



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΟΣ

Διπλωματική Εργασία με Θέμα

«ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΠΟΛΥΖΩΝΙΚΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΚΑΥΣΗΣ ΓΙΑ ΤΗΝ
ΕΚΤΙΜΗΣΗ ΤΗΣ ΕΚΠΟΜΠΗΣ ΡΥΠΩΝ ΝΑΥΤΙΚΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ
DIESEL»

«APPLICATION OF A MULTI-ZONE COMBUSTION MODEL FOR THE ESTIMATION
OF MARINE DIESEL ENGINE EXHAUST EMISSIONS»



Φοιτητής: Σακελλαράκης Βασίλειος Δαβίδ
Αριθμός: Μητρώου 02105001
Επιβλέπων Καθηγητής: Δρ. Δημήτριος Θ. Χουντάλας

Αθήνα, Μάρτιος 2011

Πίνακας Περιεχομένων

Σελίδα

Πρόλογος	5
Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή	6
1.1 Γενικές Αρχές Λειτουργίας Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ	6
1.2 Εξωτερική Διάκριση σε Δίχρονους και Τετράχρονους Κινητήρες.....	6
1.3 Εσωτερική Διάκριση σε Κινητήρες Otto και Diesel	7
1.4 Ρύθμιση Ισχύος σε Κινητήρες Otto και Diesel	8
1.5 Υπερπλήρωση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.	9
1.6 Σύγκριση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.	11
1.7 Εφαρμογές στην Ναυτιλία.	12
Κεφάλαιο 2: Σχηματισμός NO _x στους Κινητήρες Diesel.....	13
2.1 Αντιδράσεις Σχηματισμού NO.....	13
2.2 Συνθήκες Σχηματισμού NO στους κινητήρες Diesel.....	16
2.3 Αντιδράσεις Σχηματισμού NO ₂	17
Κεφάλαιο 3: Το Πρόβλημα των Ρύπων στους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel.....	18
3.1 Σύνθεση του Καυσαερίου Βραδύστροφων Δίχρονων Κινητήρων Diesel	18
3.2 Προβλήματα λόγω των Εκπομπών Ρύπων από την Ναυτιλία	20
3.3 Νομοθεσία όσον αφορά τις Εκπομπές Ρύπων από την Ναυτιλία	20
3.4 Τεχνικές Περιορισμού των NO _x	22
Κεφάλαιο 4: Το Πολυζωνικό Μοντέλο Καύσεως	25
4.1 Γενικό Μενού Επιλογών	25
4.2 Καθορισμός των Ιδιοτήτων του Καυσίμου	26
4.3 Καθορισμός των Χρησιμοποιούμενων Επιλογών Προσομοιώσεως στην Παρούσα Εργασία	27
4.4 Καθορισμός των Παραμέτρων Λειτουργίας Κινητήρα.....	33
4.5 Βαθμονόμηση του Λογισμικού	35
Κεφάλαιο 5: Αξιολόγηση του Μοντέλου με Χρήση των Εργοστασιακών Δοκιμών του Κινητήρα	37
5.1 Πρόβλεψη της Λειτουργικής Συμπεριφοράς του Κινητήρα	37
5.2 Βαθμονόμηση για την Καλλίτερη Πρόβλεψη της Παροχής Αέρα	45
Κεφάλαιο 6: Αξιολόγηση του Μοντέλου με Χρήση των Μετρήσεων εν Πλω	54
6.1 Δημιουργία του αρχείου Δεδομένων REPDAT	55
6.2 Πρόβλεψη της Λειτουργικής Συμπεριφοράς του Κινητήρα	56
6.3 Βαθμονόμηση για την Καλλίτερη Πρόβλεψη της Πιέσεως Συμπιέσεως και της Ισχύος	63
6.4 Διερεύνηση της Πιθανότητας Βελτίωσης της Ακρίβειας Προβλέψεως της Ισχύος με την Θεώρηση ενός Πραγματικού Κυλίνδρου ως Μέσου Κυλίνδρου ενός Θεωρητικού Κινητήρα Παρεμφερούς του Πραγματικού	73
6.5 Βαθμονόμηση για την Καλλίτερη Πρόβλεψη της Πιέσεως Συμπιέσεως και της Παροχής Αέρα	83
6.6 Βαθμονόμηση για την Καλλίτερη Πρόβλεψη της Ισχύος, της Πιέσεως Συμπιέσεως και της Παροχής Αέρος	92

Κεφάλαιο 7: Αξιολόγηση του Μοντέλου με Χρήση των Μετρήσεων Ρύπων και της Λειτουργικής Συμπεριφοράς της Ομάδας Κινητήρων MAN B&W 7S60MC-C-2006-01	105
7.1 Πρόβλεψη της Λειτουργικής Συμπεριφοράς του Κινητήρα	105
7.2 Βαθμονόμηση για την Καλλίτερη Πρόβλεψη της Παροχής Αέρα	111
7.3 Βαθμονόμηση για την Καλλίτερη Πρόβλεψη προς τους Κυλίνδρους.....	121
7.4 Πρόβλεψη Λειτουργικής Συμπεριφοράς και Εκπομπών NO _x με Κοινό Air Entrainment Coefficient σε Όλα τα Φορτία.....	134
Κεφάλαιο 8: Ανακεφαλαίωση και Συμπεράσματα.....	142
8.1 Προβλεπτική Ικανότητα του Μοντέλου όσον αφορά την Λειτουργική Συμπεριφορά του Κινητήρα.....	142
8.2 Προβλεπτική Ικανότητα του Μοντέλου όσον αφορά τις εκπομπές NO _x	145
Βιβλιογραφία.....	147

Πρόλογος

Η ανάληψη διεθνών νομοθετικών δράσεων για την προστασία του περιβάλλοντος και τον περιορισμό της ρυπάνσεως της ατμόσφαιρας, καθώς και η αυξανόμενη οικολογική συνείδηση της κοινωνίας καθιστούν σήμερα περισσότερο αναγκαία από ποτέ την συνεχή καταγραφή των ρυπαντών και την σχεδίαση κινητήρων ή συνδυαστικών εφαρμογών με ολοένα χαμηλότερες εκπομπές. Ειδικότερα στον τομέα της ναυτιλίας, οι πρόσφατες – εφαρμογή του Tier II από 1^{ης} Ιανουαρίου 2011- και οι αναμενόμενες εξελίξεις – εφαρμογή του Tier III από 1^{ης} Ιανουαρίου 2015- δημιουργούν νέα δεδομένα και θέτουν σημαντικές προκλήσεις σχετικώς με το μείζον ζήτημα των εκπομπών οξειδίων του αζώτου.

Σκοπός της εργασίας αυτής αποτελεί η αξιολόγηση πολυζωνικού μοντέλου καύσεως για την εκτίμηση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου από βραδύστροφους δίχρονους κινητήρες Diesel. Το μοντέλο αυτό έχει αναπτυχθεί από την ερευνητική ομάδα του καθηγητή κ. Δημητρίου Χουντάλα του Τομέα Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσοβίου Πολυτεχνείου. Έως τώρα δεν είχε εφαρμοστεί σε ναυτικούς κινητήρες, γεγονός που καθιστά ενδιαφέρουσα την αξιολόγηση των προβλέψεών του στο πεδίο αυτό, με ιδιαίτερη έμφαση όσον αφορά τις εκπομπές ρύπων. Το συγκεκριμένο μοντέλο εφαρμόστηκε σε τρεις διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας, τις εργοστασιακές δοκιμές, σε μετρήσεις εν πλω, οι οποίες πραγματοποιήθηκαν από την ερευνητική ομάδα του Καθ. Δ. Χουντάλα, και σε μετρήσεις ρύπων της συγκεκριμένης ομάδας κινητήρων (NO_x file) που εκτελούνται από τον κατασκευαστή.

Στην προκειμένη εργασία χρησιμοποιήθηκε ο κινητήρας MAN B&W 7S60MC-C Mk8, οι δε μετρήσεις ρύπων προέρχονται από δοκιμές της γονικής μηχανής (Parent Engine) της ομάδος κινητήρων (Engine Group) MAN B&W 7S60MC-C-2006-01. Εδώ αξίζει να σημειωθεί ότι η έννοια της ομάδος κινητήρων περιλαμβάνει μία σειρά από κινητήρες, οι οποίοι έχουν παραχθεί για παραπλήσιες εφαρμογές και οι οποίοι κατά την εγκατάσταση και λειτουργία, συνήθως σε πλοίο, απαιτούν μικρές μετατροπές ή τροποποιήσεις που θα μπορούσαν να επηρεάσουν τις εκπομπές NO_x.

Στο σημείο αυτό θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή της εργασίας αυτής, κ. Δημήτριο Χουντάλα, για την καθοδήγηση, τις επεξηγήσεις και τις υποδείξεις, καθώς και την δημιουργία κλίματος συνεργασίας από μέρος του.

Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζεται μια σύντομη εισαγωγή στο πεδίο των κινητήρων εσωτερικής καύσεως, με ιδιαίτερη έμφαση στις εφαρμογές που έχουν καταξιωθεί εμπορικώς στον τομέα της ναυτιλίας, ώστε να καταστούν κατανοητές οι αιτίες για τις οποίες αυτές έχουν επικρατήσει.

1.1 Γενικές Αρχές Λειτουργίας Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.

Με τις θερμικές μηχανές επιδιώκεται η παραγωγή μηχανικού έργου από την διατιθέμενη θερμική ενέργεια κατά την καύση δια της αξιοποίησης της αποταμιευμένης στο καύσιμο χημικής ενέργειας.

Οι θερμικές μηχανές μπορούν να χωρισθούν σε μηχανές εξωτερικής καύσεως, στις οποίες τα προϊόντα της καύσεως του αέρα και του καυσίμου μεταφέρουν θερμότητα σε ένα διαφορετικό ρευστό, διαμέσου μιας επιφάνειας συναλλαγής που αποτελεί και το εργαζόμενο μέσο για την παραγωγή της μηχανικής ισχύος, και σε μηχανές εσωτερικής καύσεως, όπου τα προϊόντα της καύσεως του αέρα με το καύσιμο αποτελούν απευθείας το εργαζόμενο μέσο για την παραγωγή της μηχανικής ισχύος.

Στις μηχανές εσωτερικής καύσεως ανήκουν οι εμβολοφόροι κινητήρες, οι αεριοστρόβιλοι, οι στροβιλοαντιδραστήρες, οι στατοί θερμοαντιδραστήρες και οι πυραυλοκινητήρες. Η εμβολοφόρος μηχανή εσωτερικής καύσεως είναι η πλέον κοινή μορφή κινητηρίου μηχανής. Λόγω της απλής κατασκευής της και της δυνατότητας χρησιμοποίησης του εργαζομένου μέσου σε υψηλή θερμοκρασιακή στάθμη συνδυάζει καλό ολικό βαθμό αποδόσεως και συγκέντρωση ισχύος. Έτσι, χρησιμοποιείται σχεδόν κατά αποκλειστικότητα στις μεταφορές (αυτοκίνητα, πλοία, τραίνα, αεροπλάνα χαμηλής ταχύτητας) με εξαίρεση τα μέσης και υψηλής ταχύτητας αεροσκάφη, όπου η χρήση στροβιλοαντιδραστήρων καθίσταται αναγκαία από την απαιτούμενη υψηλή συγκέντρωση ισχύος.

Σε όλες τις κινητήρες εσωτερικής καύσεως το εργαζόμενο μέσο, είτε αέρας είτε αέρας και καύσιμο, αναρροφάται από την μηχανή και συμπιέζεται πρώτα μέχρι μιας ορισμένης πίεσεως, οπότε αυξάνεται και η θερμοκρασία του, εν συνεχεία δε προσδίδεται σε αυτό η θερμική ενέργεια προερχόμενη από την καύση του καυσίμου, με αποτέλεσμα περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας του, της πίεσεως ή και του όγκου του. Κατά την ακόλουθη αποτόνωση παρέχεται κατά κύριο λόγο το κινητήριο έργο, ένα τμήμα του οποίου καταναλώνεται για της ανάγκες της προηγηθείσης συμπιέσεως, ενώ το υπόλοιπο αποτελεί το ωφέλιμο έργο της μηχανής.

Στις εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσεως επομένως διακρίνονται οι βασικές φάσεις λειτουργίας, η συμπίεση, η καύση, η αποτόνωση που λαμβάνουν χώρα μέσα στον ίδιο χώρο, τον κύλινδρο, καθώς και φάσεις εναλλαγής των αερίων, δηλαδή της εκκενώσεως του κυλίνδρου από το καυσαέριο κατά το τέλος του κύκλου λειτουργίας και της εκ νέου πληρώσεως του με νέα γόμωση, είτε αέρας είτε μείγμα αέρα και καυσίμου, για την εκτέλεση του νέου κύκλου.

1.2 Εξωτερική Διάκριση σε Δίχρονους και Τετράχρονους Κινητήρες

Η συγκρότηση των εμβολοφόρων μηχανών βασίζεται στον κινηματικό μηχανισμό Εμβόλου – Διωστήρα -Στροφάλου, όπου το παλινδρομούν εντός του κυλίνδρου έμβολο μεταφέρει την ισχύ στην στροφαλοφόρο άτρακτο δια μέσω του διωστήρος.

Στους εμβολοφόρους κινητήρες, το έμβολο αναγκαίως ακινητεί σε δύο ορισμένες θέσεις της στροφαλοφόρου ατράκτου, προτού επέλθει αναστροφή της κινήσεώς του. Αυτές οι θέσεις καλούνται άνω νεκρό σημείο και κάτω νεκρό σημείο, η δε απόσταση που διανύει το έμβολο για να πάει από το ένα νεκρό σημείο στο άλλο καλείται διαδρομή ή «χρόνος» και αντιστοιχεί σε μισή στροφή, δηλαδή 180° της στροφαλοφόρου ατράκτου.

Ως προς την εξωτερική λειτουργία διακρίνουμε τους εμβολοφόρους κινητήρες σε τετράχρονους και δίχρονους.

Στους τετράχρονους κινητήρες μία περίοδος λειτουργίας διαρκεί δύο πλήρεις περιστροφές ή 720° της στροφαλοφόρου ατράκτου, δηλαδή περιλαμβάνει 4 πλήρεις διαδρομές εμβόλου ή «χρόνους», εκ των οποίων η πρώτη και η τέταρτη είναι αφιερωμένες στην εναλλαγή των αερίων, που έτσι διεξάγεται με σχετική άνεση και μάλιστα υπό τον έλεγχο της εκτοπιστικής δράσεως του εμβόλου. Την πλήρωση η εκκένωση του κυλίνδρου καθώς και την έναρξη της καύσεως ρυθμίζουν ειδικά όργανα διανομής (αντιστοίχως βαλβίδα ή βαλβίδες εισαγωγής, βαλβίδα ή βαλβίδες εξαγωγής και αντλία καυσίμου – εγχυτήρας ή διανομέας – σπινθηριστής) λαμβάνοντα κίνηση από την εκκεντροφόρο άτρακτο, η ποία κινείται από τη στροφαλοφόρο άτρακτο με το μισό της ταχύτητας της.

Στους δίχρονους κινητήρες μία περίοδος λειτουργίας διαρκεί μόνο μία περιστροφή ή 360° της στροφαλοφόρου ατράκτου, δηλαδή περιλαμβάνει δύο διαδρομές εμβόλου ή «χρόνους», εκ των οποίων μόνον περίπου $2 \times 1/4 = 1/2$ πλησίον του κάτω νεκρού σημείου λειτουργίας είναι αφιερωμένες στην εναλλαγή αερίων. Στους παραδοσιακούς κινητήρες με θυρίδες εξαγωγής κατά κανόνα την πλήρωση και εκκένωση του κυλίνδρου ρυθμίζει η άνω ακμή του εμβόλου αποκαλύπτουσα ή καλύπτουσα σχετικές θυρίδες τοποθετημένες στην παράπλευρη επιφάνεια του κυλίνδρου, αλλά υπάρχουν και κινητήρες με βαλβίδα ή βαλβίδες εξαγωγής. Έτσι η εναλλαγή των αερίων διεξάγεται πάντοτε υπό δυσμενείς συνθήκες καθιστούσες απαραίτητη την βίαιη πλήρωση του κυλίνδρου με ειδική αντλία αποπλύσεως ή σαρώσεως που απορροφά πολύτιμο μηχανικό έργο από την στροφαλοφόρο άτρακτο. Η ομοτάχως προς την στροφαλοφόρο άτρακτο κινούμενη εκκεντροφόρος άτρακτος εξυπηρετεί τότε μόνον την καύση (αντλία καυσίμου ή διανομέας) και άλλα βοηθητικά όργανα με κυριότερο τις βαλβίδες εξαγωγής, όταν υπάρχουν. Η απόπλυση μπορεί να συντελείται εγκαρσίως, βρογχοειδώς, σπανίως ως διαμήκης σε κύλινδρο αντιθέτως παλινδρομούντων εμβόλων, ή διαμήκης σε θάλαμο με θυρίδες εισαγωγής και βαλβίδα ή βαλβίδες εξαγωγής, οπότε και παρατηρείται η καλύτερη απόπλυση.

1.3 Εσωτερική Διάκριση σε Κινητήρες Otto και Diesel

Από απόψεως εσωτερικής λειτουργίας γίνεται η βασική διάκριση σε κινητήρες Otto και κινητήρες Diesel, βασιζόμενη στον τρόπο αναφλέξεως που επιδρά στον τρόπο καύσεως του καυσίμου, το οποίο μπορεί να είναι υγρό ή αέριο. Στους κινητήρες Otto υπάρχει πάντοτε ανάφλεξη με την βοήθεια εξωτερικού μέσου, συνθηθέστατα ηλεκτρικού σπινθήρος. Στους κινητήρες Diesel υπάρχει πάντοτε αυτανάφλεξη λόγω της κατάλληλης εισαγωγής του καυσίμου στον κύλινδρο την στιγμή κατά την οποία το περιεχόμενό του έχει θερμανθεί σε επαρκώς υψηλή θερμοκρασία λόγω της προηγηθείσης σχετικώς ισχυρή συμπίεσεως.

Οι κινητήρες Otto αναλόγως με το χρησιμοποιούμενο καύσιμο χωρίζονται σε αεριοκινητήρες και βενζινοκινητήρες.

Οι αεριοκινητήρες χρησιμοποιούν σαν καύσιμο φυσικά ή τεχνητά αέρια των οποίων η πρόσμειξη με τον απαιτούμενο ατμοσφαιρικό αέρα γίνεται εντός του

κυλίνδρου μέσω ειδικής βαλβίδας αναμείξεως συνήθως συνδυαζόμενης με την βαλβίδα εισαγωγής.

Οι βενζινοκινητήρες χρησιμοποιούν σαν καύσιμο κατ' εξοχήν βενζίνη, αλλά και γενικότερα ελαφρά καύσιμα μεγάλης πτητικότητας όπως βενζόλιο και αλκοόλες. Παραδοσιακώς αναρροφάται ομογενές μείγμα αέρα-καυσίμου (ατμών) που προετοιμάζεται σε ειδικό όργανο καλούμενο εξαεριωτής. Εξαιτίας όμως των δυσχερειών και των ατελειών του σχηματισμού μείγματος δια εξαεριωτή σήμερα υφίστανται διατάξεις όπου λαμβάνει χώρα μηχανική έγχυση βενζίνης με την βοήθεια συγκροτήματος αντλίας καυσίμου – εγχυτήρος, τα οποία επιτυγχάνουν εν γένει έγχυση της εκάστοτε απαιτούμενης δόσεως βενζίνης κατά την επιθυμητή περίοδο. Διακρίνονται δε σε συστήματα συνεχούς και διακοπτόμενης εγχύσεως, απλού σημείου εγχύσεως (έγχυση σε κατάλληλη θέση του σωλήνα εισαγωγής αέρα πολλαπλών κυλίνδρων) και πολλαπλού σημείου εγχύσεως (έγχυση βενζίνης ξεχωριστά με ιδιαίτερο εγχυτήρα σε κάθε κύλινδρο), με τα τελευταία να υποδιαιρούνται ακόμη σε συστήματα εμέσου(έγχυση λίγο προ της βαλβίδας εισαγωγής στον σχετικό οχετό) και αμέσου εγχύσεως(έγχυση εντός του κυλίνδρου).

Ο κινητήρας Diesel, καλούμενος και πετρελαιομηχανή, αναρροφά πάντα ατμοσφαιρικό αέρα και χρησιμοποιεί ως καύσιμα τα βαρύτερα της βενζίνης υγρά καύσιμα της κατηγορίας των πετρελαίων, λιγότερο πτητικά και φθηνότερα, όπως το αερίελλαιο (καύσιμο Diesel), το ελαφρό (1500'RED) ή το βαρύ καύσιμο λεβήτων (3500'RED). Για τον σχηματισμό του καυσίμου μείγματος το πετρέλαιο εισάγεται στον κύλινδρο υπό την επίδραση ισχυρής πίεσεως, εξασφαλιζόμενης από το σύστημα αντλίας καυσίμου – εγχυτήρος, και διασκορπίζεται ατμοποιούμενο στην μάζα του ήδη συμπεπιεσμένου αέρα.

Σημειωτέον ότι εμφανίζονται και συστήματα με χαρακτηριστικά και των δύο κατηγοριών, όπως ο κινητήρας "Semi-Diesel" και ο κινητήρας Diesel-Gas.

1.4 Ρύθμιση Ισχύος σε Κινητήρες Otto και Diesel

Στον κινητήρα Otto έχουμε πάντοτε ανάφλεξη του καλώς προετοιμασμένου, συνήθως κατά τη διάρκεια δύο πλήρων διαδρομών εμβόλου, της συμπίεσεως και της αναρροφήσεως, ομοιόμορφου αερίου μείγματος καυσίμου και αέρα, το οποίο έχει ήδη υποστεί προετοιμασία έξωθεν του κυλίνδρου.

Το όλο φαινόμενο της καύσεως διέπεται από την ταχύτητα εξαπλώσεως αυτής από την θέση της αρχικής εναύσεως ως τα πέρατα του θαλάμου καύσεως. Την ταχύτητα εξαπλώσεως καθορίζει ο ρυθμός με το οποίον προσδίδεται στην γόμωση του κυλίνδρου θερμική ενέργεια, ο οποίος με την σειρά του εξαρτάται αφενός μεν από τον ρυθμό εκλύσεως θερμότητας, αφετέρου δε από τον ρυθμό απαγωγής της θερμότητος προς το περιβάλλον, δηλαδή την ψυκτική δράση των τοιχωμάτων.

Η ρύθμιση της ισχύος στον κινητήρα Otto είναι βασικώς ποσοτική, δηλαδή η αυξομείωση του έργου και της ισχύος επιτυγχάνεται κατ' αρχήν δια μεταβολής της ποσότητας του μείγματος που πληροί τους κυλίνδρους δια περιστροφής της στραγγαλιστικής δικλείδας, η οποία ρυθμίζει την πίεση κατά την είσοδο στους κυλίνδρους. Ταυτοχρόνως, η ποιότητα του μείγματος, δηλαδή ο λόγος των μαζών αέρα και καυσίμου παραμένει περίπου σταθερή και πλησίον της στοιχειομετρικής τιμής. Το μείγμα δηλαδή επιβάλλεται να μην είναι ούτε πολύ πτωχό, οπότε λόγω του μεγάλου έρματος αέρα η εκλυόμενη ποσότητα θερμότητος δεν επαρκεί για την συντήρηση της απαιτούμενης ταχείας αντιδράσεως, ούτε πολύ πλούσιο, οπότε δεν διατίθεται επαρκής αέρας για την πλήρη καύση ενώ αυξάνεται και η ειδική θερμοχωρητικότητα του μείγματος. Στην περίπτωση κινητήρων Otto με μηχανική

έγχυση υπάρχει αντλία και διανομέας του καταθλιβόμενου καυσίμου, οποίος μεριμνά για την εκάστοτε προσαγωγή αυτού προς τον εγχυτήρα του ερχόμενου στην σχετική φάση κυλίνδρου. Εμφανίζεται τέλος και η περίπτωση της ηλεκτρονικής εγχύσεως, όπου η ρύθμιση της ισχύος, δηλαδή της απαιτούμενης ποσότητας καυσίμου υπό μορφή χρονισμένου παλμού στο σωληνοειδές του εγχυτήρος, γίνεται με βάση την επεξεργασία σε ηλεκτρονικό εγκέφαλο των διαφόρων συνθηκών λειτουργίας (ταχύτητα περιστροφής, υποπίεση στον αγωγό εισαγωγής, θέση ρυθμιστικής δικλείδος, θερμοκρασία αέρα, ψυκτικού μέσου κ.τ.λ.)

Σε αντίθεση προς τον κινητήρα Otto, η ρύθμιση του φορτίου του κινητήρα Diesel είναι ποιοτική, δηλαδή η αυξομείωση του έργου και της ισχύος επιτυγχάνεται δια μεταβολής της ποιότητας του μείγματος, προκαλούμενης μέσω μεταβολής της ανά κύκλο εγχυόμενης ποσότητας καυσίμου με κατάλληλη ρύθμιση της αντλίας καυσίμου, ενώ η ποσότητα του αναρροφούμενου αέρα και επομένως ουσιαστικώς και του μείγματος παραμένει πρακτικώς η ίδια για όλα τα φορτία, εφόσον τηρείται σταθερή η ταχύτητα περιστροφής με την βοήθεια ρυθμιστού στροφών. Επίσης, σε αντίθεση με τον κινητήρα Otto δεν απαιτείται ορισμένη συνολική σχέση μαζών αέρα-καυσίμου, διότι υπάρχει έναυση σε όσες θέσεις το μείγμα ευρίσκεται στην περιοχή της αναφλεξιμότητας. Και ενώ στον κινητήρα Otto το μέγιστο φορτίο καθορίζεται από το πλήρες άνοιγμα της ρυθμιστικής δικλείδας, στον κινητήρα Diesel το μέγιστο φορτίο τίθεται συνήθως από την καύση, ουσιαστικώς την περίσσεια αέρα, δηλαδή αντιστοιχεί στο φορτίο εκείνο πέραν του οποίου αρχίζει να εμφανίζεται απαράδεκτος, πλέον του ελαφρού καπνός, ουσιαστικώς άκαυστος άνθρακας, στην εξαγωγή.

