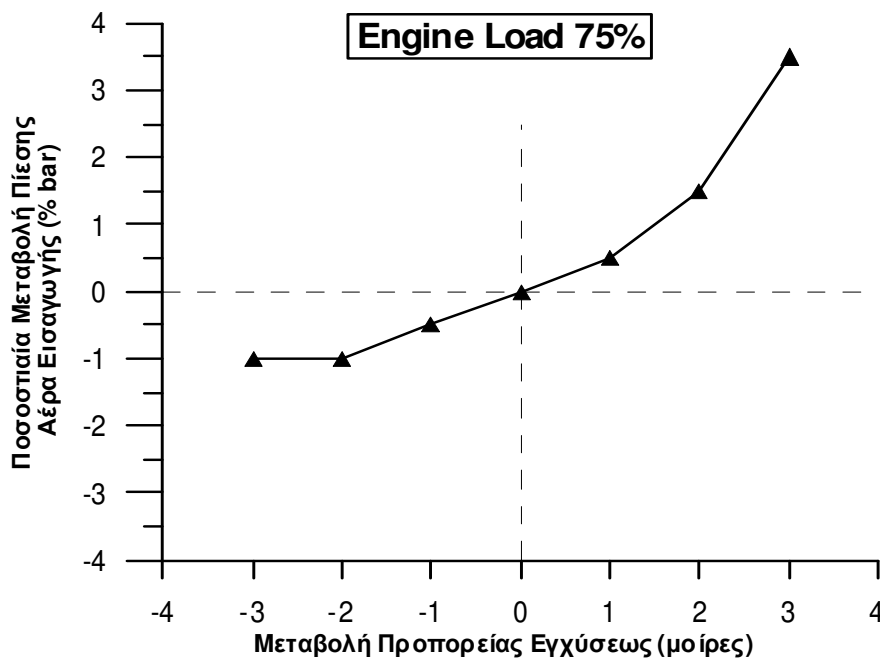
**Σχήμα 5.32: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στις πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής για φορτίο 110%**

Σε καθένα από τα παραπάνω διαγράμματα (σχήματα 5.29 έως 5.32) παρουσιάζεται η πίεση των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής του κινητήρα συναρτήσει της προπορείας εγχύσεως. Αυτό που παρατηρείται είναι πως οι πιέσεις αυξάνονται με τη μείωση της

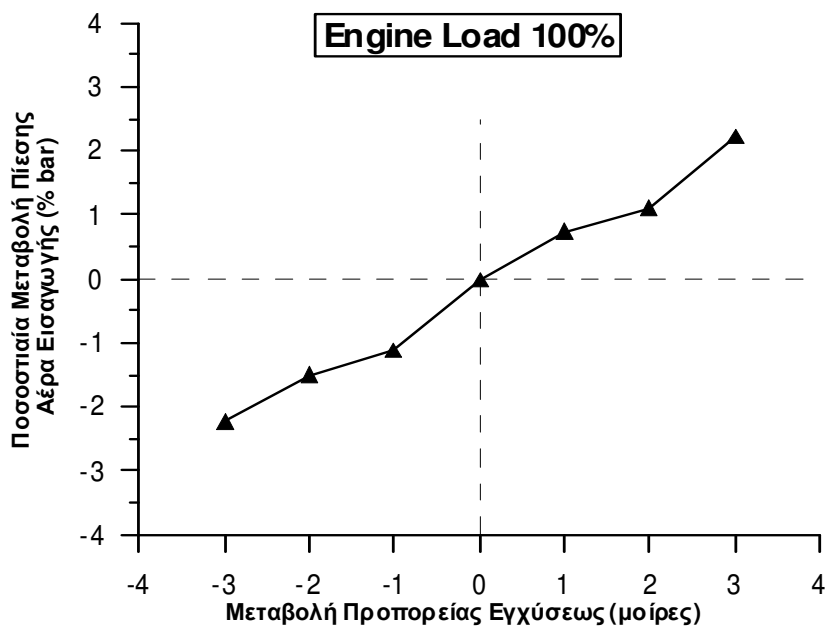
προπορείας, ωστόσο η διαφορά μεταξύ των πιέσεων εισαγωγής και εξαγωγής παραμένει σχεδόν σταθερή με τη μεταβολή της προπορείας σε όλα τα φορτία λειτουργίας.



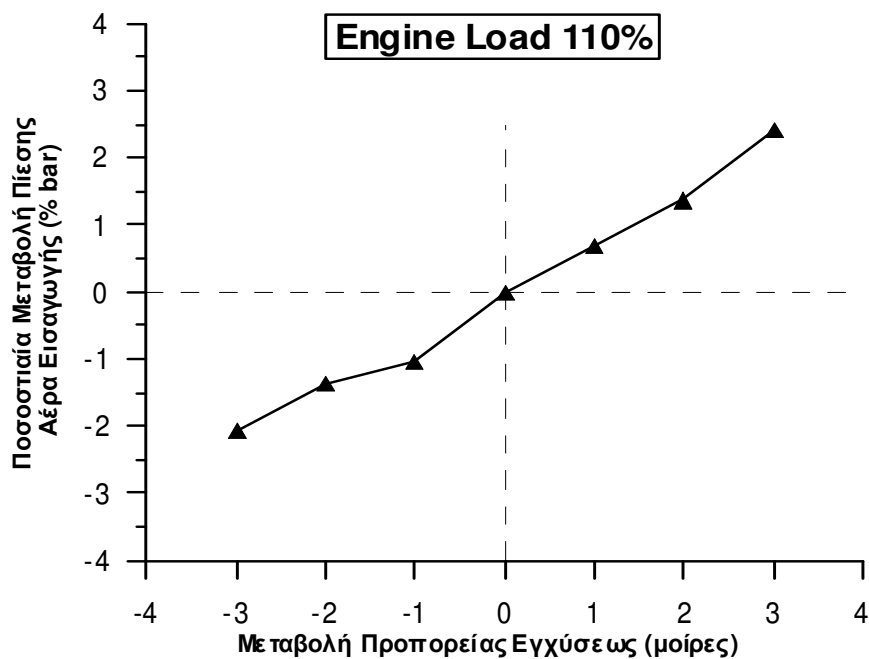
Σχήμα 5.33: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτίο 50%



Σχήμα 5.34: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτίο 75%



**Σχήμα 5.35: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτίο 100%**



**Σχήμα 5.36: Επίδραση προπορείας εγχύσεως στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτίο 110%**

Στα διαγράμματα των σχημάτων 5.33 μέχρι 5.36 παρουσιάζεται η ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης του αέρα εισαγωγής συναρτήσει της προπορείας εγχύσεως. Αυτό που παρατηρείται είναι ότι μειώνοντας την προπορεία η πίεση του αέρα

εισαγωγής αυξάνεται. Παράλληλα, όμως, αυξάνεται και η πίεση εξαγωγής των καυσαερίων και μάλιστα η διαφορά των πιέσεων παραμένει σταθερή με τη μεταβολή της προπορείας όπως φαίνεται και στα διαγράμματα των σχημάτων 5.29 έως 5.32. Το συμπέρασμα που προκύπτει είναι ότι αφενός δεν επηρεάζεται η απόπλυση των κυλίνδρων αφού η διαφορά πιέσεων παραμένει σταθερή αλλά επειδή αυξάνεται η πίεση εισαγωγής επηρεάζεται η παροχή καυσαερίου, οι πιέσεις καύσης, το  $\lambda_a$  και άρα έμμεσα και τα  $\text{NO}_x$ .



## **5.2 Επίδραση του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή**

Η διερεύνηση της επίδρασης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή έχει ως σκοπό να προσομοιώσει την επίδραση που έχει η κατάσταση του συστήματος υπερπλήρωσης. Για τη διερεύνηση της επίδρασης του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης πραγματοποιήθηκαν μια σειρά από προσομοιώσεις κατά τις οποίες όλα τα δεδομένα εισόδου της βασικής προσομοίωσης κρατήθηκαν σταθερά και μόνο ο ολικός ισεντροπικός βαθμός μεταβλήθηκε  $\pm 10\%$  της αρχικής του τιμής, με βήμα  $2\%$  κάθε φορά.

Ακολουθούν τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων μαζί με τα αντίστοιχα διαγράμματα για κάθε φορτίο λειτουργίας.

### **➤ Φορτίο λειτουργίας 50%**

<b>Μεταβολή Ισεντροπικού Βαθμού Απόδοσης (%)</b>	<b>NOx (ppm)</b>	<b>NOx (g/kWh)</b>	<b>POWER (kW)</b>	<b>BSFC (g/kWh)</b>	<b>P<sub>inlet</sub> (bar)</b>	<b>P<sub>exhaust</sub> (bar)</b>
<b>-10</b>	1074	11.22	5296	199.2	1.31	1.24
<b>-8</b>	1111	12.22	5400	195.4	1.34	1.27
<b>-6</b>	1140	13.27	5530	190.8	1.39	1.30
<b>-4</b>	1171	14.44	5644	186.9	1.44	1.34
<b>-2</b>	1193	15.52	5725	184.3	1.49	1.38
<b>0</b>	1199	16.45	5781	182.5	1.55	1.42
<b>2</b>	1214	17.43	5824	181.2	1.60	1.46
<b>4</b>	1219	18.72	5877	179.5	1.67	1.51
<b>6</b>	1219	19.97	5927	178.0	1.76	1.58
<b>8</b>	1205	21.15	5978	176.5	1.86	1.66
<b>10</b>	1191	22.61	6025	175.1	1.98	1.76

**Πίνακας 5.5: Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης για φορτίο 50%**

➤ Φορτίο λειτουργίας 75%

Μεταβολή Ισεντροπικού Βαθμού Απόδοσης (%)	NO <sub>x</sub> (ppm)	NO <sub>x</sub> (g/kWh)	POWER (kW)	BSFC (g/kWh)	P <sub>inlet</sub> (bar)	P <sub>exhaust</sub> (bar)
-10	1534	14.47	8219	184.5	1.62	1.50
-8	1570	15.60	8330	182.1	1.68	1.56
-6	1617	16.89	8444	179.6	1.75	1.61
-4	1608	17.74	8511	178.2	1.83	1.68
-2	1602	18.70	8593	176.5	1.91	1.75
0	1594	19.58	8652	175.3	2.00	1.82
2	1573	20.32	8720	174.0	2.10	1.90
4	1547	21.23	8778	172.8	2.22	2.00
6	1520	22.04	8824	171.9	2.33	2.10
8	1482	22.80	8874	170.9	2.46	2.21
10	1455	23.66	8917	170.1	2.58	2.31

Πίνακας 5.6: Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης για φορτίο 75%

➤ Φορτίο λειτουργίας 100%

Μεταβολή Ισεντροπικού Βαθμού Απόδοσης (%)	NO <sub>x</sub> (ppm)	NO <sub>x</sub> (g/kWh)	POWER (kW)	BSFC (g/kWh)	P <sub>inlet</sub> (bar)	P <sub>exhaust</sub> (bar)
-10	1831	17.75	11383	180.0	2.13	1.95
-8	1813	18.48	11487	178.4	2.23	2.04
-6	1813	19.43	11613	176.4	2.34	2.13
-4	1781	20.08	11696	175.2	2.45	2.22
-2	1734	20.56	11760	174.2	2.56	2.31
0	1704	21.31	11835	173.1	2.69	2.42
2	1659	21.77	11905	172.1	2.81	2.52
4	1618	22.33	11975	171.1	2.93	2.63
6	1573	22.88	12029	170.3	3.08	2.74
8	1527	23.41	12084	169.6	3.22	2.87
10	1482	23.92	12146	168.7	3.37	2.99

Πίνακας 5.7: Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης για φορτίο 100%

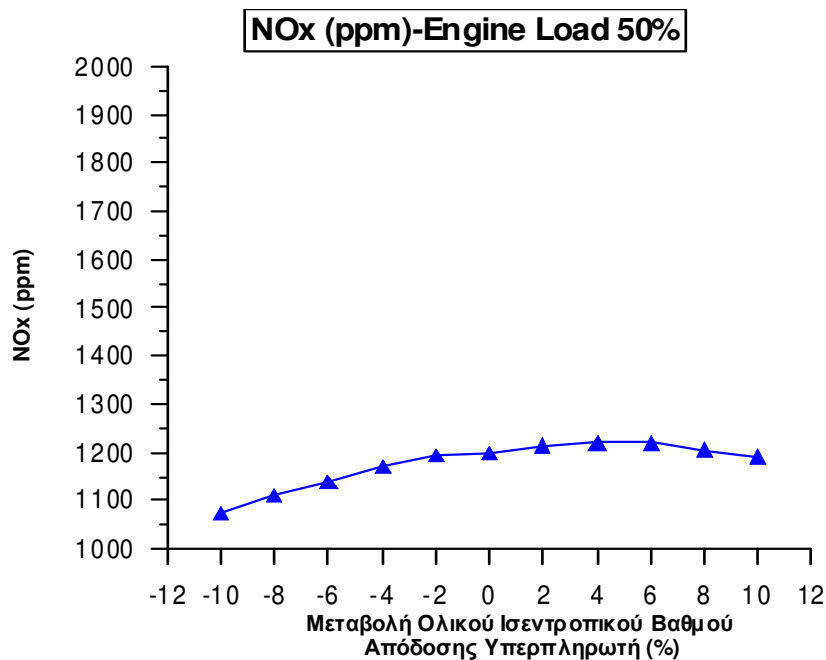
➤ Φορτίο λειτουργίας 110%

Μεταβολή Ισεντροπικού Βαθμού Απόδοσης (%)	NOx (ppm)	NOx (g/kWh)	POWER (kW)	BSFC (g/kWh)	P <sub>inlet</sub> (bar)	P <sub>exhaust</sub> (bar)
-10	1901	18.32	12555	179.8	2.32	2.13
-8	1887	19.03	12671	178.1	2.43	2.21
-6	1852	19.64	12765	176.8	2.54	2.30
-4	1839	20.46	12875	175.3	2.66	2.40
-2	1794	20.97	12962	174.1	2.77	2.50
0	1748	21.50	13030	173.2	2.90	2.61
2	1703	22.00	13114	172.1	3.03	2.72
4	1654	22.41	13167	171.4	3.16	2.82
6	1613	22.97	13244	170.4	3.30	2.94
8	1560	23.36	13308	169.6	3.46	3.07
10	1515	23.85	13359	168.9	3.61	3.20

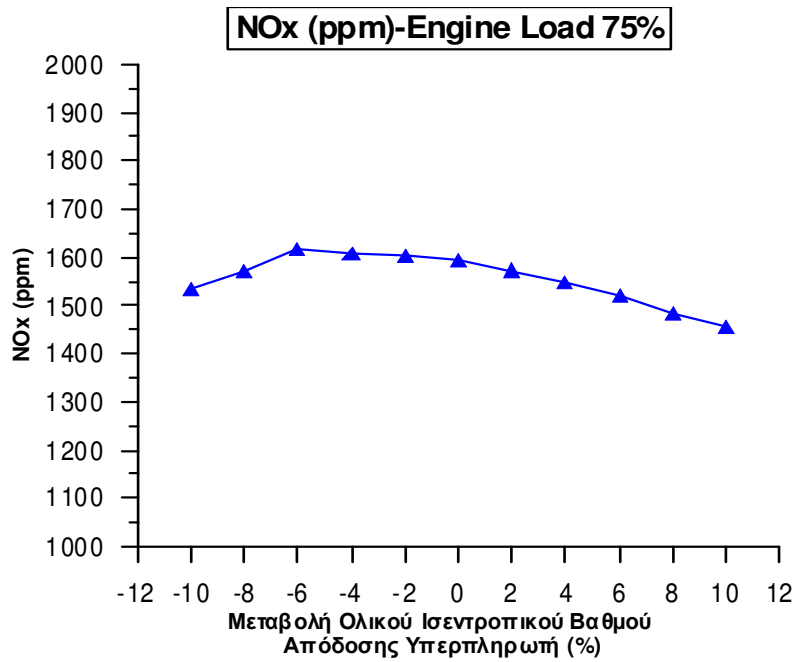
Πίνακας 5.8: Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης για φορτίο 110%

**5.2.1 Επίδραση του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στα NOx (ppm)**

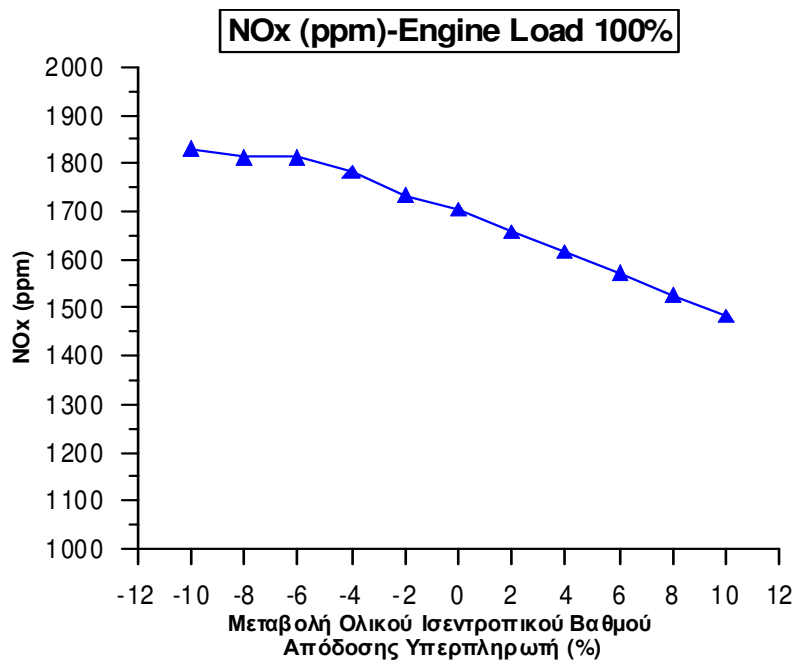
Ακολουθούν τα διαγράμματα των υπολογισμένων τιμών των NOx σε ppm (σχήματα 5.37 έως 5.40) και η ποσοστιαία μεταβολή τους (σχήματα 5.41 έως 5.44) συναρτήσει της μεταβολής του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης.



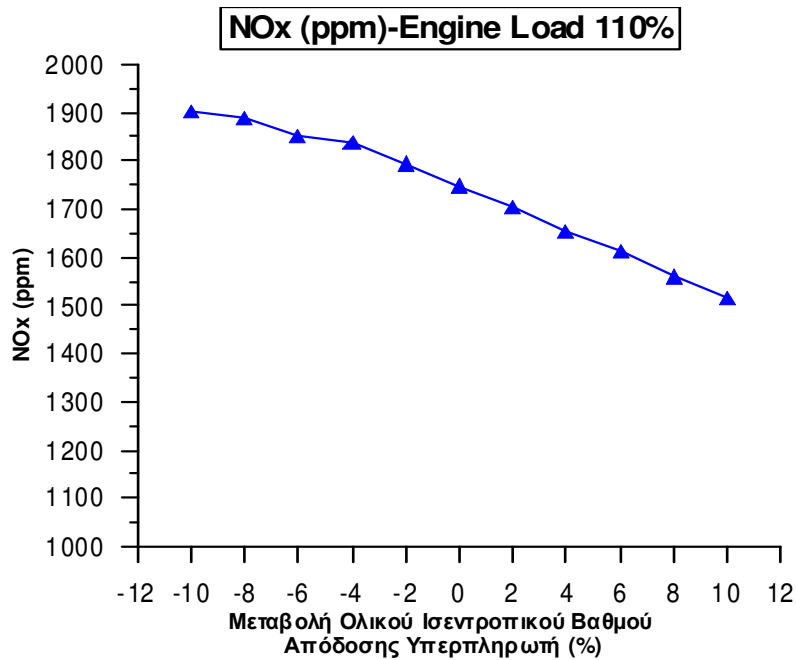
Σχήμα 5.37: Επίδραση ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στα NOx (ppm) στο 50% του φορτίου



**Σχήμα 5.38: Επίδραση ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στα NOx (ppm) στο 75% του φορτίου**

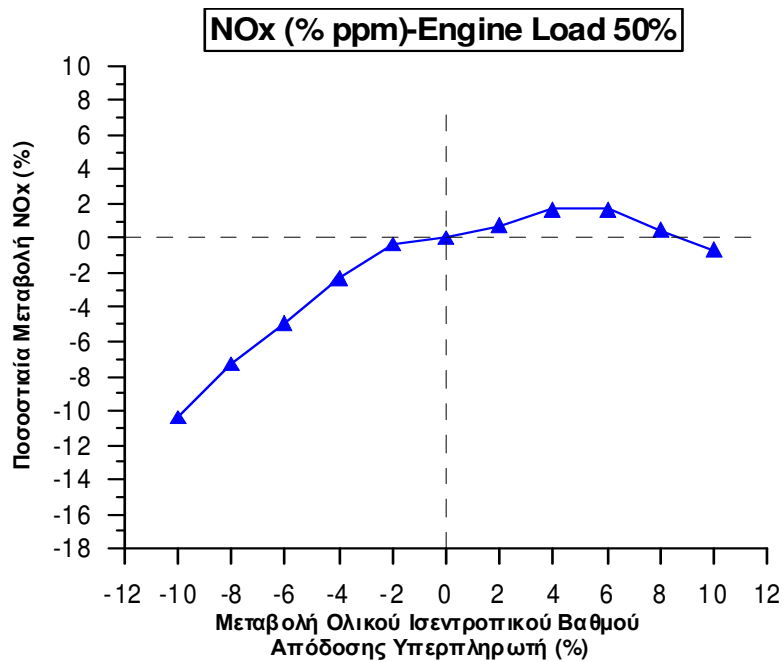


**Σχήμα 5.39: Επίδραση ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στα NOx (ppm) στο 100% του φορτίου**

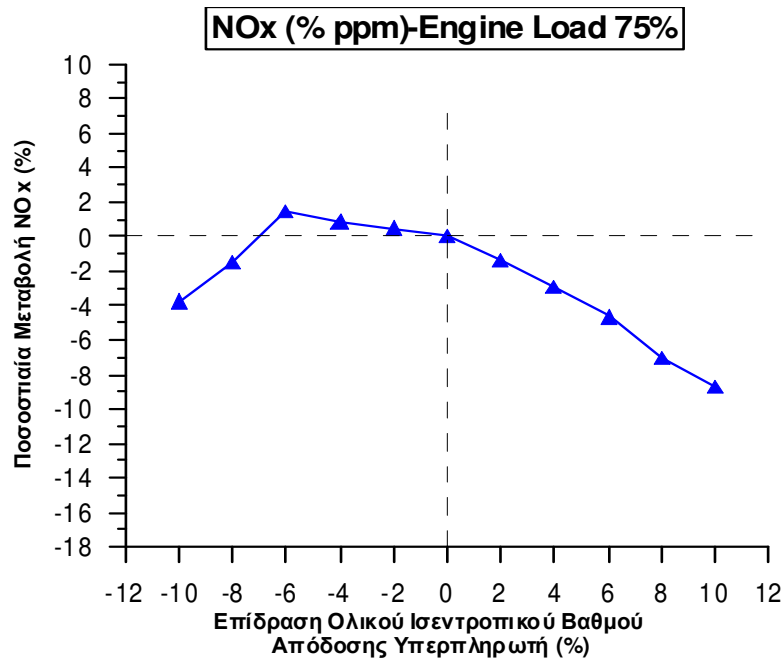


**Σχήμα 5.40: Επίδραση ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στα NOx (ppm) στο 110% του φορτίου**

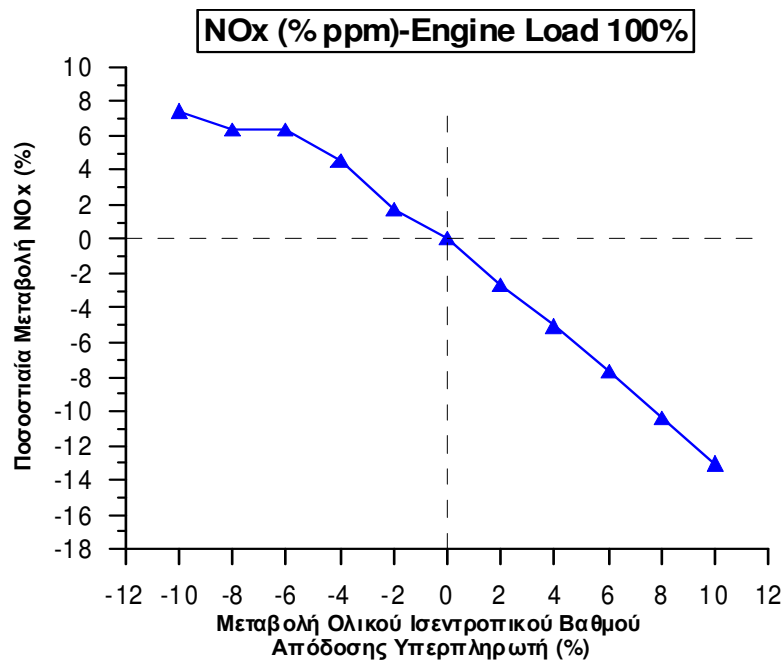
Στα διαγράμματα των σχημάτων 5.37 μέχρι 5.40 παρουσιάζεται η μεταβολή των NOx σε ppm συναρτήσει του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή. Η μεταβολή αυτή πρέπει να τονιστεί ότι αναφέρεται σε συγκέντρωση των NOx και όχι σε ολικές εκπομπές. Γενικά αυτό που φαίνεται είναι ότι τα NOx με εξαίρεση το 50% φορτίο λειτουργίας μειώνονται με την αύξηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης.



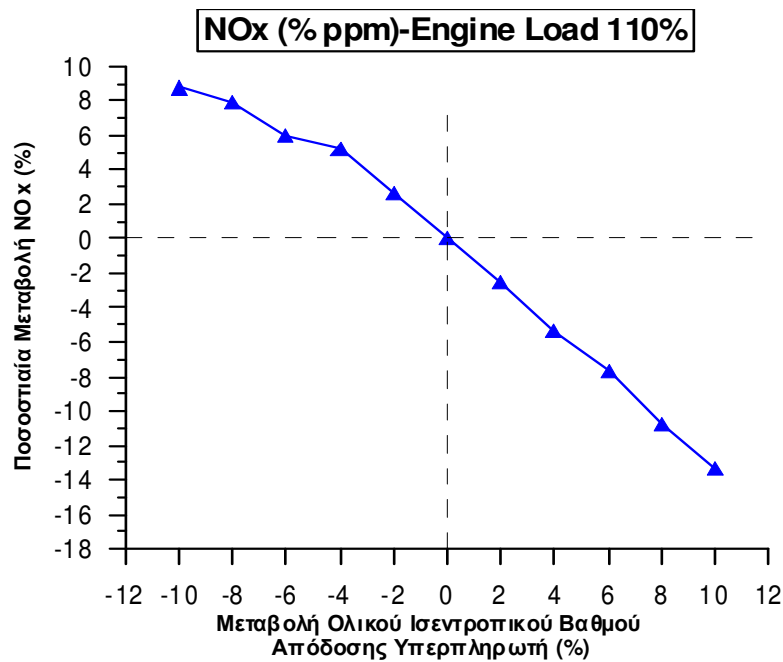
**Σχήμα 5.41: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στο 50% του φορτίου**



**Σχήμα 5.42: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στο 75% του φορτίου**



**Σχήμα 5.43: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στο 100% του φορτίου**



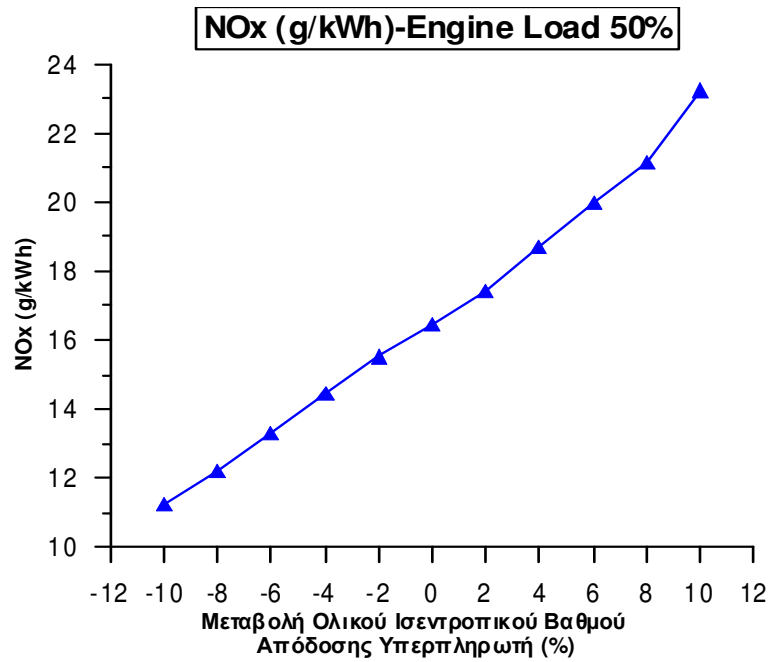
**Σχήμα 5.44: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στο 110% του φορτίου**

Στα σχήματα 5.41 έως 5.44 φαίνεται η αντίστοιχη ποσοστιαία μεταβολή για κάθε φορτίο λειτουργίας. Μια σημαντική παρατήρηση που μπορεί να γίνει είναι ότι αύξηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης οδηγεί σε μείωση των τιμών NOx που στα μεγάλα φορτία λειτουργίας η μείωση αυτή φτάνει μέχρι και το 12% της αρχικής τιμής.