Η έναυση και ο ρυθμός καύσεως ελέγχονται από την στιγμή της εγχύσεως και τον ρυθμό εγχύσεως του καυσίμου σε συνδυασμό κυρίως με το επίπεδο αναταραχής του συμπιεσμένου αέρα, ενώ υπάρχει και επηρεασμός και από την πίεση και την θερμοκρασία. Η ικανοποιητική λειτουργία του κινητήρα Diesel εξαρτάται επομένως από τον κατάλληλο έλεγχο της εγχύσεως του καυσίμου και της κινήσεως του αέρα στον θάλαμο καύσεως. Ιδανικώς είναι επιθυμητή μία καλή ποιότητα εγχύσεως και ένα υψηλό επίπεδο κινήσεως του αέρα με σκοπό την τελειότητα του σχηματιζόμενου μείγματος καυσίμου αέρα εντός του κυλίνδρου σε σχετικά μικρό χρονικό διάστημα.

1.5 Υπερπλήρωση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.

Ως υπερπλήρωση ορίζεται η προσυμπίεση μέρους ή όλης της γομώσεως εξωτερικώς των κυλίνδρων, συνήθως σε κάποιον συμπιεστή

Η ισχύς ενός κινητήρα είναι γενικώς ανάλογη με την ποσότητα του δυνάμενου να καεί σε αυτόν καυσίμου, άρα και με την παροχή του αναρροφούμενου αέρα. Σε κάθε περίπτωση σκοπός της υπερπληρώσεως είναι η αύξηση της ισχύος του κινητήρα χωρίς αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του. Αμφότεροι παράγοντες αυξάνουν την παροχή του αναρροφούμενου αέρα και συνεπώς την ποσότητα του δυνάμενου να καεί καυσίμου, άρα και την ισχύ του κινητήρα. Και στις δύο περιπτώσεις υπεισέρχονται τεχνολογικά όρια στην περαιτέρω αύξηση της αποδιδόμενης ισχύος, η οποία δίνεται από την σχέση:

$$P_e = z \cdot V_h \cdot \overline{p_e} \cdot \frac{n}{30K} = z \cdot A_e \cdot s \cdot \overline{p_e} \cdot \frac{n}{30K} = z \cdot A_e \cdot \overline{p_e} \cdot \frac{c_e}{K}$$

όπου $K=4$ για τετράχρονο και $K=2$ για δίχρονο κινητήρα. Συνεπώς, για δεδομένο κινητήρα, δηλαδή καθορισμένο αριθμό κυλίνδρων z και επιφάνεια εμβόλου $A_e = \pi D^2/4$, η εξαγόμενη ισχύς δύναται να αυξηθεί είτε δια της αυξήσεως της

ταχύτητας περιστροφής n ή ισοδύναμα της μέσης ταχύτητας εμβόλου $\overline{c_e}$, είτε δια της αυξήσεως της μέσης πραγματικής πίεσεως $\overline{p_e}$.

Ωστόσο με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής μεγαλώνουν οι δυναμικές φορτίσεις του κινητήρα κα μάλιστα με ταχύτερο ρυθμό, δηλαδή αναλόγως με το τετράγωνο της ταχύτητας περιστροφής. Παραδείγματος χάριν, οι δυνάμεις εκ παλινδρομουσών μαζών είναι της μορφής $F_l = -m_l r \omega^2 \left(\frac{b}{r\omega^2}\right)$, όπου b η επιτάχυνση του εμβόλου και $m_l = m_e + m_{\delta\lambda}$, όπου m_e η μάζα του εμβόλου συμπεριλαμβανομένων του πείρου και των ελατηρίων και $m_{\delta\lambda}$ η παλινδρομούσα μάζα τους διωστήρος. Επιπλέον αυξάνονται ουσιαστικά και η μηχανικές απώλειες, οι οποίες είναι συνήθως της μορφής $\overline{p_r} = \alpha + \beta p_{\max} + \gamma n^\delta$ με $\delta > 1$. Αντιθέτως, με την εισαγωγή υπερπληρώσεως, δηλαδή αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσεως, αυξάνουν σχεδόν γραμμικώς οι δυνάμεις εξ αερίων $F_g = p_g \frac{\pi D^2}{4}$ και σε αρκετά μικρότερο βαθμό οι μηχανικές απώλειες. Αυξημένες δυνάμεις εξ αερίων δε μπορούν να αντιμετωπιστούν ευχερεστέρας από αυξημένες δυναμικές φορτίσεις.

Στην περίπτωση αύξησης της ταχύτητας περιστροφής n και άρα της μέσης ταχύτητας εμβόλου $\overline{c_e}$ απαιτούνται κινούμενα μέρη μικρού βάρους για λόγους αδρανείας, ενώ στην περίπτωση της υπερπληρώσεως απαιτείται στιβαρή κατασκευή για να μπορέσει ο κινητήρας να αντέξει τις καταπονήσεις λόγω αυξημένων δυνάμεων εξ αερίων. Και πάλι, όμως, η υπερπλήρωση οδηγεί κατά κανόνα σε χαμηλότερο ειδικό βάρος ανά μονάδα εξαγόμενης ισχύος.

Φαίνεται, λοιπόν ότι η υπερπλήρωση αποτελεί μία πιο αποτελεσματική μέθοδο αύξησης της ισχύος σε σχέση με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής και γι' αυτό έχει τύχει σχεδόν καθολικής εφαρμογής όσον αφορά τους κινητήρες Diesel. Η εφαρμογή της στους βενζινοκινητήρες, αντιθέτως, είναι σαφώς πιο περιορισμένη διότι επιτείνει τον κίνδυνο της κρουστικής καύσεως, ο οποίος θέτει άνω όριο στο μέγεθος της συμπίεσεως στους κινητήρες Otto.

Στην πράξη εφαρμόζονται τα ακόλουθα είδη υπερπληρώσεως:

- Εξωτερικά κινούμενος συμπιεστής από βοηθητικό κινητήρα ή ηλεκτροκινητήρα → εξωτερική υπερπλήρωση
- Συμπιεστής κινούμενος από την στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα → μηχανική υπερπλήρωση
- Συμπιεστής κινούμενος από στρόβιλο καυσαερίου → στροβιλοϋπερπλήρωση. Μπορεί να είναι μονοβάθμια χωρίς ή με ενδιάμεσο ψυγείο ή διβάθμια. Είναι ο πλέον διαδεδομένος τύπος υπερπληρώσεως με καθολική σχεδόν χρήση σε κινητήρες οχημάτων, βιομηχανικούς και ναυτικούς. Υφίστανται τρεις μέθοδοι: Σταθερής Πίεσεως, Παλμών Πίεσεως και Μετατροπής Παλμών.
- Χωρίς τη χρήση συμπιεστού αλλά με συμπίεση μέσω κύματος πίεσεως προερχόμενου από την αποτόνωση του καυσαερίου σε πτερυγιοφόρου δρομέως.

Τέλος, η υπερπλήρωση συνδυάζεται ευμενώς με ψύξη του αέρα υπερπληρώσεως. Το γεγονός αυτό εξηγείται από το ότι ενώ ο σκοπός της αυξήσεως της παραγόμενης ισχύος χωρίς αύξηση του μεγέθους του κινητήρα ή της ταχύτητας περιστροφής του επιτυγχάνεται δια της αυξήσεως της πίεσεως εισαγωγής και κατά συνέπεια της αναρροφούμενης μάζας, είναι αδύνατον να συμπιεστεί ο αέρας χωρίς ταυτόχρονη αύξηση της θερμοκρασίας του, η οποία αντισταθμίζει εν μέρει το όφελος από την

ανύψωση της πίεσεως μειώνοντας την τελική πυκνότητα, εφόσον $\rho = p/(RT)$. Επιπλέον πλεονέκτημα αποτελεί η μείωση της θερμοκρασιακής στάθμης του κύκλου λειτουργίας και συνεπώς της θερμικής φορτίσεως του κινητήρα. Σε ναυτικούς κινητήρες, οι οποίοι ενδιαφέρουν εν προκειμένω, η παροχή ψυκτικού μέσου δεν αποτελεί πρόβλημα, καθώς διατίθεται σε αφθονία θαλασσινό νερό, προτιμώτερο μάλιστα του αέρα λόγω του μεγαλύτερου συντελεστού μεταφοράς θερμότητας.

1.6 Σύγκριση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.

Ο κινητήρας Otto λόγω του μικρότερου βαθμού αποδόσεώς του, ο οποίος οφείλεται στον σχετικώς χαμηλό βαθμό συμπίεσεως του, ο οποίος επιβάλλεται εκ του κινδύνου κρουστικής καύσεως, και του εν γένει ακριβότερου καυσίμου του χρησιμοποιείται σε περιπτώσεις όπου σημασία έχει η αθόρυβη και ελαστική λειτουργία, το σχετικώς χαμηλό βάρος και δαπάνη κτήσεως, με κύριο πεδίο εφαρμογής τα επιβατηγά αυτοκίνητα και μικρότερα ετούτων οχήματα. Εμφανίζεται κυρίως σαν τετράχρονος κινητήρας, επειδή ο δίχρονος τύπος δεν προσφέρεται λόγω του γεγονότος ότι κατά την σάρωση ποσότητα χρησίμου μείγματος καυσίμου-αέρα αναμειγνύεται με τα αέρια εξαγωγής και χάνεται. Δίχρονοι κινητήρες Otto απαντώνται μόνον σε μικρές ισχύεις, διότι τότε η κακή ποιότητα καυσίμου μπορεί να παραβλεφθεί έναντι της απλής κατασκευής, ουσιαστικώς της χαμηλής δαπάνης κτήσεως.

Αντιθέτως ο κινητήρας Diesel λόγω του καλύτερου βαθμού αποδόσεώς του και του οικονομικότερου καυσίμου του ευρίσκεται σε χρήση σε κάθε πεδίο καλύπτοντας ολόκληρο το φάσμα ισχύος από κλάσματα του kW έως 50MW στο οποίο κατασκευάζονται οι εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ. Ο τετράχρονος τύπος κυριαρχεί στο πεδίο των μικρών και μέσων διαστάσεων, στο οποίο λίγοι εκπρόσωποι του δίχρονου εμφανίζονται, ο οποίος όμως κατέχει την αποκλειστικότητα στο πεδίο των μεγάλων διαστάσεων και ισχύων, όπου εμπίπτουν οι ναυτικές κινητήρες.

Ο δίχρονος κινητήρας διαθέτει έναντι του τετράχρονου τα εξής πλεονεκτήματα:

- Μεγαλύτερη συγκέντρωση ισχύος, καθώς ο δίχρονος παράγει έργο σε κάθε διαδρομή, ενώ ο τετράχρονος σε κάθε τέταρτη. Ωστόσο ο τετράχρονος κινητήρας διακρίνεται για την άνεση χρόνου, περίπου δύο διαδρομές εμβόλου, διατιθέμενου για την εναλλαγή των αερίων, οπότε επιτρέπει πληρέστερο καθαρισμό των κυλίνδρων και εκ νέου πλήρωσή τους, ενώ η δυσχέρεια αποπλύσεως των κυλίνδρων στον δίχρονο κινητήρα δεν επιτρέπει την εις το ακέραιο εκμετάλλευση του όγκου διαδρομής του εμβόλου. Εξ ου και αν και θεωρητικώς για την ίδια ταχύτητα περιστροφής η συγκέντρωση ισχύος του δίχρονου είναι διπλάσια του τετράχρονου, στην πραγματικότητα πρέπει να μειωθεί κατά 20-30% λόγω του τμήματος της διαδρομής σαρώσεως και επίσης κατά ένα ανάλογο ποσοστό λόγω της κακής εναλλαγής των αερίων, πλέον του γεγονότος της απορροφήσεως μηχανικού έργου εκ της αντλίας σαρώσεως (~10%).
- Λιγότερες βαλβίδες και άρα απλούστερο μηχανισμό, ιδίως ο τύπος μετά θυρίδων σαρώσεως μόνον
- Ομοιομορφώτερο διάγραμμα ροπής στρέψεως

Ο τετράχρονος κινητήρας υπερτερεί ως προς τα ακόλουθα:

- Η άνετη εναλλαγή των αερίων επιτρέπει την αποτελεσματικότερη απαγωγή θερμότητας από τα θερμικώς φορτιζόμενα τμήματα της μηχανής και έτσι καθιστά εφικτή την χρήση μεγαλύτερων ταχυτήτων περιστροφής και βαθμού υπερπληρώσεως

- ο Μεγαλύτερη ευχέρεια μεταβολής των στοιχείων διανομής με μεταβολή της γωνίας των εκκέντρων στην εκκεντροφόρο άτρακτο.

1.7 Εφαρμογές στην Ναυτιλία

Για την κίνηση πλοίων χρησιμοποιούνται, αεριοστροβίλοι, κινητήρες Diesel και μονάδες ατμοπαραγωγών και ατμοστροβίλων είτε πυρηνικές είτε με καύσιμο πετρέλαιο. Οι κινητήρες Diesel χρησιμοποιούνται ευρύτατα για την κίνηση πλοίων, ενώ οι αεριοστροβίλοι είναι δημοφιλής επιλογή σε συγκεκριμένες εφαρμογές, κυρίως στρατιωτικές.

Οι χρησιμοποιούμενοι για πρόωση πλοίων κινητήρες Diesel χωρίζονται στις ταχύστροφους και μεσόστροφους με ταχύτητα περιστροφής από 750RPM έως 1500RPM, οι οποίοι απαιτούν υψηλής ποιότητας ελαφρύ πετρέλαιο, και στους μεγάλους βραδύστροφους κινητήρες με ταχύτητα περιστροφής 120RPM, στους οποίους η απαίτηση της ποιότητας του καυσίμου είναι πολύ μικρότερη.

Οι χρησιμοποιούμενοι αεριοστροβίλοι για την πρόωση πλοίων έχουν στροβίλο ισχύος και πολλές φορές χρησιμοποιούν ενδιάμεση ψύξη και αναθέρμανση για βελτίωση του θερμικού βαθμού αποδόσεως του κύκλου. Επιλέγονται κυρίως σε περιπτώσεις όπου επιθυμείται η ανάπτυξη μεγάλων ταχυτήτων ταξιδιού και ευελιξία στις μεταβολές φορτίου με κύριο πεδίο εφαρμογής τα πολεμικά πλοία.

Ένα σημαντικό προτέρημα των κινητήρων Diesel έναντι των αεριοστροβίλων είναι ο καλύτερος βαθμός αποδόσεως στα μερικά φορτία αλλά και ο μικρότερος χρόνος επιταχύνσεως προς το πλήρες φορτίο. Για να αντισταθμιστεί το μειονέκτημα τους αυτό, χρησιμοποιούνται συχνά συνδυασμένες εγκαταστάσεις αεριοστροβίλων ή/και άλλων διατάξεων όπως κινητήρων Diesel ή ατμοστροβίλων. Γενικώς οι κινητήρες Diesel χαρακτηρίζονται από καλύτερη ειδική κατανάλωση καυσίμου εν σχέσει με τους αεριοστροβίλους στο πεδίο εφαρμογών όπου οι ισχύεις τους επικαλύπτονται, με το χάσμα να διευρύνεται όσο μειώνεται το φορτίο, καθώς ο θερμικός βαθμός αποδόσεως των αεριοστροβίλων είναι ανάλογος της θερμοκρασίας εισόδου στον στροβίλο και της πίεσεως λειτουργίας.

υπάρχουν συγκεντρώσεις αρκετά μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες τιμές της χημικής ισορροπίας στην ίδια θερμοκρασία, γεγονός που οδηγεί στο συμπέρασμα ότι ο σχηματισμός του NO καθορίζεται από την χημική κινητική.

Ο σχηματισμός μονοξειδίου του αζώτου από μοριακό άζωτο απαιτεί την διάσπαση του ισχυρού τριπλού δεσμού μεταξύ των ατόμων του αζώτου στο μόριο (N_2), το οποίο ένα μόριο οξυγόνου (O_2) δεν μπορεί να επιτύχει υπό τις συνθήκες καύσεως. Αντ' αυτού κατόπιν εντατικής έρευνας έχει προκύψει ότι ο σχηματισμός καθορίζεται κυρίως από το ακόλουθο σχήμα τριών αντιδράσεων για μείγματα καυσίμου – αέρα όχι πολύ μακριά της στοιχειομετρικής τιμής:



Το σύστημα των τριών ανωτέρω αντιδράσεων αποκαλείται και επεκτεταμένος μηχανισμός Zeldovich, κατόπιν προσθήσεως της τρίτης εξισώσεως στις δύο προϋπάρχουσες από τον Lavoie. Οι πρώτες δύο αναφέρονται σε περίσσεια αέρος, ενώ η τελευταία σε περίσσεια καυσίμου. Οι σταθερές ταχύτητας των αντιδράσεων αυτών για το θερμοκρασιακό εύρος που ενδιαφέρει τις εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσεως δίνονται στον πίνακα 2.1.

Πίνακας 2.1. Σταθερές ταχύτητας αντιδράσεως μηχανισμού σχηματισμού του Οξειδίου Αζώτου (NO)

Πίνακας 2.1				
α/α	Αντίδραση	Σταθερά ταχύτητας αντιδράσεως (cm ³ /mol.s)	Θερμοκρασιακή Περιοχή (K)	Αβεβαιότητα (%)
[1]	O+N ₂ ->NO+N	7,6x10 ¹³ exp(-38000/T)	2000-5000	2 20% σε 300K
[-1]	N+NO->N ₂ +O	1,6x10 ¹³	300-5000	2 σε 2000-5000K
[2]	N+O ₂ ->NO+O	6,4x10 ⁹ exp(-3150/T)	300-3000	30% σε 300-1500K 2 σε 3000K
[-2]	O+NO->O ₂ +N	1,5x10 ⁹ exp(-19500/T)	1000-3000	30% σε 1000K 2 σε 3000K
[3]	N+OH->NO+H	4,1x10 ¹³	300-2500	80%
[-3]	H+NO->OH+N	2,0x10 ¹⁴ exp(-23650/T)	2200-4500	2

Η σταθερά ταχύτητας αντιδράσεως της προς τα δεξιά αντιδράσεως συμβολίζεται με k_f , ενώ αυτής προς τα αριστερά με k_b , οπότε η σταθερά χημικής ισορροπίας της αντιδράσεως θα είναι ίση με $K_c = k_f / k_b$. Από τις εξισώσεις του επεκτεταμένου μηχανισμού Zeldovich προκύπτει ότι ο ρυθμός μεταβολής της συγκεντρώσεως των NO και N είναι ίσος αντίστοιχα προς (όπου οι όροι στην αγκύλη δηλώνουν συγκέντρωση σε mol/cm³):

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_{1f}[O][N_2] + k_{2f}[N][O_2] + k_{3f}[N][OH] - k_{1b}[NO][N] - k_{2b}[NO][O] - k_{3b}[NO][H] \quad (2.4)$$

$$\frac{d[N]}{dt} = k_{1f}[O][N_2] - k_{2f}[N][O_2] - k_{3f}[N][OH] - k_{1b}[NO][N] + k_{2b}[NO][O] + k_{3b}[NO][H] \quad (2.5)$$

Εφόσον όμως το μοριακό κλάσμα του N είναι μόνον $\sim 10^{-8}$, ενώ των άλλων συστατικών $\sim 10^{-2}$ - 10^{-1} , δηλαδή σχετικώς πάρα πολύ μικρό, μπορεί να εφαρμοσθεί η λεγόμενη προσέγγιση σταθερής καταστάσεως (steady-state approximation) και να τεθεί $d[N]/dt = 0$, οπότε η εξίσωση (2.5) επιλύεται ως προς [N]. Η τιμή αυτή του [N] αντικαθίσταται στην πρώτη εξίσωση, οπότε ο ρυθμός σχηματισμού του NO προκύπτει ως:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_{1f}[O][N_2] \frac{\left\{1 - \frac{[NO]^2}{K_{c1}K_{c2}[O_2][N_2]}\right\}}{\left\{1 + \frac{k_{1b}[NO]}{k_{2f}[O_2] + k_{3f}[OH]}\right\}} \quad (2.6)$$

Όσον αφορά την συγκέντρωση των συστατικών [O], [N₂], [O₂], [OH] και [H] μπορεί να γίνει η υπόθεση ότι είναι ίσες με τις αντίστοιχες της χημικής ισορροπίας στην συγκεκριμένη πίεση και θερμοκρασία. Μπορούν επομένως να θεωρηθούν οι ακόλουθοι ρυθμοί μεταβολής της συγκεντρώσεως των αντιδρώντων ή προϊόντων των τριών αντιδράσεων Zeldovich, όπου ο δείκτης “e” δηλώνει χημική ισορροπία:

$$R_1 = k_{1f}[O]_e[N_2]_e = k_{1b}[NO]_e[N]_e \quad (2.7)$$

$$R_2 = k_{2f}[N]_e[O_2]_e = k_{2b}[NO]_e[O]_e \quad (2.8)$$

$$R_3 = k_{3f}[N]_e[OH]_e = k_{3b}[NO]_e[H]_e \quad (2.9)$$

Αντικαθιστώντας λοιπόν τις συγκεντρώσεις ισορροπίας των [O], [N₂], [O₂], [OH] και [H] στην εξίσωση (2.6) προκύπτει η ακόλουθη διαφορική εξίσωση για την στιγμιαία συγκέντρωση του NO στα προϊόντα της καύσεως:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1 \left\{1 - \frac{[NO]^2}{[NO]_e^2}\right\}}{1 + \left\{\frac{[NO]}{[NO]_e} \left(\frac{R_1}{R_2 + R_3}\right)\right\}} \quad (2.10)$$

Είναι εμφανής η εξάρτηση του ρυθμού σχηματισμού από την θερμοκρασία λόγω της χρησιμοποιούμενης εκθετικής συναρτήσεως για τον προσδιορισμό της σταθεράς ταχύτητας των αντιδράσεων, καθώς επίσης και η εξάρτηση από το διαθέσιμο O₂. Στην πράξη έχει διαπιστωθεί ότι ο σχηματισμός θερμικού NO είναι πρακτικώς ασήμαντος για θερμοκρασίες κάτω των 1700K, ενώ επιταχύνεται ραγδαίως πάνω από τους 2000K.

2.1.2 Άμεσο NO

Την δεκαετία του 70 ο Fenimore κατέδειξε ότι δεν μπορεί το σύνολο των οξειδίων του αζώτου, ιδιαιτέρως στην υποστοιχειομετρική καύση, να εξηγηθεί από τον επεκτεταμένο μηχανισμό Zeldovich και προέτεινε τον ακόλουθο συμπληρωματικό μηχανισμό:



Αν είναι παρούσες ενώσεις περιέχουσες οξυγόνο τότε το υδροκυάνιο (HCN) και το ατομικό άζωτο (N) αντιδρούν περαιτέρω προς τον σχηματισμό μονοξειδίων του αζώτου μέσω διαδοχικών φάσεων, με την πλέον συνηθισμένη ακολουθία αντιδράσεων να είναι:

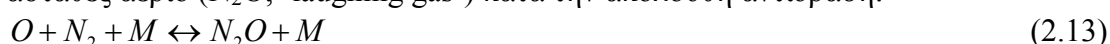


Ο σχηματισμός μονοξειδίου του αζώτου κατά τον ανωτέρω μηχανισμό λαμβάνει χώρα μόνο στην ζώνη καιόμενου καυσίμου όπου η καύση είναι ατελής και υπάρχουν

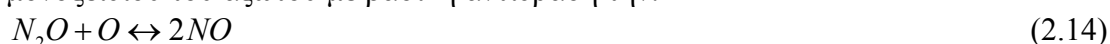
ρίζες υδρογονανθράκων για την πραγματοποίηση της πρώτης αντιδράσεως. Οι αντιδράσεις διενεργούνται ταχίστως, εξ' ου και η ονομασία άμεσο NO, ενώ εξαρτάται μόνο ασθενώς από την θερμοκρασία. Στις μηχανές Diesel η συνεισφορά των θερμικών NO επί του συνόλου εκτιμάται ότι είναι μικρή, κάτω του 5%.

2.1.3 Σχηματισμός NO από το μοριακό άζωτο

Ένας τρίτος μηχανισμός προτάθηκε επίσης κατά την δεκαετία του 70 για την αντίδραση του μοριακού αζώτου προς μονοξείδιο του αζώτου. Συμφώνως με τον μηχανισμό αυτόν, ατομικό οξυγόνο (O) και μοριακό άζωτο (N₂) σχηματίζουν ασταθές αέριο (N₂O, 'laughing gas') κατά την ακόλουθη αντίδραση:



όπου το M αντιπροσωπεύει οποιαδήποτε αέρια συνιστώσα. Το ασταθές αέριο αντιδρά προς τα πίσω, είτε προς N₂ είτε προς NO. Εν γένει επικρατεί η αντίδραση προς μοριακό άζωτο, όταν όμως αυξάνεται η θερμοκρασία, αυξάνεται και ο σχηματισμός μονοξειδίου του αζώτου με βασική αντίδραση την:



Προς το παρόν η σημασία του μηχανισμού αυτού ως προς τις εκπομπές NO δεν είναι πλήρως κατανοητή.

2.1.4 Σχηματισμός NO από το N₂ του καυσίμου

Σχηματίζεται από την οξείδωση του περιεχόμενου αζώτου στις διάφορες οργανικές ενώσεις του καυσίμου, με την πλέον σημαντική αλληλουχία αντιδράσεων να είναι η ακόλουθη, ταυτόσημη με το δεύτερο σκέλος του μηχανισμού σχηματισμού των άμεσων NO:



Το NO που προέρχεται από το N₂ του καυσίμου παρουσιάζει ασθενή εξάρτηση από την θερμοκρασία και σχηματίζεται εύκολα σε χαμηλές θερμοκρασίες, κάτω των 1100K.

2.2 Συνθήκες Σχηματισμού NO στους κινητήρες Diesel

Στους κινητήρες Diesel το καύσιμο εγχύεται στον θάλαμο καύσεως σε υγρή μορφή και στην συνέχεια ατμοποιούμενο αναμειγνύεται με τον απαιτούμενο αέρα για την καύση του. Αποτέλεσμα του γεγονότος αυτού είναι η μεγάλη στρωμάτωση κατανομής της θερμοκρασίας και συγκεντρώσεως του καυσίμου στον θάλαμο καύσεως, με αποτέλεσμα ο σχηματισμός του NO να λαμβάνει χώρα σε ορισμένες μόνον περιοχές, όπου οι συνθήκες το επιτρέπουν.

Το μεγαλύτερο ποσοστό NO σχηματίζεται κυρίως κατά το δεύτερο στάδιο της καύσεως, δηλαδή αυτό της ανεξέλεγκτης καύσεως, όποτε η φλόγα είναι τύπου προαναμείξεως, με τιμές του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου πλησίον της μονάδας, ενώ η θερμοκρασία λόγω του χαρακτήρα της καύσεως είναι ιδιαίτερος υψηλή. Λόγω της συνεχούς εξαπλώσεως της δέσμης του καυσίμου, οι ζώνες αντιδράσεως έρχονται σε επαφή με τον ψυχρό περιβάλλοντα αέρα κατά την διάρκεια του τρίτου σταδίου της καύσεως, αυτό της ελεγχόμενης καύσεως, με αποτέλεσμα την πτώση της θερμοκρασίας τους και το πάγωμα των αντιδράσεων διασπάσεως του NO, όποτε παγώνει και η συγκέντρωση του NO σε αρκετά υψηλές τιμές. Συμπερασματικά, λοιπόν, το σπουδαιότερο τμήμα του κύκλου για τον σχηματισμό του NO στον

κινητήρα Diesel είναι αυτό από την αρχική έναυση έως και περίπου 25 μοίρες γωνίας στροφάλου μετά από αυτήν.

Όσον αφορά τους κινητήρες Diesel εμμέσου εγχύσεως, η έγχυση του καυσίμου και η αρχική έναυση λαμβάνουν χώρα στον προθάλαμο, με συνέπεια ο σχηματισμός NO να ξεκινά από αυτόν. Εντός του προθαλάμου η σύσταση είναι συνήθως πλούσια και η θερμοκρασία υψηλή. Λόγω του γεγονότος αυτού το NO σχηματίζεται ως επί το πλείστον στον προθάλαμο και μεταφέρεται αργότερα προς τον κύριο θάλαμο καύσεως. Εξαιτίας της πλούσιας συστάσεως στον προθάλαμο ευνοούνται οι αντιδράσεις διασπάσεως του NO, ωστόσο η τελική σύνθεση του καυσαερίου σε NO δεν είναι όσο χαμηλή θα ανεμένετο, γιατί μεταφερόμενο το σχηματιζόμενο στον προθάλαμο NO στον κύριο θάλαμο καύσεως αναμειγνύεται με ψυχρότερες μάζες ρευστού και κατά συνέπεια παγώνουν οι αντιδράσεις διασπάσεως. Τελικώς, πάντως, τα επίπεδα εκπομπής του NO στην εξαγωγή του κινητήρα εμμέσου εγχύσεως είναι αρκετά χαμηλότερα συγκριτικώς με των αντιστοίχων αμέσου εγχύσεως.

Για την μελέτη του σχηματισμού του NO στον θάλαμο καύσεως των κινητήρων Diesel μπορεί να χρησιμοποιηθεί το μοντέλο τριών αντιδράσεων Zeldovich με την προϋπόθεση ότι είναι γνωστή η τοπική σύσταση και θερμοκρασία. Τα τελευταία καθίσταται δυνατό με την χρήση μοντέλων προσομοιώσεως καύσεως, τα οποία λαμβάνουν υπ' όψιν τους την κατανομή του καυσίμου διαχωρίζοντας τον θάλαμο καύσεως σε υποπεριοχές, εξ' ου και ονομάζονται πολυζωνικά. Ένα τέτοιο μοντέλο αποτέλεσε την βάση της παρούσης εργασίας.

2.3 Αντιδράσεις Σχηματισμού NO₂

Ως προαναφέρθη, σε όλους τους εμβολοφόρους κινητήρες στις συνθήκες που επικρατούν στον θάλαμο καύσεως ο λόγος των δύο συστατικών NO₂/NO είναι σχεδόν αμελητέος με την εξαίρεση των κινητήρων Diesel στα χαμηλά φορτία. Η εξήγηση της ανωτέρω διαπιστώσεως έγκειται στο γεγονός ότι το σχηματιζόμενο NO στην περιοχή της αντιδράσεως δύναται να οξειδωθεί τάχιστα σε NO₂ συμφώνως προς την αντίδραση



και ομοίως το NO₂ δύναται να μετατραπεί σε NO σύμφωνα με την αντίδραση



Η τελευταία προωθείται προς τα δεξιά, εκτός εάν το NO₂ αναμειχθεί με ψυχρότερο ρευστό, γεγονός που συνάδει με τις συνθήκες λειτουργίας στα χαμηλά φορτία των κινητήρων Diesel, όπου παρατηρείται έντονη ανομοιομορφία κατανομής του καυσίμου στις ψυχρές περιοχές του θαλάμου καύσεως. Σημειωτέον ότι το ποσοστό NO₂ μεταβάλλεται εντόνως με την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο.

Κεφάλαιο 3: Το Πρόβλημα των Ρύπων στους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel

Η αυξανόμενη οικολογική ευαισθησία και η ανάληψη δράσεων για τον έλεγχο των περιβαλλοντικών επιπτώσεων κάθε μορφής ανθρώπινης δραστηριότητας επηρεάζει βεβαίως και τον κλάδο της ναυτιλίας, θέτοντας προκλήσεις για το παρόν και το μέλλον σε όλα τα εμπλεκόμενα μέρη, και ιδίως τους κατασκευαστές ναυτικών κινητήρων. Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται μία συνοπτική ανάλυση της καταστάσεως, όπως αυτή έχει διαμορφωθεί μέχρι σήμερα.

3.1 Σύνθεση του καυσαερίου βραδύστροφων δίχρονων κινητήρων Diesel

Στην παράγραφο αυτή θα περιγραφεί κάθε απαντώμενο συστατικό του καυσαερίου των ναυτικών κινητήρων για να καταστεί αντιληπτό ποιες ενώσεις αποτελούν ρύπους, ποιες επιπτώσεις εγκυμονούν και που οφείλεται η προέλευσή τους.

ο **Οξυγόνο(O_2)**. Επειδή οι βραδύστροφοι δίχρονοι κινητήρες λειτουργούν με μεγάλη περίσσεια αέρα ($\lambda_a > 3$), ένα μεγάλο μέρος του αποπλένεται εκ των κυλίνδρων χωρίς να λάβει μέρος στην καύση και κατά συνέπεια το καυσαέριο στον οχετό εξαγωγής περιέχει 13-16% καυσαέριο

ο **Άζωτο(N_2)**. Αποτελεί περίπου το 79% του ατμοσφαιρικού αέρος κατ' όγκο και 76,8% κατά μάζα. Δεδομένων των ανωτέρω υψηλών λόγων ισοδυναμίας αέρα καθίσταται σαφές ότι το N_2 αποτελεί σημαντικό συστατικό του καυσαερίου. Εξάλλου, το άζωτο είναι πρακτικώς αδρανές και μόνον ένα μικρό αλλά κεφαλαιώδους σημασίας μέρος του εμπλέκεται στις χημικές διεργασίες της καύσεως.

ο **Διοξείδιο του Άνθρακα(CO_2) και Νερό(H_2O)**. Βασικά, η πλήρης καύση υδρογονάνθρακων παράγει διοξείδιο του άνθρακα και νερό, τα ποσοστά των οποίων εξαρτώνται από την αναλογία άνθρακος και υδρογόνου στο καύσιμο. Το διοξείδιο του άνθρακα, παρότι μη τοξικό, ευρίσκεται στο επίκεντρο του ενδιαφέροντος, γιατί συμβάλλει καταλυτικώς στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Η σχεδίαση μηχανών με υψηλό θερμικό βαθμό αποδόσεως και η χρήση καυσίμων φτωχών σε άνθρακα είναι πρακτικώς η μόνο δίοδος προς την μείωση των εκπομπών CO_2 .

ο **Μονοξείδιο του Αζώτου(CO)**. Είναι τοξικό αέριο και ενδεικτικό είτε υποστοιχειομετρικής καύσεως, δηλαδή όταν το διαθέσιμο οξυγόνο δεν επαρκεί για την στοιχειομετρική καύση του μείγματος καυσίμου-αέρα με συνέπεια το πρόβλημα να οξύνεται σε περιπτώσεις πλουσίου μείγματος, οπότε το ποσοστό CO στο καυσαέριο αυξάνει, είτε ιδιαιτέρως υψηλής θερμοκρασίας στον κύλινδρο (άνω των 2000K), οπότε τα μόρια CO_2 δίστανται σε μόρια CO και O_2 . Επειδή, όμως, οι κινητήρες Diesel λειτουργούν με μεγάλη περίσσεια αέρος ακόμη και στο πλήρες φορτίο τους εμφανίζεται το CO εμφανίζεται σε αμελητέα ποσοστά στο καυσαέριο.

ο **Σωματίδια**. Συνίστανται σχεδόν κατ' αποκλειστικότητα από σφαιρίδια ανθρακώδους υλικού παραγόμενου κατά την καύση, δηλαδή αιθάλης, στο οποίο είναι προσροφημένες κατά κανόνα αρκετές οργανικές ενώσεις, όπως άκαυστοι υδρογονάνθρακες, οξυγονωμένοι υδρογονάνθρακες και πολυπυρηνικοί αρωματικοί υδρογονάνθρακες, αλλά και ανόργανες ενώσεις όπως διοξείδιο του

θείου, διοξείδιο του αζώτου και θειικό οξύ. Άλλες πηγές σωματιδίων είναι μερικώς καμμένο λιπαντικό έλαιο και τέφρα περιεχόμενη στο καύσιμο ή το λιπαντικό. Η συνεισφορά του λιπαντικού ελαίου συνίσταται κυρίως σε παράγωγα του ασβεστίου, όπως σε θεικές και ανθρακούχες ενώσεις, καθώς το ασβέστιο (Ca) είναι ο κύριος φορέας της αλκαλικότητας στο έλαιο που εξουδετερώνει το θειικό οξύ. Κυρίαρχη παράμετρος λειτουργίας για τις σωματιδιακές εκπομπές είναι το φορτίο με ομόσημη επίδραση. Έτερη σημαντική εξάρτηση από λειτουργική παράμετρο είναι αυτή της προπορείας εγχύσεως του καυσίμου, αύξηση της οποίας μειώνει τις σωματιδιακές εκπομπές αλλά αυξάνει τα NO_x , κλασικό απογοητευτικό πρόβλημα για τους σχεδιαστές, και του λόγου συστροφής (swirl ratio), αύξηση του οποίου επίσης μειώνει της σωματιδιακές εκπομπές αλλά συνεπάγεται αύξηση των NO_x .

ο **Άκαυστοι Υδρογονάνθρακες**. Κατά την διάρκεια της καύσεως ένα μικρό μέρος των υδρογονανθράκων θα διαφύγει της διεργασίας άκαυστο, είτε διότι το μείγμα καυσίμου-αέρος ήταν πολύ πτωχό για να αυταναφλεγεί ή να συντηρήσει την καύση, είτε διότι ήταν πολύ πλούσιο. Με την εξαίρεση του μη αντιδραστικού μεθανίου (CH_4) όλοι οι άλλοι εκπεμπόμενοι υδρογονάνθρακες χαρακτηρίζονται από ποικίλους βαθμούς αντιδραστικότητας από την άποψη της τάσεώς τους για συμμετοχή στον σχηματισμό φωτοχημικού νέφους στην ατμόσφαιρα. Το μεν πλούσιο μείγμα σχηματίζεται λόγω υποαναμειξιμότητας με αέρα στα πολύ υψηλά φορτία, το δε πτωχό μείγμα λόγω υπεραναμειξιμότητας με αέρα παρατηρείται στο κενό και τα μερικά φορτία. Κύρια αιτία της εμφανίσεως ακαύστων υδρογονανθράκων στην εξαγωγή είναι πάντως το πολύ πτωχό μείγμα, με το φαινόμενο να παρατηρείται κυρίως στο εγχυόμενο καύσιμο κατά την διάρκεια της καθυστέρησεως αναφλέξεως, ενώ το εγχυόμενο κατόπιν στην φάση της ελεγχόμενης καύσεως οξειδώνεται ραγδαίως και ουσιαστικώς οδηγεί σε τέλεια καύση. Η εκπομπή υδρογονανθράκων από τους κινητήρες Diesel επηρεάζεται σημαντικά από τις συνθήκες λειτουργίας και την σχεδίαση της μηχανής, με σημαντική επίδραση της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσεως και του όγκου του σάκκου του ακροφυσίου του εγχυτήρα (όγκος κάτωθεν της βελόνας).

ο **Οξείδια του Θείου(SO_x)**. Εξαιτίας της οργανικής προελεύσεως των ορυκτών καυσίμων, διάφορες ποσότητες θείου εμπεριέχονται στο εγχυόμενο καύσιμο στον θάλαμο καύσεως. Κατά την διάρκεια της καύσεως το περιεχόμενο στο καύσιμο θείο οξειδώνεται σε διάφορα οξείδια του θείου, πρωτίστως SO_2 και SO_3 με τυπική αναλογία περίπου 15:1. Οι εκπομπές SO_x επομένως είναι συνάρτηση της περιεκτικότητας του καυσίμου σε θείο και δύνανται να ελεγχθούν μόνο δια της πλήρους απομακρύνσεως του θείου από το καύσιμο ή την πλήρη ή μερική απομάκρυνση των SO_x από το καυσαέριο. Θεωρητικώς ένα πολύ μικρό κλάσμα του περιεχομένου θείου εξουδετερώνεται στον θάλαμο καύσεως από την χρήση αλκαλικών λιπαντικών προς δημιουργία ενώσεων του ασβεστίου. Αυτό επιδιώκεται ως μέτρο προστασίας της μηχανής έναντι της διαβρώσεως από συμπυκνούμενα SO_2 και SO_3 . Τα SO_x του διαφεύγοντος καυσαερίου εν τέλει απομακρύνονται από την ατμόσφαιρα δια της βροχοπτώσεως αυξάνοντας την οξύτητα του εδάφους και για τον λόγο αυτό είναι ανεπιθύμητα. Μπορούν να αφαιρεθούν από το καυσαέριο με απόπλυση του με νερό, διαδικασία η όμως παράγει υδάτινο διάλυμα θειικού οξέως, το οποίο πρέπει ακολούθως να εξουδετερωθεί χημικώς. Εναλλακτικώς, τα SO_x μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την παραγωγή θείου ή θειικού οξέως με

σκοπό την εμπορική διάθεση αυτών. Σε κάθε περίπτωση απαιτείται σημαντικό κόστος επενδύσεως για την διαχείρισή τους.

ο **Οξειδία του Αζώτου (NO_x)**. Σχηματίζονται κατά την διάρκεια της καύσεως στην ζώνη καμμένου ή καιόμενου καυσίμου, όπου οι θερμοκρασίες είναι τόσο υψηλές ώστε το άζωτο καθίσταται πλέον μη αδρανές και αναποφεύκτως αντιδρά με το οξυγόνο προς τον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου. Εμφανίζονται σε τοπικά θερμοκρασιακά μέγιστα και σε υψηλές συγκεντρώσεις οξυγόνου. Αναλυτικώς οι μηχανισμοί έχουν αναφερθεί στο προηγούμενο κεφάλαιο. Εδώ αξίζει να προστεθεί ότι η μετατροπή του NO σε NO₂ συνεχίζεται μετά την απελευθέρωση του καυσαερίου στην ατμόσφαιρα και, επειδή σε αντίθεση με το NO το NO₂ είναι ευδιάλυτο στο νερό, θα αποπλυθεί δια βροχοπτώσεως αυξάνοντας την οξύτητα του εδάφους. Συνεπώς η συμπεριφορά των NO_x είναι παρεμφερής με αυτήν των SO_x με την κεφαλαιώδη διαφορά ότι δεν υπάρχει δυνατότητα περιορισμού τους δια επεξεργασίας του καυσίμου όπως με την αποθείωση, γεγονός που καθιστά σε συνδυασμό και με του επιβληθέντες κανονισμού οξύ το πρόβλημα της διαχειρίσεώς τους.

3.2 Προβλήματα Λόγω των Εκπομπών Ρύπων από την Ναυτιλία

Οι εκπομπές NO_x, SO_x, σωματιδίων και άλλων τοξικών ρύπων όπως οι πολυαρωματικοί υδρογονάνθρακες (PAHs) έχουν και σε συνδυασμό με τις εκπομπές χερσαίων εφαρμογών σημαντικό αντίκτυπο στην ανθρώπινη υγεία και το περιβάλλον.

ο Διάφορα μικροσωματίδια, είτε εκπεμπόμενα πρωτογενώς είτε σχηματιζόμενα δευτερογενώς στην ατμόσφαιρα μέσω αντιδράσεων των NO_x και SO_x, σχετίζονται με πρόωρους θανάτους και πληθώρα καρδιακών και πνευμονικών προβλημάτων, μεταξύ άλλων εμφράγματα, καρκίνος του πνεύμονος, αρτηριοσκλήρωση και μόνιμη αναπνευστική δυσλειτουργία.

ο Το όζον, δημιουργούμενο εκ δευτερευουσών αντιδράσεων των NO_x στην ατμόσφαιρα προκαλεί αναπνευστικά προβλήματα, έως και το σημείο πρόωρου θανάτου.

ο Τα καυσαέρια μηχανών Diesel περιέχουν τοξικά στοιχεία όπως μέταλλα, φορμαλδεΐδες και πολυαρωματικούς υδρογονάνθρακες, πολλά εκ των οποίων είναι καρκινογόνα.

ο Τα NO_x και SO_x συμβάλλουν στον σχηματισμό της όξινης βροχής, στον υπερτροφισμό των φυκιών και κατά συνέπεια στον στραγγαλισμό της πανίδας των θαλασσιών ζωνών, βλάπτουν γεωργικές καλλιέργειες και δυσχεραίνουν την ορατότητα συμβάλλοντας στην δημιουργία φωτοχημικής ομίχλης.

ο Τα NO_x και τα σωματίδια άνθρακα συμβάλλουν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου.

3.3 Νομοθεσία όσον αφορά τις Εκπομπές Ρύπων από την Ναυτιλία

Ο Διεθνής Οργανισμός Ναυτιλίας (International Maritime Organisation ή σε σύντμηση IMO), υπό την αιγίδα του Οργανισμού Ηνωμένων Εθνών, συνεπήχθη για να προωθεί την ασφάλεια της ναυτιλίας και της ναυσιπλοΐας. Ενεργός από την ιδρυτική του πράξη το 1958 αριθμεί σήμερα 167 μέλη.

Οι διέποντες την ναυτιλιακή ρύπανση κανόνες του περιέχονται στην «Διεθνή Σύμβαση για την Αποτροπή της Μολύνσεως από Πλοία» (International Convention on the Prevention of Pollution from Ships), γνωστή και ως MARPOL 73/78. Η

συνθήκη αυτή επικαιροποιήθηκε με το «Πρωτόκολλο του 1997», το οποίο περιείχε το Παράρτημα VI ονόματι «Ρυθμίσεις για την Αποτροπή της Ρυπάνσεως του Αέρος από Πλοία» (Regulations for the Prevention of Air Pollution from Ships) και έθετε περιορισμούς στις εκπομπές NO_x και SO_x και απαγόρευε την εκπομπή ουσιών καταστρεπτικών για το όζον.

Το Πρωτόκολλο του 1997 –συμπεριλαμβανομένου του Παραρτήματος VI-, γνωστό και ως Tier I, ετέθη σε εφαρμογή στις 19 Μαΐου 2005 με αναδρομική ισχύ για μηχανές ισχύος άνω των 130kW σε οχήματα κατασκευασμένα μετά την 1^η Ιανουαρίου 2001 ή οχήματα υποβληθέντα σε μείζονες μετατροπές μετά την ημερομηνία αυτή.

Τον Οκτώβριο του 2008 συνήλθε «Συμβούλιο Προστασίας Θαλασσιού Περιβάλλοντος» (Marine Environment Protection Committee ή MEPC) του Διεθνούς Οργανισμού Ναυτιλίας και ενέκρινε νέες απαιτήσεις ποιότητας καυσίμου, οι οποίες ετέθησαν σε εφαρμογή τον Ιούλιο του 2010, έθεσε τα Tier II και Tier III όρια στις εκπομπές NO_x για νέες μηχανές και επέβαλε απαιτήσεις Tier I στις εκπομπές ενεργών μηχανών κατασκευασθεισών προ 2000.

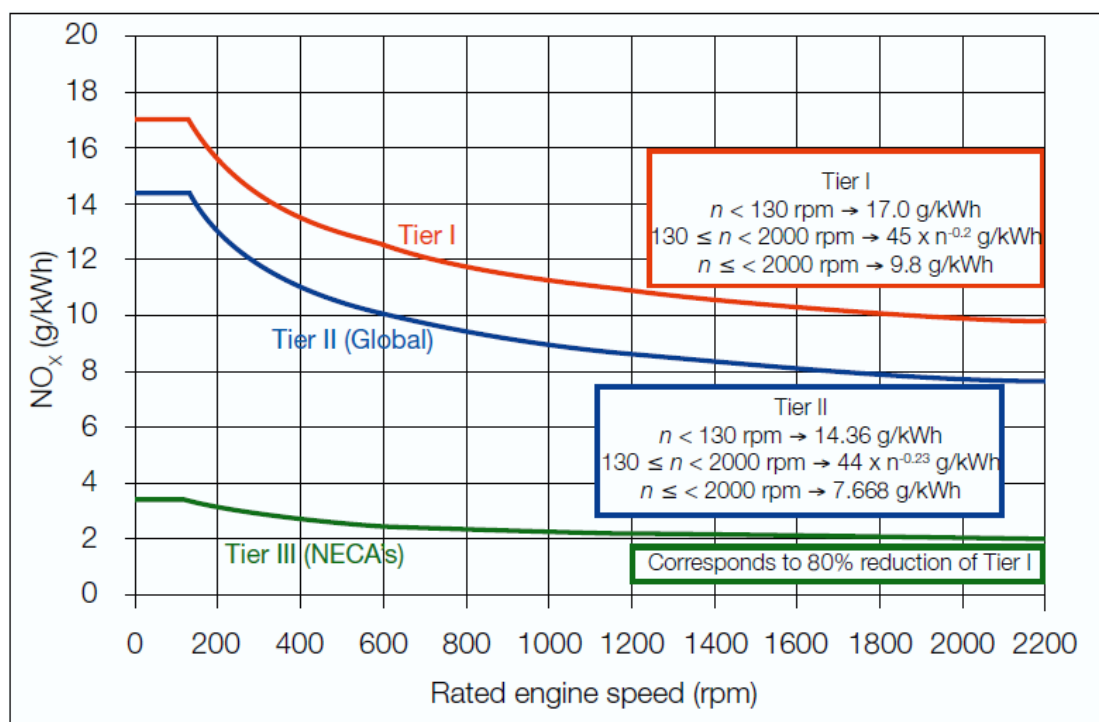
Το Tier II, το οποίο ετέθη σε εφαρμογή την 1^η Ιανουαρίου 2011, περιορίζει τα προϋπάρχοντα επίπεδα κατά 2.6 g NO_x/kWh και το Tier III, το οποίο προβλέπεται να τεθεί σε εφαρμογή από 1^η Ιανουαρίου 2015 περιορίζει τα όρια εκπομπών NO_x του Tier I κατά 80%.

Όσον αφορά τις εκπομπές SO_x, επί του παρόντος συγκρατούνται μέσω περιορισμών στην περιεχόμενη ποσότητα θείου στο καύσιμο. Το Παράρτημα VI της συνθήκης MARPOL επιβάλλει ως ανώτατο όριο την περιεκτικότητα του καυσίμου κατά 4,5% σε θείο και διευκρινίζει ότι καύσιμα με περιεκτικότητα όχι μεγαλύτερη από 1,5% μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε περιοχές ελεγχόμενων εκπομπών SO_x (SO_x Emissions Controlled Area ή SECA), όπως η Βόρειος Θάλασσα, τα στενά της Μάγχης και η Βαλτική θάλασσα, ενώ περαιτέρω μειώσεις έχουν προταθεί για την περιεκτικότητα των καυσίμων καθώς και διεύρυνση των SECAs, ενώ τοπικοί περιορισμοί έχουν τεθεί στην Ευρωπαϊκή Ένωση και στην Καλιφόρνια.