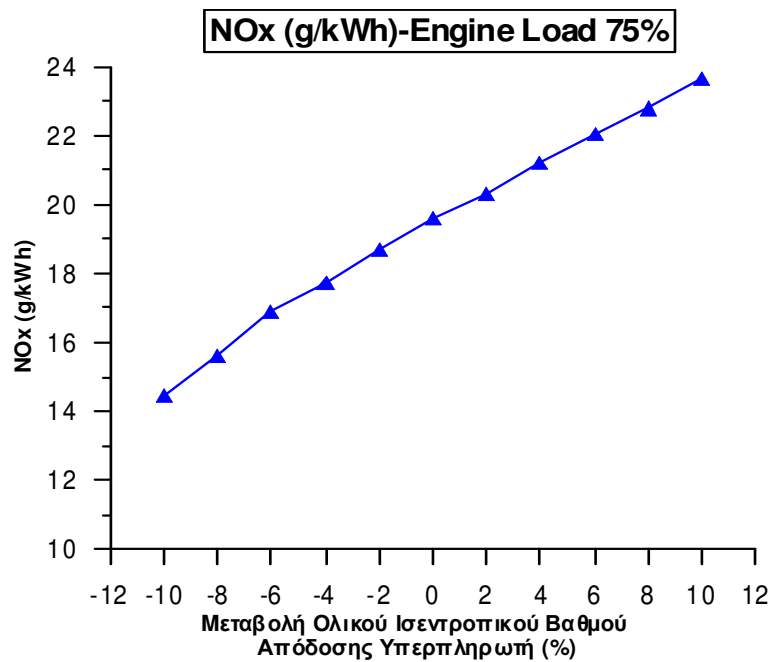
### **5.2.2 Επίδραση του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στα NOx (g/kWh)**

Σε αυτό το σημείο θα μελετηθούν οι ειδικές εκπομπές των NOx. Τα NOx εκφρασμένα σε g/kWh μελετώνται καθώς αυτά προσδιορίζουν τις ολικές εκπομπές και είναι αυτά που ελέγχονται με το IMO.

Στα σχήματα 5.45 μέχρι 5.48 παρατίθενται τα εκπεμπόμενα NOx σε g/kWh και στα σχήματα 5.49 έως 5.52 η αντίστοιχη ποσοστιαία μεταβολή.

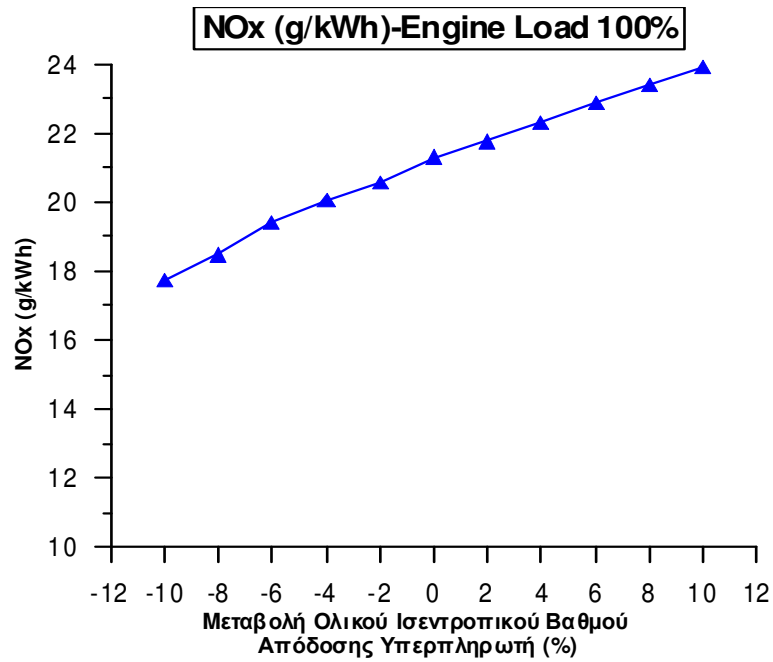


**Σχήμα 5.45: Επίδραση ολικού ισηντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στα NOx (g/kWh) στο 50% του φορτίου**

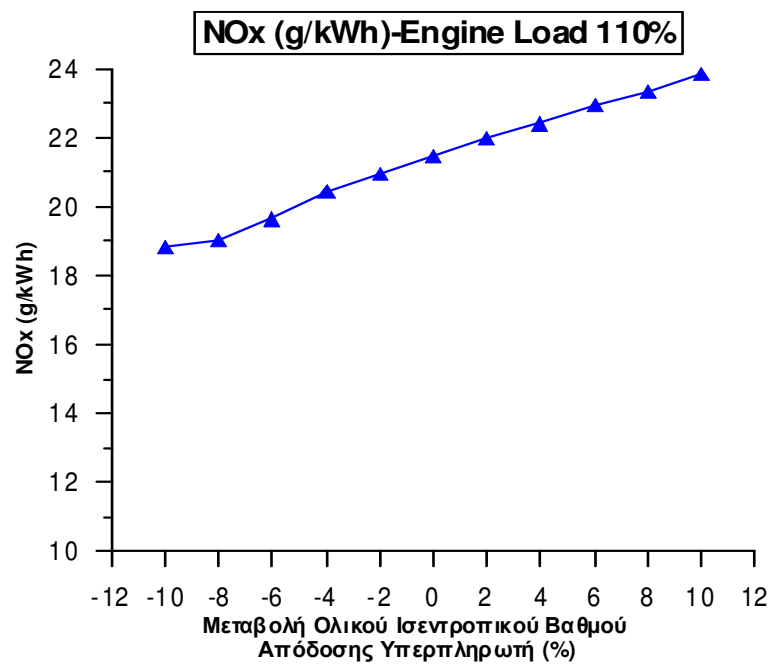


**Σχήμα 5.46: Επίδραση ολικού ισηντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στα NOx (g/kWh) στο 75% του φορτίου**

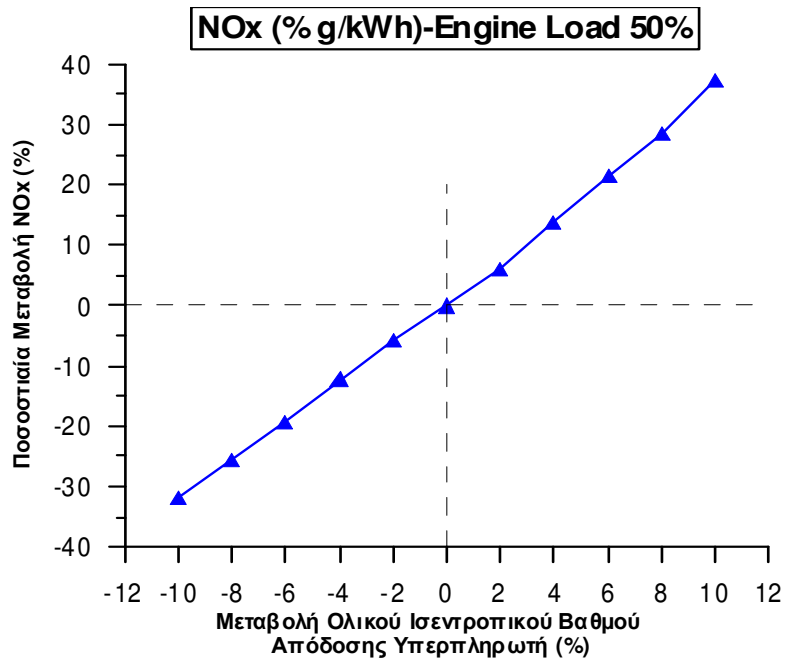




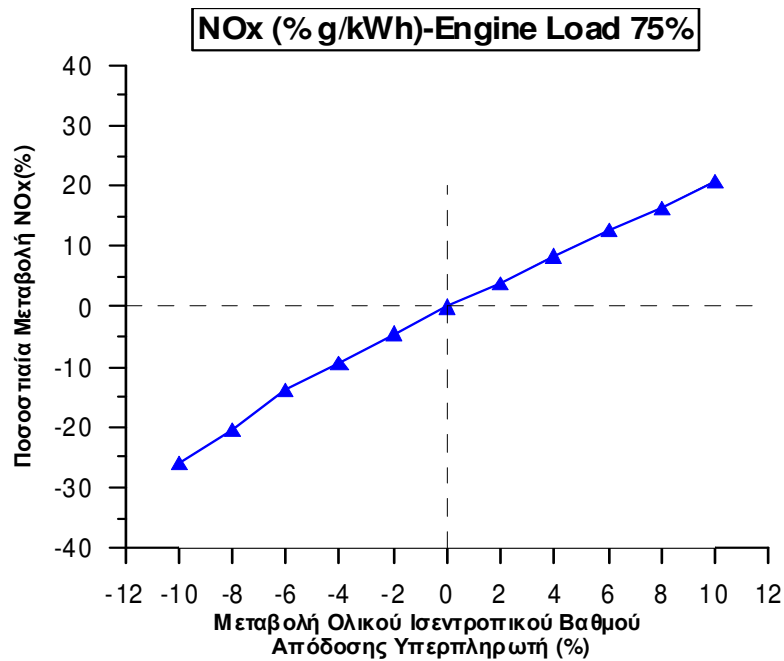
**Σχήμα 5.47: Επίδραση ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στα NOx (g/kWh) στο 100% του φορτίου**



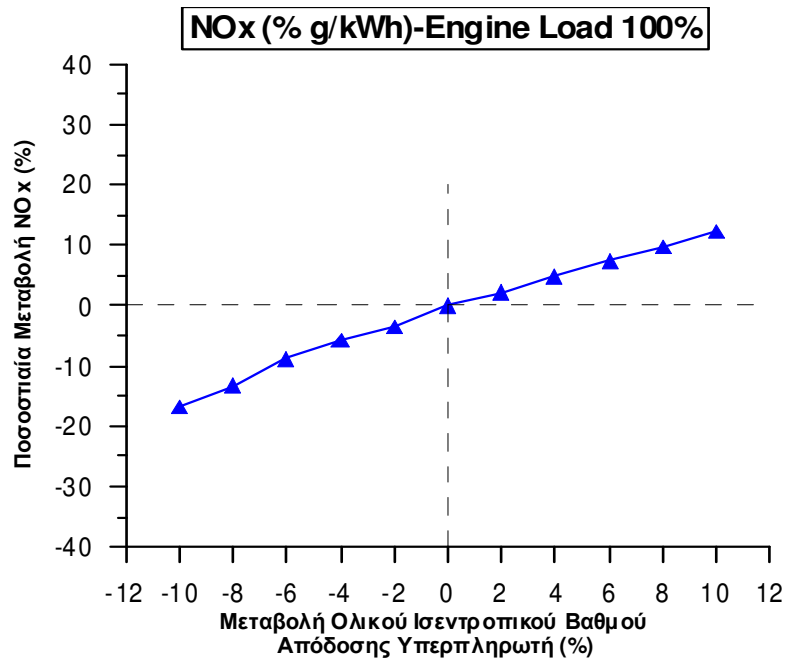
**Σχήμα 5.48: Επίδραση ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στα NOx (g/kWh) στο 110% του φορτίου**



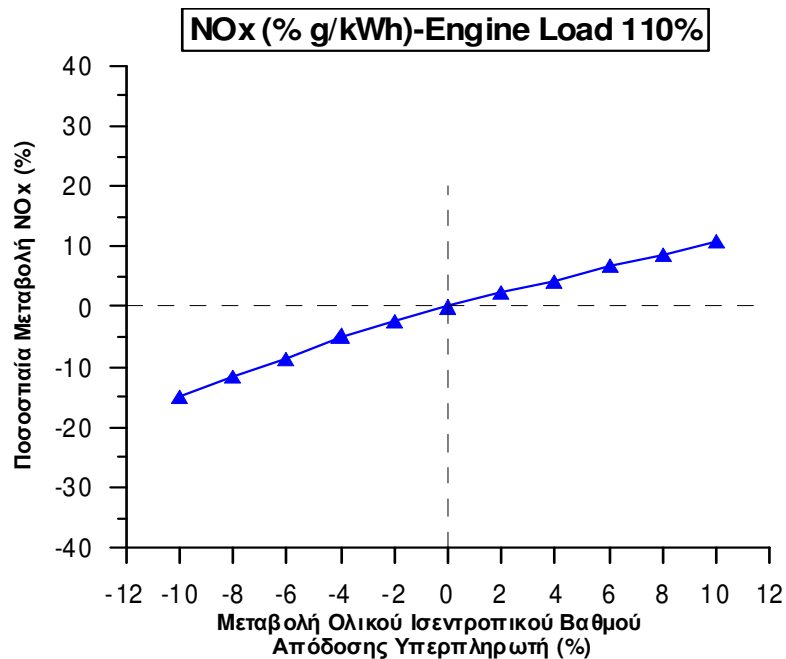
**Σχήμα 5.49: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (g/kWh) συναρτήσει του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στο 50% του φορτίου**



**Σχήμα 5.50: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (g/kWh) συναρτήσει του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στο 75% του φορτίου**



**Σχήμα 5.51: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (g/kWh) συναρτήσει του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στο 100% του φορτίου**



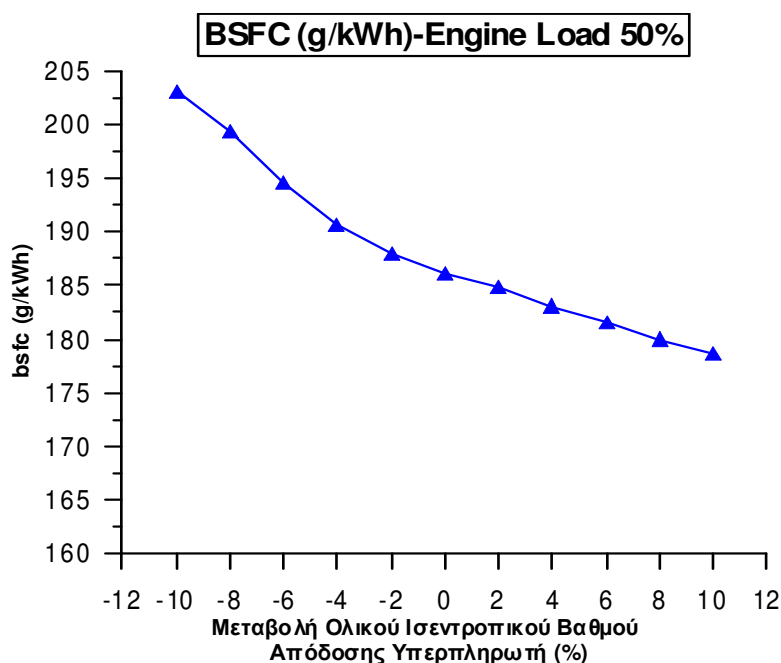
**Σχήμα 5.52: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (g/kWh) συναρτήσει του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στο 110% του φορτίου**

Παρατηρώντας τα παραπάνω διαγράμματα απόλυτων τιμών (σχήματα 5.45 μέχρι 5.48), στα οποία παρουσιάζεται η μεταβολή των NOx σε g/kWh συναρτήσει του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης και τα διαγράμματα 5.49 έως 5.52, στα οποία φαίνεται η αντίστοιχη ποσοστιαία μεταβολή και συγκρίνοντας τα με τα προηγούμενα διαγράμματα 5.37 έως 5.44, που δείχνουν την αντίστοιχη μεταβολή σε μονάδες συγκεντρώσεως (ppm), γίνεται εμφανές πως τα NOx παρουσιάζουν μια διαφορετική

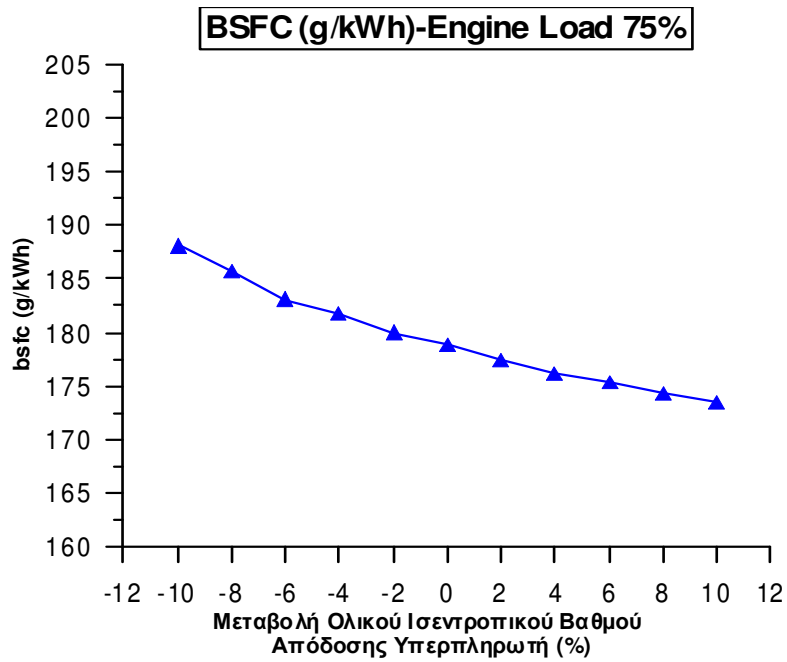
τάση συναρτήσει της μεταβολής του ισεντροπικού βαθμού. Συγκεκριμένα, τα NOx εκφρασμένα σε g/kWh παρουσιάζουν ανοδική τάση με την αύξηση του ισεντροπικού βαθμού σε όλα τα φορτία λειτουργίας, το οποίο δε συμφωνεί πλήρως (εκτός του 50% φορτίου λειτουργίας) με τα όσα αναφέραμε προηγουμένως για τα NOx εκφρασμένα σε ppm. Η εξήγηση η οποία μπορεί να δοθεί για το γεγονός αυτό έχει να κάνει με την παροχή των καυσαερίων, η οποία υπολογίζεται σε κάθε περίπτωση από την προσομοίωση. Η παροχή των καυσαερίων αυξάνεται μαζί με την αύξηση του ισεντροπικού βαθμού παρουσιάζοντας, μάλιστα μια περίπου γραμμική συσχέτιση. Λαμβάνοντας υπόψιν ότι η μονάδα μέτρησης ppm αναφέρεται σε συγκέντρωση γίνεται κατανοητό πως αυξανόμενης της παροχής καυσαερίου είναι λογικό να παρουσιάζεται μείωση των NOx, εφόσον τα τελευταία δεν αυξάνονται δραματικά στο θάλαμο καύσης. Με αυτό τον τρόπο εξηγείται η διαφορά της μεταβολής των NOx σε ppm και g/kWh. Μία ακόμα παρατήρηση που αξίζει να γίνει είναι πως με την αύξηση του φορτίου μειώνεται η ποσοστιαία αύξηση των NOx. Αυτό φανερώνει ότι η απόδοση του υπερπληρωτή είναι ιδιαίτερα σημαντική στα μερικά φορτία όσον αφορά στην επίδραση του στα NOx. Από εδώ λοιπόν διαφαίνεται ότι προσπάθεια βελτίωσης της λειτουργίας του υπερπληρωτή αναμένεται να οδηγήσει σε αύξηση των NOx.

### **5.2.3 Επίδραση του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου**

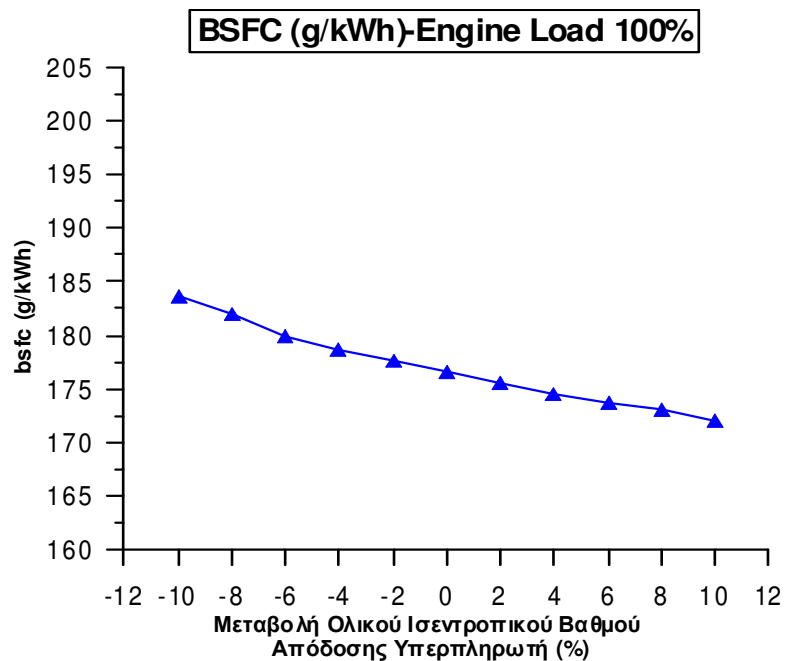
Σε αυτό το σημείο θα εξεταστεί πώς επηρεάζει η μεταβολή του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης την ειδική κατανάλωση καυσίμου. Στα σχήματα 5.53 έως 5.56 παρουσιάζεται η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης.



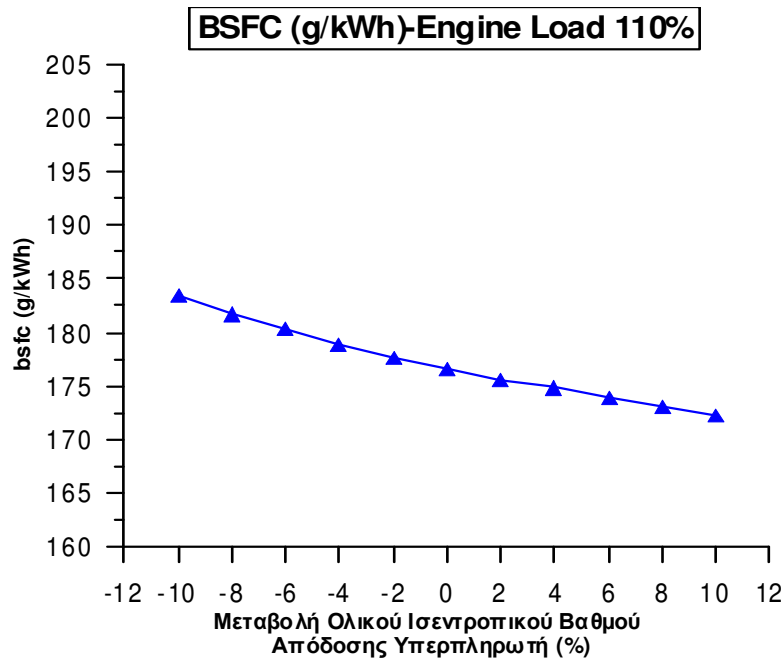
**Σχήμα 5.53: Επίδραση ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 50% του φορτίου**



**Σχήμα 5.54: Επίδραση ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 75% του φορτίου**

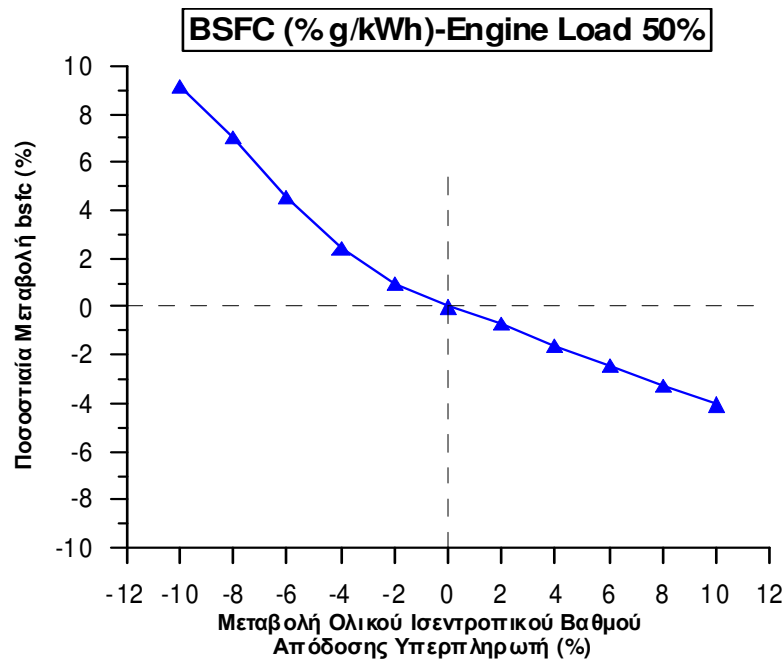


**Σχήμα 5.55: Επίδραση ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 100% του φορτίου**

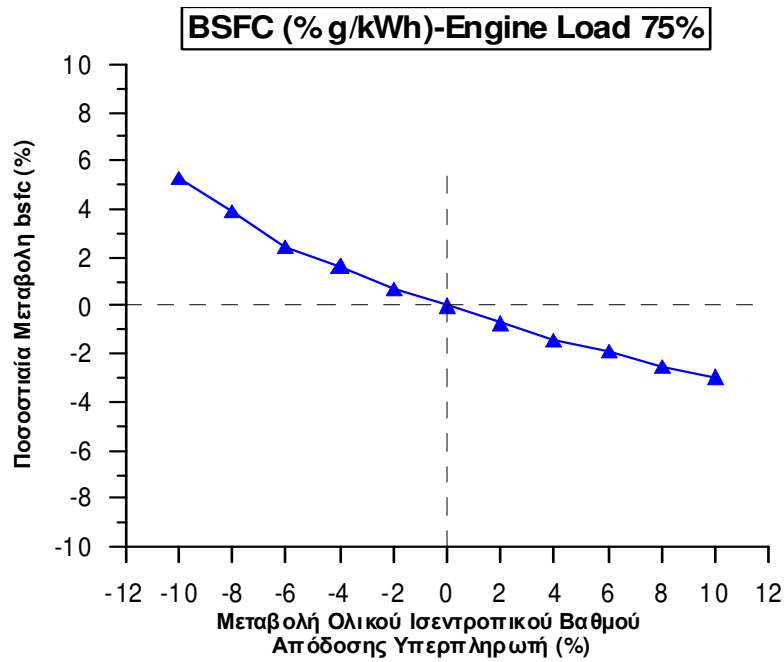


**Σχήμα 5.56: Επίδραση ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 110% του φορτίου**

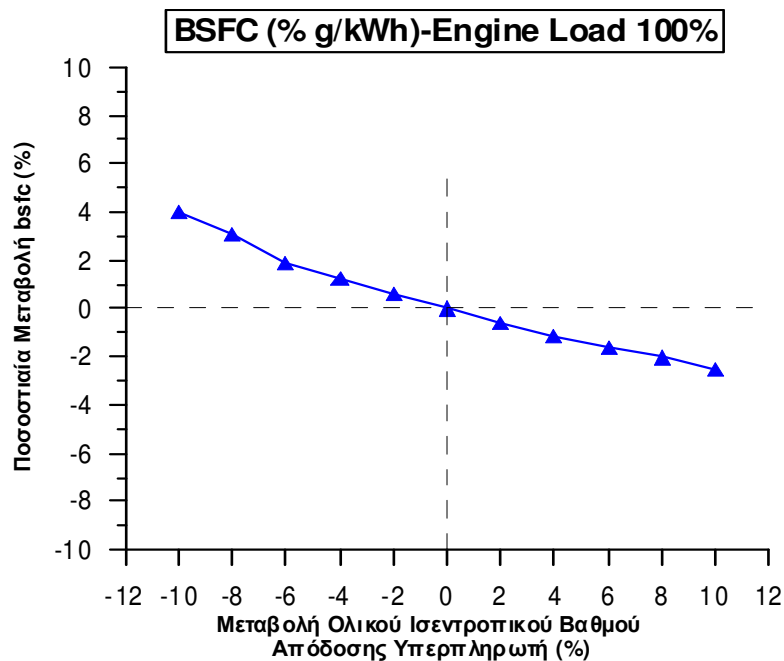
Στα σχήματα που ακολουθούν (5.57 έως 5.60) παρουσιάζεται η αντίστοιχη ποσοστιαία μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.