Συμφώνως με τους κανονισμούς κατά την διάρκεια ζωής μιας μηχανής διενεργούνται διάφοροι έλεγχοι. Ο πρώτος αντιστοιχεί στην δοκιμή προ-πιστοποίησης, η οποία αποσκοπεί στην επιβεβαίωση ότι η μηχανή, ως έχει σχεδιαστεί και κατασκευασθεί, συνάδει με τα τεθέντα όρια εκπομπών NO_x του Κανονισμού 13 του Παραρτήματος VI της συνθήκης MARPOL 73/78. Αν η δοκιμή είναι επιτυχής, η μηχανή λαμβάνει το πιστοποιητικό EIAPP (Engine International Air Pollution Prevention certificate). Ο δεύτερος, ο οποίος λαμβάνει χώρα αφότου η μηχανή έχει προσαρμοστεί στο πλοίο αλλά προτού τεθεί σε υπηρεσία, ώστε να επιβεβαιώνεται ότι η μηχανή, ως έχει εγκατασταθεί στο πλοίο, και λαμβανομένων υπ' όψιν τυχουσών μετατροπών και τροποποιήσεων μετά το πέρας της δοκιμής προ-πιστοποίησης, εξακολουθεί να πληροί τους περιορισμούς εκπομπών NO_x του Παραρτήματος VI της συνθήκης MARPOL 73/78. Αναλόγως με το αποτέλεσμα η δοκιμή αυτή οδηγεί είτε σε επικύρωση του αρχικού πιστοποιητικού EIAPP, είτε σε αναθεώρησή του αντανακλούσα την εγκατάσταση καινούριας μηχανής. Αργότερα διενεργούνται περιοδικές ενδιάμεσες δοκιμές, ώστε να εξασφαλίζεται ότι η μηχανή συνεχίζει να συμμορφώνεται πλήρως με τις ρήτρες που θέτει ο Κανονισμός 5 του Παραρτήματος VI της συνθήκης MARPOL 73/78. Επίσης, κάθε φορά οπότε η μηχανή υφίσταται μια ουσιώδη μετατροπή μετά την αρχική λήψη της πιστοποίησης πρέπει να διενεργούνται δοκιμές στην τροποποιημένη μηχανή, ώστε να διαπιστώνεται αν εξακολουθεί να πληροί τους περιορισμούς εκπομπών NO_x του Παραρτήματος VI της συνθήκης MARPOL 73/78.

Κατόπιν τούτων γίνεται σαφές ότι ανακύπτει αδιάλειπτη η ανάγκη για σχεδίαση μηχανών και εφαρμογή τεχνικών με μειωμένες εκπομπές ρύπων και παράλληλη διατήρηση του μεγίστου δυνατού βαθμού αποδόσεως, της αξιοπιστίας και της διάρκειας ζωής. Ακολούθως παρουσιάζονται εφαρμοσμένοι και πειραματικοί τρόποι περιορισμού των εκπομπών NO_x, ο οποίος αποτελεί και την ουσιαστική τεχνολογική και εμπορική πρόκληση, καθώς και οι συνεπαγόμενες συνέπειες στην λειτουργία της μηχανής.

Στο Σχήμα 3.1 παρουσιάζονται συγκεντρωτικώς τα όρια που έχουν τεθεί από τα Tier I, II και III ως προς τις εκπομπές NO_x.



Σχήμα 3.1. Όρια Εκπομπών NO_x εκφρασμένα σε γραμμάρια ανά κιλοβατώρα κατά τα Tier I, Tier II και Tier III

3.4 Τεχνικές Περιορισμού των NO_x

Οι εφαρμοζόμενες ή δοκιμαζόμενες τεχνικές διακρίνονται σε πρωτογενείς, δηλαδή προλήψεως, και δευτερογενείς, δηλαδή επεξεργασίας του καυσαερίου εκτός του θαλάμου καύσεως. Οι δε πρωτογενείς διακρίνονται σε ξηρές και υγρές μεθόδους.

A.1. Ξηρές πρωτογενείς

Μείωση της τάξεως του 15-20% μπορεί να επιτευχθεί πλέον των ορίων του Tier I χωρίς να θυσιαστεί η κατανάλωση καυσίμου και η παραγόμενη ισχύς. Ακόμη μεγαλύτερες μειώσεις της τάξεως του 25-30% επιτυγχάνονται με κόστος στην κατανάλωση καυσίμου. Συνδυάζονται καθυστερημένη έγχυση καυσίμου, με συνακόλουθη μείωση της πίεσεως καύσεως και συνεπώς της θερμοκρασίας στον θάλαμο καύσεως αλλά και κόστος στην κατανάλωση καυσίμου, υψηλός βαθμός συμπίεσεως ε, καθυστερημένο κλείσιμο των βαλβίδων εξαγωγής, χρήση αντλιών κοινού οχετού και επιλογή καταλλήλου εγχυτήρος.

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει και η πιο πρόσφατη τεχνική της ανακυκλοφορίας καυσαερίου (Exhaust Gas Recirculation ή σε σύντμηση EGR). Στην κανονική λειτουργία ενός δίχρονου κινητήρος Diesel λόγω κυρίως του υδρατμού αλλά και του διοξειδίου του άνθρακα που περιέχονται στο παραμένον καυσαέριο(διαφεύγει της σαρώσεως), διαπιστώνεται σημαντική αύξηση της θερμοχωρητικότητας του μείγματος με αποτέλεσμα την μείωση των θερμοκρασιών εντός του κυλίνδρου κατά την διάρκεια του κύκλου έναντι λειτουργίας χωρίς παραμένον καυσαέριο, με συνέπεια την μείωση της συγκεντρώσεως του NO, η οποία καθίσταται σημαντική για μεγάλα ποσοστά παραμένοντος καυσαερίου. Η παρατήρηση αυτή οδήγησε στην υιοθέτηση της τεχνικής της ανακυκλοφορίας καυσαερίου, όπου ένα ποσοστό του καυσαερίου εξαγωγής επανατροφοδοτεί τον κύλινδρο μέσω κατάλληλης διατάξεως. Η τεχνική αυτή προσφέρει την δυνατότητα για μείωση των εκπομπών έως και 60-70%, αλλά προκαλεί σημαντική μείωση της ισχύος του κινητήρα και κατά συνέπεια αύξηση της ειδικής καταναλώσεως καυσίμου, καθώς αδρανές αέριο πληρώνει τον κύλινδρο. Εξάλλου στα μεγάλα φορτία οδηγεί σε αύξηση των σωματιδιακών εκπομπών και ειδικώς στις βραδύστροφες ναυτικές μηχανές εξαιτίας της χαμηλής ποιότητας του χρησιμοποιούμενου καυσίμου, πρέπει να καθαρίζεται το καυσαέριο από τα υπολείμματα τέφρας και θείου ώστε να προστατεύεται ο θάλαμος καύσεως από διάβρωση και μηχανική φθορά.

A.2. Υγρές πρωτογενείς τεχνικές

Πρακτικά πρόκειται περί χρήσεως νερού για τη μείωση της θερμοκρασίας της καύσης λόγω διάσπασης του νερού και αύξησης της ειδικής θερμοχωρητικότητας. Βασικές αρχές τους είναι ότι η θερμοκρασία καύσεως μειώνεται ως αποτέλεσμα της μεγαλύτερης ειδικής θερμοχωρητικότητας του νερού συγκριτικά με τον αέρα και ότι σε περίπτωση ατμοποίησης του νερού η θερμοκρασία μειώνεται περαιτέρω λόγω της απορροφήσεως θερμότητας για την ατμοποίηση του υγρού. Ακόμη, μειώνεται η μερική πίεση του οξυγόνου στο μείγμα και κατά συνέπεια συρρικνώνεται η πιθανότητα αντιδράσεώς του με το άζωτο.

Μία χρησιμοποιούμενη μέθοδος για τον περιορισμό του σχηματισμού NO_x είναι η έγχυση νερού υπό υψηλή πίεση στον θάλαμο καύσεως (Direct Water Injection ή DWI), γεγονός που οδηγεί σε μείωση των θερμοκρασιών του κύκλου δια της απορροφήσεως θερμότητας για την ατμοποίηση του ύδατος και της υψηλής θερμοχωρητικότητας του ατμού. Συνεπώς επέρχεται πτώση των εκπομπών. Το νερό διακινείται από ξεχωριστό του καυσίμου κύκλωμα και ψεκάζεται ανεξαρτήτως του καυσίμου με τον χρονισμό και συγχρονισμό των δύο να ποικίλουν. Μπορεί να επιτευχθεί πτώση των εκπομπών της τάξεως του 50-60% κάτω των ορίων του Tier I αλλά με μικρό κόστος ως προς την κατανάλωση καυσίμου.

Παρεμφερής μέθοδος για την εισαγωγή νερού στον θάλαμο καύσεως είναι και η αύξηση της υγρασίας μέχρι κορεσμού στην παροχή αέρα αποπλύσεως. Το νερό ψεκάζεται υπό υψηλή πίεση μετά τον συμπιεστή και προ του θαλάμου καύσεως. Η θερμοκρασία του ψεκαζομένου ύδατος μπορεί να αυξηθεί συνδέοντας το κύκλωμά του με το ψυγείο του αέρος συμπιέσεως. Μπορεί να οδηγήσει σε πτώση της τάξεως του 50-60% κάτω των ορίων του Tier I χωρίς επίπτωση στην κατανάλωση καυσίμου.

Έτερη τεχνική που εφαρμόζεται είναι η έγχυση ατμού. Αυτή μπορεί να λαμβάνει χώρα υπό χαμηλή πίεση εκτός των κυλίνδρων, προ ή κατόπιν του συμπιεστού του συστήματος στροβιλοϋπερπληρώσεως αν υπάρχει, ή υπό υψηλή πίεση κατ' ευθείαν στον θάλαμο καύσεως. Μπορεί να οδηγήσει σε πτώση των εκπομπών έως και 25% κάτω των ορίων του Tier I χωρίς κόστος στην κατανάλωση καυσίμου. Η έγχυση υπό χαμηλή πίεση εκτός του θαλάμου καύσεως είναι απλή και οικονομική, υπό την

προϋπόθεση ότι είναι διαθέσιμος υδρατμός χαμηλής πίεσεως, ενώ η έγχυση υπό υψηλή πίεση εντός του θαλάμου καύσεως εν δυνάμει οδηγεί σε βελτίωση της καταναλώσεως καυσίμου.

Τέταρτη τεχνική που χρησιμοποιείται είναι η δημιουργία γαλακτώματος καυσίμου και νερού προ του θαλάμου καύσεως με την ανάμειξη κατά το δυνατόν μικρότερων σταγονιδίων ύδατος με το ρέον καύσιμο. Όπως και στις προηγούμενες δύο περιπτώσεις προκύπτει η ανάγκη για σημαντική κατανάλωση αποσταγμένου νερού, αν και συγκριτικώς ταπεινή εν προκειμένω, αλλά και για την ύπαρξη διατάξεως ομογενοποιήσεως. Γενικώς επιτυγχάνεται μείωση των εκπομπών κατά 1% για κάθε 1% προστιθέμενου ύδατος με μικρό κόστος στην κατανάλωση καυσίμου. Σημειωτέον δε ότι παρουσιάζει ευεργετικές επιδράσεις ως προς την εκπομπή καπνού, πρωτίστως στα μερικά φορτία

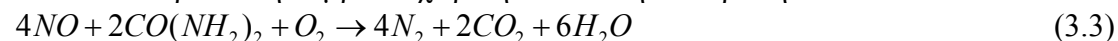
Οι τεχνικές αυτές έχουν δοκιμαστεί πειραματικώς αυτούσιες και σε συνδυασμό. Οι επιδράσεις τους προφανώς δεν είναι πλήρως αθροιστικές, αλλά συνδυαστικά έχουν οδηγήσει σε μειώσεις έως και 80% των παραγομένων NO_x , ένα επίπεδο που μέχρι πρότινος έμοιαζε εφικτό μόνο μέσω καταλυτικών μετατροπών. Ωστόσο οι καταλυτικοί μετατροπείς αποτελούν ώριμη εμπορικώς τεχνολογία, ενώ οι πρωτογενείς μέθοδοι πέραν της δημιουργίας γαλακτώματος και της χρήσεως ειδικών εγχυτήρων δεν έχουν τύχη ευρείας εμπορικής εφαρμογής.

B. Δευτερογενείς Τεχνικές – Επεξεργασία καυσαερίου

Εδώ κυριαρχεί η εκλεκτική καταλυτική αναγωγή (Selective Catalytic Reduction ή SCR) με επιτυγχανόμενη μείωση εκπομπών της τάξεως του 85-90%, χωρίς ουσιαστικό κόστος στην κατανάλωση καυσίμου αλλά με σημαντική δαπάνη κτήσεως του εξοπλισμού. Σύμφωνα με την μέθοδο αυτήν, το καυσαέριο αναμειγνύεται με αμμωνία (NH_3) προτού διέλθει ενός στρώματος καταλυτικού υλικού δομής τύπου μονολίθου σε θερμοκρασία μεταξύ 300 και 400, όπου τα NO_x ανάγονται σε N_2 και H_2O . Οι λαμβάνουσες χώρα αντιδράσεις είναι οι ακόλουθες:



Όπως φαίνεται είναι αναγκαία η παρουσία οξυγόνου. Αν η θερμοκρασία είναι πολύ υψηλή, η αμμωνία θα οξειδωθεί αντί να αντιδράσει με το NO και το NO_2 , ενώ αν είναι χαμηλότερη από την δέουσα ο ρυθμός των αντιδράσεων θα είναι πολύ βραδύς και η συμπύκνωση ενώσεων αμμωνίας και αλάτων θεικού οξέως θα καταστρέψει το καταλυτικό υλικό. Εξαιτίας του περιορισμού αυτού ο αντιδραστήρας τοποθετείται πάντοτε προ του στροβίλου της υπερπληρώσεως για δίχρονες μηχανές. Ο βαθμός απομακρύνσεως των NO_x εξαρτάται από την αναλογία τους με την ψεκαζόμενη στο καυσαέριο αμμωνία. Για υψηλούς λόγους NH_3/NO_x ο βαθμός θα ανυψωθεί, όμως παραλλήλως θα αυξηθεί και η μάζα της παραμένουσας αμμωνίας (NH_3 slip) στο καθαρό καυσαέριο, γεγονός ανεπιθύμητο, γιατί υπάρχει ο κίνδυνος ψυχόμενου του καθαρού καυσαερίου να αντιδράσει με SO_3 και οι παραγόμενες ενώσεις αμμωνίας και αλάτων θεικού οξέως να διαβρώσουν τις επιφάνειες αγωγών και εναλλακτών. Η αμμωνία μπορεί να παρέχεται είτε σε υγρή μορφή υπό πίεση, είτε μέσω υδατικού διαλύματος σε ατμοσφαιρική πίεση, ή μπορεί να φέρεται ως ξηρώς διακινούμενη ουρία που διαλύεται στο νερό λίγο προτού χρησιμοποιηθεί. Στην τελευταία περίπτωση λαμβάνει χώρα η ακόλουθη αντίδραση:

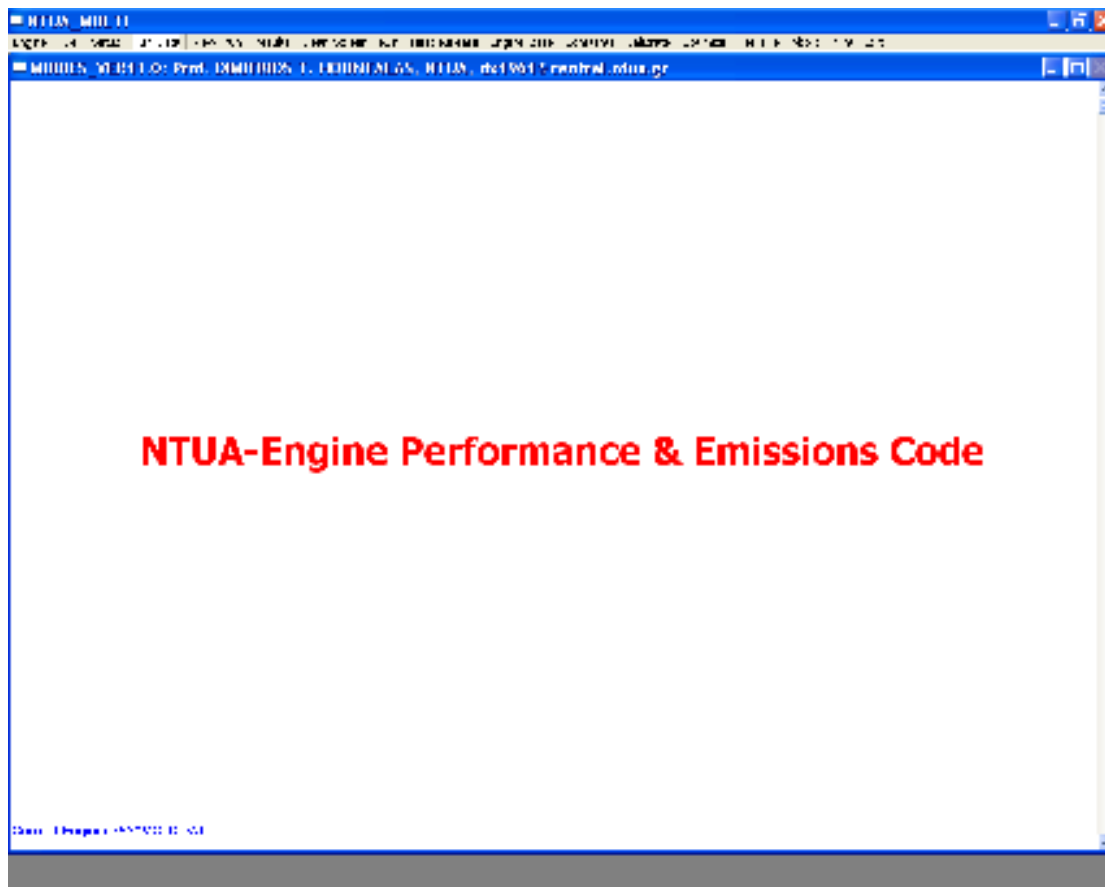


Κεφάλαιο 4: Το Πολυζωνικό Μοντέλο Καύσεως

Για την πρόβλεψη της λειτουργίας του κινητήρα και των εκπομπών ρύπων χρησιμοποιήθηκε ο κώδικας NTUA Multizone Simulation Code, ο οποίος έχει αναπτυχθεί από και αναβαθμίζεται διαρκώς υπό την επίβλεψη του καθηγητή κ. Δημητρίου Χουντάλα του Τομέα Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσοβίου Πολυτεχνείου. Στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει μία σύντομη περιγραφή του πολυζωνικού μοντέλου καύσεως με ιδιαίτερη έμφαση στις επιλογές που χρησιμοποιήθηκαν κατά κύριο λόγο, ώστε να γίνονται κατανοητές οι περιγραφές των χαρακτηριστικών των εκάστοτε προσομοιώσεων που ακολουθούν στα επόμενα κεφάλαια. Αυτό είναι σημαντικό γιατί η σύγκριση των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων αυτών με τα πειραματικά δεδομένα θα αποτελέσει την βάση της εξαγωγής των ποιοτικών συμπερασμάτων σχετικά με την λειτουργία και τις εκπομπές του κινητήρα.

4.1 Γενικό Μενού Επιλογών

Στο Σχήμα 4.1. παρουσιάζεται το γενικό μενού επιλογών του λογισμικού. Στην επιφάνεια εργασίας διακρίνονται οι εξής επιλογές του προγράμματος: επιλογή μηχανής (Engine), καθορισμός ιδιοτήτων καυσίμου (Fuel), καθορισμός των χρησιμοποιούμενων επιλογών προσομοιώσεως (Setup), καθορισμός των παραμέτρων λειτουργίας της μηχανής (Run_Data),

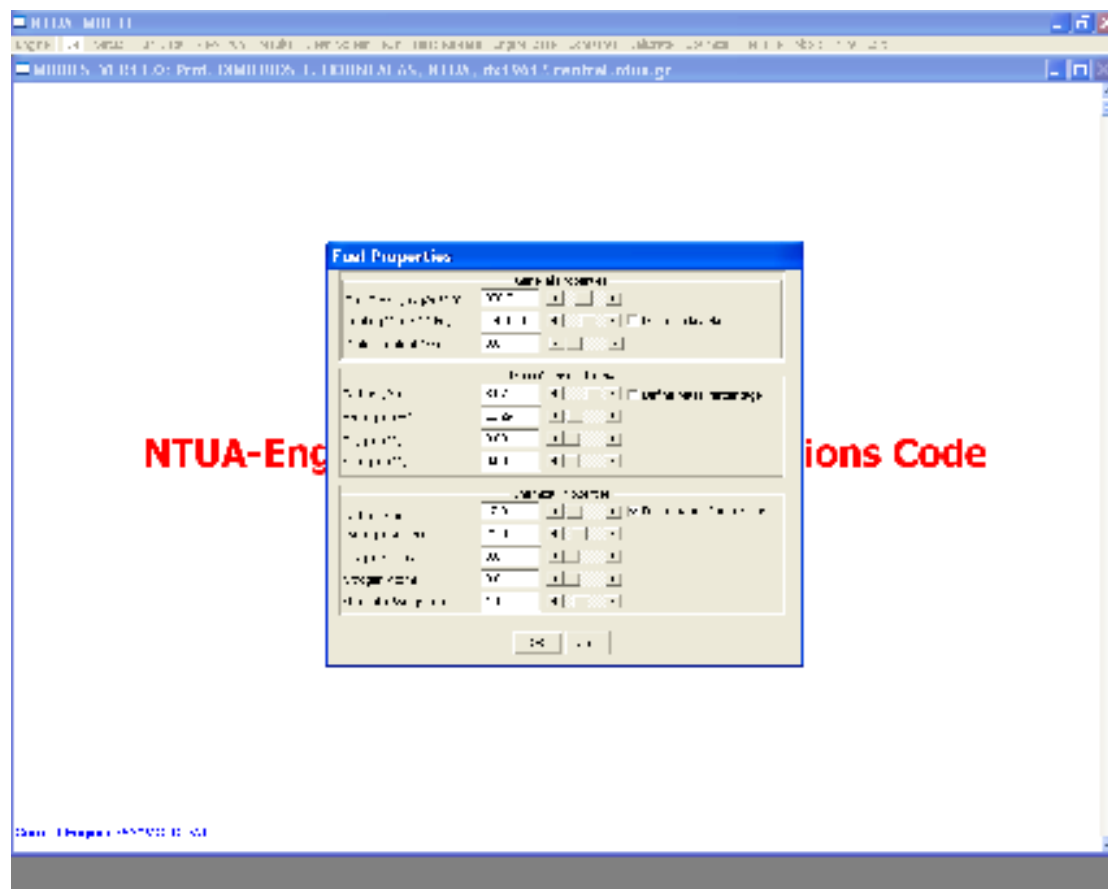


Σχήμα 4.1. Γενικό Μενού Επιλογών Του Πολυζωνικού Μοντέλου Καύσεως

καθορισμός των γεωμετρικών και κατασκευαστικών χαρακτηριστικών της μηχανής (Engine_Base), καθορισμός των τιμών των σταθερών του προγράμματος (Constants), βαθμονόμηση κάποιας ή κάποιων μεταβλητών ως προς τις αντίστοιχές τους παραμέτρους λειτουργίας (Calibrate), βελτιστοποίηση (Optimize), οι βασικές εντολές ενός προγράμματος (Run, Results, Abort, Exit) καθώς και δευτερευούσης σημασίας επιλογές προς την διαμόρφωση φιλικής προς τον χρήστη επιφάνειας εργασίας: View_Run (παρακολούθηση διαφόρων μεγεθών κατά την διάρκεια εκτελέσεως της προσομοιώσεως), Results (παρουσίαση αποτελεσμάτων μετά το πέρας της προσομοιώσεως), Res_File (δημιουργία αρχείου αποτελεσμάτων) και Print (εκτύπωση των όσων εμφανίζονται στην οθόνη την συγκεκριμένη στιγμή).