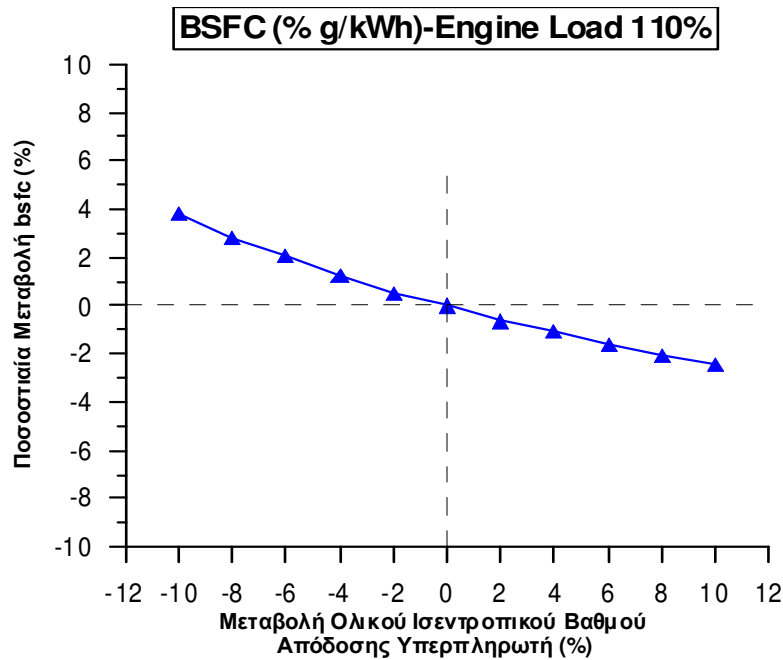
**Σχήμα 5.57: Ποσοστιαία μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στο 50% του φορτίου**



**Σχήμα 5.58:** Ποσοστιαία μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στο 75% του φορτίου



**Σχήμα 5.59:** Ποσοστιαία μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στο 100% του φορτίου



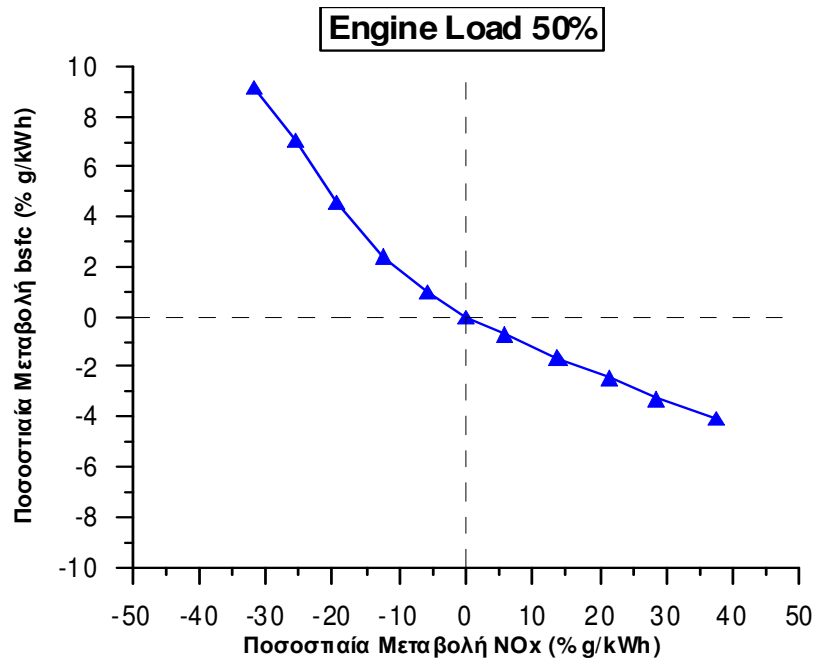
**Σχήμα 5.60: Ποσοστιαία μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στο 110% του φορτίου**

Στα σχήματα 5.53 έως 5.56 παρουσιάζεται η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (g/kWh) συναρτήσει της μεταβολής του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης και στα σχήματα 5.57 μέχρι 5.60 η αντίστοιχη ποσοστιαία μεταβολή. Το συμπέρασμα που προκύπτει είναι πως με την αύξηση του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης παρατηρείται μείωση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου με μια σχεδόν γραμμική συσχέτιση ενώ η επίδραση είναι υψηλότερη στα μερικά φορτία. Η μεταβολή αυτή είναι αναμενόμενη και οφείλεται στην καλύτερη εκμετάλλευση της ενέργειας του καυσαερίου για την πλήρωση του κινητήρα με την απαιτούμενη ποσότητα αέρα.

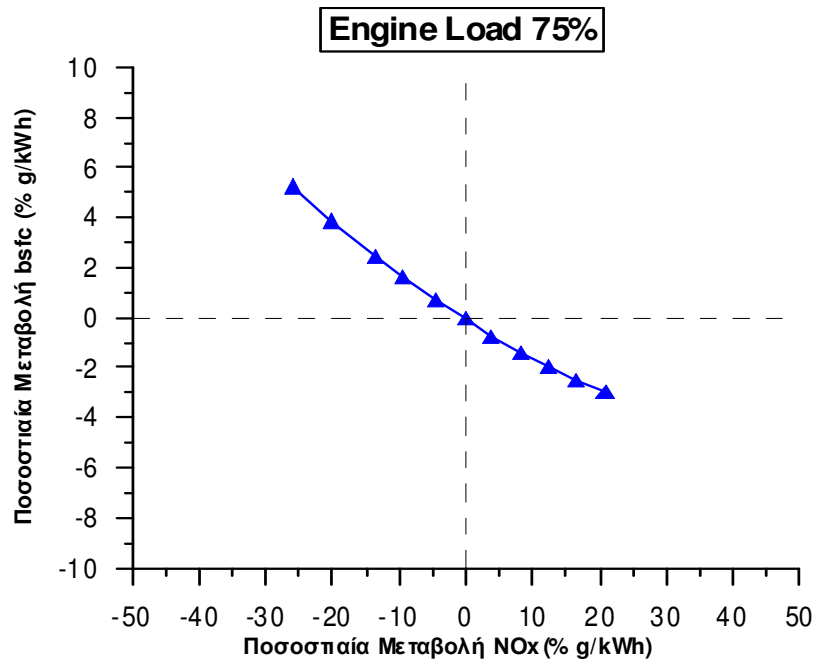
#### **5.2.4 Επίδραση της μεταβολής των NOx στην ειδική κατανάλωση καυσίμου**

Αξίζει σε αυτό το σημείο να εξεταστεί η επίδραση της μεταβολής των NOx στην ειδική κατανάλωση καυσίμου καθώς ενδιαφέρει να είναι γνωστό το τίμημα που πρέπει να πληρωθεί σε καύσιμο για μια δεδομένη μείωση στα NOx. Η επίδραση αυτή φαίνεται στα παρακάτω διαγράμματα των σχημάτων 5.61 έως 5.64.

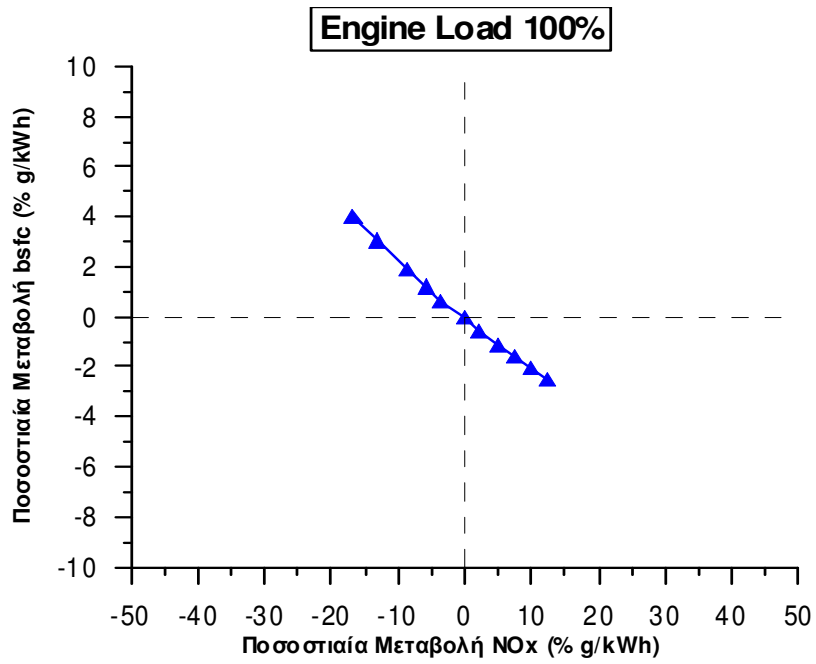




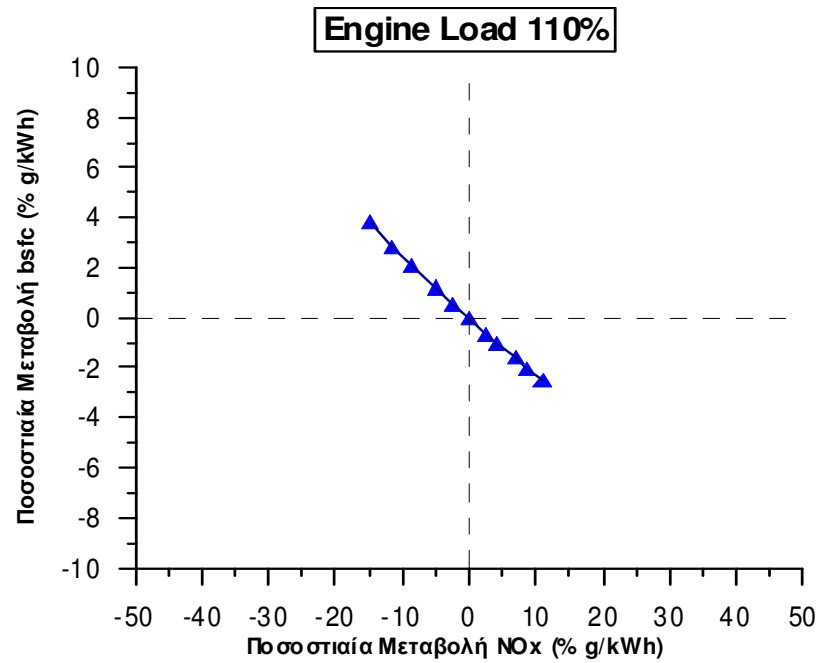
**Σχήμα 5.61: Επίδραση μεταβολής NOx στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 50% του φορτίου**



**Σχήμα 5.62: Επίδραση μεταβολής NOx στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 75% του φορτίου**



**Σχήμα 5.63: Επίδραση μεταβολής NOx στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 100% του φορτίου**



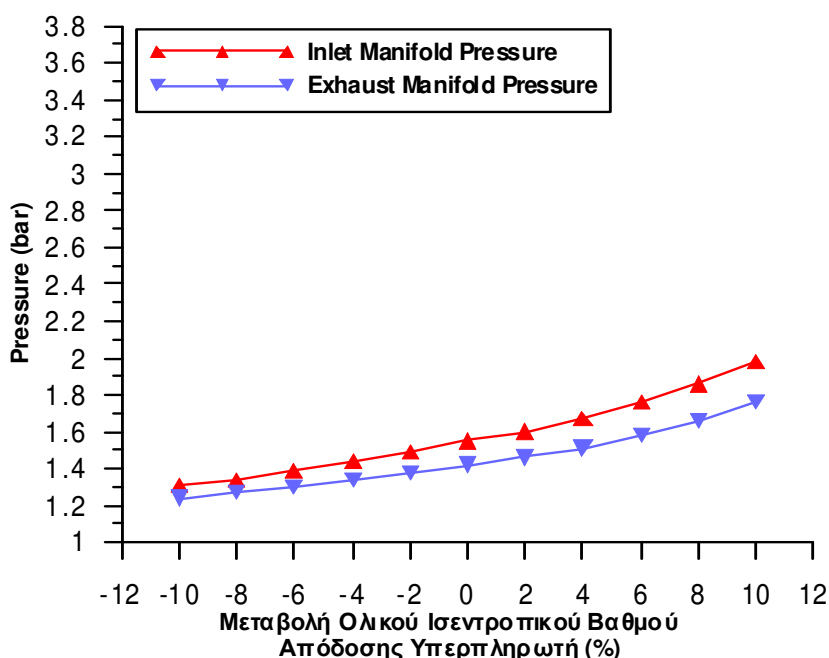
**Σχήμα 5.64: Επίδραση μεταβολής NOx στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 110% του φορτίου**

Τα παραπάνω σχήματα 5.61 μέχρι 5.64 παρουσιάζουν την επίδραση των NO<sub>x</sub> στην ειδική κατανάλωση καυσίμου. Παρατηρείται ότι υπάρχει γραμμική σχέση μεταξύ των εκπεμπόμενων NO<sub>x</sub> και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Μία ακόμα σημαντική παρατήρηση είναι πως μπορεί να γίνει σημαντική μείωση των εκπεμπόμενων NO<sub>x</sub> χωρίς σημαντική αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, το οποίο φαίνεται καθαρά από την κλίση της καμπύλης σε φορτία μεγαλύτερα του 50%.

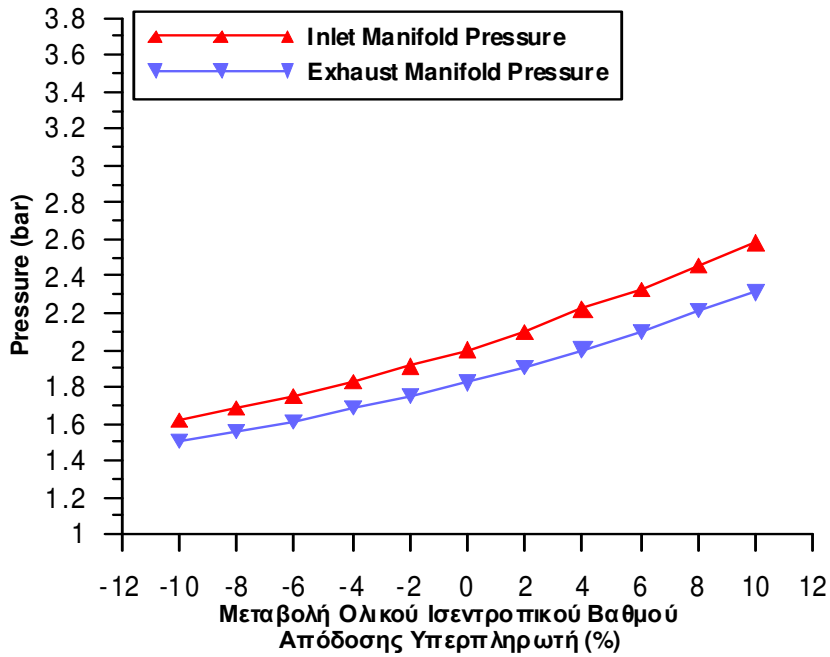
### **5.2.5 Επίδραση του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στην απόπλυση των κυλίνδρων**

Σε αυτό το σημείο θα εξεταστεί η επίδραση της μεταβολής του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στην απόπλυση των κυλίνδρων. Ο λόγος που ουσιαστικά γίνεται αυτό είναι για να ερμηνευθεί η επίδραση του ολικού ισεντροπικού. Τα NO<sub>x</sub> επηρεάζονται σημαντικά από τη διαθεσιμότητα του O<sub>2</sub> εντός του θαλάμου καύσης. Η διαθεσιμότητα όμως του οξυγόνου επηρεάζεται από την πίεση εισαγωγής αλλά και από τη διαφορά πιέσεων εισαγωγής και εξαγωγής.

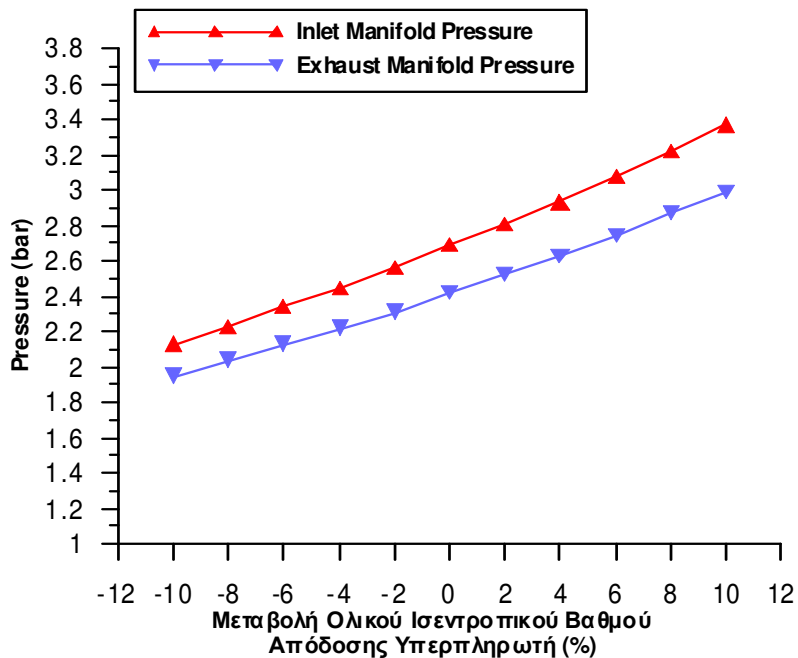
Στα παρακάτω διαγράμματα των σχημάτων 5.65 έως 5.68 παρουσιάζονται οι πιέσεις των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής συναρτήσει της μεταβολής του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης. Επίσης στα σχήματα 5.69 μέχρι 5.72 δίνεται και η ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης του αέρα εισαγωγής.



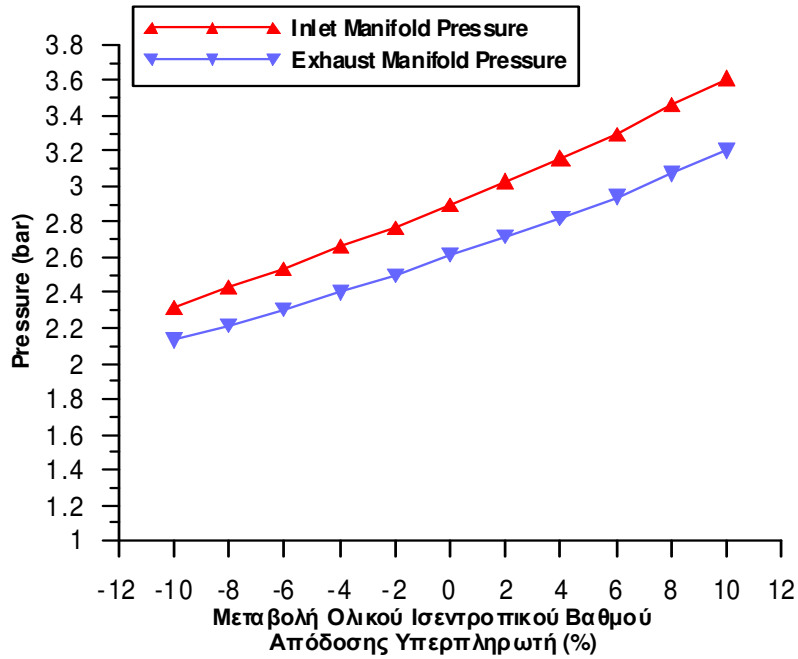
**Σχήμα 5.65: Επίδραση ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στις πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής για φορτίο 50%**



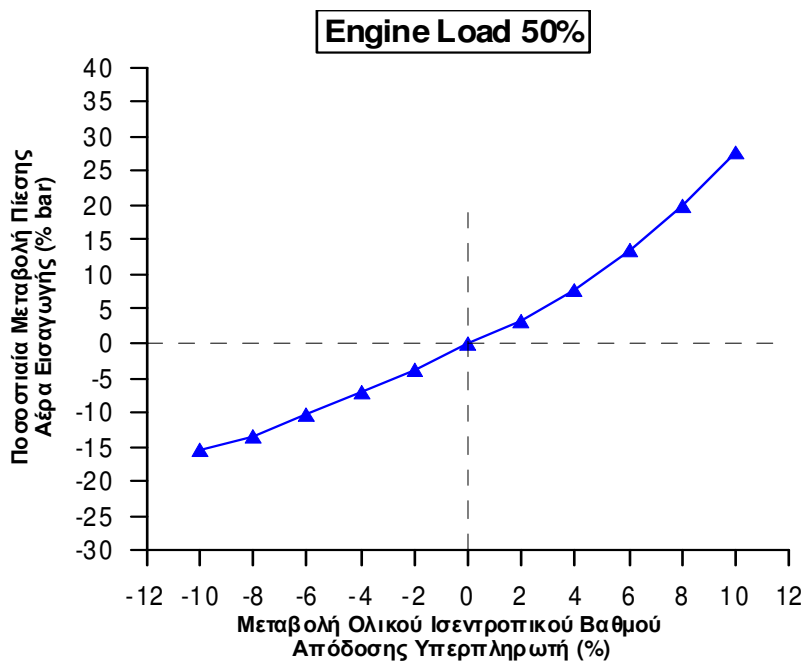
**Σχήμα 5.66: Επίδραση ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στις πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής για φορτίο 75%**



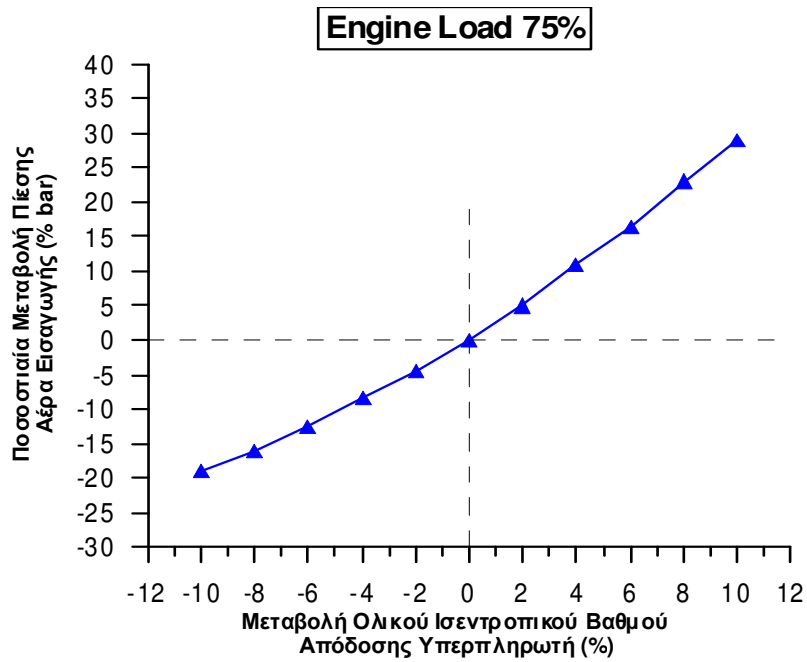
**Σχήμα 5.67: Επίδραση ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στις πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής για φορτίο 100%**



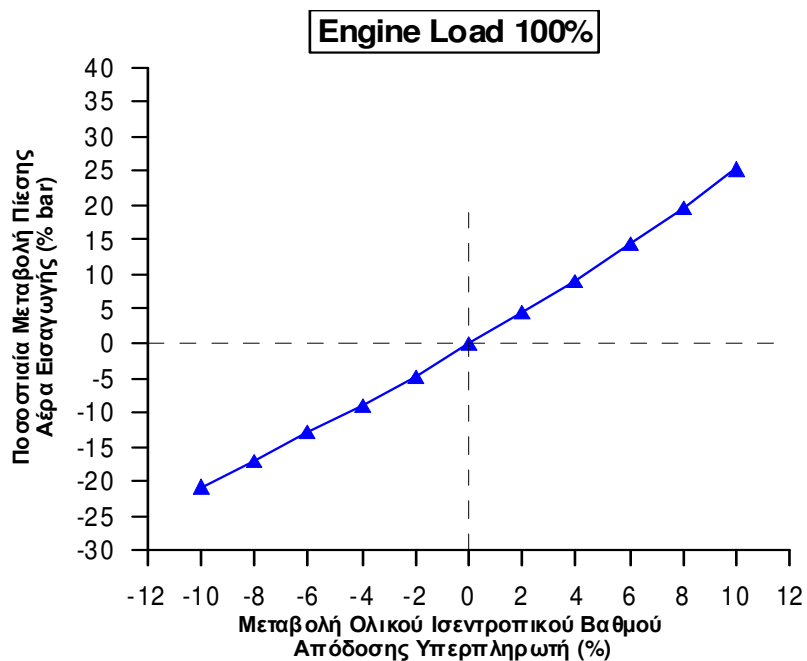
**Σχήμα 5.68: Επίδραση ισηντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στις πιέσεις οχτών εισαγωγής και εξαγωγής για φορτίο 110%**



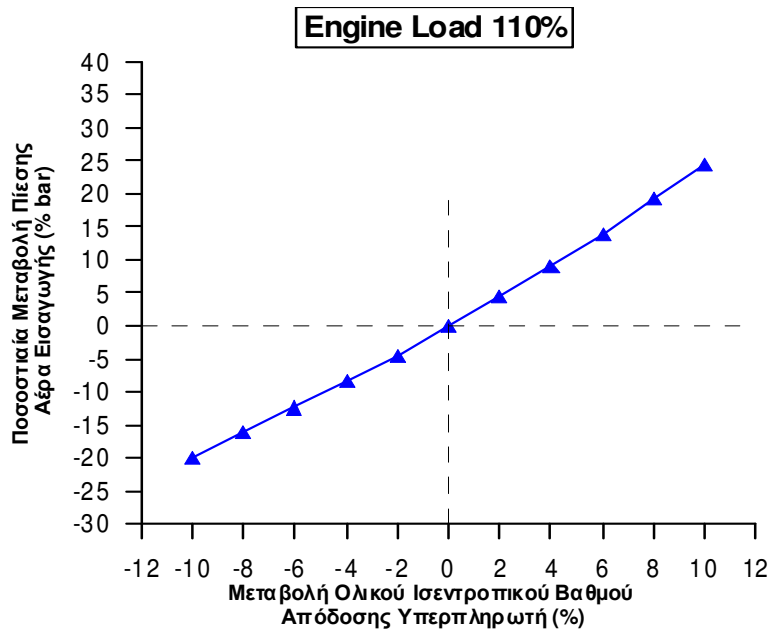
**Σχήμα 5.69: Επίδραση ολικού ισηντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτίο 50%**



**Σχήμα 5.70: Επίδραση ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτίο 75%**



**Σχήμα 5.71: Επίδραση ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτίο 100%**



**Σχήμα 5.72: Επίδραση ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτίο 110%**

Στα διαγράμματα των σχημάτων 5.65 έως 5.68 παρουσιάζεται η διαφορά πιέσεων οχετών εισαγωγής και εξαγωγής για το αντίστοιχο φορτίο λειτουργίας. Αυτό που παρατηρείται είναι πως με αύξηση του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή αυξάνεται η διαφορά πιέσεων των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής. Αυτό φανερώνει ότι απαιτείται μικρότερη πίεση εξαγωγής για την επίτευξη της ίδιας πίεσης εισαγωγής που προφανώς αιτιολογεί τη θετική επίδραση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου. Αυτό μαζί με την αύξηση της απόλυτης τιμής της πίεσης εισαγωγής (σχήματα 5.69-5.72) έχει ως συνέπεια την αύξηση του διαθέσιμου  $O_2$  για την καύση που αιτιολογεί την αύξηση των εκπομπών  $NO_x$  όταν αυτά εκφράζονται σε g/h ή g/kWh.