4.2 Καθορισμός των Ιδιοτήτων του Καυσίμου

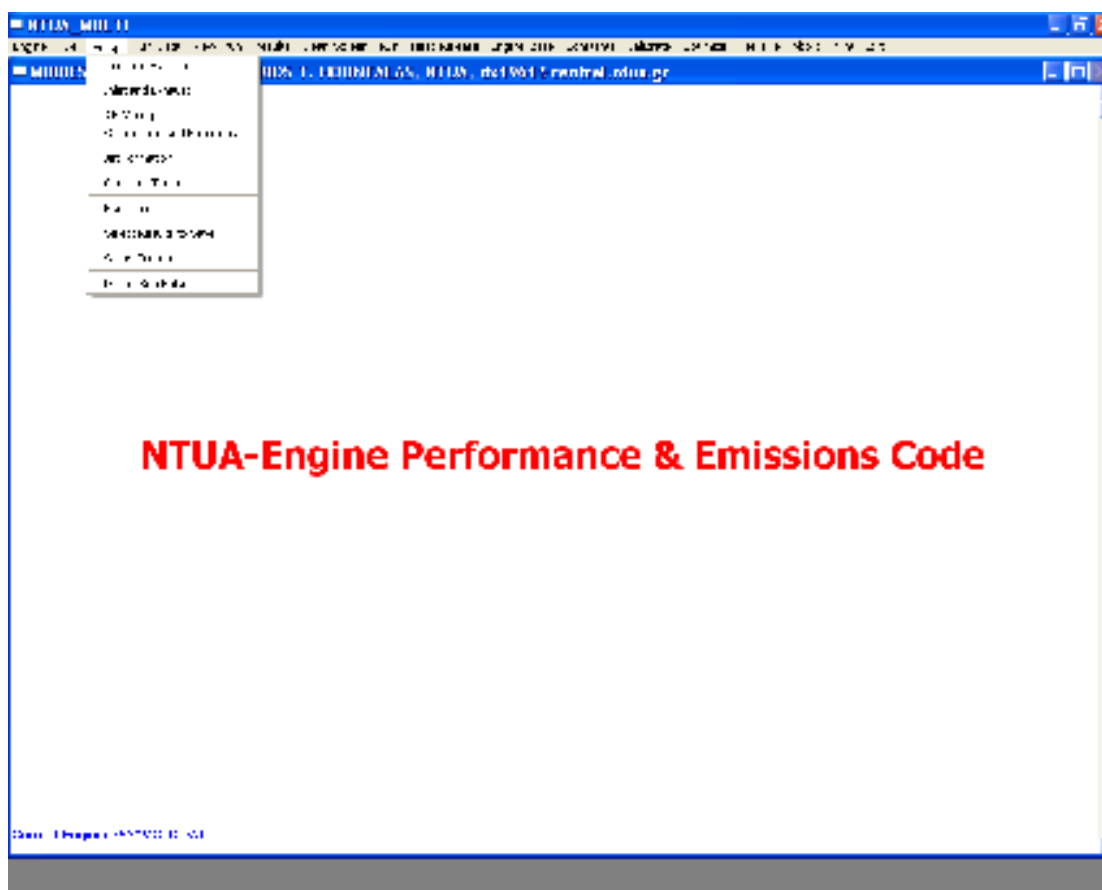
Στο Σχήμα 4.2. φαίνεται το μενού επιλογών του λογισμικού αναφορικά με τις ιδιότητες του καυσίμου. Από εδώ καθορίζεται η πυκνότητά του (Fuel Density), η θερμογόνος δύναμή του (Heating Value) είτε σε μονάδες kJ/kg είτε σε kcal/kg, η ενδεχόμενη υγρασία του (Water Content), δίνεται η δυνατότητα είτε ατομικού (Define Atom Composition) είτε κατά μάζα (Define Mass Percentage) καθορισμού της συστάσεώς του και διακρίνονται επίσης οι εξ' ορισμού (default) ρυθμίσεις του προγράμματος.



Σχήμα 4.2. Μενού Καθορισμού Ιδιοτήτων του Καυσίμου

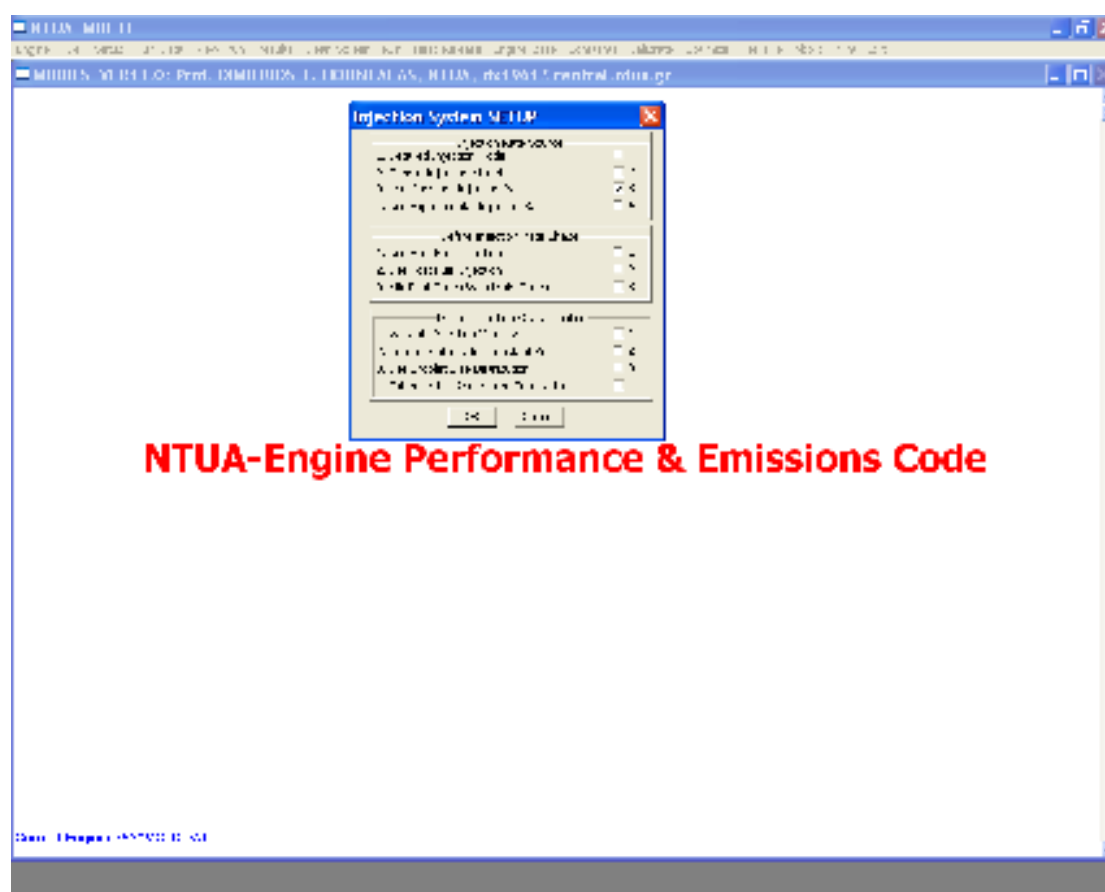
4.3 Καθορισμός των Χρησιμοποιούμενων Επιλογών Προσομοιώσεως στην Παρούσα Εργασία

Στο Σχήμα 4.3.1. φαίνεται το μενού ρυθμίσεων του λογισμικού σχετικά με τα χαρακτηριστικά της προσομοιώσεως που πρόκειται να εκτελεστεί. Συγκεκριμένα, από εδώ επιλέγεται το μοντέλο εγχύσεως (Injection System), διαμορφώνονται τα συστήματα εισαγωγής και εξαγωγής (Inlet and Exhaust), διαμορφώνεται το μοντέλο αναμειξεως αέρος-καυσίμου (Air Mixing), καθορίζονται χαρακτηριστικά της καύσεως, της μεταφοράς θερμότητας και ο σχηματισμός προϊόντων ρύπων θα υπολογισθεί (Combustion and Emissions), καθορίζονται ορισμένες σταθερές του προγράμματος αν διατίθενται αποτελέσματα βαθμονομήσεων (Constant Tuning), επιλέγεται τι είδους κύκλος θα προσομοιωθεί (Run Time), εκλέγονται τα προς αποθήκευση υπολογιζόμενα μεγέθη (Select Results to Save), προσδιορίζονται οι φάκελοι αναγνώσεως των δεδομένων και καταγραφής των αποτελεσμάτων της προσομοιώσεως (Define Run Folder) και δίνεται η δυνατότητα να τροποποιηθεί η κλίμακα της επιφάνειας εργασίας του λογισμικού στην οθόνη (Setup Screen).



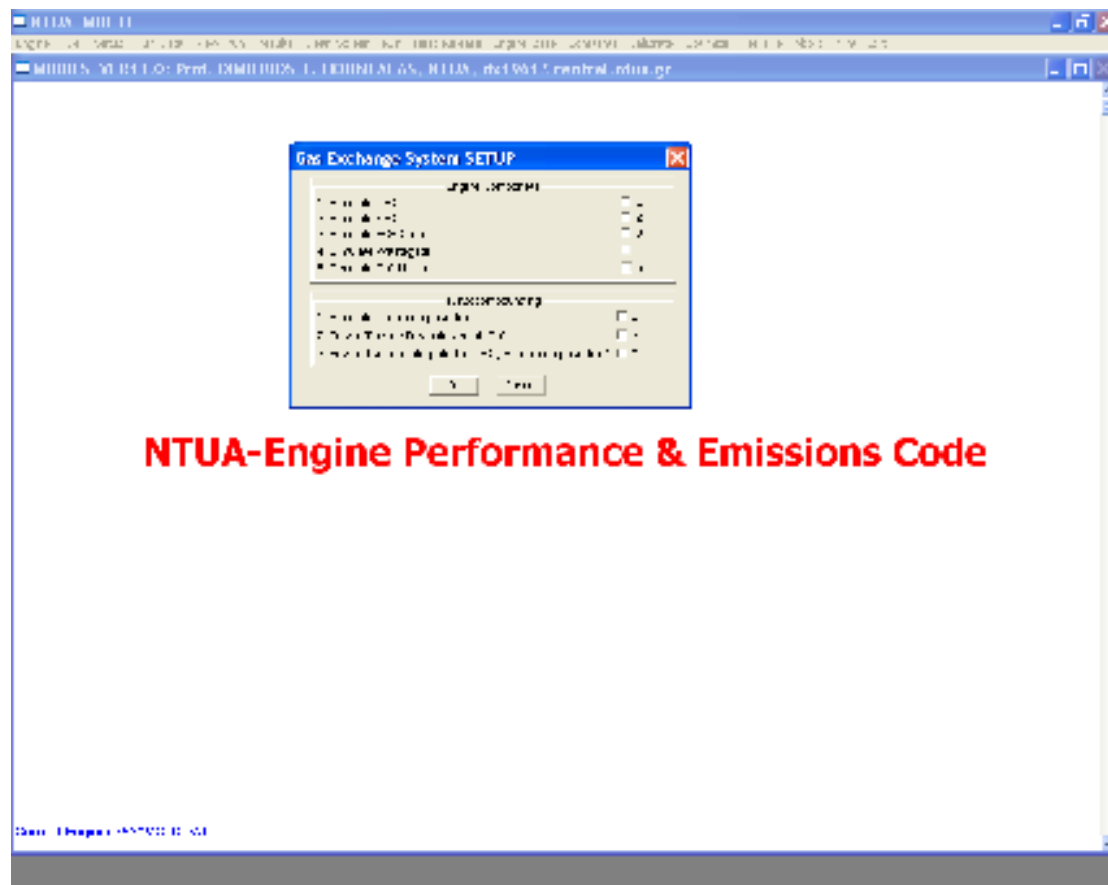
Σχήμα 4.3.1. Μενού Καθορισμού των Χρησιμοποιούμενων Ρυθμίσεων της Προσομοιώσεως

Αναλυτικότερα, στο σχήμα 4.3.2 παρουσιάζεται το μενού επιλογών της ρυθμίσεως Injection System. Στην παρούσα εργασία λόγω έλλειψης λεπτομερών δεδομένων γίνεται συνέχει χρήση της επιλογής Use Constant Injection Rate, η οποία προσομοιώνει ένα ορθογωνικό προφίλ εγχύσεως καυσίμου, το οποίο απαιτεί μόνο την γνώση της πίεσεως ψεκασμού, τον χρόνο ενάρξεως και πέρατος αυτής καθώς και τον ρυθμό παροχής του καυσίμου. Το λογισμικό όμως δίνει την δυνατότητα και για την διαμόρφωση πιο λεπτομερούς προφίλ εγχύσεως (Detailed Injection Model, Simple Injection Model) ή τη χρήση του πειραματικού ρυθμού εγχύσεως αν διατίθενται τα κατάλληλα δεδομένα (Use Experimental Injection Rate). Ακόμη, μπορεί να διαμορφωθεί και μοντέλο τμηματικής εγχύσεως του καυσίμου (επιλογές Define Injection rate Shape: Use Pilot Fuel Injection – Use Post Fuel Injection – Mix Plot Zones with Main Zones), ενώ μπορούν να ρυθμιστούν και άλλα χαρακτηριστικά, όπως μεταβλητή ταχύτητα ψεκασμού (Variable Injection Velocity), εκτίμηση της γωνίας δέσμης από συσχετίσεις (Estimate Injection Angle from Correlation), να ακολουθεί στατιστική κατανομή η διάμετρος των σταγονιδίων (Use Droplet Size Distribution) και να διορθωθεί η ταχύτητα εγχύσεως για σταθερή πίεση ψεκασμού (Correct Velocity for Constant Pinj).



Σχήμα 4.3.2. Μενού Ρυθμίσεων του Μοντέλου Εγχύσεως του Καυσίμου (Injection System)

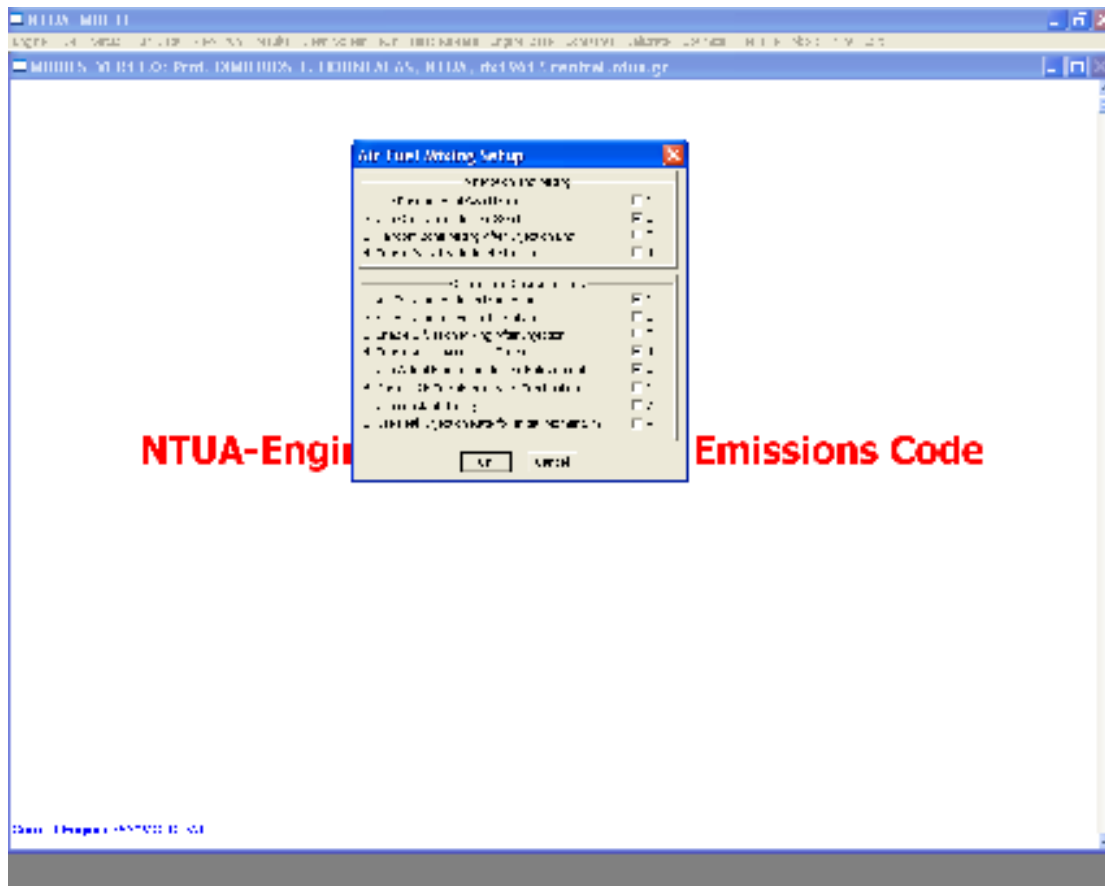
Στο σχήμα 4.3.3 φαίνεται το μενού επιλογών της ρυθμίσεως Inlet and Exhaust. Εδώ δίνεται η δυνατότητα να προσομοιωθεί η λειτουργία διάφορων διατάξεων που συμπληρώνουν την λειτουργία του κινητήρα στις συνήθεις εφαρμογές. Μπορεί να προσομοιωθεί σύστημα στροβιλοϋπερπληρώσεως με σταθερούς βαθμούς αποδόσεως στροβίλου και συμπιεστή (Simulate T/C), ενδεχομένως με ψυγείο μετά τον συμπιεστή και πριν τους κυλίνδρους (Simulate A/C), ψυγείο για το ανακυκλοφορούν καυσαέριο (Simulate EGR cooler), με βαλβίδα παροχετεύσεως μέρους του καυσαερίου στον στρόβιλο (Simulate Wastegate), ενώ μπορεί να χρησιμοποιηθεί και συσχέτιση για την εύρεση της ενεργού διατομής του ακροφυσίου του στροβίλου (Simulate T/C Nozzle). Τέλος δίνεται η δυνατότητα και για προσομοίωση σύνθετης στροβιλοϋπερπληρώσεως με στρόβιλο ισχύος (επιλογές Turbocompounding: Simulate Turbocompound – Power Turbine After T/C – Power Turbine Integrated in T/C ή e-Turbocompounding). Παρόλο που η στροβιλοϋπερπλήρωση με ψύξη του αέρα σε ψυγείο νερού εφαρμόζεται ευρέως στους ναυτικούς κινητήρες, μεταξύ των οποίων και ο υπό μελέτη, επειδή δεν υπάρχουν στοιχεία αρκετά στοιχεία για κάποια από τις δευτερεύουσες αυτές διατάξεις δεν χρησιμοποιήθηκε καμία από τις επιλογές της ρυθμίσεως αυτής στις προσομοιώσεις που θα περιγραφούν στα επόμενα κεφάλαια.



Σχήμα 4.3.3. Μενού Ρυθμίσεων του Μοντέλου των Συστημάτων Εισαγωγής Και Εξαγωγής (Inlet and Exhaust)

Στο Σχήμα 4.3.4.δίνονται οι επιλογές που αφορούν το μοντέλο αναμείξεως καυσίμου και αέρος μέσα στον κύλινδρο. Αυτές κατηγοριοποιούνται στην ομάδα Air Motion and Mixing, η οποία αναφέρεται στα χαρακτηριστικά της συστροφής του αέρα (Use Fundamental Swirl Model, Use Correlations For Air Swirl), της ανάμειξης των ζωνών μετά το πέρας της εγχύσεως (Random Zone Mixing After Injection End) και ενδεχόμενη κίνηση του αέρα πίσω προς τον οχετό εισαγωγής (Enable Backflow to the Inlet Manifold), και στην ομάδα Combustion Characteristics (Air Entrainment from Momentum, Air Entrainment From Jet Volume, Enable Diffusion Mixing After Injection End, Enable Air To Access all Zones, Correct Air Entrainment Coefficient with Combustion, Use Constant Density), η οποία αναφέρεται στα χαρακτηριστικά της συμπαρασύρσεως του αέρα από την δέσμη του καυσίμου.

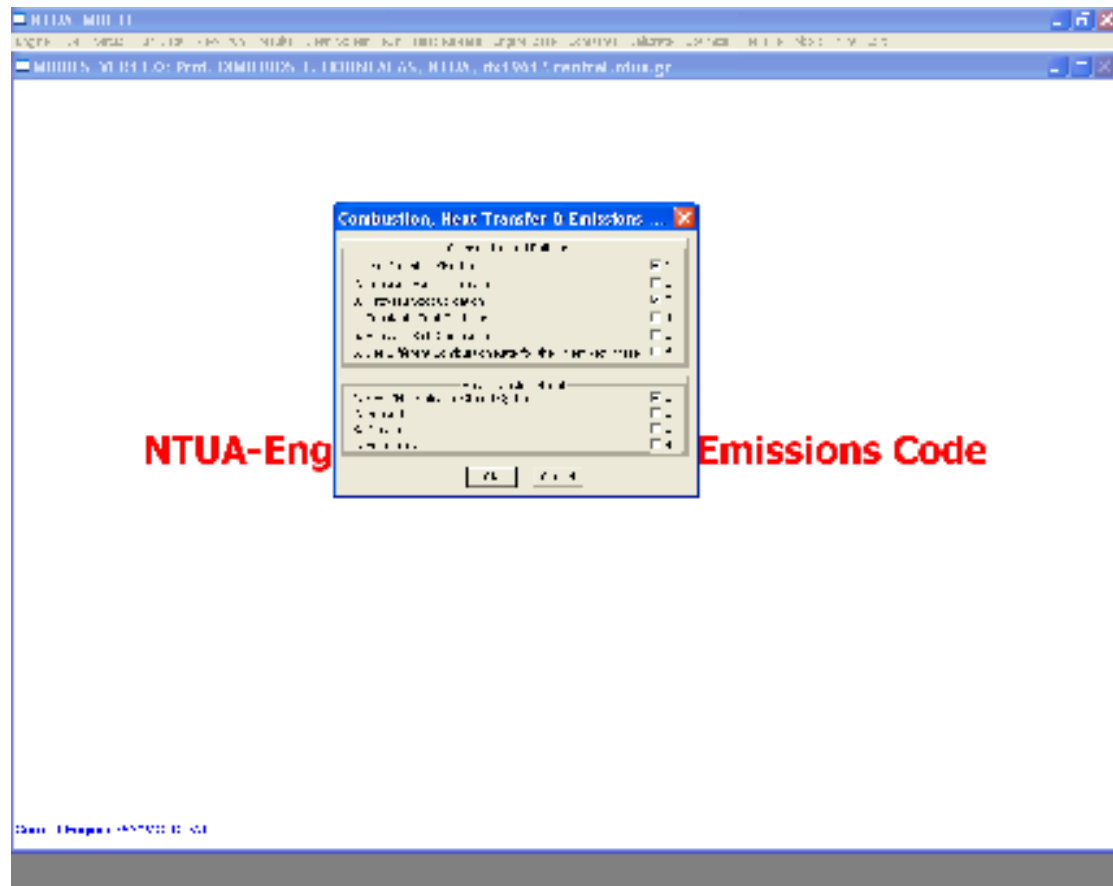
Στην εργασία αυτή χρησιμοποιήθηκαν παγίως οι επιλογές Use Correlations for Air Swirl, δηλαδή ο υπολογισμός της συστροφής μέσω συσχετίσεων, Air Entrainment from Momentum, δηλαδή ο υπολογισμός του ρυθμού συμπαρασύρσεως αέρος με βάση την ορμή της δέσμης σε κάθε σημείο της, και Enable Air to Access all Zones, οι οποίες αποτελούν τις εξ' ορισμού επιλογές του προγράμματος. Ακόμη, χρησιμοποιήθηκε κάποτε και η επιλογή Random Zone Mixing After Injection End, ώστε να διαπιστωθεί η επίδρασή της επί των εκπομπών NO_x.



Σχήμα 4.3.4. Μενού των Ρυθμίσεων του Μοντέλου Αναμείξεως Αέρα –Καυσίμου (Air Mixing)

Στο Σχήμα 4.3.5 διακρίνονται το μενού επιλογών της ρυθμίσεως Combustion and Emissions. Από εδώ διαμορφώνονται διάφορα χαρακτηριστικά της καύσεως και της μεταφοράς θερμότητας. Οι επιλογές κατηγοριοποιούνται στην ομάδα Combustion and Pollutants (Use Chemical Kinetics, Consider Fuel Dissociation, Hiroyasu Soot Oxidation, Constable Soot Oxidation και Simulate Rich Combustion), με την οποία καθορίζονται τα μοντέλα υπολογισμού των NO_x, του CO και της αιθάλης, και στην ομάδα Heat Transfer Model (k~e, Annand, Woschni, Edeberg), μέσω της οποίας επιλέγεται το μοντέλο μεταφοράς θερμότητας που θα εφαρμοστεί.

Στην εργασία αυτή έγινε πάγια χρήση των επιλογών Use Chemical Kinetics, η οποία είναι απαραίτητη για τον υπολογισμό των εκπομπών NO_x, Hiroyasu Soot Oxidation, η οποία αποτελεί μία από τις εξ' ορισμού (default) επιλογές του προγράμματος και δηλώνει ότι θα γίνει χρήση του μοντέλου του Hiroyasu για την οξείδωση της αιθάλης –εναλλακτικά χρησιμοποιείται αυτό των Nagle και Strickland-Constable-, και η επιλογή k~e, η οποία δηλώνει ότι θα γίνει χρήση του μοντέλου k-e για την εκτίμηση της τύρβης.

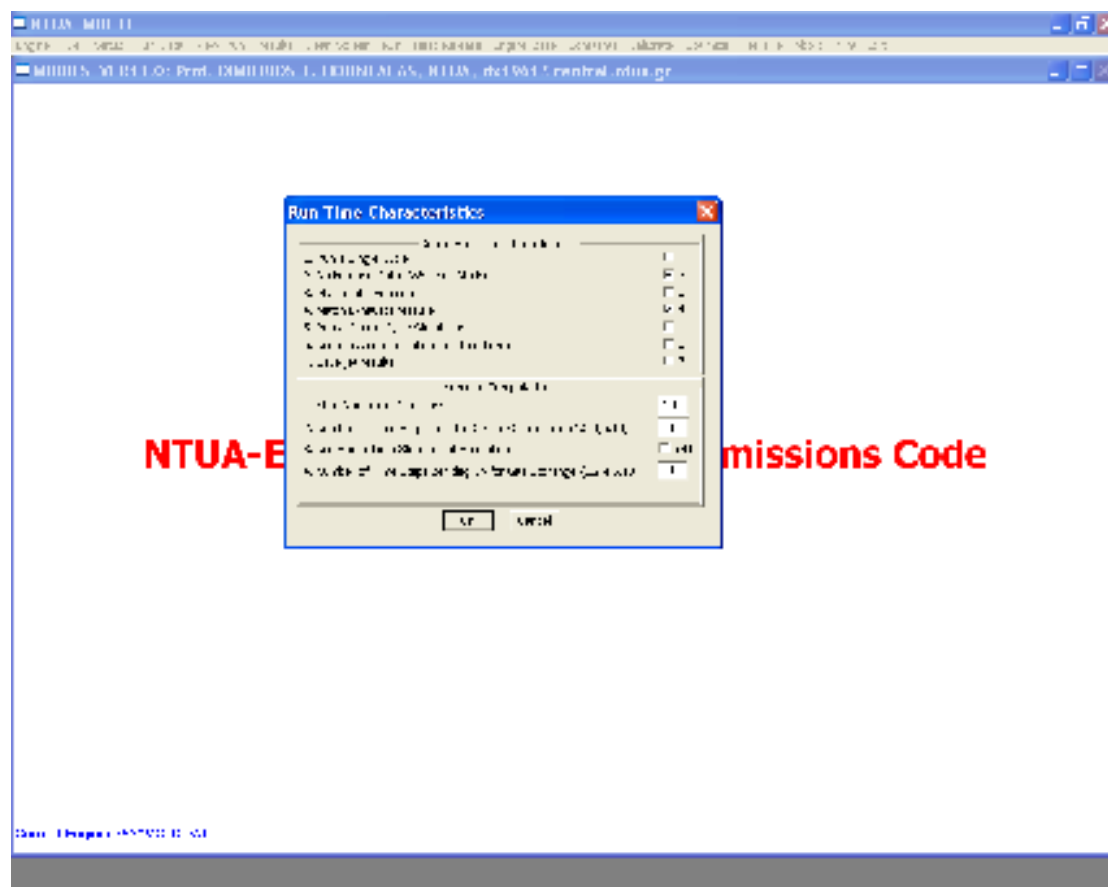


Σχήμα 4.3.5 Μενού των Ρυθμίσεων Χαρακτηριστικών της Μεταφοράς Θερμότητας, της Καύσης και της Εκπομπής Ρύπων (Combustion and Emissions)

Τέλος, στο σχήμα 4.3.6. προβάλλονται οι επιλογές της ρυθμίσεως Run Time Characteristics, η οποίες αναφέρονται στα χαρακτηριστικά εκτελέσεως μίας προσομοιώσεως. Δίνεται η δυνατότητα για προσομοίωση ενός κλειστού κύκλου (Run

a Closed Cycle Simulation), αλλά επειδή εν προκειμένω ενδιαφέρει και η φάση εναλλαγής των αερίων έγινε προσομοίωση ανοικτού κύκλου, οπότε ούτε η επιλογή Use mass concentration for closed cycle αφορά την παρούσα εργασία. Χρησιμοποιήθηκε παγίως η εντολή Match Exhaust Pressure, η οποία δηλώνει ότι ένα πρόσθετο κριτήριο τερματισμού της προσομοίωσης είναι η σύγκλιση της υπολογιζόμενης μέσης πίεσεως εξαγωγής με αυτήν των πειραματικών δεδομένων, το οποίο είναι πολύ σημαντικό στους δίχρονους κινητήρες, διότι επηρεάζει την απόπλυση. Η επιλογή Match Inlet Pressure δηλώνει αντίστοιχα ότι ένα πρόσθετο κριτήριο τερματισμού αποτελεί η σύγκλιση της υπολογιζόμενης πίεσεως στον οχετό εισαγωγής να ταυτίζεται με των πειραματικών δεδομένων και χρειάζεται στην περίπτωση που γίνεται προσομοίωση στροβιλοϋπερπληρώσεως ή σύνθετης στροβιλοϋπερπληρώσεως με στρόβιλο ισχύος (turbocompounding). Οι εναπομείνουσες επιλογές Run a single Cycle, Background Color (White or Black) και Save Jet results είναι δευτερεύουσας σημασίας.

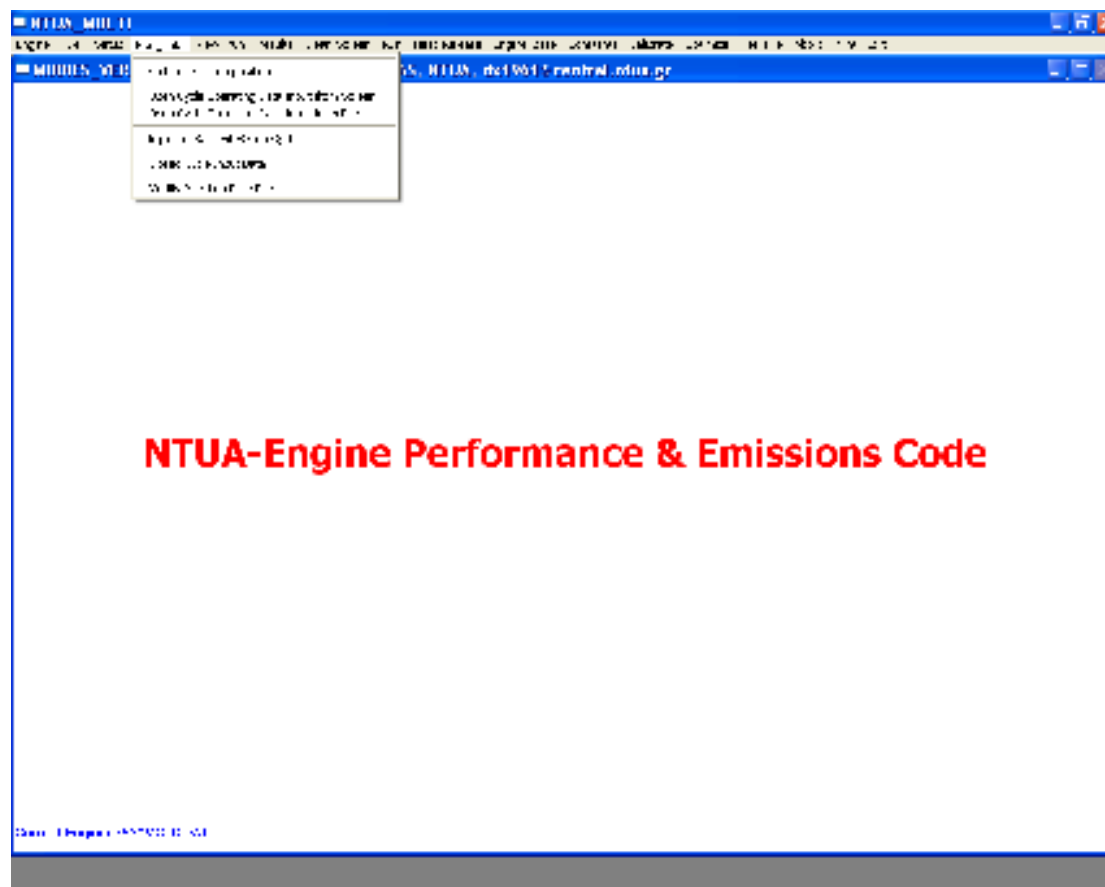
Από το μενού αυτό ρυθμίζονται ακόμη και ορισμένοι μετρητές της προσομοίωσης, όπως ο μέγιστος αριθμός επαναλήψεως που θα πραγματοποιηθούν αν δεν επέλθει σύγκλιση στο ενδιάμεσο (Max. Number of Iterations) και ο αριθμός των χρονικών βημάτων ανά μοίρα στροφάλου στα οποία θα πραγματοποιηθούν υπολογισμοί της καύσης (Number of Time Steps per deg CA for Combustion) ή της εναλλαγής αερίων (Number of Time Steps per deg CA for Gas Exchange) και αν θα είναι ο ίδιος για τον σχηματισμό της δέσμης (Use Same Time Step for Jet Formation), Στις ρυθμίσεις αυτές αφέθηκαν οι εξ' ορισμού (default) επιλογές.



Σχήμα 4.3.6 Ρυθμίσεις Χαρακτηριστικών της Εκτέλεσης της Προσομοίωσης (Run Time)

4.4 Καθορισμός Παραμέτρων Λειτουργίας Κινητήρα

Στο σχήμα 4.4.1 φαίνεται το μενού επιλογών αναφορικάς με τις δυνατότητες καθορισμού των παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα. Μπορεί να γίνει εισαγωγή των δεδομένων για κλειστό κύκλο, οριζόμενο ως το τμήμα από κλεισίματος της βαλβίδος εισαγωγής μέχρι ανοίγματος της βαλβίδος εξαγωγής, ή ανοικτό κύκλο, ο οποίος περιλαμβάνεται το τμήμα εναλλαγής αερίων, από την επιφάνεια εργασίας με τις επιλογές Closed Cycle Input Data και Open Cycle Operating Data-Input from Screen αντιστοίχως. Μπορεί να υποδειχθεί αρχείο περιέχον τα δεδομένα λειτουργίας για ανοικτό κύκλο με την επιλογή Open Cycle Operating Data-Input from File, να υποδειχθεί αρχείο περιέχον τα πειραματικά δεδομένα του ρυθμού εγχύσεως του καυσίμου για ανοικτό κύκλο μέσω της επιλογής Injection Rate File-Open Cycle, οπότε μπορεί, όπως αναφέρθη προηγουμένως, να εκτελεστεί η επιλογή Use Experimental Injection Rate από το μενού ρυθμίσεων του μοντέλου εγχύσεως, και προφέρεται επίσης η δυνατότητα τροποποιήσεως του αρχείου αυτού μέσω της επιφάνειας εργασίας (Modify Injection Rate File).



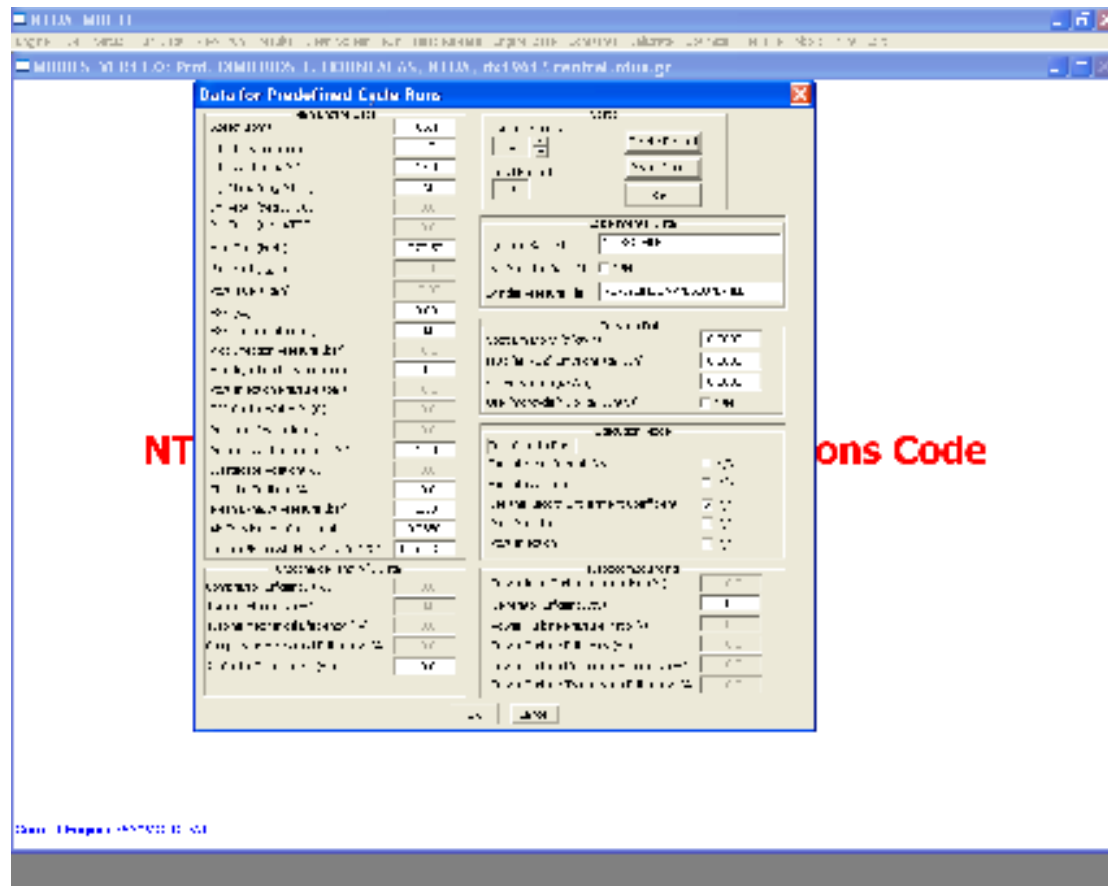
Σχήμα 4.4.1 Μενού Επιλογών Καθορισμού των Παραμέτρων Λειτουργίας του Κινητήρα (Run Data)

Η επιλογή που χρησιμοποιήθηκε στην εργασία αυτή κατά αποκλειστικότητα είναι η Open Cycle Operating Data-Input from File, όπου τα δεδομένα εισάγονται μέσω του αρχείου REPDAT.DAT. Στο αρχείο αυτό η πρώτη γραμμή δείχνει το συνολικό πλήθος των αποθηκευμένων περιπτώσεων. Κάθε περίπτωση χαρακτηρίζεται από έναν αύξοντα αριθμό και στην επόμενη σειρά από μια γραμμή, στην οποία καταγράφονται οι τιμές για τις μεταβλητές που φαίνονται στο σχήμα 4.4.2 Αυτές μπορούν να τροποποιηθούν και μέσω της επιφάνειας εργασίας που απεικονίζεται στο ίδιο σχήμα,

ενώ μπορεί να γίνει και προσθήκη μίας περιπτώσεως διαμέσου της εντολής Insert Record. Επίσης από το μενού αυτό επιλέγεται για ποια ή ποιες περιπτώσεις θα εκτελεστούν προσομοιώσεις (Execute the Current Case, Execute All cases).

Οι μεταβλητές για τις οποίες υπήρξαν εν γένει στοιχεία και καθορίστηκαν κατά την εκπόνηση αυτής της εργασίας είναι η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα ή Speed (RPM), η πίεση στον οχετό εισαγωγής του αέρα ή Inlet Pressure (bar), η θερμοκρασία του αέρα στον οχετό εισαγωγής ή Inlet Air temperature (°C), η προπορεία εγχύσεως του καυσίμου ή Inject. Main. (deg ATDC), ο ρυθμός παροχής καυσίμου ή Main Fuel (kg/h), η μέση διαφορά της πίεσεως εγχύσεως από την επικρατούσα πίεση στον κύλινδρο Mean Injection Pressure (bar), η θερμοκρασία περιβάλλοντος ή Ambient Air Temperature (°C) και η επικρατούσα μέση πίεση στους οχετούς εξαγωγής ή Pexh (bar). Ρυθμίζονται ακόμη οι μεταβλητές του μοντέλου Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area. Υπάρχουν και μεταβλητές για λειτουργίες του λογισμικού, των οποίων δεν έγινε χρήση, όπως το ποσοστό EGR (%) και η θερμοκρασία του ανακυκλοφορούντος καυσαερίου EGR Temperature (°C), η θερμοκρασία εισόδου του νερού ψύξεως στο ψυγείο Air Cooler Water In (°C) ή ο ρυθμός παροχής καυσίμου σε δευτερεύουσα έγχυση Post Fuel (kg/h)

Υπάρχουν επίσης και μεταβλητές που αφορούν τις διατάξεις που συνοδεύουν τον κινητήρα, όπως ισεντοροπικοί και μηχανικοί βαθμοί αποδόσεως συμπιεστή και στροβίλου και βαθμός εκμεταλλεύσεως του ψυγείου στο υπομενού Turbocharger and A/C Data, καθώς και ανάλογες στο υπομενού Turbocompounding, αλλά δεδομένου ότι οι διατάξεις αυτές δεν συμπεριελήφθησαν στις προσομοιώσεις δεν θα μας απασχολήσουν περαιτέρω.



Σχήμα 4.4.2 Καθορισμός Παραμέτρων Λειτουργίας Κινητήρα με Δεδομένα Εισαγόμενα από Αρχείο (Open Cycle Operating Data – Input from File)

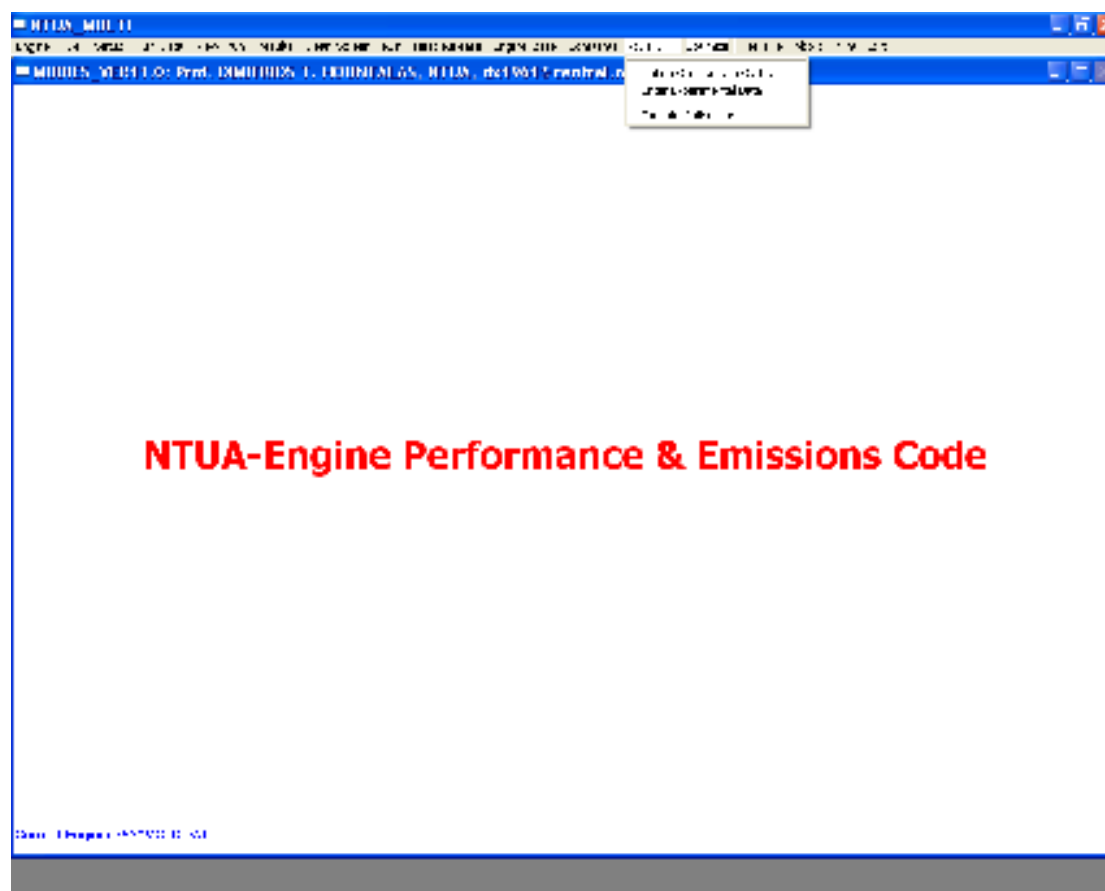
4.5 Βαθμονόμηση του Λογισμικού

Η επιλογή Calibration προσφέρει την δυνατότητα για αυτόματη βαθμονόμηση, δηλαδή για αυτόματη τροποποίηση ορισμένων μεταβλητών του λογισμικού προς την προσέγγιση των πειραματικών δεδομένων σε ένα συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας. Με την ρύθμιση Define Constants to Calibrate επιλέγεται ποια ή ποιες μεταβλητές πρόκειται να βαθμονομηθούν, με την ρύθμιση Enter Experimental Data εισάγονται οι προσεγγιστές πειραματικές τιμές και με την εντολή Execute Calibration διατάσσεται η εκτέλεση της βαθμονομήσεως. Οι ρυθμίσεις αυτές διακρίνονται στο σχήμα 4.5.1.

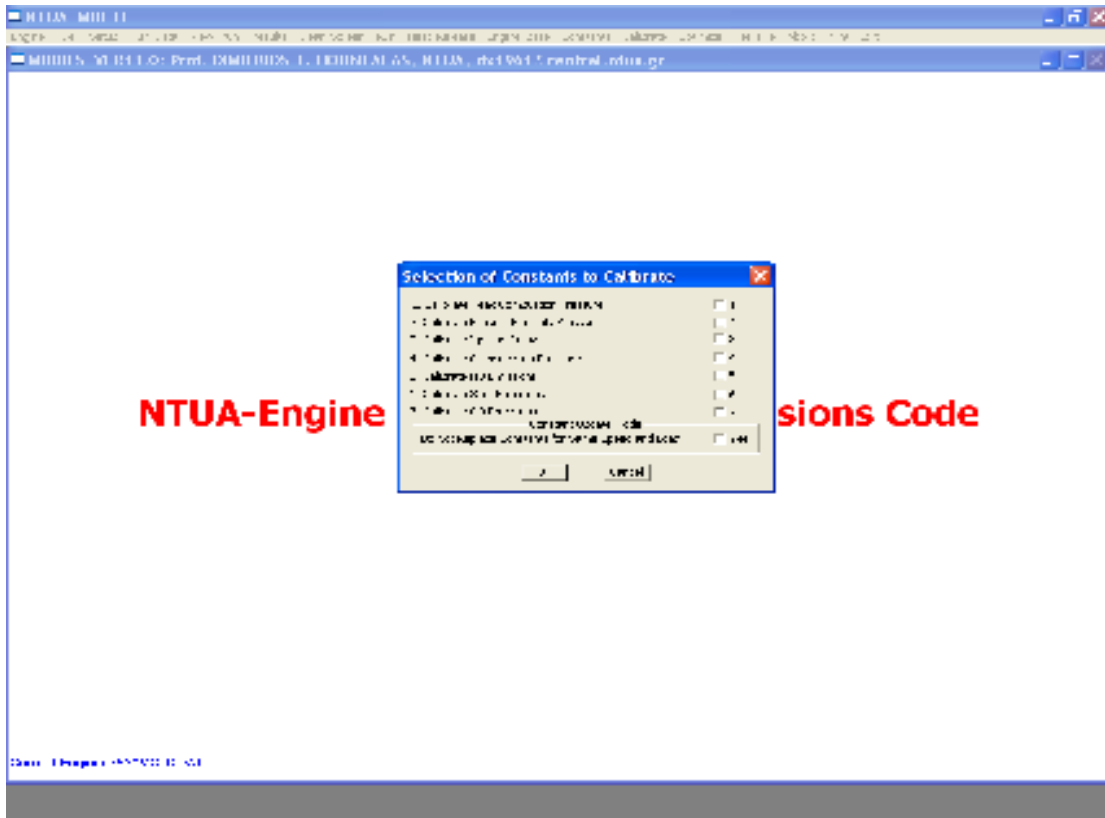
Οι βαθμονομήσιμες μεταβλητές είναι οι ακόλουθες:

- Air Entrainment Coefficient μέσω της επιλογής “Calibrate Peak Combustion Pressure”
- Exhaust Equivalent Flow Area μέσω της επιλογής “Calibrate Exhaust Manifold Pressure”
- Ignition Delay Model Coefficient μέσω της επιλογής “Calibrate Ignition Delay”
- Πίεση Εισαγωγής (Inlet Pressure) μέσω της επιλογής “Calibrate Compression Pressure”
- Διορθωτικοί συντελεστές (correction factors) NO and CO μέσω των επιλογών “Calibrate NO Emissions” and “Calibrate CO Emissions” αντιστοίχως
- Soot Oxidation Model Coefficient μέσω της επιλογής “Calibrate Soot Emissions”

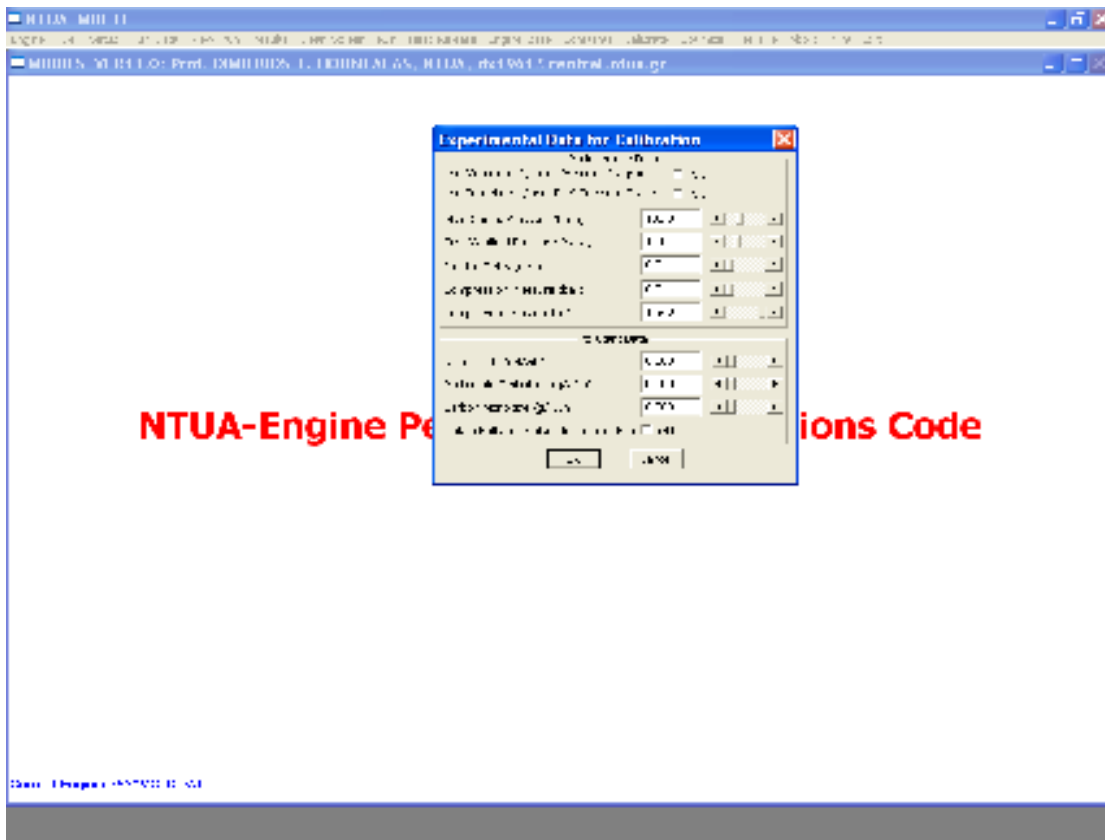
Οι επιλογές ετούτες περιέχονται στο μενού της ρυθμίσεως Define Constants to Calibrate, όπως φαίνεται στο σχήμα 4.5.2. Οι πειραματικές τιμές δίνονται στο μενού της ρυθμίσεως Enter Experimental Data, όπως δείχνει το σχήμα 4.5.3.