### **5.3 Επίδραση ενεργού διατομής του ακροφυσίου στροβίλου**

Η διερεύνηση της επίδρασης της ενεργού διατομής του ακροφυσίου του στροβίλου έχει ως σκοπό να προσομοιώσει την επίδραση μιας τυπικής βλάβης του ακροφυσίου του στροβίλου που είναι είτε η αύξηση των διακένων μεταξύ περιστρεφόμενων και σταθερών πτερυγώσεων (αύξηση επιφάνειας) είτε λόγω της ρύπανσης από επικαθίσεις ιζημάτων που φέρουν τα καυσαέρια πάνω στις πτερυγώσεις (μείωση επιφάνειας). Η ενεργός επιφάνεια του στροβίλου επιδρά προφανώς στην τιμή της πίεσης εξαγωγής η οποία επηρεάζει σημαντικά την πίεση εισαγωγής. Για τη διερεύνηση της επίδρασης της ενεργού διατομής του στροβίλου πραγματοποιήθηκαν προσομοιώσεις κατά τις οποίες η αρχική τιμή της επιφάνειας, έτσι όπως υπολογίστηκε από τον κώδικα κατά την προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα (κεφάλαιο 4), μεταβλήθηκε  $\pm 10\%$  με βήμα  $5\%$  για κάθε φορτίο λειτουργίας. Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων αυτών μαζί με τα αντίστοιχα διαγράμματα παρουσιάζονται παρακάτω.

#### **➤ Φορτίο λειτουργίας 50%**

<b>Μεταβολή Ενεργούς Διατομής Ακροφυσίου Στροβίλου (%)</b>	<b>NO<sub>x</sub> (ppm)</b>	<b>NO<sub>x</sub> (g/kWh)</b>	<b>POWER (kW)</b>	<b>BSFC (g/kWh)</b>	<b>P<sub>inlet</sub> (bar)</b>	<b>P<sub>exhaust</sub> (bar)</b>
<b>-10</b>	1157	16.83	5800	181.9	1.71	1.58
<b>-5</b>	1183	16.63	5788	182.3	1.62	1.48
<b>0</b>	1199	16.45	5781	182.5	1.55	1.42
<b>5</b>	1222	16.24	5765	183	1.48	1.36
<b>10</b>	1226	15.32	5704	185	1.39	1.28

**Πίνακας 5.9: Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης της ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου για φορτίο 50%**



➤ **Φορτίο λειτουργίας 75%**

Μεταβολή Ενεργούς Διατομής Ακροφυσίου Στροβίλου (%)	NO <sub>x</sub> (ppm)	NO <sub>x</sub> (g/kWh)	POWER (kW)	BSFC (g/kWh)	P <sub>inlet</sub> (bar)	P <sub>exhaust</sub> (bar)
-10	1466	18.61	8628	175.8	2.24	2.07
-5	1530	19.11	8645	175.5	2.12	1.94
0	1594	19.58	8652	175.3	2.00	1.82
5	1647	19.81	8662	175.1	1.90	1.72
10	1705	19.88	8650	175.4	1.80	1.62

**Πίνακας 5.10: Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης της ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου για φορτίο 75%**

➤ **Φορτίο λειτουργίας 100%**

Μεταβολή Ενεργούς Διατομής Ακροφυσίου Στροβίλου (%)	NO <sub>x</sub> (ppm)	NO <sub>x</sub> (g/kWh)	POWER (kW)	BSFC (g/kWh)	P <sub>inlet</sub> (bar)	P <sub>exhaust</sub> (bar)
-10	1510	19.81	11808	173.5	2.83	2.61
-5	1635	20.60	11823	173.3	2.81	2.56
0	1704	21.31	11835	173.1	2.69	2.42
5	1758	21.67	11853	172.9	2.56	2.28
10	1779	21.63	11831	173.2	2.46	2.17

**Πίνακας 5.11: Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης της ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου για φορτίο 100%**

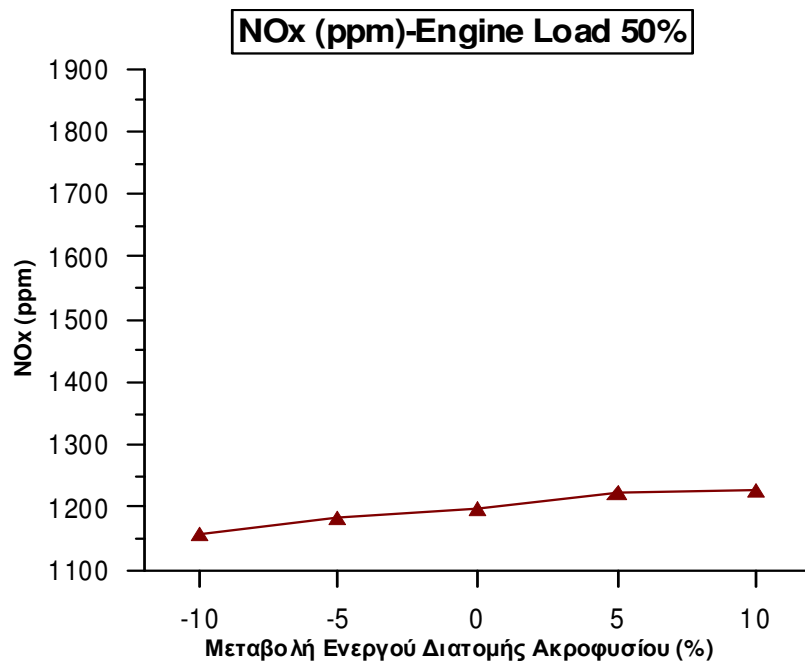
➤ **Φορτίο λειτουργίας 110%**

Μεταβολή Ενεργούς Διατομής Ακροφυσίου Στροβίλου (%)	NO <sub>x</sub> (ppm)	NO <sub>x</sub> (g/kWh)	POWER (kW)	BSFC (g/kWh)	P <sub>inlet</sub> (bar)	P <sub>exhaust</sub> (bar)
-10	1620	20.06	12945	174.4	3.17	2.90
-5	1684	20.85	13002	173.6	3.03	2.75
0	1748	21.50	13030	173.2	2.90	2.61
5	1804	21.96	13062	172.8	2.77	2.47
10	1821	21.83	13009	173.5	2.64	2.32

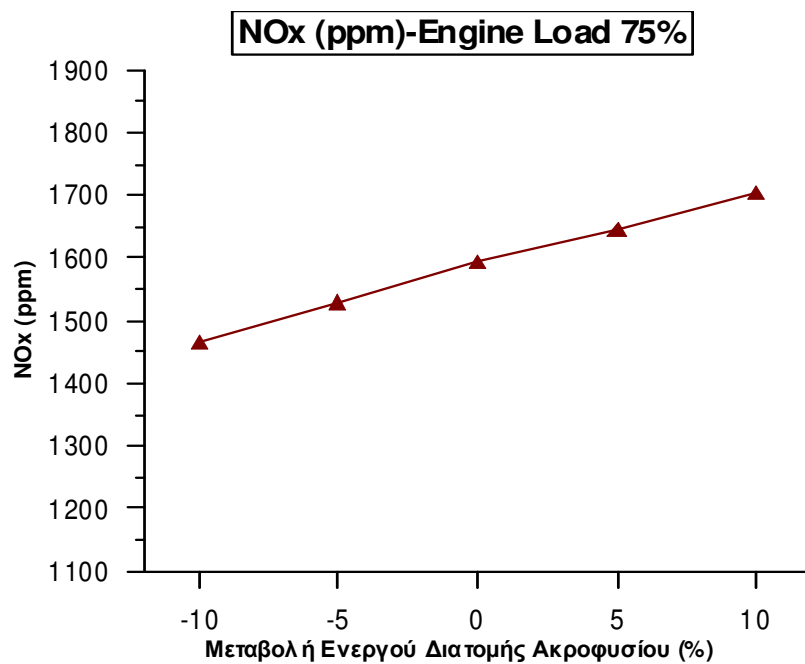
**Πίνακας 5.12: Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης της ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου για φορτίο 110%**

### 5.3.1 Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στα NOx (ppm)

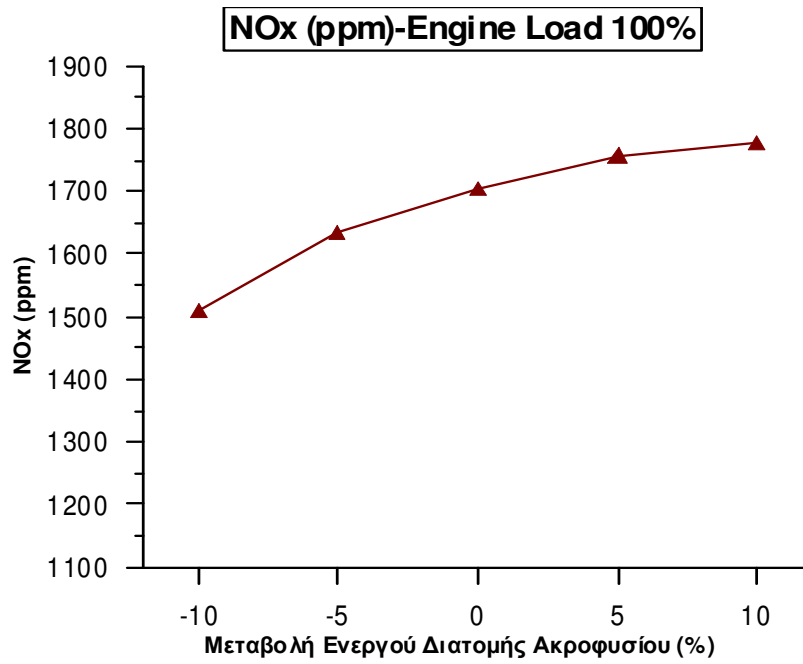
Στα παρακάτω σχήματα 5.73 έως 5.76 παρουσιάζεται η μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει της μεταβολής της ενεργού διατομής του ακροφυσίου.



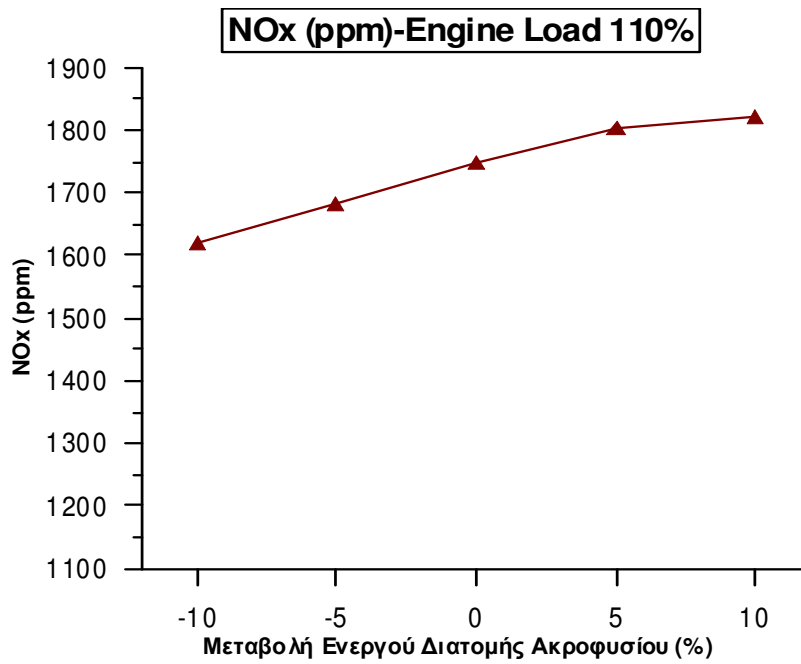
**Σχήμα 5.73: Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στα NOx (ppm) στο 50% του φορτίου**



**Σχήμα 5.74: Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στα NOx (ppm) στο 75% του φορτίου**

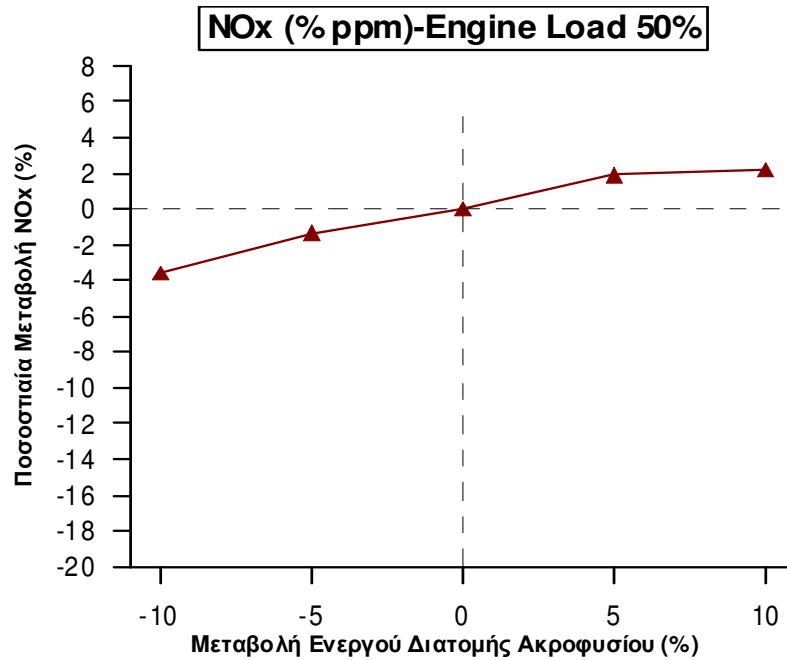


**Σχήμα 5.75: Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στα NOx (ppm) στο 100% του φορτίου**

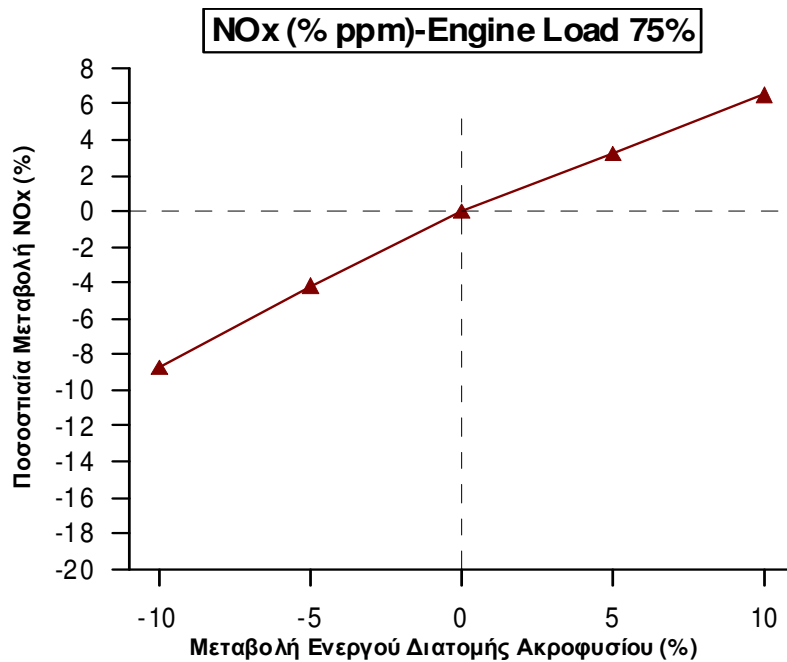


**Σχήμα 5.76: Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στα NOx (ppm) στο 110% του φορτίου**

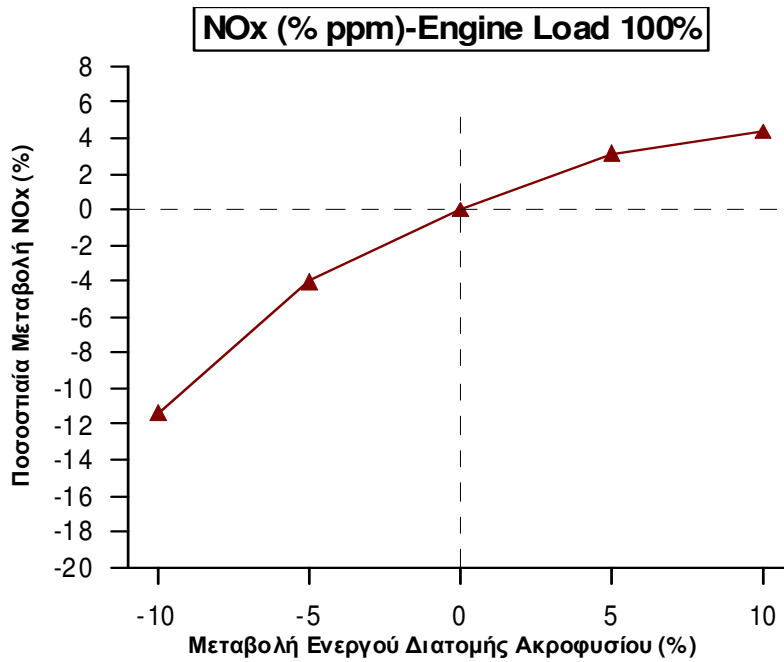
Στα παρακάτω σχήματα 5.77 έως 5.80 δίνεται η ποσοστιαία μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει της μεταβολής της ενεργού διατομής.



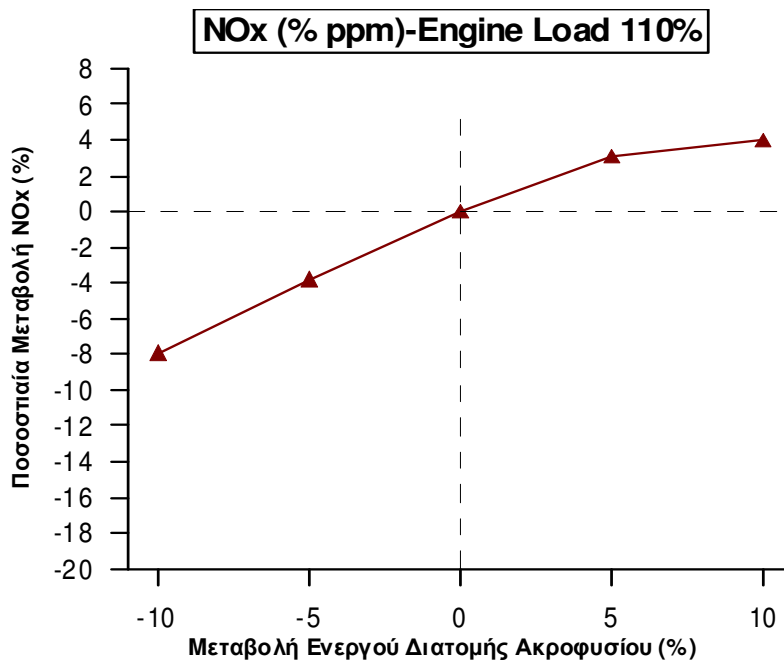
Σχήμα 5.77: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει της ενεργού διατομής του ακροφυσίου στροβίλου στο 50% του φορτίου



Σχήμα 5.78: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει της ενεργού διατομής του ακροφυσίου στροβίλου στο 75% του φορτίου



**Σχήμα 5.79:** Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει της ενεργού διατομής του ακροφυσίου στροβίλου στο 100% του φορτίου



**Σχήμα 5.80:** Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει της ενεργού διατομής του ακροφυσίου στροβίλου στο 110% του φορτίου

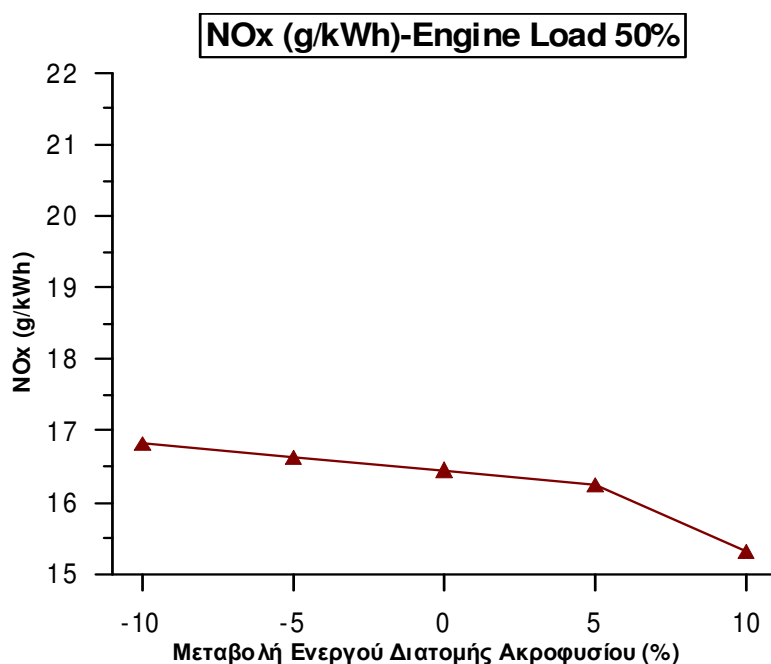
Στα παραπάνω διαγράμματα των σχημάτων 5.73 μέχρι 5.76 παρουσιάζεται η μεταβολή των NOx σε ppm συναρτήσει της μεταβολής της ενεργού διατομής του

ακροφυσίου του στροβίλου. Στη συνέχεια στα σχήματα 5.77 έως 5.80 παρουσιάζεται η αντίστοιχη ποσοστιαία μεταβολή, για κάθε φορτίο λειτουργίας. Το συμπέρασμα που προκύπτει είναι πως τα παραγόμενα NOx μεταβάλλονται σχεδόν γραμμικά με τη μεταβολή της ενεργού διατομής του ακροφυσίου. Ειδικότερα, σε όλα τα φορτία λειτουργίας με την αύξηση της ενεργού διατομής παρουσιάζεται αντίστοιχη αύξηση των NOx. Η μεγαλύτερη μεταβολή παρουσιάζεται στο 100% φορτίο λειτουργίας όπου για μείωση 10% της ενεργού διατομής τα NOx μειώνονται κατά 12%.

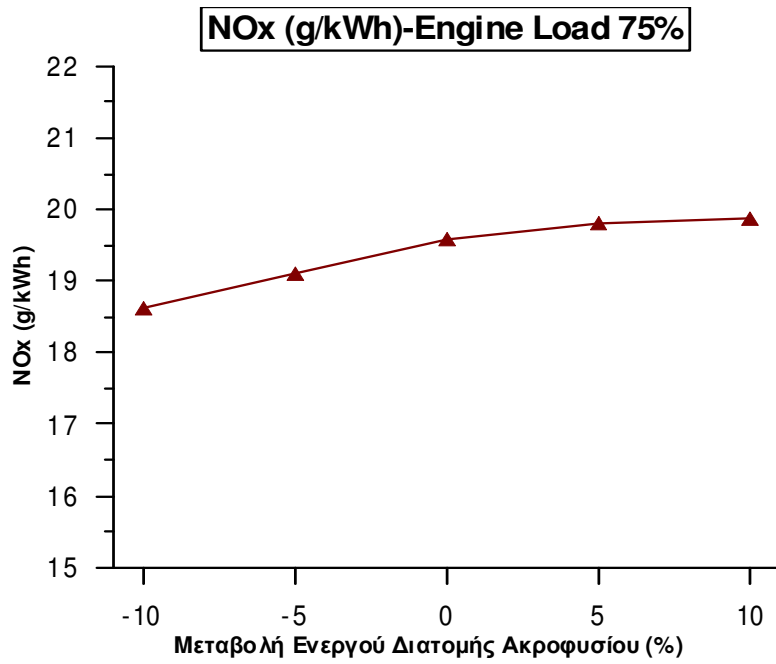
### **5.3.2 Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στα NOx (g/kWh)**

Μετά την εξέταση της συγκέντρωσης των NOx (ppm) θα μελετηθούν και οι ειδικές εκπομπές των NOx (g/kWh) καθώς αυτές προσδιορίζουν τις ολικές εκπομπές και είναι αυτές που ελέγχονται με το IMO.

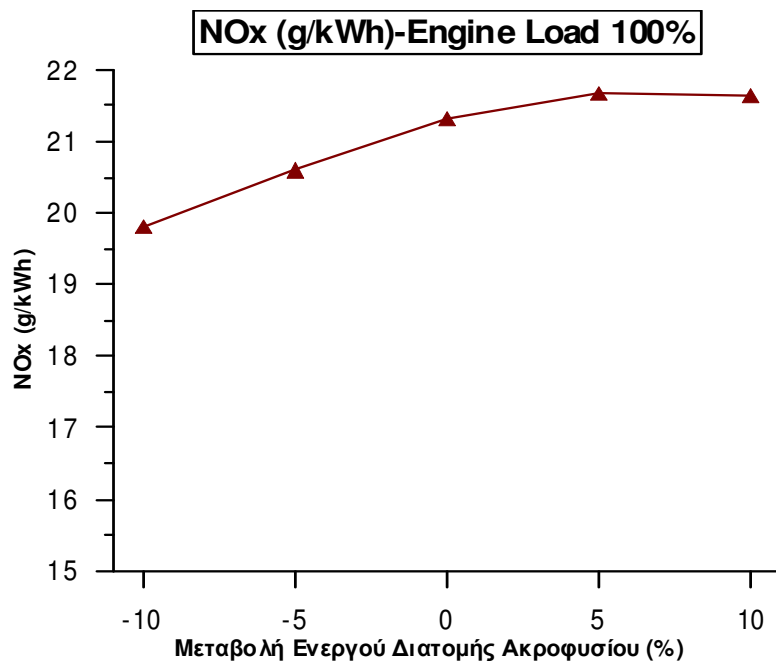
Στα σχήματα 5.81 μέχρι 5.84 παρατίθενται τα εκπεμπόμενα NOx σε g/kWh και στα σχήματα 5.85 έως 5.88 η αντίστοιχη ποσοστιαία μεταβολή.