Σχήμα 4.5.1. Δυνατότητες της Επιλογής Βαθμονομήσεως (Calibrate)



Σχήμα 4.5.2 Μενού της Επιλογής Define Constants to Calibrate



Σχήμα 4.5.3 Μενού της Επιλογής Enter Experimental Data

Κεφάλαιο 5: Αξιολόγηση του Μοντέλου με Χρήση των Εργοστασιακών Δοκιμών του Κινητήρα

Στο κεφάλαιο αυτό πρόκειται να εξεταστεί η προβλεπτική ικανότητα του πολυζωνικού μοντέλου καύσεως όσον αφορά την λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα. Κατά τις εργαστηριακές δοκιμές πραγματοποιήθηκαν μετρήσεις σε 6 διαφορετικά σημεία λειτουργίας για τα μεγέθη τα οποία φαίνονται στον Πίνακα 5.1.

Πίνακας 5.1. Αποτελέσματα Εργαστηριακών Δοκιμών

Πίνακας 5.1									
RPM	Load [%]	Pmax (bar)	Pcomp (bar)	Brake Power (kW)	Tcyl exh (°C)	Pin (bar)	Pexh (bar)	Airflow (kg/h)	mfuel (kg/h)
66	25	76,1	50	4156,8	273	1,403	1,303	46530	773,5
83	50	109,9	80,1	8314,1	295	2,233	2,013	81706	1482,7
95	75	139,7	117,4	12475,8	296	3,223	2,863	122047	2189,5
101	90	152,3	137,7	14978	305	3,753	3,363	138301	2642,0
105	100	159,9	150,6	16627,3	321	4,053	3,643	146531	2977,6
108	110	164,9	159,6	18310	338	4,333	3,873	159703	3361,3

Αναλυτικά, έχει μετρηθεί η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, η μέγιστη πίεση καύσεως (Pmax), η πίεση συμπίεσεως (Pcomp), δηλαδή η πίεση που καταγράφεται όταν το έμβολο φτάνει στο ΑΝΣ, η ισχύς της πέδης (Brake Power), η μέση πίεση των καυσαερίων στον οχετό εξαγωγής και η μέση θερμοκρασία τους στην έξοδο από τους κυλίνδρους (Pexh και $T_{cyl\ exh}$ αντιστοίχως), η πίεση του αέρα στο οχετό εισαγωγής Pin, ο ρυθμός παροχής καυσίμου (mfuel) καθώς και ο ρυθμός παροχής αέρα προς τους κυλίνδρους (Airflow).

Σκοπός στο παρόν κεφάλαιο αποτελεί το να διαμορφωθεί είτε με κατάλληλες τροποποιήσεις σταθερών του λογισμικού είτε με μικρές διορθώσεις στα δεδομένα, στις μετρήσεις των οποίων υπάρχει περιθώριο σφάλματος, το σύνολο των ρυθμίσεων του προγράμματος και αναθεωρημένων δεδομένων, για τα οποία προσομοιώνονται με την καλύτερη δυνατή ακρίβεια οι συνθήκες και η εξέλιξη της καύσεως, ούτως ώστε να αξιολογηθεί η προβλεπτική ικανότητα του μοντέλου αναφορικά με την λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα. Αφού αποκρυσταλλωθούν τα κατάλληλα χαρακτηριστικά και το κατάλληλο αρχείο δεδομένων REPDAT.DAT, θα γίνει τέλος βάσει αυτών μία πρόβλεψη των εκπομπών NO_x του κινητήρα για λόγους πληρότητας κυρίως αλλά και εξαγωγής κάποιων ποιοτικών συμπερασμάτων, δεδομένου ότι δεν υπάρχουν αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα για να πραγματοποιηθεί σύγκριση.

5.1 Πρόβλεψη της Λειτουργικής Συμπεριφοράς του Κινητήρα

Στην παράγραφο αυτή θα γίνουν μερικές σειρές προσομοιώσεων, ώστε να διαπιστωθεί αν προβλέπεται ικανοποιητικά η λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα, και σε περίπτωση που δεν συμβαίνει αυτό να εντοπιστούν τα προβλήματα ώστε αντιμετωπιστούν στις επόμενες παραγράφους.

Αρχικά έγινε η προσομοίωση της περιπτώσεως κάθε φορτίου με βάσει τα δεδομένα του Πίνακα 5.1. και τα χαρακτηριστικά προσομοιώσεων που αναφέρονται στην Υποπαράγραφο 5.1.1. Επειδή, όμως, υπήρξε απόκλιση της υπολογιζόμενης

πίεσεως συμπίεσεως από την πειραματική, εκτελέστηκαν για κάθε φορτίο δοκιμές μειούμενης της πίεσεως εισαγωγής στον κύλινδρο και διατηρώντας πάντοτε την απόλυτη διαφορά μεταξύ πίεσεων εισαγωγής και εξαγωγής, η οποία επηρεάζει σημαντικά την παροχή αέρα αποπλύσεως, ώστε να ευρεθεί ο συνδυασμός που επιφέρει την κατά το δυνατόν ακριβέστερη προς τα δεδομένα πίεση συμπίεσεως.

Εν συνεχεία, πραγματοποιήθηκαν βαθμονομήσεις βάσει της επιλογής Calibrate Peak Combustion Pressure, ώστε να ευρεθεί για κάθε φορτίο ο Air Entrainment Coefficient που να επιφέρει ταύτιση κατά το δυνατόν της μέγιστης πίεσεως καύσεως.

Η μεταβολή των πιέσεων εισαγωγής και εξαγωγής φαίνεται στον Πίνακα 5.1.1 και τα αποτελέσματα από τις προσομοιώσεις που εκτελέστηκαν τελικά μετά την αναθεώρηση των πιέσεων αυτών δίνονται στον Πίνακα 5.1.2.

Πίνακας 5.1.1. Πίεση στον Οχετό Εισαγωγής και Μέση Πίεση στον Οχετό Εξαγωγής σε κάθε φορτίο πριν και μετά την τροποποίησή τους προς ακριβέστερο υπολογισμό της Πίεσεως Συμπίεσεως

Πίνακας 5.1.1					
Δεδομένα		Τροποποίηση		Μεταβολή %	
Pin (bar)	Pexh (bar)	New Pin (bar)	New Pexh (bar)	Pin	Pexh
1,403	1,303	1,41	1,31	0,50	0,54
2,233	2,013	2,27	2,05	1,66	1,84
3,223	2,863	3,33	2,97	3,32	3,74
3,753	3,363	3,88	3,49	3,38	3,78
4,053	3,643	4,22	3,81	4,12	4,58
4,333	3,873	4,48	4,02	3,39	3,80

Στον Πίνακα 5.1.1 οι πρώτες δύο στήλες αναφέρονται στις τιμές της πίεσεως στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής, όπως έχουν μετρηθεί κατά τις εργοστασιακές δοκιμές, οι επόμενες δύο στήλες παρουσιάζουν τις τιμές για κάθε φορτίο, για τις οποίες το μοντέλο υπολογίζει με την μέγιστη δυνατή ακρίβεια την πίεση συμπίεσεως, και στις επόμενες δύο στήλες παρουσιάζεται η αντίστοιχη ποσοστιαία μεταβολή της τιμής της κάθε πίεσεως.

Πίνακας 5.1.2. Αποτελέσματα Προσομοιώσεων Παραγράφου 5.1.

Πίνακας 5.1.2											
RPM	Load (%)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Brake Power (kW)	T _{cycl exh} (°C)	Pin (bar)	Pexh (bar)	mfuel (kg/h)	Airflow (kg/h)	AEC	Turbine Exhaust Flow Area (m ²)
66	25	50,1	76,2	4333	238,5	1,41	1,31	110,5	52560	0,681	0,069522
83	50	79,8	109,9	8486,8	294,9	2,27	2,05	211,81	91800	0,707	0,68208
95	75	117,4	139,7	12721,1	299	3,33	2,97	312,79	139320	0,744	0,071429
101	90	137,8	152,3	15340,5	323	3,88	3,49	377,43	157680	0,78	0,070333
105	100	150,7	160	17159,1	342,8	4,22	3,81	425,37	168480	0,79	0,070067
108	110	159,6	164,9	19103,7	362,9	4,48	4,02	480,19	182520	0,793	0,073015

Στον Πίνακα 5.1.2 οι πρώτες δύο στήλες αναφέρονται στο φορτίο (Load) και την ταχύτητα περιστροφής σε RPM που του αντιστοιχεί. Εν συνεχεία δίνονται οι υπολογιζόμενες πίεση συμπίεσεως (Pcomp), μέγιστη πίεση καύσεως (Pmax), ισχύς της πέδης (Brake Power), θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδο από τους κύλινδρους (T_{cycl exh}), πίεση στον οχετό εισαγωγής (Pin), μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής (Pexh), παροχή καυσίμου (mfuel) και αέρα (airflow) προς τους κύλινδρους.

Στις τελευταίες δύο στήλες δίνονται τα λογιστικά μεγέθη του προγράμματος Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area.

5.1.1 Χαρακτηριστικά του λογισμικού προσομοιώσεως

Στην Υποπαράγραφο αυτή παρουσιάζονται οι επιλογές των ρυθμίσεων, Fuel, Setup και Run_Data του λογισμικού, οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν στις προσομοιώσεις της παραγράφου 5.1.

Fuel

- Fuel density: 904.8 kg/m³ -> 905
- Heating Value: 10031kcal/kg ή 41969.7kJ/kg -> 41970
- Define atom composition (default τιμές)

Setup

- Injection Rate Source: Use Constant Injection rate
- Air Motion and Mixing: Use Correlation for air Swirl
- Combustion Characteristics: Air Entrainment from Momentum, Enable Air to Access all Zones, Use Actual Momentum for Air Entrainment
- Run Time Characteristics: Match exhaust pressure
- Combustion and Pollutants: Hiroyasu Soot Oxidation
- Heat Transfer Model: k~e

Run Data

- Open Cycle Operating Data - Input from file

5.1.2 Γραφική Απεικόνιση Αποτελεσμάτων

Στην Υποπαράγραφο αυτή θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα συγκρίσεως των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων με τα πειραματικά δεδομένα. Τα μεγέθη που θα εξετασθούν είναι η ισχύς της πέδης, η πίεση συμπίεσεως, η μέγιστη πίεση καύσεως και η μέση θερμοκρασία των καυσαερίων στην εξαγωγή από τους κυλίνδρους. Η μέση πίεση στον οχετό εισαγωγής και η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής δεν έχει νόημα να εξετασθούν, γιατί οι τιμές των δεδομένων και των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων ταυτίζονται μονίμως.

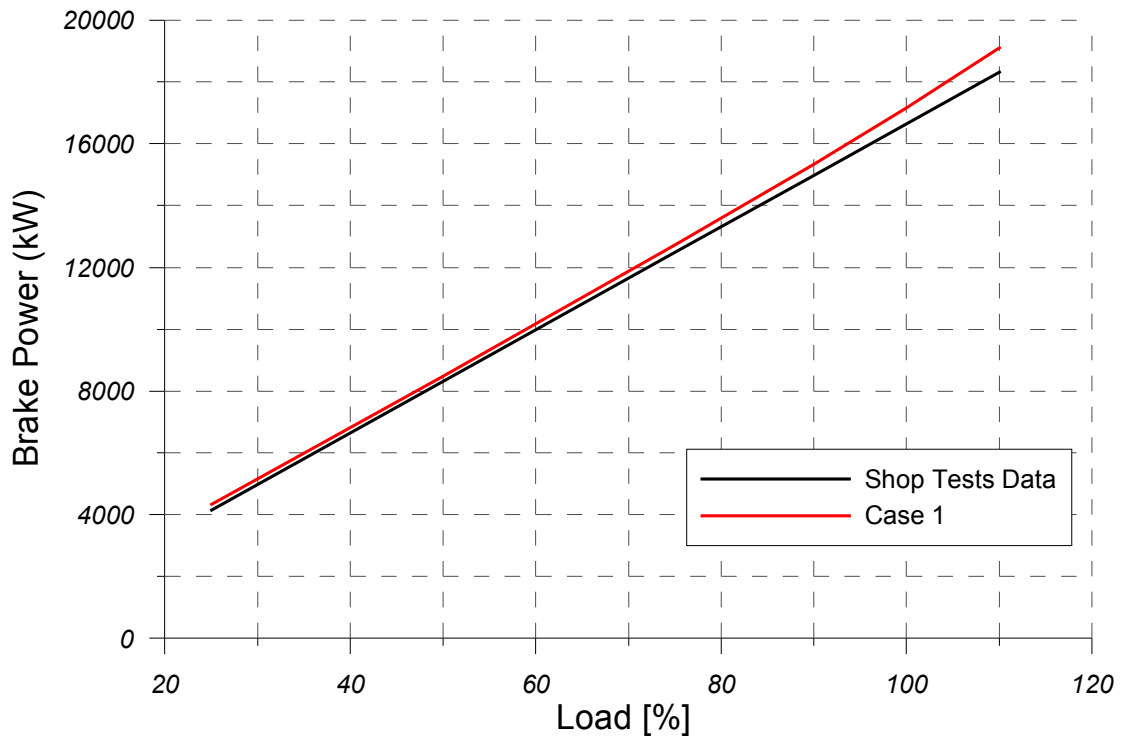
Στα διαγράμματα 5.1.1-5.1.5 ως Shop Tests Data αναφέρονται οι μετρήσεις των εργοστασιακών δοκιμών και ως Case 1 αναφέρεται η προσομοίωση που εκτελεί το λογισμικό.

Στο διάγραμμα 5.1.1 παρατηρούμε ότι η ισχύς της πέδης υπολογίζεται με πολύ καλή ακρίβεια, με σφάλμα μικρότερο του 4,5%, όπως θα φανεί και στον Πίνακα 5.1.3. Οι μεγαλύτερες αποκλίσεις από την πειραματική τιμή εντοπίζονται στο χαμηλότερο και στο ελάχιστο φορτίο. Στα διαγράμματα 5.1.2 και 5.1.3 βλέπουμε ότι οι υπολογιζόμενες τιμές της πίεσεως συμπίεσεως και της μέγιστης πίεσεως καύσεως έχουν πρακτικά ταυτιστεί με τις αντίστοιχες πειραματικές, γεγονός που ήταν αναμενόμενο και επιδιωκόμενο. Θυσιάζοντας ακρίβεια στην τελευταία είναι δυνατόν με την επιλογή μικρότερων AEC να μειωθεί το σφάλμα της ισχύος στα σημεία λειτουργίας που εμφανίζονται οι μεγαλύτερες αποκλίσεις.

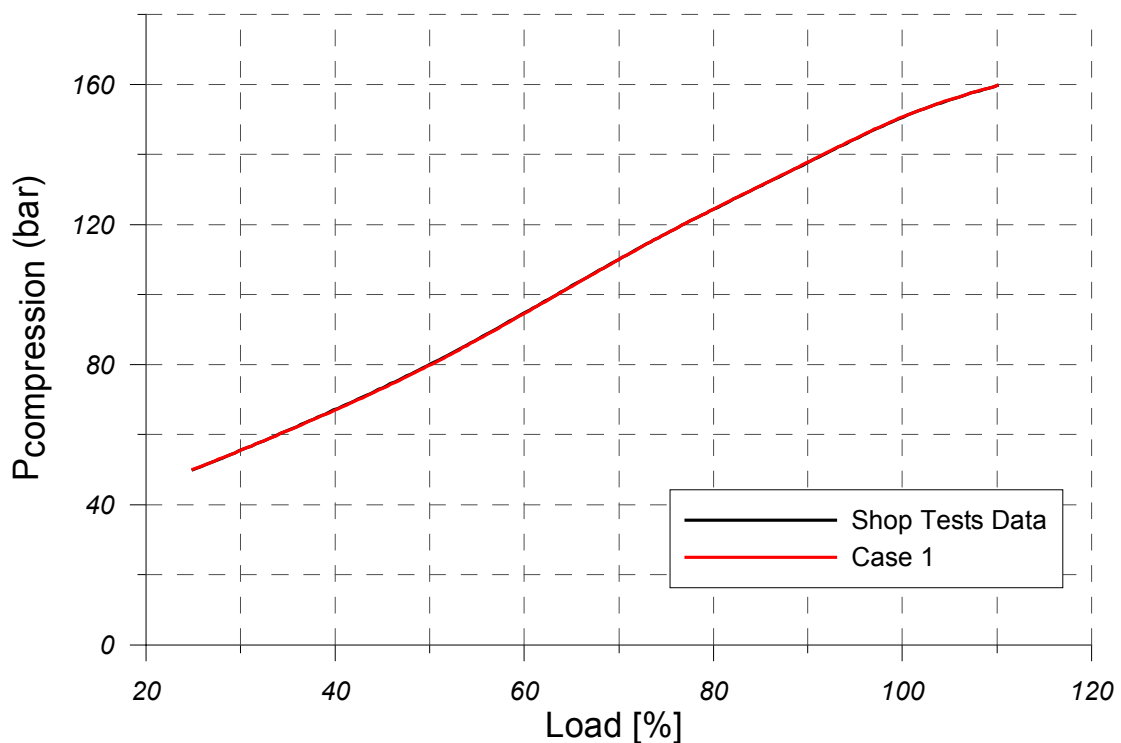
Στο διάγραμμα 5.1.4 γίνεται η σύγκριση πειραματικής και υπολογιζόμενης τιμής της θερμοκρασίας των καυσαερίων στον οχετό εξαγωγής. Η θερμοκρασία υποεκτιμάται με μειούμενο σφάλμα στα χαμηλά φορτία, το οποίο εξελίσσεται σε αυξανόμενη υπερεκτίμηση μετά το 55% του ονομαστικού φορτίου. Όπως προκύπτει και από τον Πίνακα 5.1.3 σχετικό πρόβλημα υπάρχει στο πρώτο φορτίο (25%), όπου η το σφάλμα της υπολογιζόμενης τιμής είναι περίπου -12%, και μικρότερο πρόβλημα

σημειώνεται στα υψηλά φορτία (90-110%), όπου η απόκλιση κυμαίνεται μεταξύ 6-7,5%. Στα μεσαία φορτία (45-75%) η σύγκλιση είναι πολύ καλή.

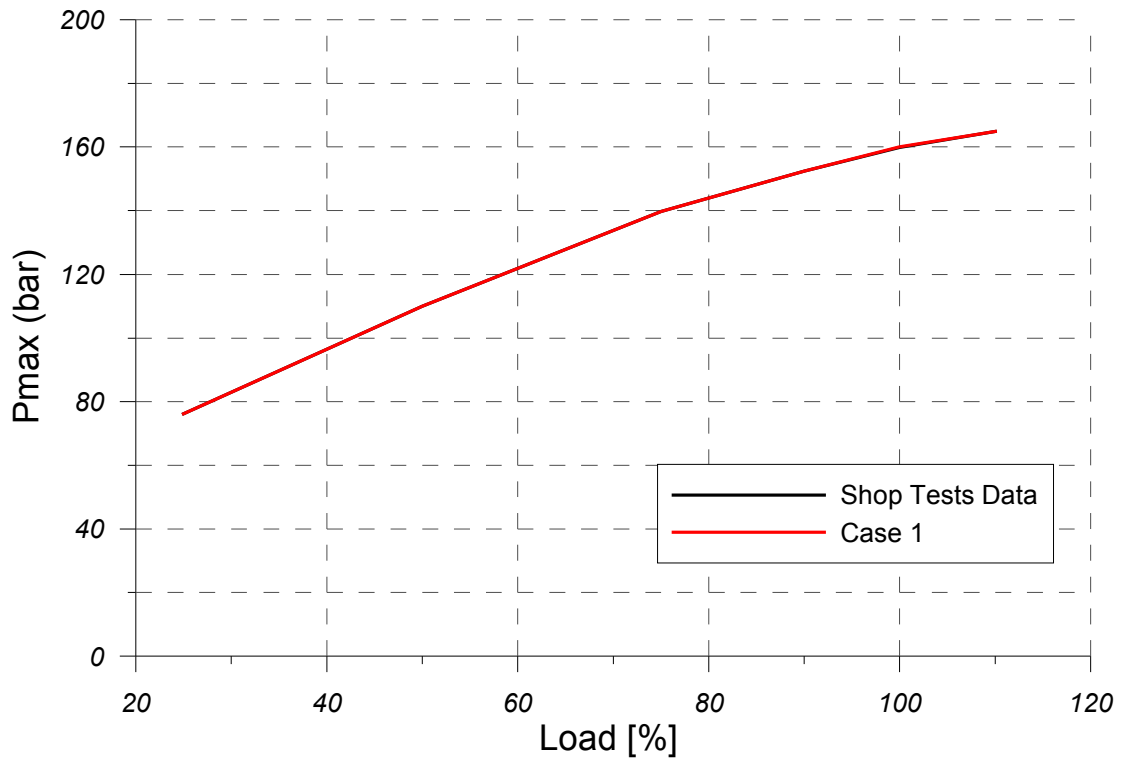
Case 1: Τροποποιημένες πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής, ώστε να ταυτίζεται η πίεση συμπίεσεως, και AEC σε κάθε φορτίο μέσω επιλογής Calibrate Peak Combustion Pressure, ώστε να ταυτίζεται η μέγιστη πίεση καύσεως



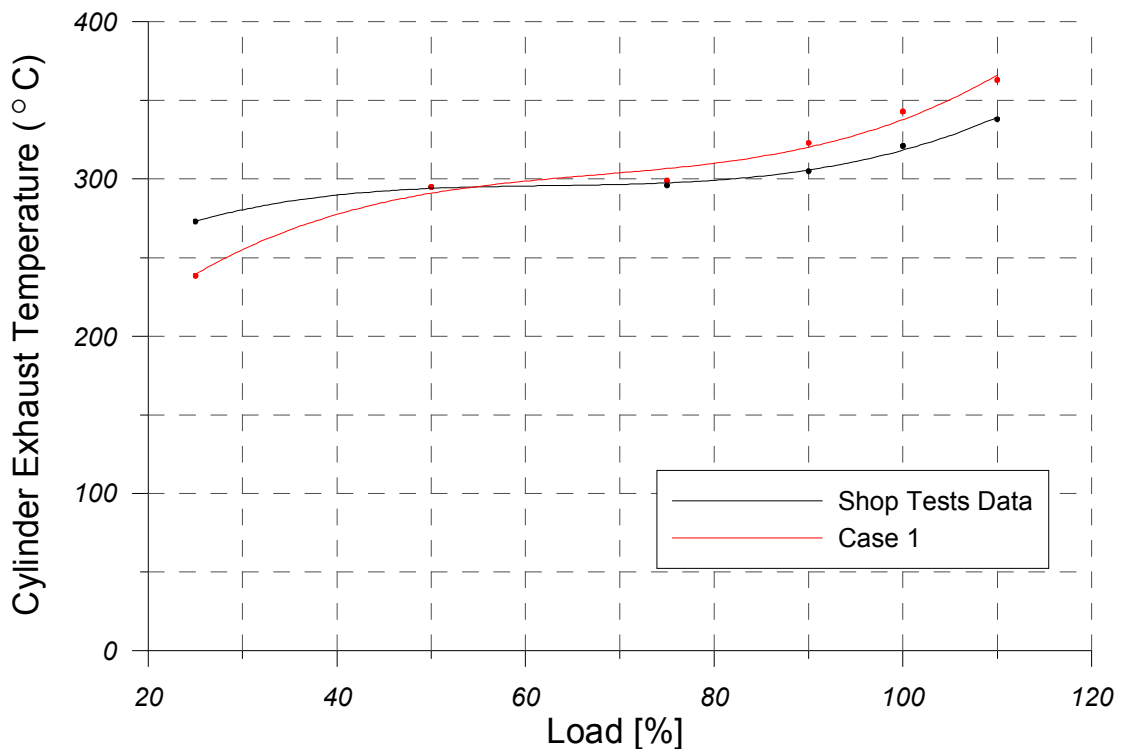
Διάγραμμα 5.1.1. Σύγκριση Πειραματικής (Πέδη) και Υπολογιζόμενης Ισχύος



Διάγραμμα 5.1.2. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Πίεσεως Συμπίεσεως



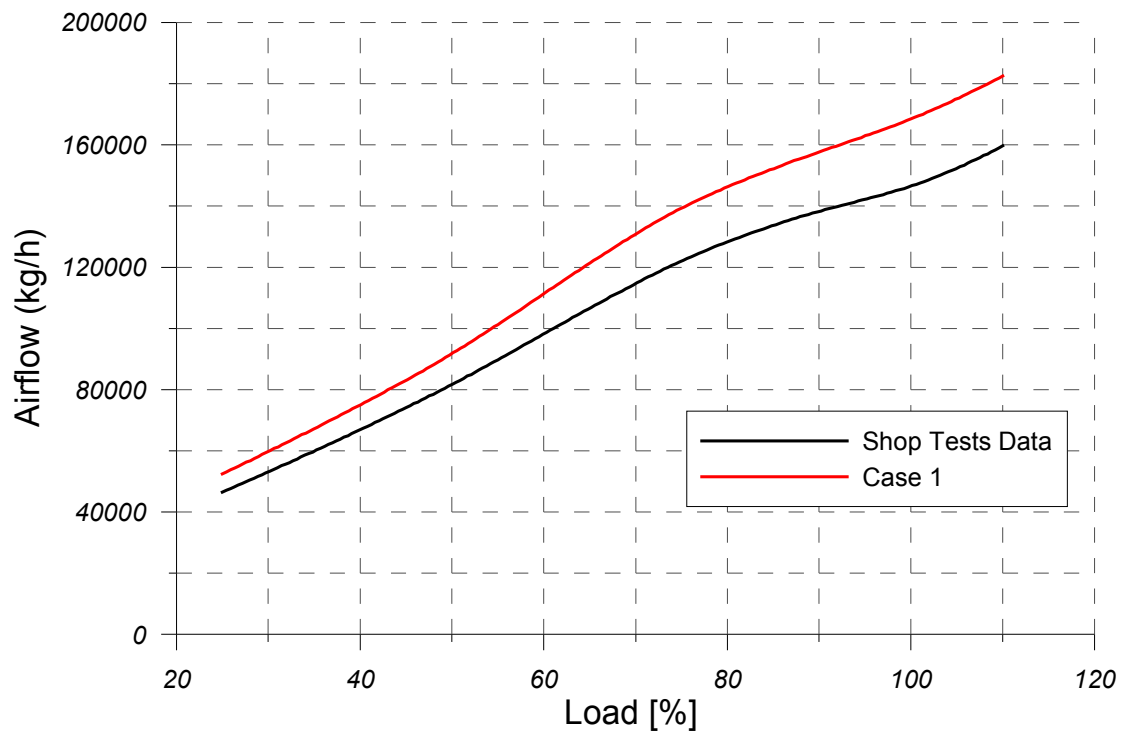
Διάγραμμα 5.1.3. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Μεγίστης Πιέσεως Καύσεως



Διάγραμμα 5.1.4. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Θερμοκρασίας των Καυσαερίων στην έξοδο από τους Κυλίνδρους

Τέλος, στο διάγραμμα 5.1.5 παρατηρούμε ότι υπάρχει σταθερή υπερεκτίμηση της παροχής αέρα προς τους κυλίνδρους, με σφάλμα κυμαινόμενο μεταξύ του 12-15%.