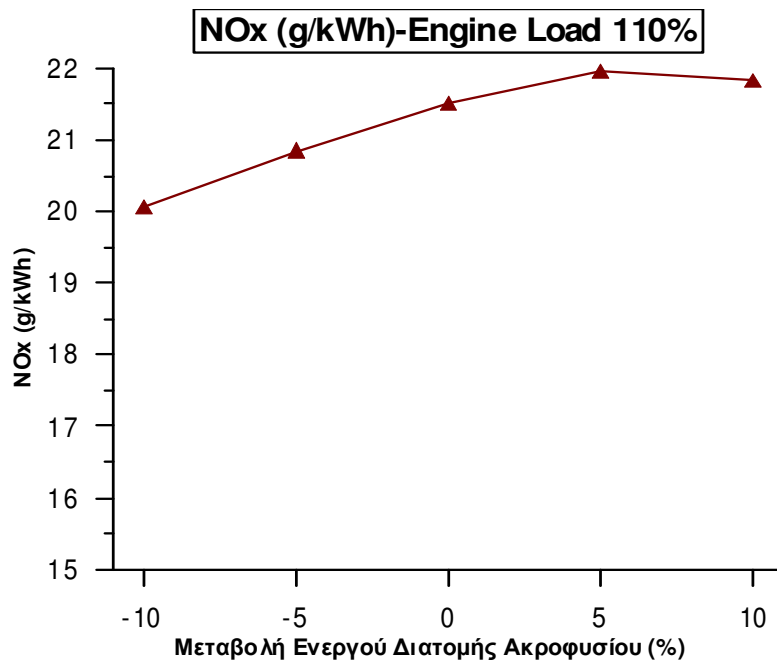
**Σχήμα 5.81: Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στα NOx (g/kWh) στο 50% του φορτίου**



**Σχήμα 5.82: Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στα NOx (g/kWh) στο 75% του φορτίου**

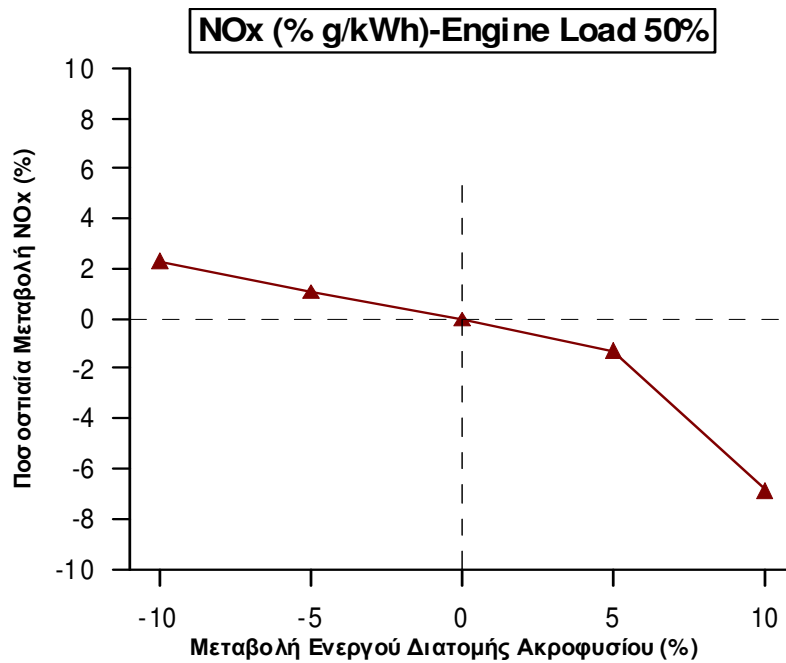


**Σχήμα 5.83: Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στα NOx (g/kWh) στο 100% του φορτίου**



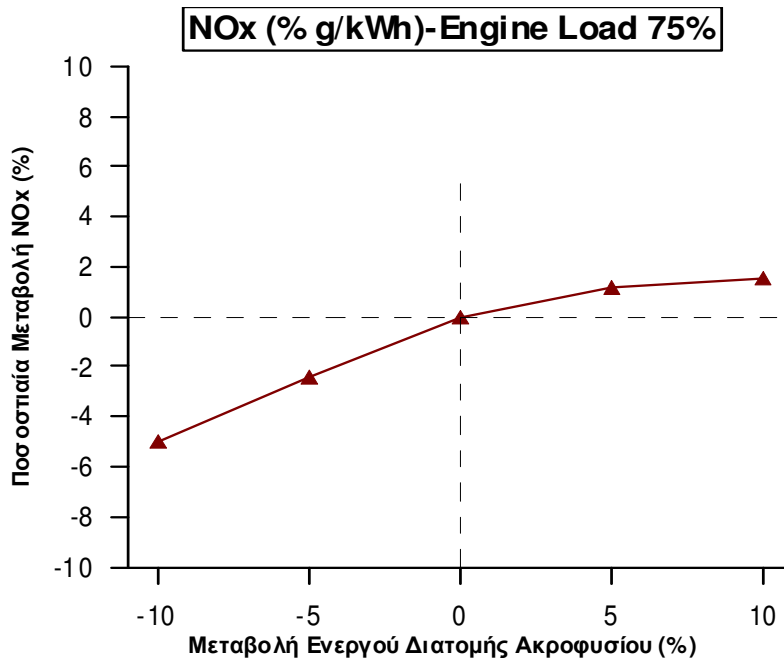
**Σχήμα 5.84: Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στα NOx (g/kWh) στο 110% του φορτίου**

Στα σχήματα 5.85 έως 5.88 δίνεται η αντίστοιχη ποσοστιαία μεταβολή των NOx συναρτήσει της ενεργού διατομής.

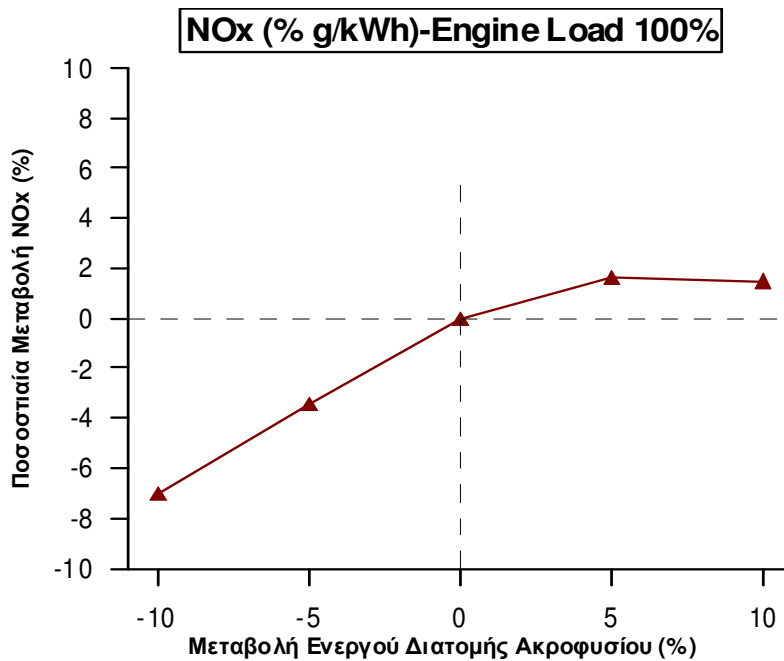


**Σχήμα 5.85: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (g/kWh) συναρτήσει της ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στο 50% του φορτίου**

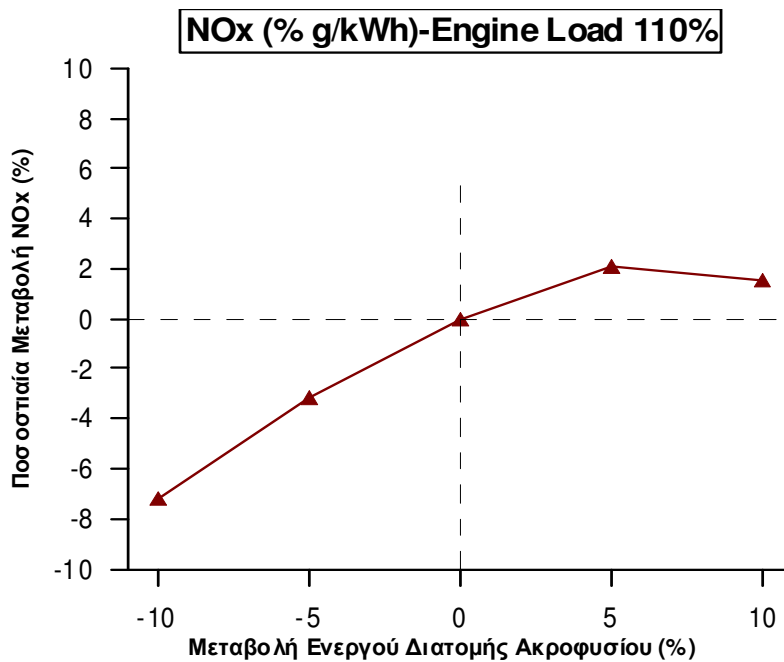




**Σχήμα 5.86:** Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (g/kWh) συναρτήσει της ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στο 75% του φορτίου



**Σχήμα 5.87:** Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (g/kWh) συναρτήσει της ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στο 100% του φορτίου



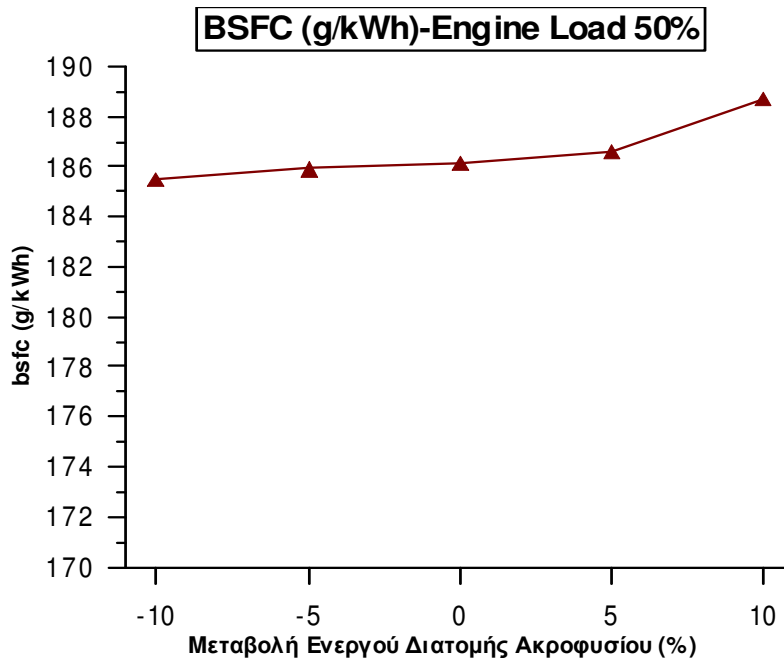
**Σχήμα 5.88: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (g/kWh) συναρτήσει της ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στο 110% του φορτίου**

Στα παραπάνω σχήματα παρουσιάζεται η μεταβολή των NOx σε g/kWh συναρτήσει της μεταβολής της ενεργού διατομής του ακροφυσίου του στροβίλου. Όπως παρατηρείται τα NOx παρουσιάζουν την ίδια συμπεριφορά με προηγούμενως (εκφρασμένα σε ppm) εκτός του 50% φορτίου λειτουργίας. Η μέγιστη μεταβολή είναι της τάξης του 8% και παρατηρείται στα μεγάλα φορτία λειτουργίας. Αντίθετα, στο 50% του φορτίου τα NOx παρουσιάζουν αντίθετη μεταβολή δηλαδή αυξανόμενης της επιφάνειας της ενεργού διατομής του ακροφυσίου τα NOx μειώνονται παρουσιάζοντας μια μέγιστη μεταβολή της τάξης του 7% για αύξηση ενεργού διατομής 10%.

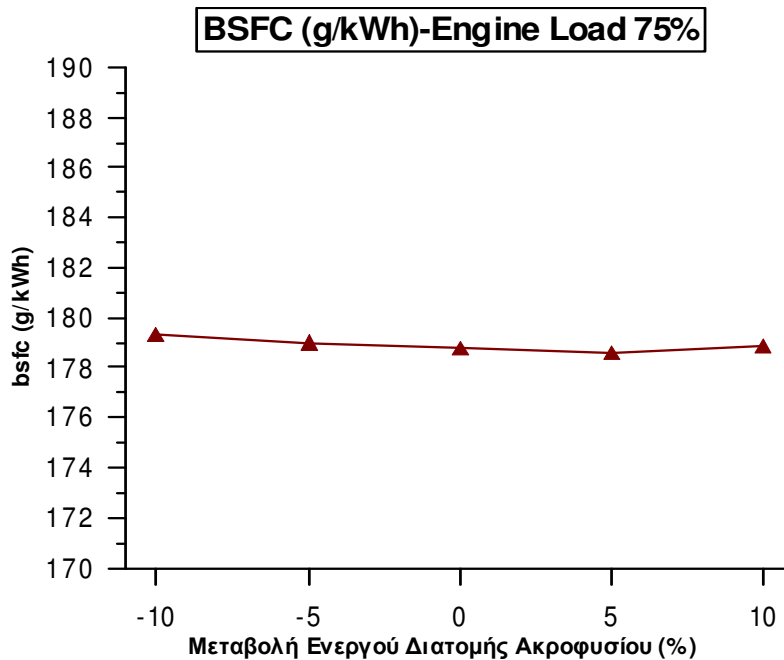
### **5.3.3 Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στην ειδική κατανάλωση καυσίμου**

Σε αυτό το σημείο κρίνεται απαραίτητο να εξετασθεί η επίδραση της ενεργού διατομής στην ειδική κατανάλωση καυσίμου, καθώς αυτή αποτελεί μέτρο οικονομικότητας της μηχανής.

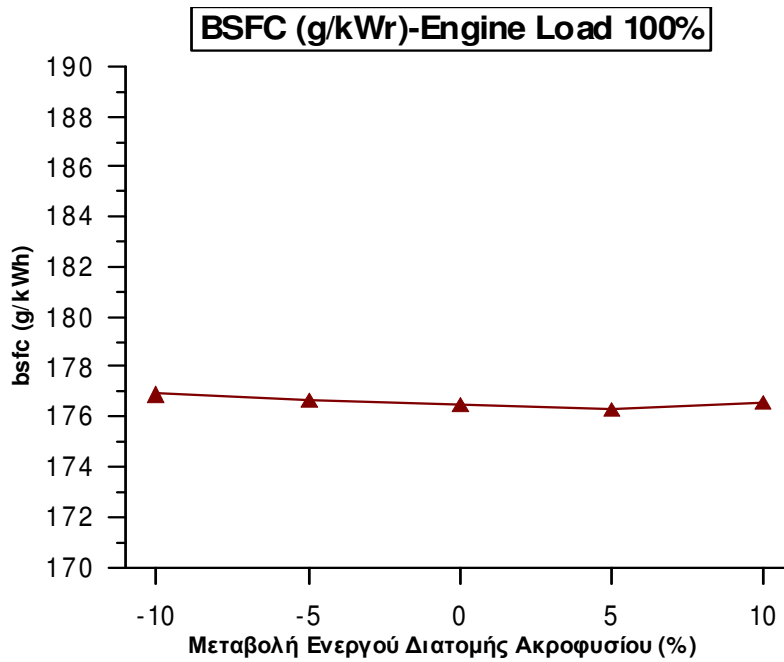
Στα σχήματα που ακολουθούν (5.89 έως 5.92) παρουσιάζεται η απόλυτη τιμή της μεταβολής της ειδικής κατανάλωσης.



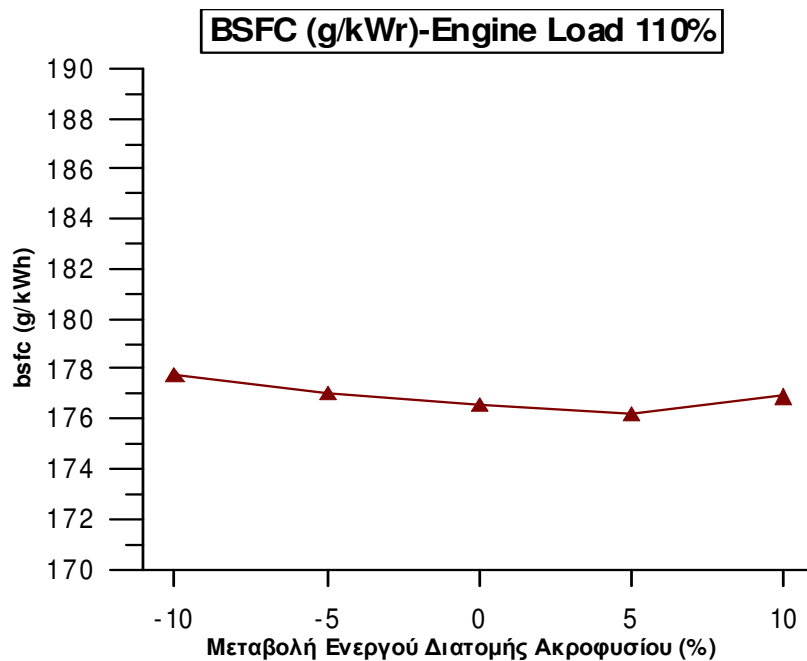
**Σχήμα 5.89: Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 50% του φορτίου**



**Σχήμα 5.90: Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 75% του φορτίου**



**Σχήμα 5.91: Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 100% του φορτίου**



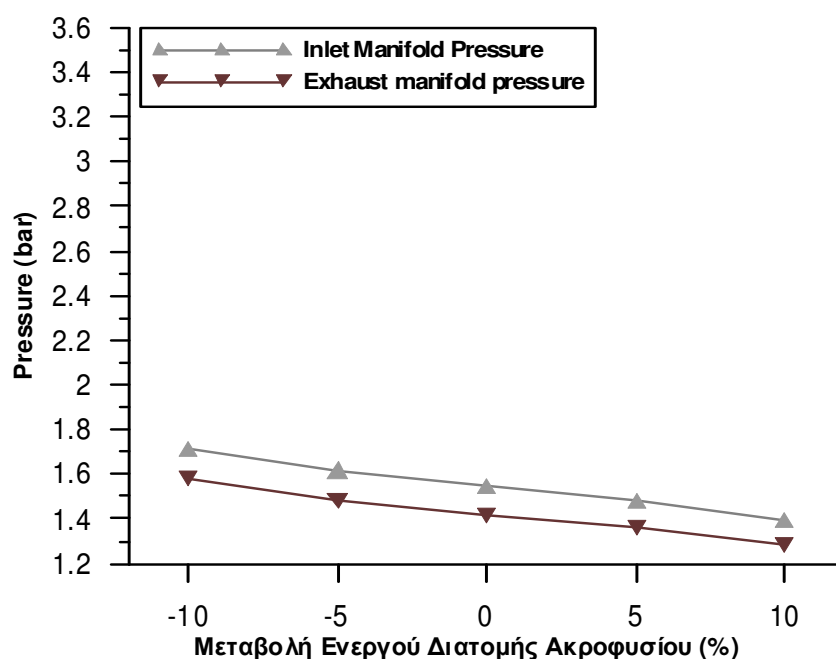
**Σχήμα 5.92: Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 110% του φορτίου**

Παρατηρώντας τα ανωτέρω διαγράμματα (σχήματα 5.89 μέχρι και 5.92) στα οποία δίνεται η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης του καυσίμου συναρτήσει της μεταβολής της ενεργού διατομής του ακροφυσίου του στροβίλου, αυτό που προκύπτει άμεσα είναι πως η ειδική κατανάλωση δεν παρουσιάζει αξιόλογη

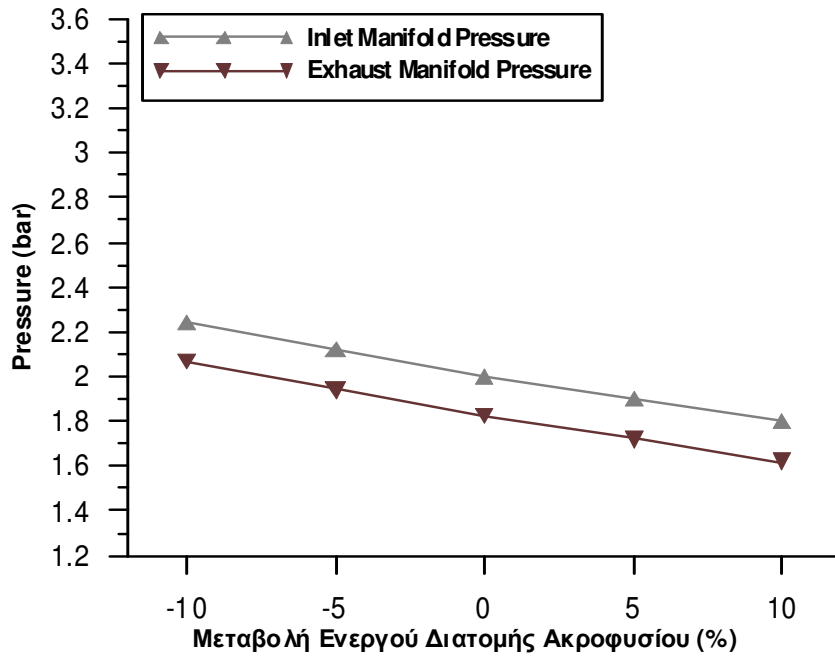
μεταβολή σε όλα τα φορτία λειτουργίας. Για το λόγο αυτό τα διαγράμματα της ποσοστιαίας μεταβολής της ειδικής κατανάλωσης παραλήφθηκαν αφού δεν έχουν κάποια πρακτική και εποπτική αξία. Το ίδιο μπορούμε να πούμε και για τη μεταβολή των NOx συναρτήσει της μεταβολής της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, πως δεν παρουσιάζουν κάποια αξιόλογη μεταβολή με αποτέλεσμα να παραλείπονται και αυτά.

### **5.3.4 Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στην απόπλυση των κυλίνδρων**

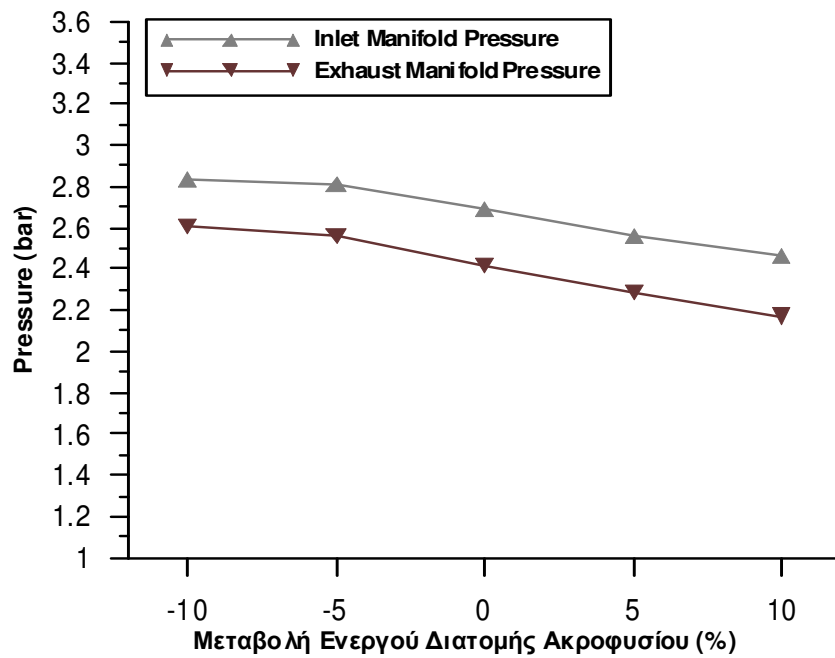
Προκειμένου να γίνει κατανοητή η επίδραση της ενεργού επιφάνειας του στροβίλου στις εκπομπές NOx πρέπει να εξεταστεί η επίδραση της στην απόπλυση των κυλίνδρων. Για το λόγο αυτό κατασκευάστηκαν τα ακόλουθα διαγράμματα (σχήματα 5.93 έως 5.96) στα οποία δίνεται η μεταβολή των πιέσεων των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής.



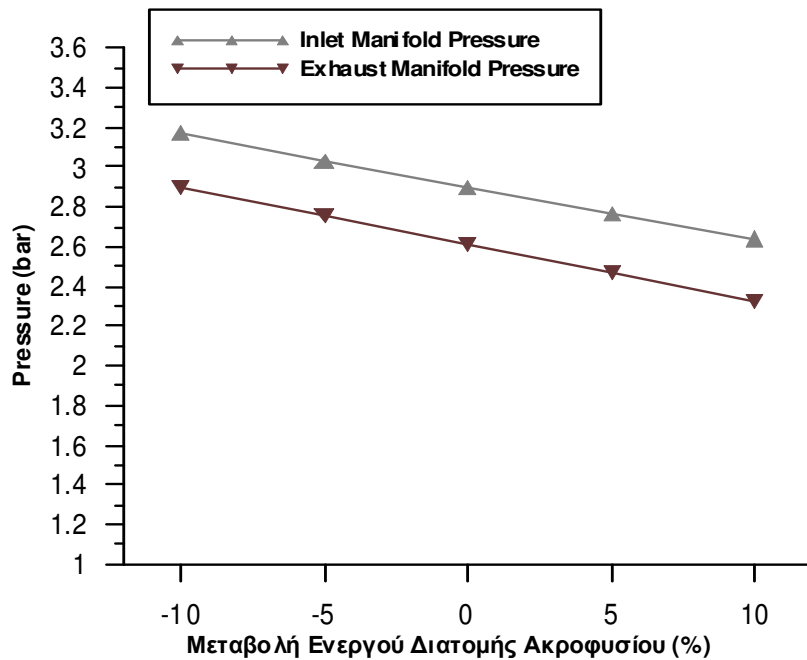
**Σχήμα 5.93: Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στις πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής για φορτίο 50%**



**Σχήμα 5.94:** Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στις πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής για φορτίο 75%



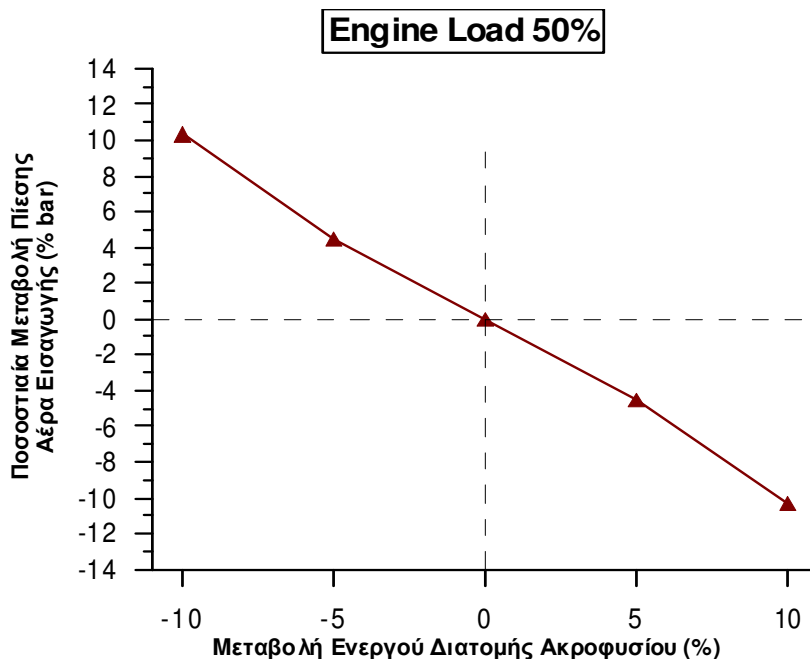
**Σχήμα 5.95:** Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στις πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής για φορτίο 100%



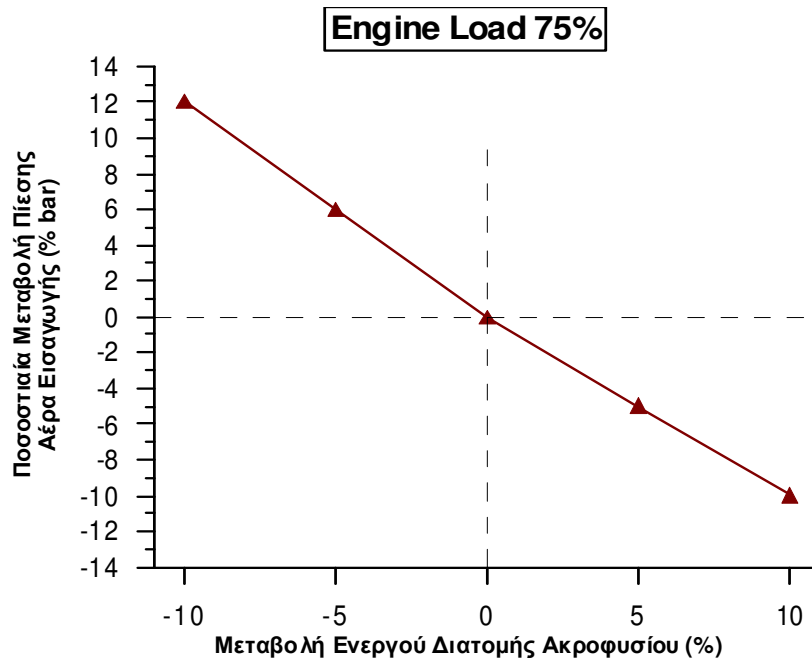
**Σχήμα 5.96: Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στροβίλου στις πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής για φορτίο 110%**

Από τα διαγράμματα 5.93 έως και 5.96 φαίνεται πως οι πιέσεις των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής μειώνονται καθώς αυξάνεται η ενεργός διατομή του ακροφυσίου. Ωστόσο, η διαφορά των πιέσεων παραμένει σχεδόν σταθερή σε κάθε περίπτωση και επομένως δεν επηρεάζεται ουσιαστικά η απόπλυση των κυλίνδρων.

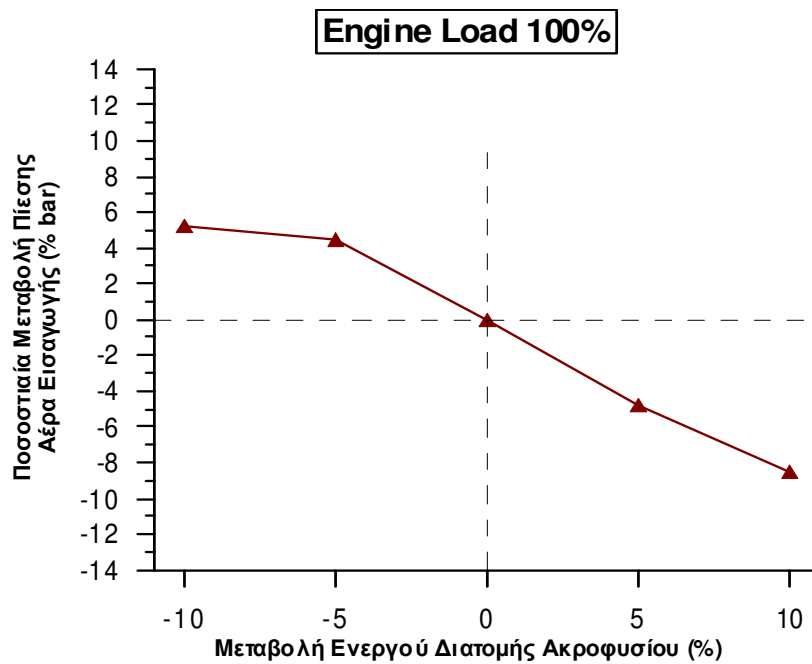
Στα επόμενα σχήματα (5.97 μέχρι 5.100) δίνεται η ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης εισαγωγής με τη μεταβολή της ενεργού επιφάνειας του ακροφυσίου



**Σχήμα 5.97: Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτίο 50%**

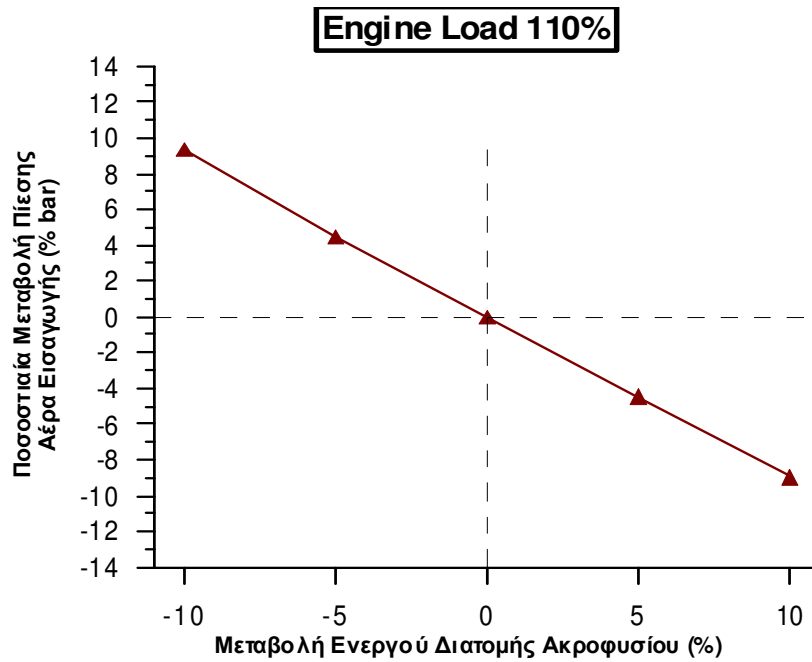


**Σχήμα 5.98:** Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτίο 75%



**Σχήμα 5.99:** Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτίο 100%





**Σχήμα 5.100: Επίδραση ενεργού διατομής ακροφυσίου στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτίο 110%**

Αυτό που παρατηρείται στα ανωτέρω σχήματα (5.97 μέχρι 5.100) είναι μια περίπου γραμμική μεταβολή και συγκεκριμένα αύξηση της πίεσης εισαγωγής με μείωση της ενεργού επιφάνειας του στροβίλου. Η αύξηση αυτή προσφέρει μια ερμηνεία όσον αφορά την αύξηση των NOx. Επίσης μπορεί να παρατηρηθεί πως η αύξηση αυτή σε ποσοστιαία βάση είναι μικρότερη στα υψηλά φορτία και αιτιολογεί την μικρότερη επίδραση στις εκπομπές NOx.

## 5.4 Επίδραση του βαθμού συμπίεσης

Ο λόγος συμπίεσης μπορεί να μεταβληθεί στη διάρκεια επισκευών του κινητήρα (π.χ. φλάντζα, τοποθέτηση SIM μεταξύ διωστήρα και εμβόλου κλπ). Για τη διερεύνηση της επίδρασης του γεωμετρικού βαθμού συμπίεσης του κινητήρα στα σχηματιζόμενα NOx και σε άλλες παραμέτρους λειτουργίας του, πραγματοποιήθηκε σειρά προσομοιώσεων κατά τις οποίες μεταβλήθηκε ο γεωμετρικός βαθμός συμπίεσης  $\pm 2$  μονάδες σε σχέση με την αρχική τιμή. Η αρχική τιμή του γεωμετρικού βαθμού συμπίεσης είναι 19 οπότε μελετήθηκαν οι περιπτώσεις με βαθμό συμπίεσης 17, 18, 20 και 21. Τα αποτελέσματα των υπολογισμών παρουσιάζονται στους παρακάτω πίνακες.

### ➤ Φορτίο λειτουργίας 50%

Μεταβολή Βαθμού Συμπίεσεως (μονάδες)	NOx (ppm)	NOx (g/kWh)	POWER (kW)	BSFC (g/kWh)	P <sub>inlet</sub> (bar)	P <sub>exhaust</sub> (bar)
17	1168	16.56	5714	184.6	1.58	1.44
18	1183	16.55	5756	183.3	1.56	1.43
19	1205	16.54	5781	182.5	1.55	1.42
20	1222	16.55	5834	180.9	1.53	1.41
21	1243	16.54	5825	181.1	1.52	1.40

Πίνακας 5.13: Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης του βαθμού συμπίεσης για φορτίο 50%

### ➤ Φορτίο λειτουργίας 75%

Μεταβολή Βαθμού Συμπίεσεως (μονάδες)	NOx (ppm)	NOx (g/kWh)	POWER (kW)	BSFC (g/kWh)	P <sub>inlet</sub> (bar)	P <sub>exhaust</sub> (bar)
17	1519	19.44	8525	178.0	2.06	1.88
18	1557	19.47	8596	176.5	2.03	1.85
19	1592	19.53	8660	175.2	2.00	1.82
20	1623	19.59	8711	174.1	1.98	1.80
21	1649	19.58	8762	173.1	1.96	1.78

Πίνακας 5.14: Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης του βαθμού συμπίεσης για φορτίο 75%

➤ **Φορτίο λειτουργίας 100%**

Μεταβολή Βαθμού Συμπίεσεως (μονάδες)	NOx (ppm)	NOx (g/kWh)	POWER (kW)	BSFC (g/kWh)	P <sub>inlet</sub> (bar)	P <sub>exhaust</sub> (bar)
17	1623	21.11	11632	176.1	2.76	2.48
18	1663	21.17	11741	174.5	2.72	2.45
19	1701	21.27	11836	173.1	2.69	2.42
20	1734	21.26	11923	171.9	2.65	2.39
21	1772	21.36	12003	170.7	2.62	2.36

**Πίνακας 5.15: Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης του βαθμού συμπίεσης για φορτίο 100%**

➤ **Φορτίο λειτουργίας 110%**

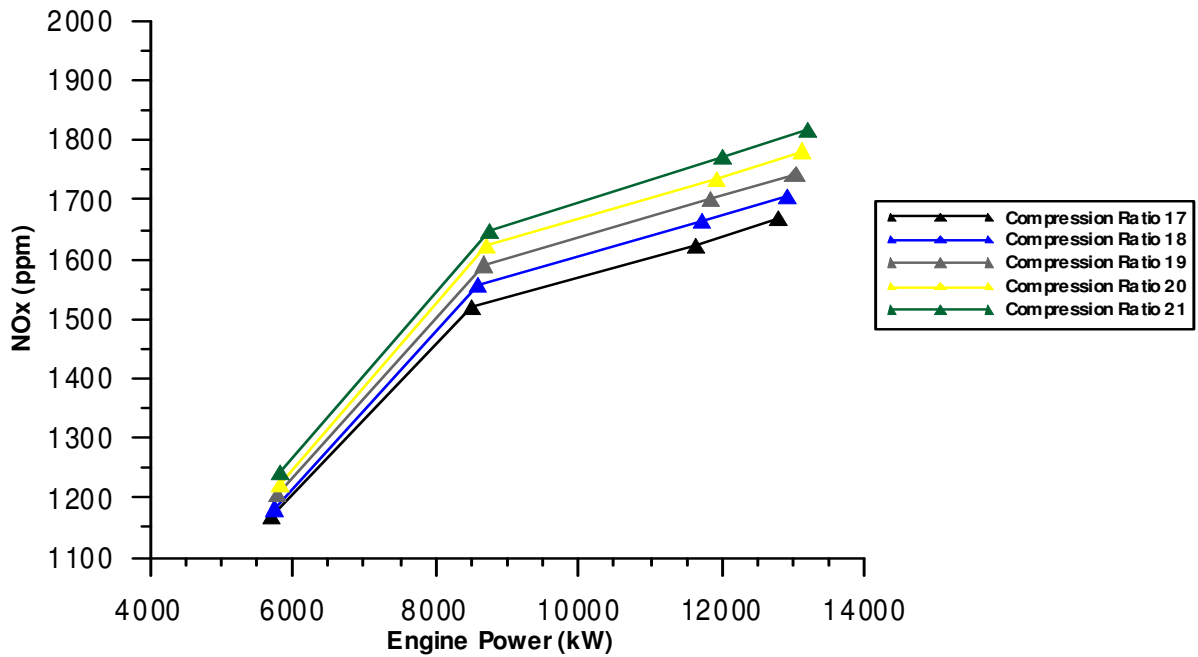
Μεταβολή Βαθμού Συμπίεσεως (μονάδες)	NOx (ppm)	NOx (g/kWh)	POWER (kW)	BSFC (g/kWh)	P <sub>inlet</sub> (bar)	P <sub>exhaust</sub> (bar)
17	1667	21.33	12807	176.2	2.97	2.67
18	1706	21.37	12924	174.6	2.93	2.64
19	1744	21.40	13021	173.3	2.90	2.60
20	1782	21.50	13132	171.9	2.86	2.58
21	1818	21.58	13221	170.7	2.83	2.55

**Πίνακας 5.16: Αποτελέσματα διερεύνησης της επίδρασης του βαθμού συμπίεσης για φορτίο 110%**

#### **5.4.1 Επίδραση του βαθμού συμπίεσης στα NOx (ppm)**

Η μελέτη της επίδρασης του βαθμού συμπίεσης θα ξεκινήσει με τη μελέτη της επίδρασης του στη συγκέντρωση των NOx (ppm). Για το λόγο αυτό έχουν κατασκευαστεί μια σειρά διαγραμμάτων (σχήματα 5.101 έως 5.105) στα οποία δίνεται η απόλυτη τιμή της συγκέντρωσης για κάθε φορτίο συναρτήσει του βαθμού συμπίεσης (σχήματα 5.102 έως 5.105).

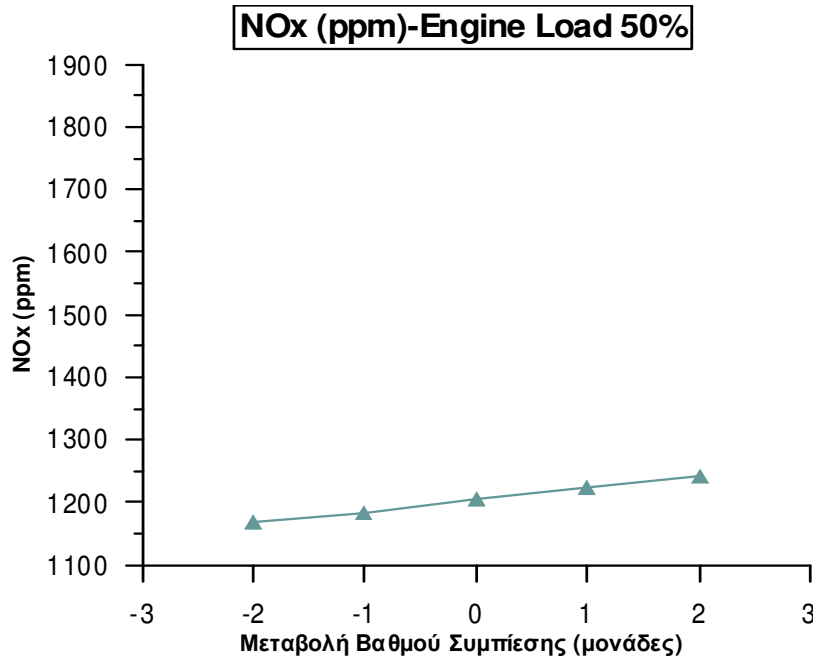
Στο διάγραμμα που ακολουθεί (σχήμα 5.101) δίνεται η μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει της ισχύος για τις τιμές του βαθμού συμπίεσης που μελετήθηκαν.



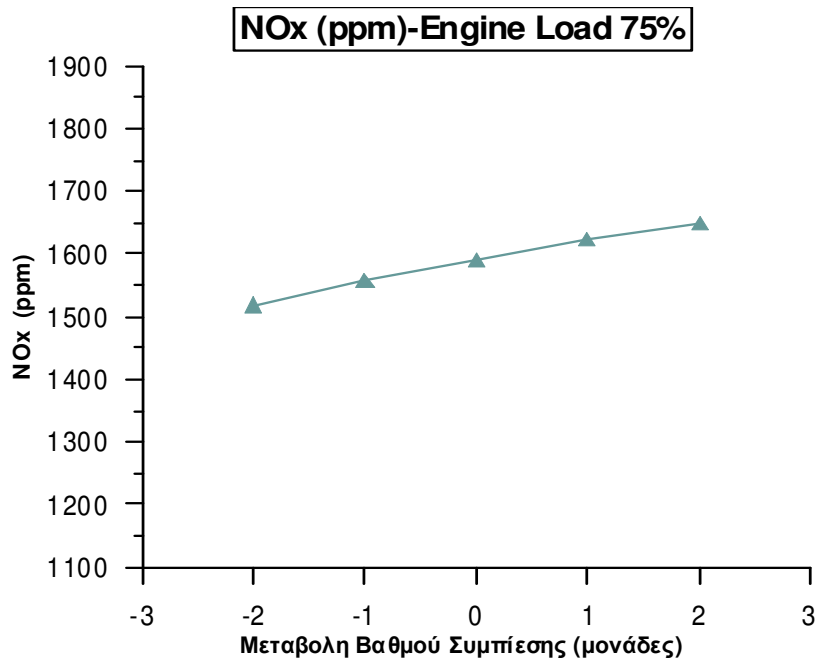
**Σχήμα 5.101: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στα NOx (ppm)**

Από το σχήμα 5.101 προκύπτει πως με την αύξηση του βαθμού συμπίεσης αυξάνεται μονότονα η εκπομπή των NOx σε ppm.

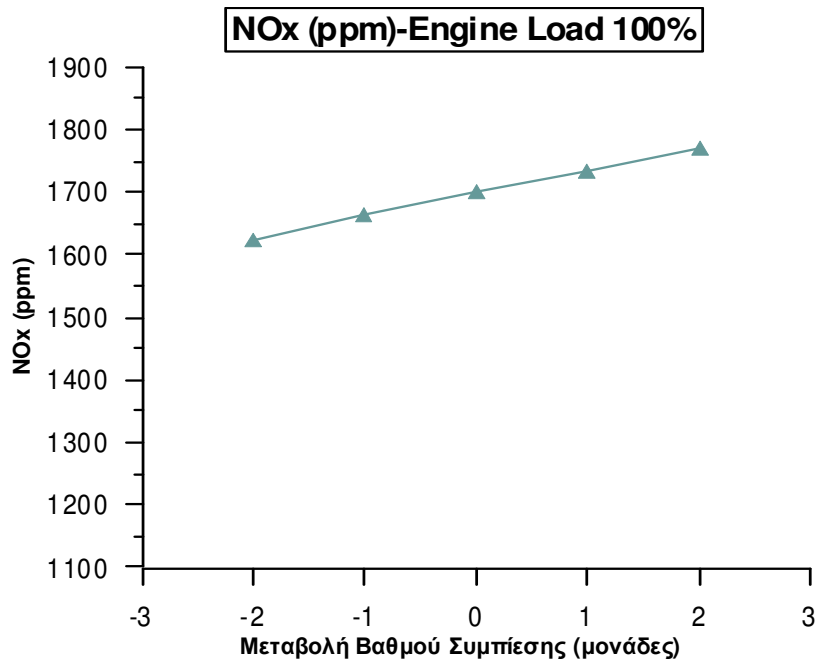
Στα παρακάτω σχήματα παριστάνεται ευκρινέστερα η μεταβολή των NOx σε ppm.



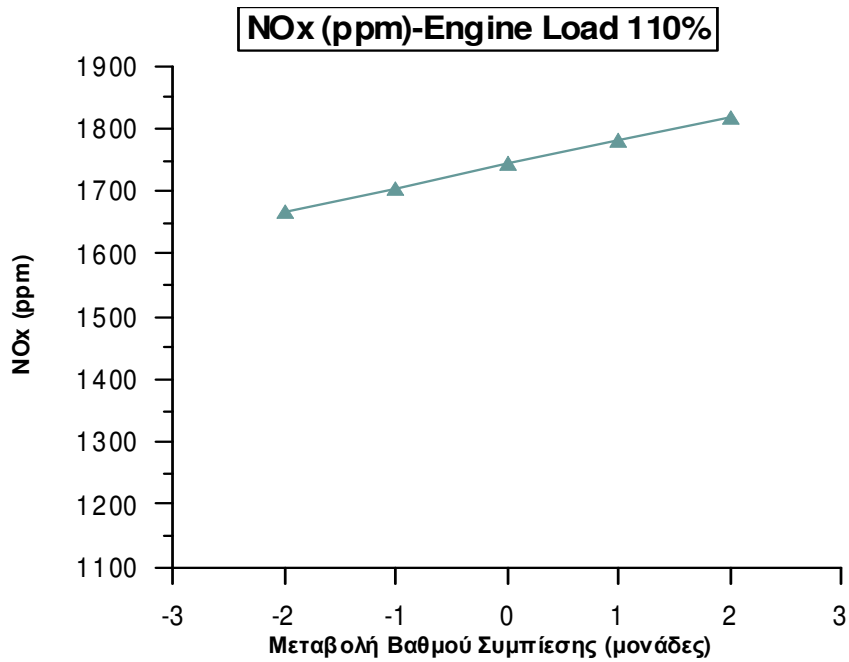
**Σχήμα 5.102: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στα NOx (ppm) στο 50% φορτίο**



**Σχήμα 5.103: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στα NOx (ppm) στο 75% φορτίο**

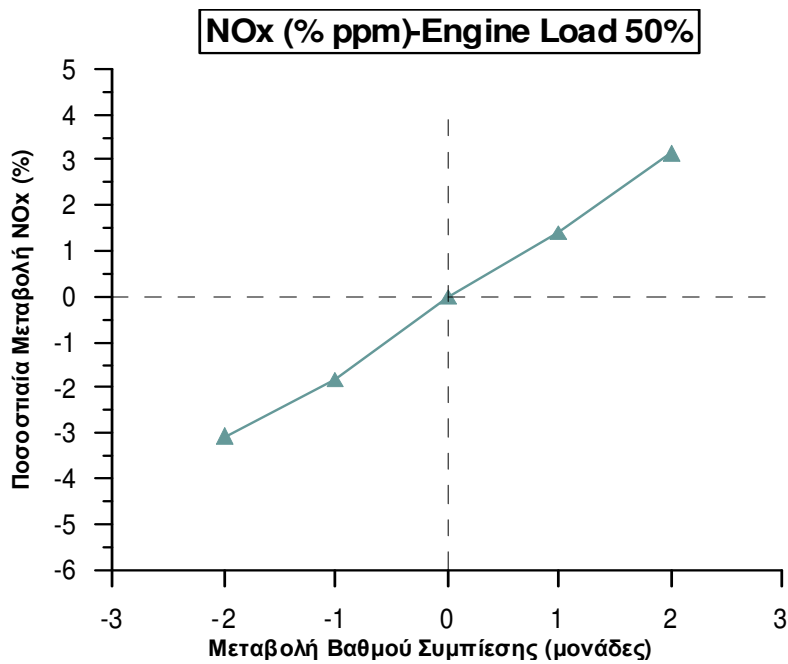


**Σχήμα 5.104: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στα NOx (ppm) στο 100% φορτίο**

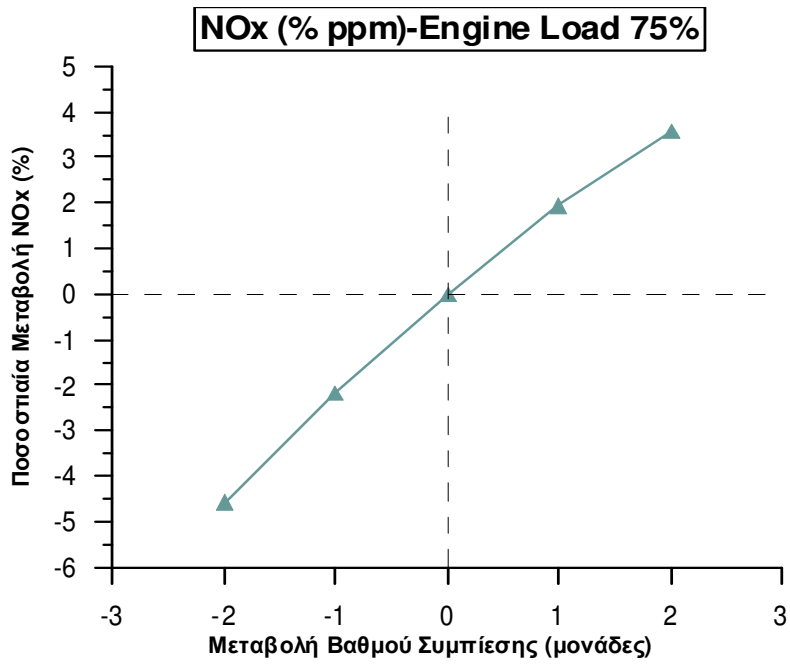


**Σχήμα 5.105: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στα NOx (ppm) στο 110% φορτίο**

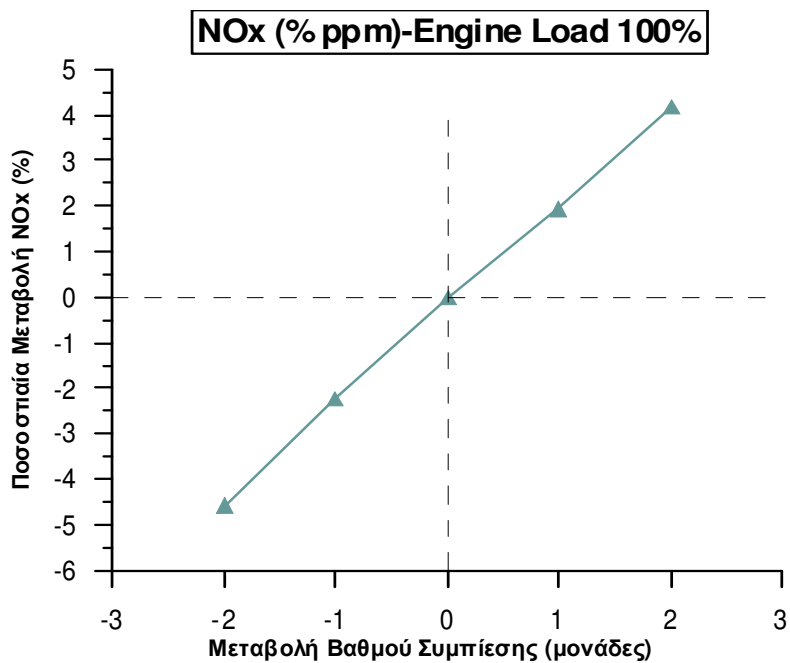
Στα σχήματα που ακολουθούν (5.106 έως 5.109) δίνεται η αντίστοιχη ποσοστιαία μεταβολή των NOx συναρτήσει του βαθμού συμπίεσης.



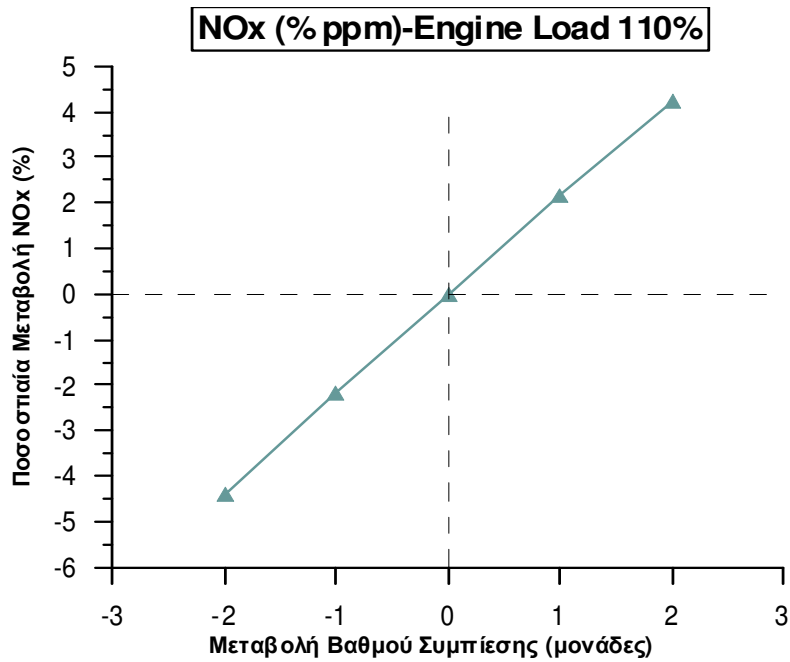
**Σχήμα 5.106: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει του βαθμού συμπίεσης στο 50% φορτίο**



**Σχήμα 5.107: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει του βαθμού συμπίεσης στο 75% φορτίο**



**Σχήμα 5.108: Ποσοστιαία μεταβολή των NOx (ppm) συναρτήσει του βαθμού συμπίεσης στο 100% φορτίο**



**Σχήμα 5.109: Ποσοστιαία μεταβολή των NO<sub>x</sub> (ppm) συναρτήσει του βαθμού συμπίεσης στο 110% φορτίο**

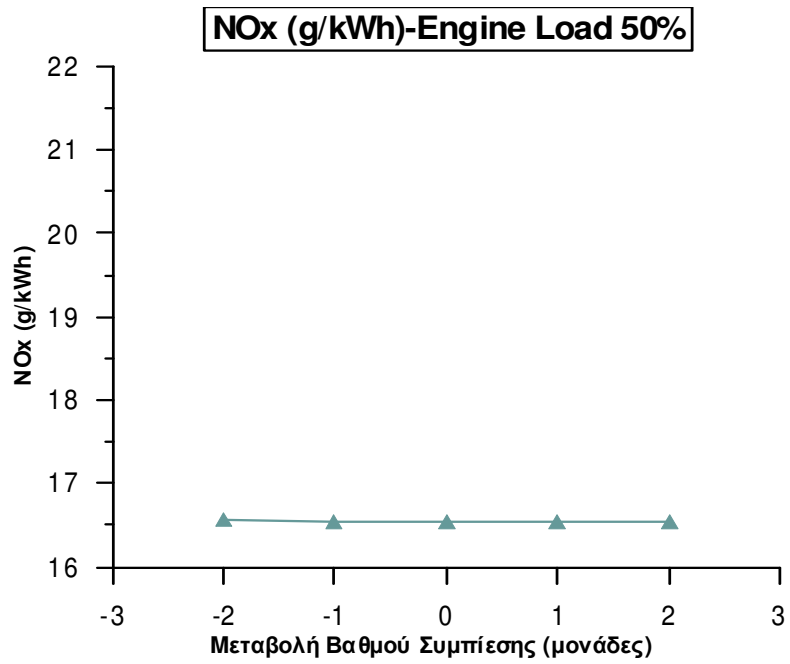
Στα παραπάνω διαγράμματα (5.106 έως 5.109) παρουσιάζεται η μεταβολή των NO<sub>x</sub> σε ppm συναρτήσει του βαθμού συμπίεσης. Όπως προκύπτει η μεταβολή των NO<sub>x</sub> συνδέεται με μια γραμμική σχέση με το βαθμό συμπίεσης σε όλα τα φορτία λειτουργίας. Μια επιπλέον παρατήρηση που μπορεί να γίνει είναι πως μεταβολή μιας μονάδας στο βαθμό συμπίεσης μπορεί να επιφέρει μεταβολή στα NO<sub>x</sub> (ppm) κατά περίπου 2%.

#### **5.4.2 Επίδραση του βαθμού συμπίεσης στα NO<sub>x</sub> (g/kWh)**

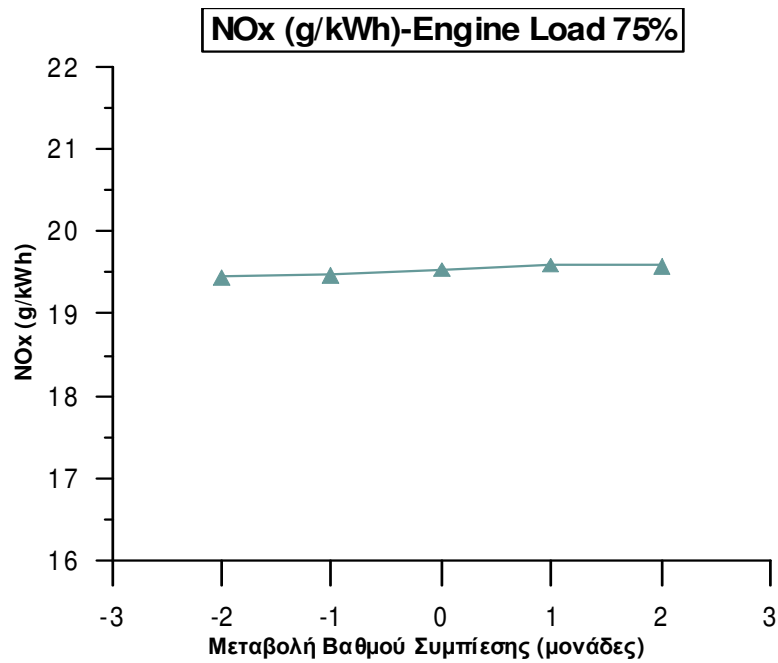
Σε αυτό το σημείο θα εξεταστεί η επίδραση του βαθμού συμπίεσης στα NO<sub>x</sub> σε g/kWh καθώς αυτά εκφράζουν τις ολικές εκπομπές και αυτά ελέγχονται από το IMO.

Η μεταβολή των NO<sub>x</sub> σε g/kWh συναρτήσει του βαθμού συμπίεσης δίνεται στα ακόλουθα σχήματα 5.110 έως 5.113.

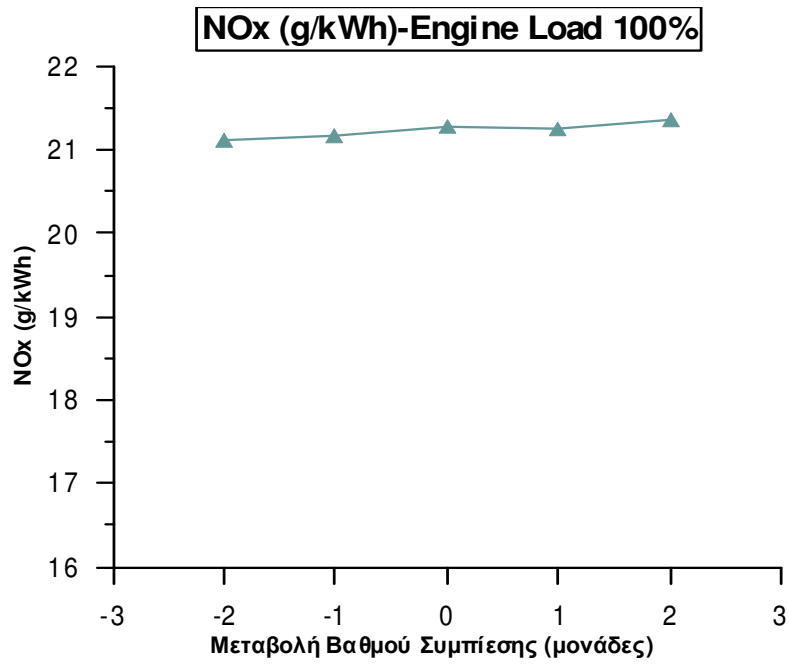




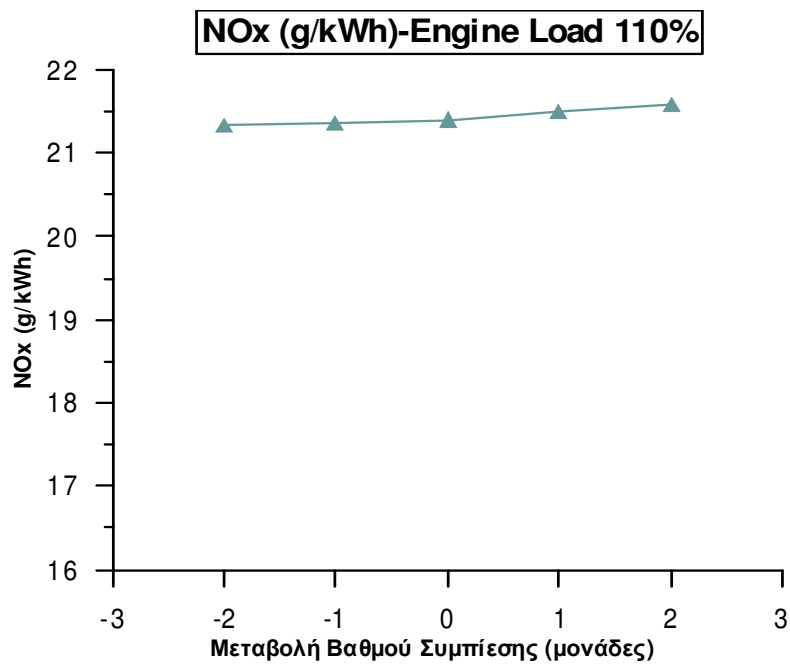
**Σχήμα 5.110: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στα NOx (g/kWh) στο 50% φορτίο**



**Σχήμα 5.111: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στα NOx (g/kWh) στο 75% φορτίο**



**Σχήμα 5.112: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στα NOx (g/kWh) στο 100% φορτίο**

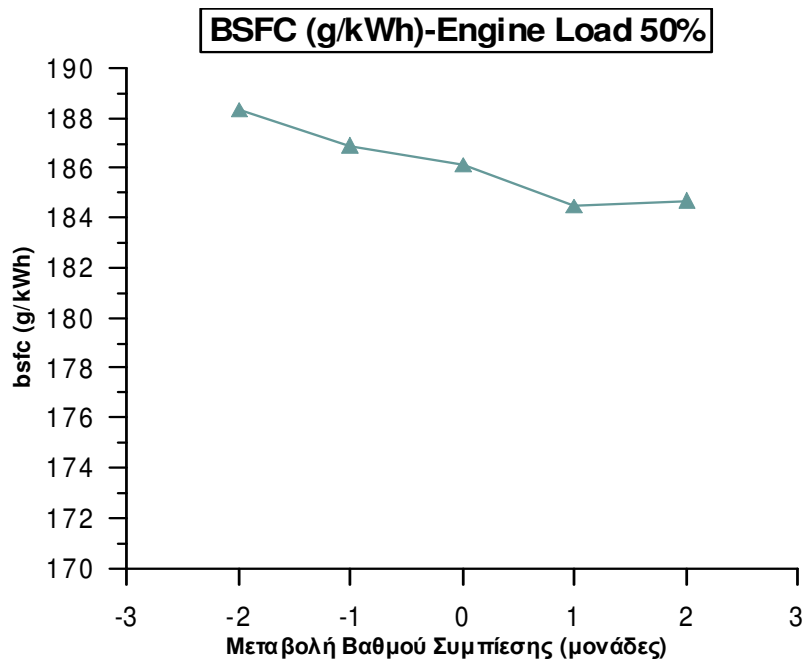


**Σχήμα 5.113: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στα NOx (g/kWh) στο 110% φορτίο**

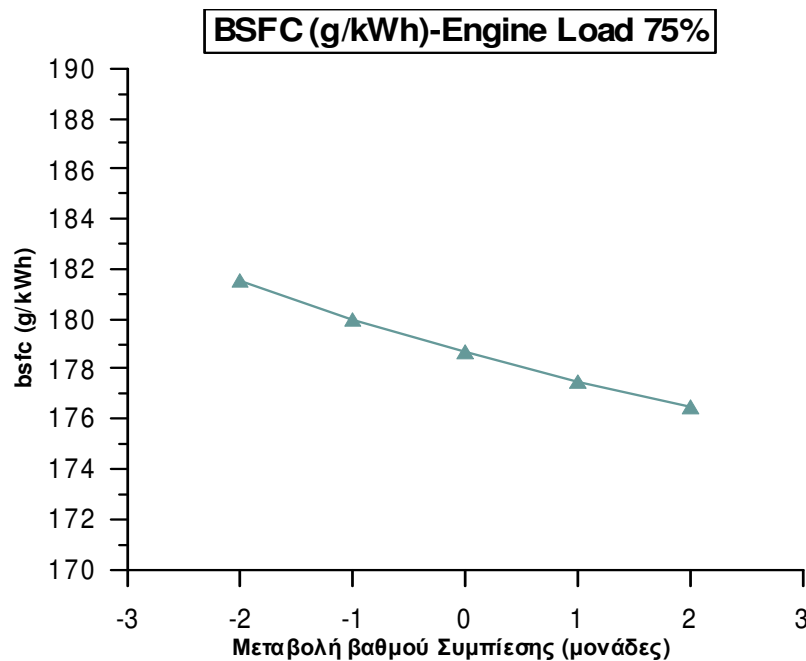
Η επίδραση του βαθμού συμπίεσης στα NOx όταν αυτά εκφράζονται σε g/kWh είναι σχετικά μικρή. Υπάρχει μια τάση αύξησης, η οποία όμως σε σχέση με την επίδραση των παραμέτρων που έχουν ήδη εξεταστεί είναι μικρή.

### 5.4.3 Επίδραση του βαθμού συμπίεσης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου

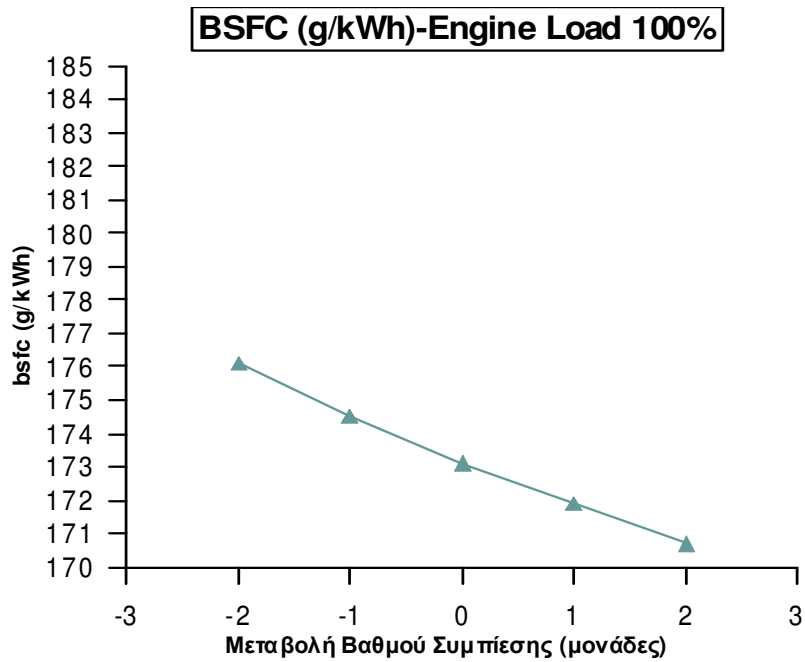
Στα παρακάτω σχήματα 5.114 έως 5.117 εξετάζεται η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει του βαθμού συμπίεσης.



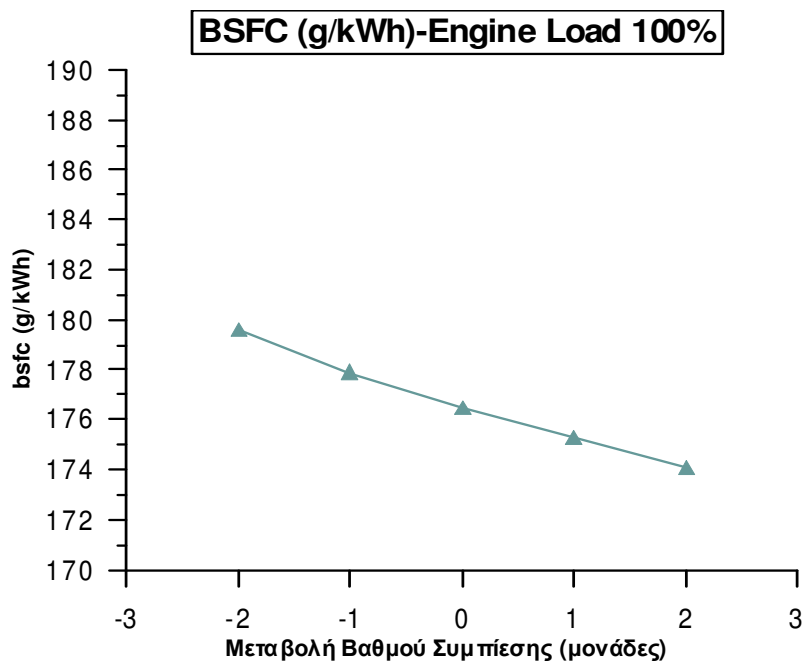
Σχήμα 5.114: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 50% φορτίο



Σχήμα 5.115: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 75% φορτίο



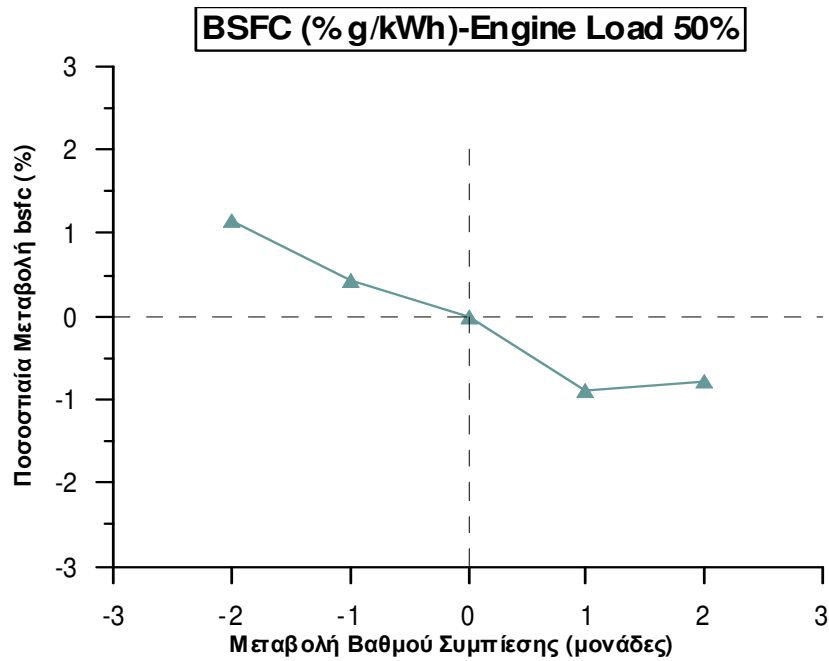
**Σχήμα 5.116: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 100% φορτίο**



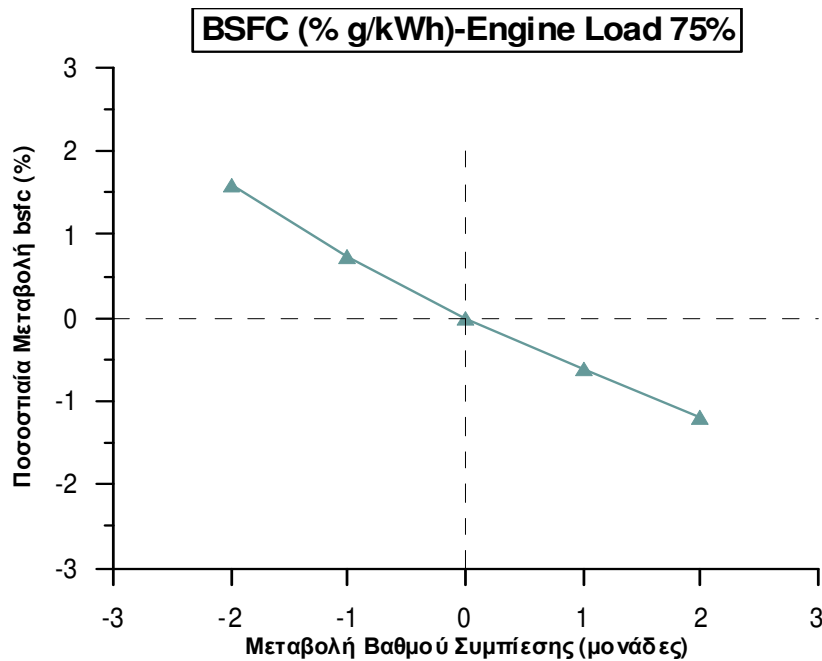
**Σχήμα 5.117: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου στο 110% φορτίο**

Όπως προκύπτει από τα παραπάνω διαγράμματα (5.114 μέχρι 5.117) είναι πως η ειδική κατανάλωση καυσίμου μειώνεται καθώς αυξάνεται ο βαθμός συμπίεσης και μάλιστα με μια γραμμική τάση (εξάιρεση αποτελεί το φορτίο λειτουργίας 50% στο οποίο για βαθμό συμπίεσης παρουσιάζεται μια πολύ μικρή αύξηση της ειδικής

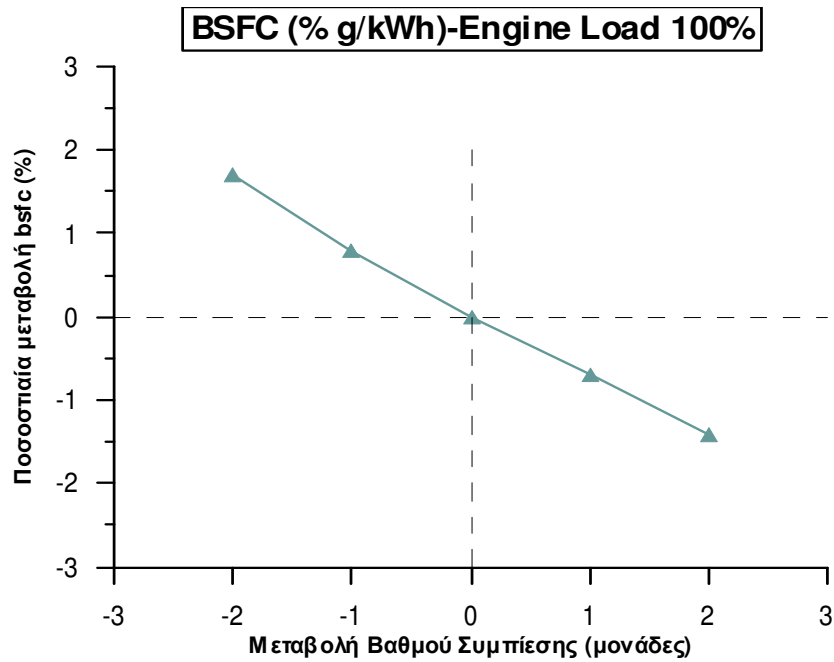
κατανάλωσης καυσίμου). Στα παρακάτω σχήματα 5.118 έως 5.121 παρουσιάζεται η ποσοστιαία μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.



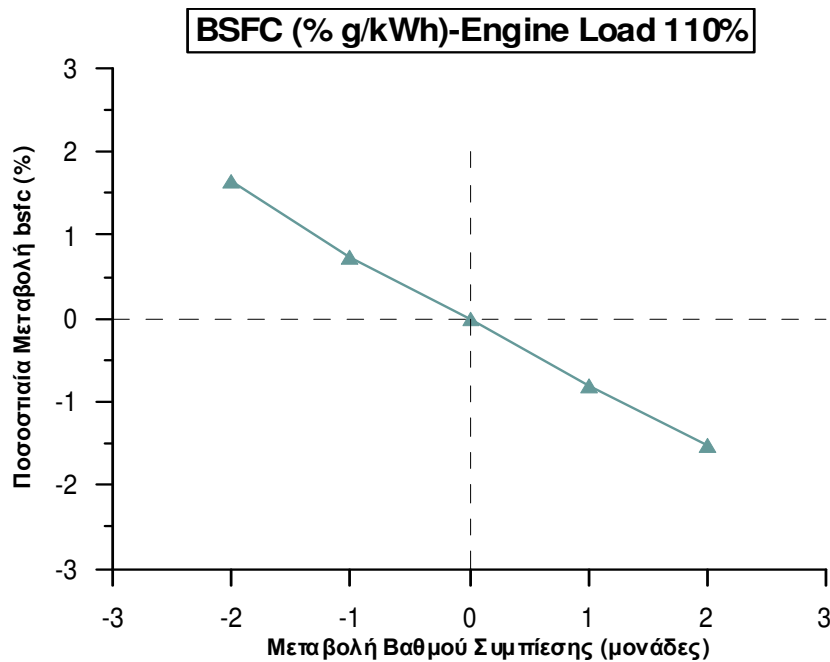
**Σχήμα 5.118:** Ποσοστιαία μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει βαθμού συμπίεσης για φορτίο 50%



**Σχήμα 5.119:** Ποσοστιαία μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει βαθμού συμπίεσης για φορτίο 75%



**Σχήμα 5.120:** Ποσοστιαία μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει βαθμού συμπίεσης για φορτίο 100%

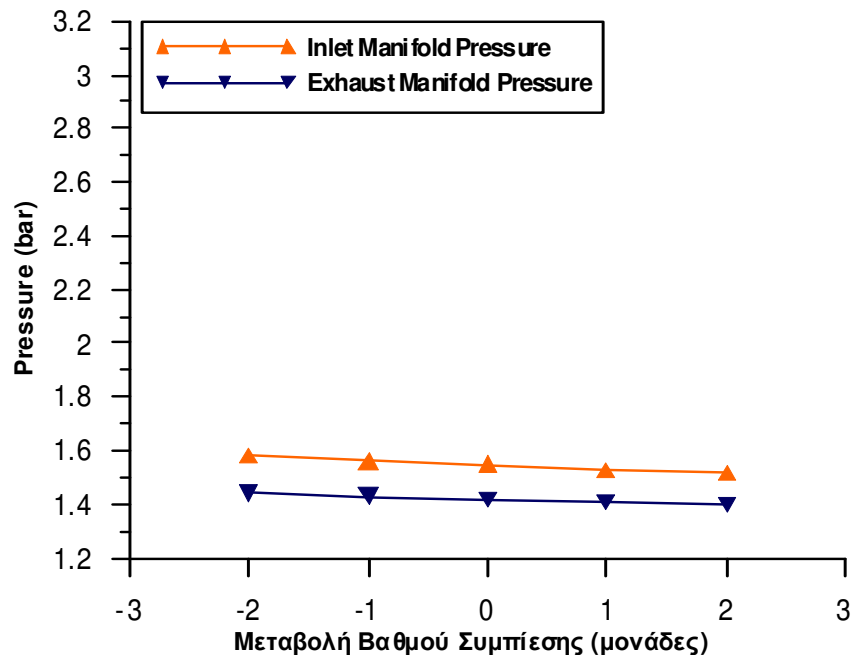


**Σχήμα 5.121:** Ποσοστιαία μεταβολή ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει βαθμού συμπίεσης για φορτίο 110%

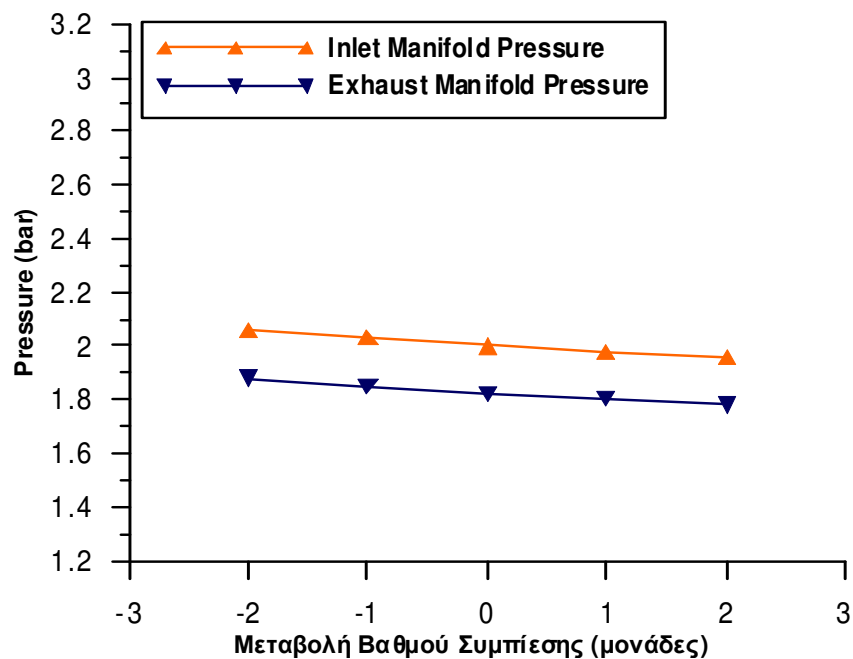
Όπως προκύπτει από τα παραπάνω διαγράμματα (Σχήματα 5.118 έως 5.121) η ποσοστιαία μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου δεν ξεπερνά το 1% για μεταβολή μιας μονάδας του βαθμού συμπίεσης. Ιδιαίτερη σημασία έχει, όμως, να εξετάσουμε πώς επιδρά η μεταβολή των NO<sub>x</sub> στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.

#### 5.4.4 Επίδραση του βαθμού συμπίεσης στην απόπλυση των κυλίνδρων

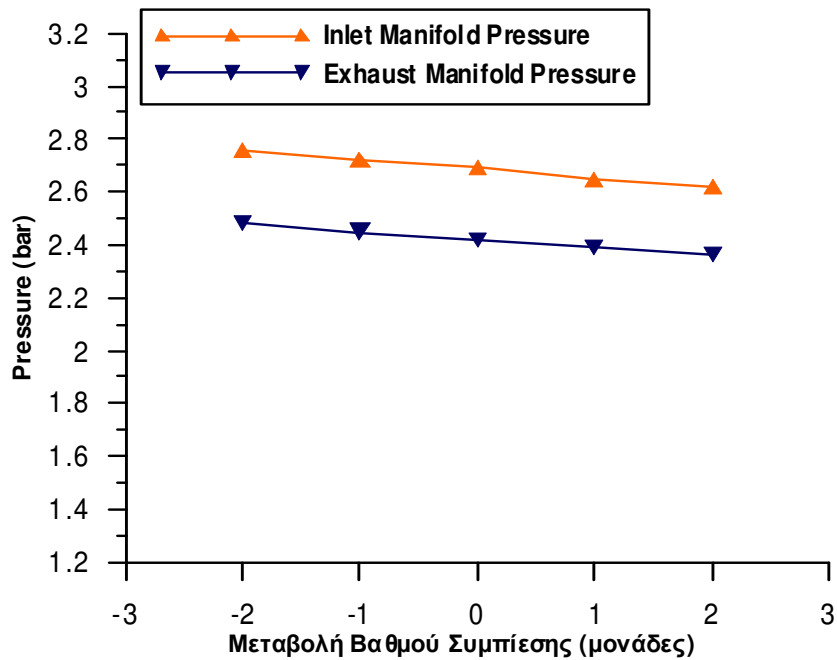
Τέλος, είναι απαραίτητο να ελεγχθεί η επίδραση του βαθμού συμπίεσης στην απόπλυση των κυλίνδρων ώστε να γίνει κατανοητή η επίδραση του στα παραγόμενα NOx. Στα σχήματα που ακολουθούν 5.122 έως 5.125 εξετάζεται η επίδραση του βαθμού συμπίεσης στις πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής.



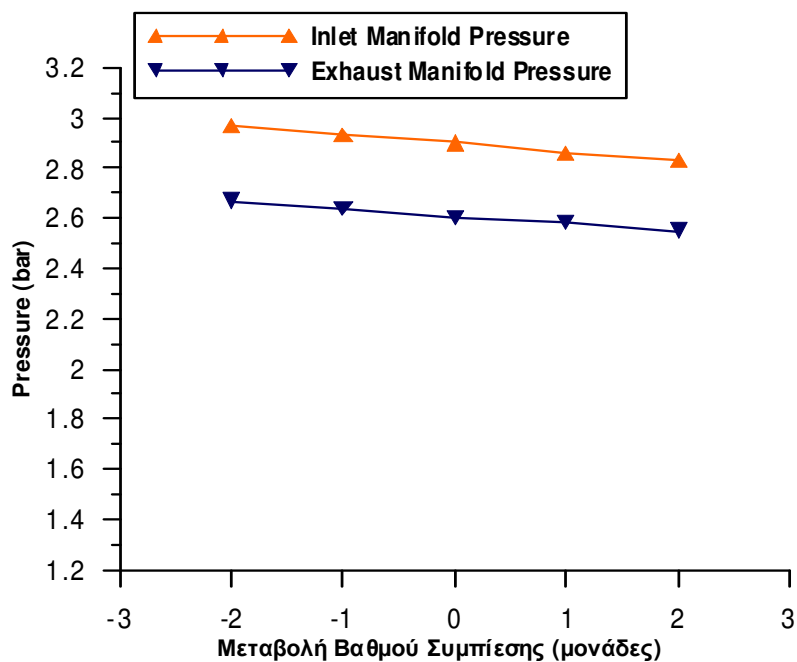
Σχήμα 5.122: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στις πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής για φορτίο 50%



Σχήμα 5.123: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στις πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής για φορτίο 75%



**Σχήμα 5.124: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στις πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής για φορτίο 100%**

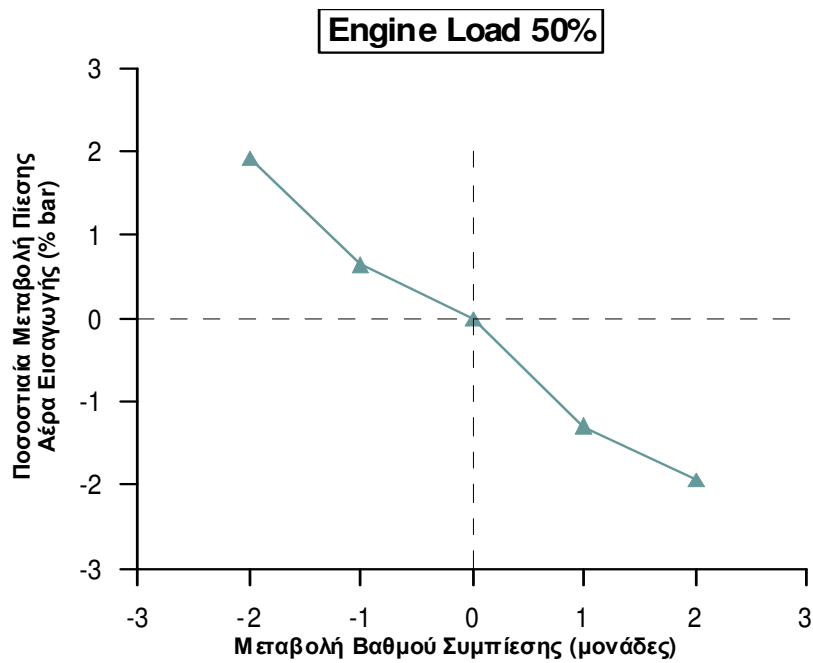


**Σχήμα 5.125: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στις πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής για φορτίο 110%**

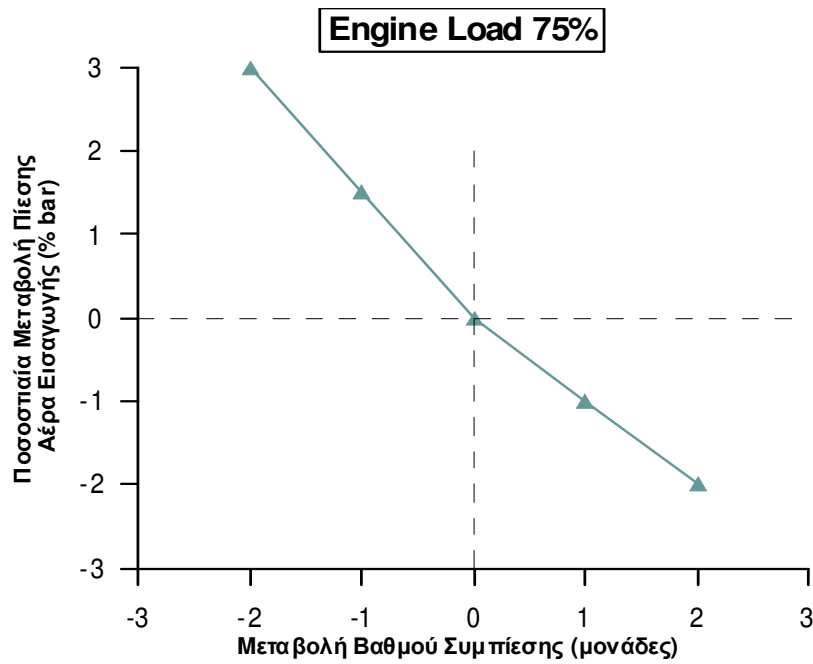
Στα διαγράμματα 5.122 έως 5.125 παριστάνεται η μεταβολή των πιέσεων των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής συναρτήσει της μεταβολής του βαθμού συμπίεσης. Όπως προκύπτει η διαφορά πιέσεων παραμένει περίπου σταθερή και επομένως μπορούμε να πούμε πως η μεταβολή του βαθμού συμπίεσης ουσιαστικά δεν επηρεάζει την ίδια την απόπλυση των κυλίνδρων.



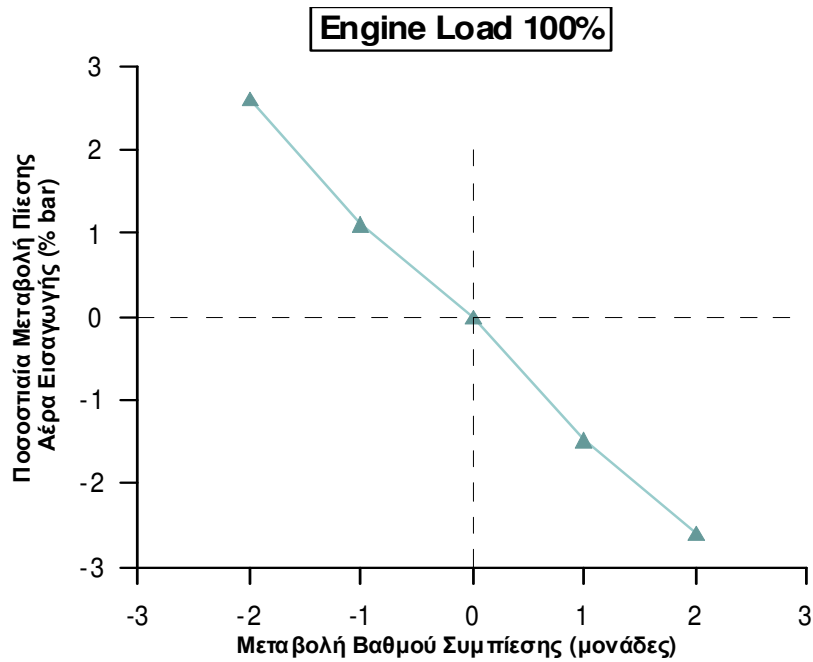
Στα παρακάτω σχήματα 5.126 έως 5.129 δίνεται η ποσοστιαία μεταβολή της πίεσης εισαγωγής συναρτήσει του βαθμού συμπίεσης.



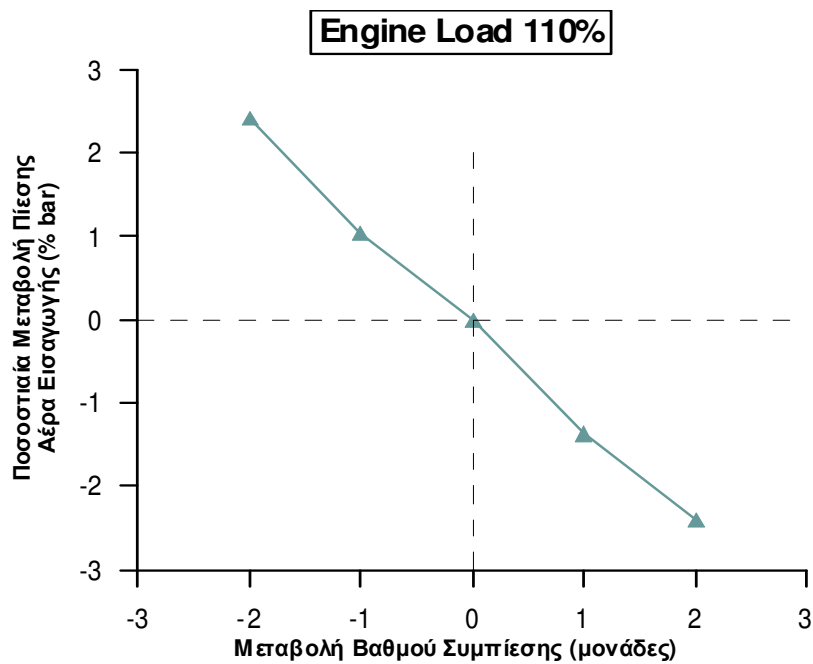
**Σχήμα 5.126: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτίο 50%**



**Σχήμα 5.127: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτίο 75%**



**Σχήμα 5.128: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτίο 100%**



**Σχήμα 5.129: Επίδραση βαθμού συμπίεσης στην πίεση του αέρα εισαγωγής για φορτίο 110%**

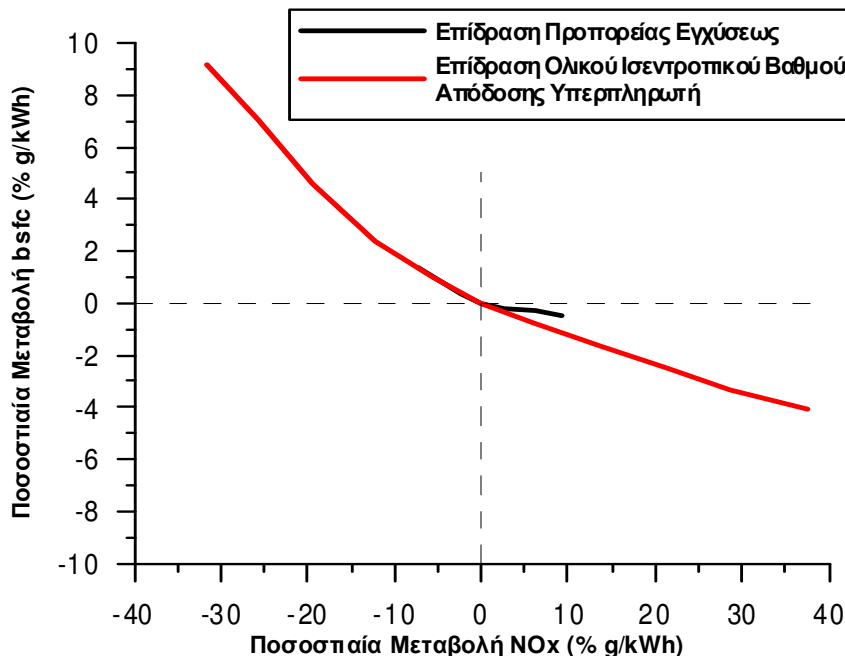
Αυτό που προκύπτει από τα παραπάνω διαγράμματα είναι ότι υπάρχει μείωση της πίεσης εισαγωγής με την αύξηση της σχέσης συμπίεσης. Αυτό επηρεάζει την παροχή καυσαερίου και ως ένα σημείο ερμηνεύει τη μικρή μεταβολή των NOx σε g/kWh παρά την αύξηση της συγκέντρωσής τους (ppm).

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6<sup>ο</sup>

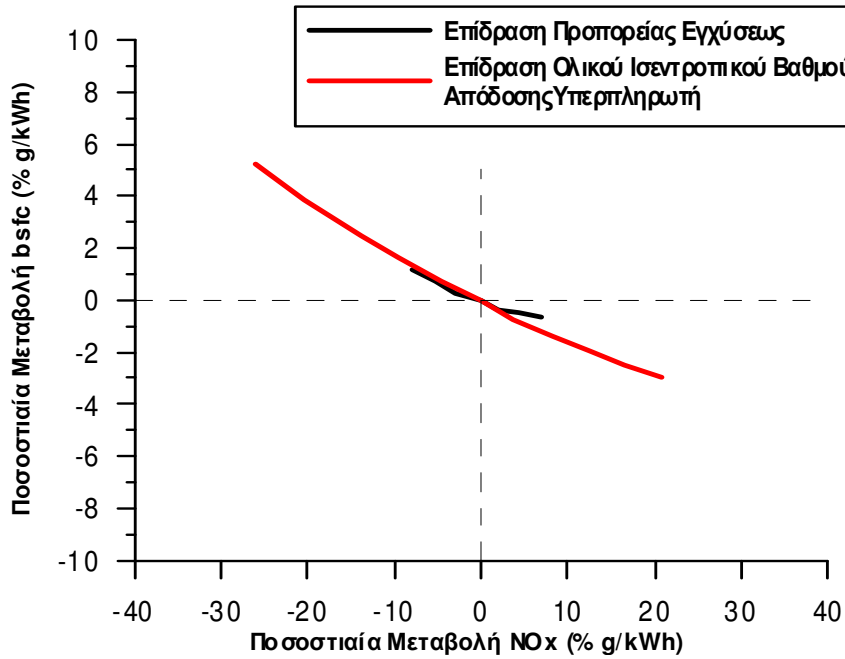
## ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΩΝ ΤΕΧΝΙΚΩΝ ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΥ ΤΩΝ NO<sub>x</sub> ΚΑΙ ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

### 6.1 Αξιολόγηση τεχνικών περιορισμού των NO<sub>x</sub>

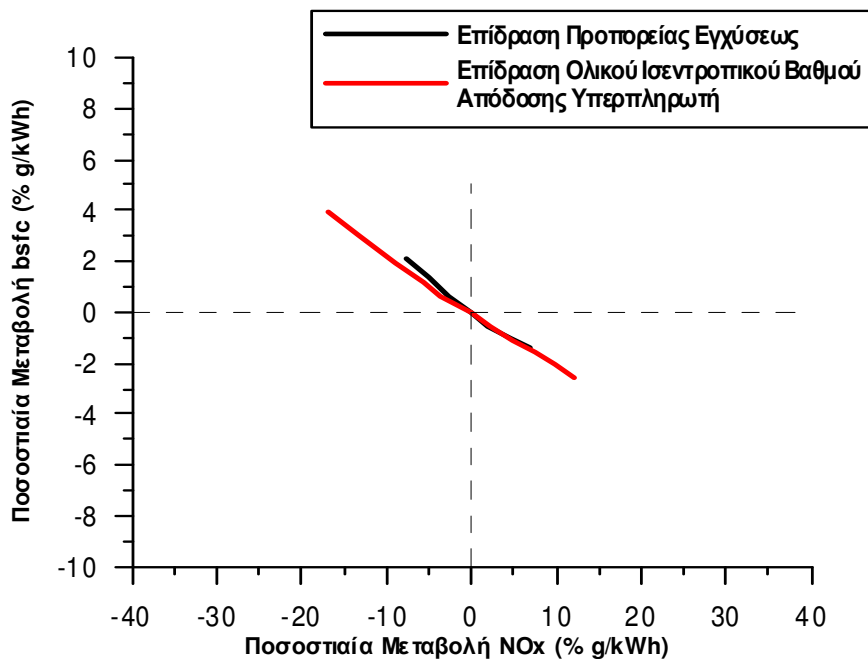
Μετά τη διερεύνηση των διάφορων τεχνικών περιορισμού των NO<sub>x</sub>, όπως περιγράφηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο, είναι απαραίτητο να γίνει αξιολόγηση των τεχνικών αυτών για να καταλήξουμε στο ποια παράμετρος επιδρά κατά κύριο λόγο στην εκπομπή των NO<sub>x</sub>. Από τη μελέτη που προηγήθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο προκύπτει πως σημαντικότερη επίδραση στα NO<sub>x</sub> (g/kWh) έχουν δύο παράμετροι. Η μία είναι η προπορεία εγχύσεως και η άλλη ο ολικός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή σε αντίθεση με τις άλλες δύο οι οποίες δεν παρουσίασαν κάποια αξιόλογη μεταβολή των NO<sub>x</sub>. Για την αξιολόγηση ποιας παραμέτρου από τις δύο επιφέρει σημαντικότερα αποτελέσματα κατασκευάστηκαν τα ακόλουθα διαγράμματα (σχήματα 6.1 έως 6.4), στα οποία φαίνονται για κάθε φορτίο λειτουργίας η μεταβολή των NO<sub>x</sub> σε g/kWh συναρτήσει της μεταβολής της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.



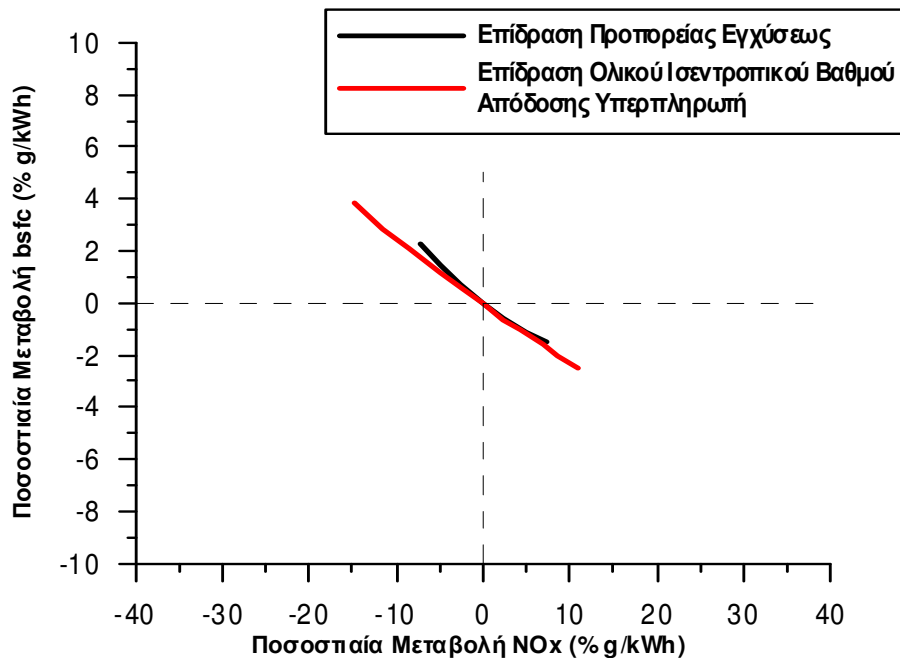
**Σχήμα 6.1: Ποσοστιαία Μεταβολή NO<sub>x</sub> (g/kWh) συναρτήσει της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (g/kWh) για φορτίο 50%**



**Σχήμα 6.2:** Ποσοστιαία Μεταβολή NO<sub>x</sub> (g/kWh) συναρτήσει της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (g/kWh) για φορτίο 75%



**Σχήμα 6.3:** Ποσοστιαία Μεταβολή NO<sub>x</sub> (g/kWh) συναρτήσει της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (g/kWh) για φορτίο 100%



**Σχήμα 6.4: Ποσοστιαία Μεταβολή NOx (g/kWh) συναρτήσει της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (g/kWh) για φορτίο 110%**

Παρατηρώντας τα παραπάνω διαγράμματα φαίνεται πως η παράμετρος που επιδρά περισσότερο στα σχηματιζόμενα NOx είναι η μεταβολή του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή καθώς μέσω αυτής επιτυγχάνεται και η μεγαλύτερη ολική μεταβολή στα NOx. Με αύξηση του φορτίου η ολική μεταβολή των NOx παρουσιάζει μείωση με τη μεγαλύτερη μεταβολή να εμφανίζεται σε φορτίο λειτουργίας 50% όπου η μείωση αγγίζει το 30% με αύξηση όμως της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου έως και 9% (μη αποδεκτή αύξηση). Για φορτίο λειτουργίας 100%, που είναι και το πλέον σύνηθες για κινητήρες Diesel ηλεκτροπαραγωγής, παρατηρείται πως μπορεί να επιτευχθεί μείωση στα NOx έως και 17% με μια παράλληλη αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου περίπου 4%. Όσον αφορά την επίδραση της προπορείας εγχύσεως, καθώς αποτελεί ίσως τη διασημότερη μέθοδο εφαρμογής για περιορισμό των NOx φαίνεται πως μπορεί να οδηγήσει σε ολική μεταβολή των NOx έως και 8% περίπου με μια αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κοντά στο 2% (για φορτίο λειτουργίας 100%).

Μια πολύ σημαντική παρατήρηση που μπορεί να γίνει αφορά στην κλίση των καμπύλων. Αυτό που προκύπτει από τα ανωτέρω διαγράμματα είναι πως για δεδομένη μείωση των NOx (περίπου 10%) οι καμπύλες της προπορείας εγχύσεως και του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης παρουσιάζουν την ίδια κλίση, δηλαδή το τίμημα που πληρώνεται σε καύσιμο είναι περίπου το ίδιο με ελαφρώς μικρότερο αυτό που προκύπτει λόγω της επίδρασης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης. Όσον αφορά στην ολική μεταβολή των NOx αυτό που φαίνεται είναι πως η επίδραση του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης είναι σημαντικότερη από αυτή της προπορείας εγχύσεως, καθώς σε όλα τα φορτία λειτουργίας οδηγεί σε μεγαλύτερες μειώσεις των NOx με το αντίστοιχο πάντα τίμημα σε καύσιμο.

## **6.2 Συμπεράσματα**

Η συγκεκριμένη διπλωματική εργασία είχε ως σκοπό την προσομοίωση της λειτουργικής συμπεριφοράς ενός δίχρονου κινητήρα Diesel ηλεκτροπαραγωγής και τη μελέτη των δυνατοτήτων περιορισμού των NOx με τις συνεπαγόμενες επιπτώσεις στον κινητήρα. Με χρήση του υπολογιστικού κώδικα υπολογίστηκαν βασικές λειτουργικές παράμετροι του κινητήρα αναγκαίες για την κύρια προσομοίωση της λειτουργικής συμπεριφοράς του. Στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε η προσομοίωση του κινητήρα και η αξιολόγηση αυτής από την οποία αποδείχθηκε ότι ο υπολογιστικός κώδικας μπορεί να προβλέψει αρκετά ικανοποιητικά τόσο τα βασικά λειτουργικά χαρακτηριστικά του κινητήρα όσο και διαφόρων υποσυστημάτων αυτού, όπως τη διάταξη του συστήματος υπερπλήρωσης αλλά και του ψυγείου αέρα. Συνεπώς, το μοντέλο προσομοίωσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την πρόβλεψη της συμπεριφοράς του συγκεκριμένου κινητήρα.

Στη συνέχεια διερευνήθηκαν διάφορες τεχνικές περιορισμού των σχηματιζόμενων NOx και η επίπτωση τους στη λειτουργία του κινητήρα. Πρέπει να αναφερθεί πως δεν υπήρχαν αξιόλογες διαθέσιμες τιμές NOx για τη σύγκριση των υπολογισμένων NOx από τον κώδικα, ωστόσο, λόγω της ύπαρξης ενός μόνο διαθέσιμου σημείου υπήρχαν ενδείξεις για ικανοποιητική πρόβλεψη των NOx. Βέβαια αυτό δεν επηρέασε το σκοπό της διπλωματικής αφού επιλέχθηκε να γίνει μια παραμετρική διερεύνηση των τεχνικών περιορισμού των NOx ώστε να προκύψουν κάποια ποιοτικά συμπεράσματα για αυτές.

Πραγματοποιήθηκε, λοιπόν, η παραμετρική διερεύνηση με χρήση του υπολογιστικού μοντέλου κατά την οποία μελετήθηκαν πώς επιδρούν στα σχηματιζόμενα NOx:

- Η προπορεία εγχύσεως του καυσίμου
- Ο ολικός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή
- Η ενεργός διατομή του ακροφυσίου του στροβίλου
- Ο γεωμετρικός βαθμός συμπίεσης του κινητήρα.

Τα συμπεράσματα που προέκυψαν από τη διερεύνηση είναι πως οι παράμετροι με τη σημαντικότερη επίδραση στα σχηματιζόμενα NOx είναι η μεταβολή της προπορείας εγχύσεως και ο ολικός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή. Από τις δύο αυτές παραμέτρους σε μεγαλύτερη ολική μεταβολή των NOx οδηγεί η επίδραση του ολικού ισεντροπικού βαθμού απόδοσης σε όλα τα φορτία λειτουργίας με παράλληλη αύξηση όμως της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Για δεδομένη μείωση των NOx (μέχρι 10%) και οι δύο παράμετροι επιδρούν το ίδιο σημαντικά και μάλιστα με περίπου ίδια αύξηση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου. Αξίζει, όμως, να τονιστεί ότι η αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου λόγω του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης είναι ελαφρά μικρότερη από αυτή της προπορείας στα υψηλά φορτία. Συνεπώς, το σύστημα υπερπλήρωσης είναι αυτό που διαδραματίζει σημαντικό ρόλο στον περιορισμό των NOx καθώς δίνει τη δυνατότητα μεγαλύτερης μείωσης αυτών και παράλληλα μικρότερης αύξησης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7<sup>0</sup>

## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

### A) ΓΕΝΙΚΗ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Κων. Δ. Ρακόπουλος «Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ». Εκδόσεις Φούντα, Αθήνα 1998.
2. Κων. Δ.. Ρακόπουλος «Αρχές Βιομηχανικών Αεριοστροβίλων». Εκδόσεις Φούντα, Αθήνα 1998.
3. Κων. Δ. Ρακόπουλος, Δημ. Θ. Χουντάλας «Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ». Εκδόσεις Φούντα, Αθήνα 1998.
4. Ευθ. Α. Βούσουρας «Ναυτικές Μηχανές Diesel Τόμος Ι ». Αθήνα 1990.
5. Νικόλαος Π. Κυρτάτος «Σημαντικά Θέματα Έρευνας και Εξέλιξης στους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel». Παρουσίαση στο Ε.Μ.Π., Αθήνα 2000.
6. Νικόλαος Π. Κυρτάτος «Ναυτικοί Κινητήρες DIESEL, Θέματα Σχεδιασμού και Λειτουργίας». Εκδόσεις Συμμετρία, Νοέμβριος 1993.
7. Αέτιος Χ.Ρ. Τζιφάκης «Μηχανές DIESEL». Αθήνα 1978
8. Κων. Δ. Ρακόπουλος, Ευαγγ. Γ. Γιακουμής «Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.». ΕΜΠ, Αθήνα 2006.
9. MAN B&W, Technical Report “Low Speed Engines in Stationary Diesel Power Plants”.
10. John B. Heywood  
“Internal Combustion Engine Fundamentals”  
Mc Graw-Hill International Editions, Automotive Technology Series, 1988.

### B) Διαδικτυακοί τόποι

1. <http://www.marinediesels.co.uk>
2. <http://www.manbw.com>
3. [http://en.wikipedia.org/wiki/Two-stroke\\_cycle](http://en.wikipedia.org/wiki/Two-stroke_cycle)