Αυτή η ακρίβεια δεν είναι αποδεκτή και γι' αυτό θα πρέπει να γίνουν οι κατάλληλες διορθώσεις στην παράγραφο 5.2.



Διάγραμμα 5.1.5 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Παροχής Αέρα

5.1.3 Αξιολόγηση Σφάλματος μεταξύ Πειραματικών Δεδομένων και Προσομοιώσεων

Στην Υποπαράγραφο αυτή δίνεται ο Πίνακας 5.1.3, που περιέχει αναλυτικά τα σφάλματα σε κάθε φορτίο μεταξύ πειραματικής και υπολογιζόμενης τιμής του εκάστοτε υπό εξέταση μεγέθους. Στον πίνακα αυτόν σε κάθε μέγεθος αντιστοιχούν δύο στήλες. Στα κελιά κάτω από τους τίτλους Data και Case 1 αναγράφονται οι απόλυτες τιμές των πειραματικών μετρήσεων και της προσομοιώσεως αντίστοιχα και στα κελιά κάτω από τη γραμμή Error υπό τον τίτλο Case 1 δίνεται ποσοστιαίο σφάλμα μεταξύ υπολογιζόμενης και πειραματικής τιμής για το αντίστοιχο φορτίο (υπό τον τίτλο Load). Η αναλυτική καταγραφή των σφαλμάτων εξυπηρετεί τον σχολιασμό των διαγραμμάτων 5.1.1-5.1.5 της Υποπαραγράφου 5.1.2.

Πίνακας 5.1.3. Ποσοστιαίο Σφάλμα συναρτήσεων του Φορτίου μεταξύ Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Τιμής για τα υπό Εξέταση Μεγέθη της Παραγράφου 5.1

Πίνακας 5.1.3									
Brake Power (kW)		Airflow (kg/h)		Pcomp (bar)		Pmax (bar)		Tcyl exh (°C)	
Data	Case 1	Data	Case 1	Data	Case 1	Data	Case 1	Data	Case 1
4160	4333	46530	52560	50	50,1	76,1	76,2	273	238,5
8320	8486,8	81706	91800	80	79,8	109,9	109,9	295	294,9
12484	12721,1	122047	139320	117,4	117,4	139,7	139,7	296	299
14978	15340,5	138301	157680	137,7	137,8	152,3	152,3	305	323
16639	17159,1	146531	168480	150,6	150,7	159,9	160	321	342,8
18310	19103,7	159703	182520	159,6	159,6	164,9	164,9	338	362,9
Error (%)		Error (%)		Error (%)		Error (%)		Error (%)	
Load (%)	Case 1	Load (%)	Case 1	Load (%)	Case 1	Load (%)	Case 1	Load (%)	Case 1
25	4,16	25	12,96	25	0,20	25	0,13	25	-12,64
50	2,00	50	12,35	50	-0,25	50	0,00	50	-0,03
75	1,90	75	14,15	75	0,00	75	0,00	75	1,01
90	2,42	90	14,01	90	0,07	90	0,00	90	5,90
100	3,13	100	14,98	100	0,07	100	0,06	100	6,79
110	4,33	110	14,29	110	0,00	110	0,00	110	7,37

5.1.4 Πρόβλεψη Εκπομπών NO_x

Από τις εργοστασιακές δοκιμές δεν διατίθενται δεδομένα για τις εκπομπές ρύπων. Ωστόσο, για λόγους πληρότητας, επειδή στα προηγούμενα κεφάλαια υπήρχαν τέτοια πειραματικά δεδομένα και έγιναν προσομοιώσεις των εκπομπών, και για να διαπιστώσουμε τι προβλέπει το μοντέλο πως θα εκπέμψει ο κινητήρας λειτουργώντας υπό τις παρούσες συνθήκες, θα πραγματοποιηθεί από το λογισμικό υπολογισμός των εκπομπών NO_x. Το γεγονός ότι οι συνθήκες της καύσεως δεν έχουν προσεγγιστεί με τον καλύτερο δυνατό τρόπο, εφόσον υπάρχει υπερεκτίμηση της παροχής αέρα προς τους κυλίνδρους, δεν μας απασχολεί εδώ, καθώς αυτό που ενδιαφέρει στην συγκεκριμένη Υποπαράγραφο είναι κυρίως η κλίμακα των αποτελεσμάτων και η επίδραση μίας συγκεκριμένης ρυθμίσεως, που θα αναφερθεί σύντομα επί των εκπομπών.

Για την εκτίμησή τους, λοιπόν, επαναλήφθηκε ακόμα δύο φορές η σειρά προσομοιώσεων της Παραγράφου 5.1 με αυτούσια δεδομένα εισαγωγής και ρυθμίσεις όπως αναφέρονται στην Υποπαράγραφο 7.1.B, αλλά με την προσθήκη της επιλογής Combustion and Pollutants: Use Chemical Kinetics την πρώτη φορά, η οποία διατάσσει τον υπολογισμό των εκπομπών, συν την ρύθμιση Random Zone Mixing after Injection End την δεύτερη φορά, ώστε να διαπιστωθεί η επίδραση της τελευταίας επί των εκπομπών NO_x.

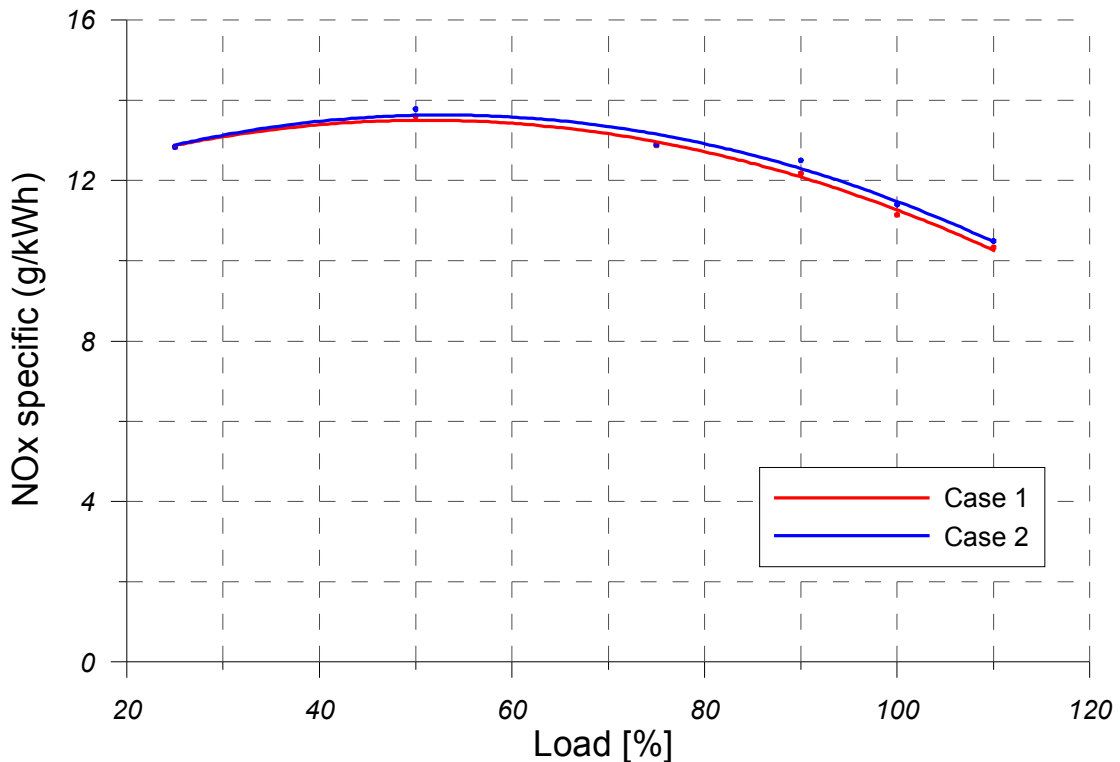
Επειδή, όπως φαίνεται Πίνακα 5.1.4, οι υπολογιζόμενες τιμές είναι πολύ υψηλές εφαρμόζεται αναλογική διόρθωση (scaling) με συντελεστή διόρθωσης 0,5 σε όλα τα φορτία, ούτως ώστε οι υπολογιζόμενες τιμές να εμπέσουν σε ζώνη ευλογοφανών αποτελεσμάτων. Η πρακτική αυτή είναι συνήθης, καθώς αυτό που πρωτίστως ενδιαφέρει είναι το μοντέλο να προβλέπει περισσότερο την τάση μεταβολής των NO_x παρά τις απόλυτες τιμές. Επίσης επιτρέπεται καθότι, ως έχει αναφερθεί στο κεφάλαιο 2 και παρουσιάζεται αναλυτικά στον Πίνακα 2.1, οι σταθερές της ταχύτητας των υπεισερχόμενων στους υπολογισμούς αντιδράσεων διέπονται από τεράστια αβεβαιότητα.

Πίνακας 5.1.4. Παρουσίαση Προβλέψεων του Λογισμικού για τις Εκπομπές NOx βάσει των δεδομένων της Παραγράφου 5.1

Πίνακας 5.1.4									
		Case 1				Case 2			
RPM	Load (%)	NOx specific (gr/kWh)	NOx ppm	NOx specific με scaling (gr/kWh)	NOx με scaling ppm	NOx specific (gr/kWh)	NOx ppm	NOx specific με scaling (gr/kWh)	NOx με scaling ppm
66	25	25,68	1400	12,84	700	25,68	1400	12,84	700
83	50	27,19	1710	13,60	855	27,57	1734	13,79	867
95	75	25,74	1604	12,87	802	25,80	1608	12,90	804
101	90	24,35	1617	12,18	809	25,00	1660	12,50	830
105	100	22,29	1545	11,15	773	22,81	1582	11,41	791
108	110	20,66	1474	10,33	737	20,90	1497	10,49	749

Στον Πίνακα 5.1.4 και στο Διάγραμμα 5.1.6 που ακολουθεί, ως Case 1 και Case 2 ονομάζονται οι προσομοιώσεις με τα χαρακτηριστικά που αναφέρονται ακολούθως.

Case 1: Τροποποιημένες πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής, ώστε να ταυτίζεται η πίεση συμπίεσης, και Air Entrainment Coefficient σε κάθε φορτίο μέσω επιλογής Calibrate Peak Combustion Pressure, ώστε να ταυτίζεται η πίεση συμπίεσης
 Case 2: Case 1 συν την ρύθμιση Random Zone Mixing after Injection End



Διάγραμμα 5.1.6. Σύγκριση Εκπομπών NOx που έχουν υποστεί Scaling με και χωρίς την ρύθμιση Random Zone Mixing After injection End

Από το διάγραμμα 5.1.6 διαπιστώνεται ότι εκτός από πολύ μία μικρή προσαύξηση η ρύθμιση Random Zone Mixing after Injection End δεν επιδρά στην μορφή της καμπύλης των NOx και επειδή το όποιο πρόβλημα με τις εκπομπές συνίσταται κυρίως στην υπερεκτίμησή τους, δεν υπάρχει λόγος να επαναλαμβάνεται στα επόμενα κεφάλαια.

5.2 Βαθμονόμηση για Καλλίτερη Πρόβλεψη της Παροχής Αέρα

Επειδή στην παράγραφο 5.1 υπήρξε το πρόβλημα της σταθερής υπερεκτιμώσεως της παροχής αέρος, εδώ θα επιχειρηθεί να αντιμετωπιστεί αυτό με μείωση του συντελεστού εκροής της βαλβίδος εξαγωγής. Συγκεκριμένα στην σταθερά Exhaust Valve Discharge Coefficient του λογισμικού θα εκχωρηθεί η τιμή 0,89 αντί της 0,99 που είναι η εξ' ορισμού τιμή (default). Για $Cd=0,89$ έχουν επέλθει τα πλέον ικανοποιητικά αποτελέσματα κατά την αξιολόγηση του μοντέλου βάσει των μετρήσεων εν πλω και των μετρήσεων ρύπων της συγκεκριμένης οικογένειας κινητήρων, τα οποία και θα παρουσιαστούν στα επόμενα κεφάλαια.

Θα γίνουν λοιπόν νέες προσομοιώσεις με βάσει τα χαρακτηριστικά που αναφέρονται στην παράγραφο 5.2.1 και τον νέο συντελεστή εκροής της βαλβίδας εξαγωγής, αναμένοντας βελτίωση της ακρίβειας προσεγγίσεως της παροχής αέρα προς τους κυλίνδρους. Δεδομένου ότι στην παράγραφο 5.1 υπήρξε καλή εκτίμηση των υπολοίπων μεγεθών της λειτουργικής συμπεριφοράς του κινητήρα, αν βελτιωθεί και η παροχή αέρα θα μπορούμε να θεωρήσουμε ότι το λογισμικό προσομοιώνει σωστά τις συνθήκες και την εξέλιξη της καύσεως, γεγονός που σημαίνει ότι θα μπορούν να εξαχθούν και ασφαλέστερα συμπεράσματα για τις εκπομπές των NO_x .

Συγκεκριμένα, σε πρώτη φάση εκτελέστηκαν για κάθε φορτίο δοκιμές μεταβάλλοντας την πίεση εισαγωγής του αέρα στον κύλινδρο και την μέση επικρατούσα πίεση στους οχετούς εξαγωγής, διατηρώντας πάντοτε την απόλυτη διαφορά μεταξύ τους, η οποία επηρεάζει την απόπλυση, ώστε να ευρεθούν οι τιμές που επιφέρει την κατά το δυνατόν ακριβέστερη προς τα δεδομένα υπολογιζόμενη πίεση συμπίεσεως. Εν συνεχεία, πραγματοποιήθηκαν δύο σειρές προσομοιώσεων, η πρώτη με βαθμονομήσεις βάσει της επιλογής Calibrate Peak Combustion Pressure, ώστε να ευρεθεί για κάθε φορτίο ο Air Entrainment Coefficient που να επιφέρει ταύτιση κατά το δυνατόν της υπολογιζόμενης μεγίστης πίεσεως καύσεως με την πειραματική, και η δεύτερη με κοινό AEC για όλα τα φορτία ίσο με τον μέσο όρο των προκυψάντων από την προηγούμενη σειρά προσομοιώσεων.

Η μεταβολή των πιέσεων εισαγωγής και εξαγωγής σε σχέση με τα δεδομένα των εργοστασιακών δοκιμών φαίνεται στον Πίνακα 5.2.1 και τα αποτελέσματα από τις δύο σειρές προσομοιώσεων που εκτελέστηκαν μετά την αναθεώρηση των πιέσεων αυτών δίνονται στον Πίνακα 5.2.2.

Πίνακας 5.2.1. Πίεση στον Οχετό Εισαγωγής και Μέση Πίεση στον Οχετό Εξαγωγής σε κάθε φορτίο πριν και μετά την τροποποίησή τους προς ακριβέστερο υπολογισμό της Πίεσεως Συμπίεσεως

Πίνακας 5.2.1						
Load (%)	Δεδομένα		Τροποποίηση		Μεταβολή %	
	Pin (bar)	Pexh (bar)	New Pin (bar)	New Pexh (bar)	Pin	Pexh
25	1,403	1,303	1,4	1,3	-0,21	-0,23
50	2,233	2,013	2,25	2,03	0,76	0,84
75	3,223	2,863	3,3	2,94	2,39	2,69
90	3,753	3,363	3,84	3,45	2,32	2,59
100	4,053	3,643	4,16	3,75	2,64	2,94
110	4,333	3,873	4,41	3,95	1,78	1,99

Πίνακας 5.2.2. Αποτελέσματα Προσομοιώσεων Παραγράφου 5.2

Πίνακας 5.2.2											
RPM	Load (%)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Brake Power (kW)	Tcyl exh (°C)	Pin (bar)	Pexh (bar)	mfuel (kg/h)	Airflow (kg/h)	Air Entr Coef	Turbine Exhaust Flow Area (m2)
66	25	50	76	4319	263,3	1,4	1,3	773,5	46800	0,699	0,064754
83	50	79,9	110	8491	321,8	2,25	2,03	1482,7	82440	0,722	0,063365
95	75	117,3	139,7	12728,1	324,3	3,3	2,94	2189,5	126000	0,763	0,066641
101	90	138	152,3	15353,8	349,4	3,84	3,45	2642,0	142920	0,796	0,065884
105	100	150,8	159,7	17185,7	370,5	4,16	3,75	2977,6	153000	0,8	0,066082
108	110	159,3	164,7	19119,8	392,1	4,41	3,95	3361,3	165600	0,81	0,068987

66	25	49,9	83,3	4383,4	257,9	1,4	1,3	773,5	46800	0,765	0,064754
83	50	79,8	116,2	8585,5	317	2,25	2,03	1482,7	82800	0,765	0,063365
95	75	117,3	139,8	12735,1	324	3,3	2,94	2189,5	126000	0,765	0,066641
101	90	138,1	149,5	15244,6	352,5	3,84	3,45	2642,0	142560	0,765	0,065884
105	100	150,9	157,2	17061,8	373,7	4,16	3,75	2977,6	153000	0,765	0,066159
108	110	159,4	162,2	18960,9	396	4,41	3,95	3361,3	165240	0,765	0,069114

Στον Πίνακα 5.2.1 στην αρχική αναγράφεται το φορτίο, οι επόμενες δύο στήλες αναφέρονται στις τιμές της πίεσεως στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής, όπως έχουν μετρηθεί κατά τις εργοστασιακές δοκιμές, οι επόμενες δύο στήλες παρουσιάζουν τις τιμές για κάθε φορτίο, για τις οποίες το μοντέλο υπολογίζει με την μέγιστη δυνατή ακρίβεια την πίεση συμπίεσεως, και στις επόμενες δύο στήλες παρουσιάζεται η αντίστοιχη ποσοστιαία μεταβολή της τιμής της κάθε πίεσεως, η οποία σε όλες τις περιπτώσεις είναι μικρή, πάντοτε κάτω του 3%.

Στον Πίνακα 5.1.2 οι πρώτες δύο στήλες αναφέρονται στο φορτίο (Load) και την ταχύτητα περιστροφής σε RPM που του αντιστοιχεί. Εν συνέχεια δίνονται οι υπολογιζόμενες πίεση συμπίεσεως (Pcomp), μέγιστη πίεση καύσεως (Pmax), ισχύς της πέδης (Brake Power), θερμοκρασία των καυσαερίων στον οχετό εξαγωγής (T_{cyl exh}), πίεση στον οχετό εισαγωγής (Pin), μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής (Pexh), παροχή καυσίμου (mfuel) και αέρα (airflow) προς τους κυλίνδρους. Στις τελευταίες δύο στήλες δίνονται τα λογιστικά μεγέθη του προγράμματος Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area.

5.2.1 Χαρακτηριστικά του λογισμικού προσομοιώσεως

Στην Υποπαράγραφο αυτή παρουσιάζονται οι επιλογές των ρυθμίσεων Engine, Fuel, Setup και Run_Data του λογισμικού και η τροποποίηση στο Engine Base, οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν στις προσομοιώσεις της παραγράφου 5.2.

Engine: 7S60MC_C

Fuel

- Fuel density: 904.8 kg/m3 -> 905
- Heating Value: 10031kcal/kg ή 41969.7kj/kg -> 41970
- Define atom composition (default τιμές)

Setup

- Injection Rate Source: Use Constant Injection rate
- Air Motion and Mixing: Use Correlation for air Swirl
- Combustion Characteristics: Air Entrainment from Momentum, Enable Air to Access all Zones, Use Actual Momentum for Air Entrainment

- Run Time Characteristics: Match exhaust pressure
- Combustion and Pollutants: Hiroyasu Soot Oxidation, Use Chemical Kinetics
- Heat Transfer Model: k~e

Run Data

- Open Cycle Operating Data - Input from file

Exhaust Valve Discharge Coefficient = 0,89

5.2.2 Γραφική Απεικόνιση Αποτελεσμάτων

Στην Υποπαράγραφο αυτή θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα συγκρίσεως των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων με τα πειραματικά δεδομένα. Τα μεγέθη που θα εξετασθούν είναι η ισχύς της πέδης, η πίεση συμπίεσεως, η μέγιστη πίεση καύσεως και η μέση θερμοκρασία των καυσαερίων στην εξαγωγή από τους κυλίνδρους. Η μέση πίεση στον οχετό εισαγωγής και η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής δεν έχει νόημα να εξετασθούν, γιατί οι τιμές των δεδομένων και των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων ταυτίζονται μονίμως.

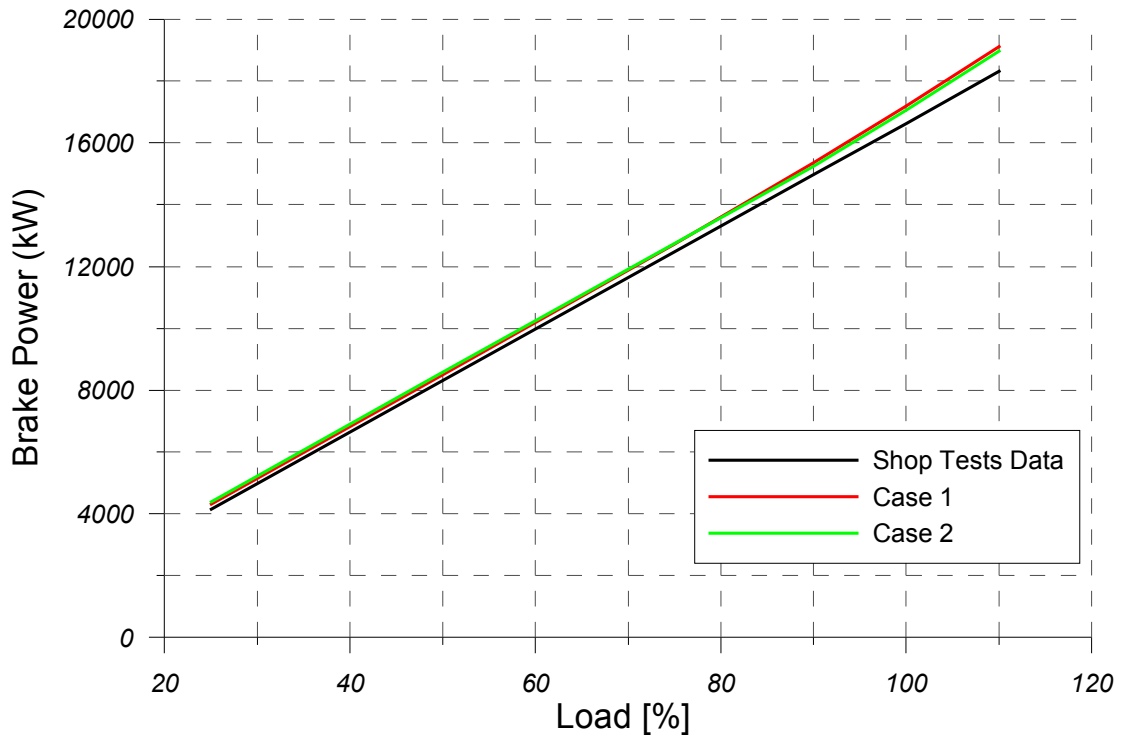
Στα διαγράμματα 5.1.1-5.1.5 ως Shop Tests Data αναφέρονται οι μετρήσεις των εργοστασιακών δοκιμών και ως Case 1 και ως Case 2 αναφέρονται οι προσομοιώσεις που εκτελεί το λογισμικό με τα εξής χαρακτηριστικά.

Case 1: Τροποποιημένες πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής, ώστε να ταυτίζεται η πίεση συμπίεσεως, Air Entrainment Coefficient σε κάθε φορτίο μέσω επιλογής Calibrate Peak Combustion Pressure, ώστε να ταυτίζεται η πίεση συμπίεσεως, και $Cd=0,89$

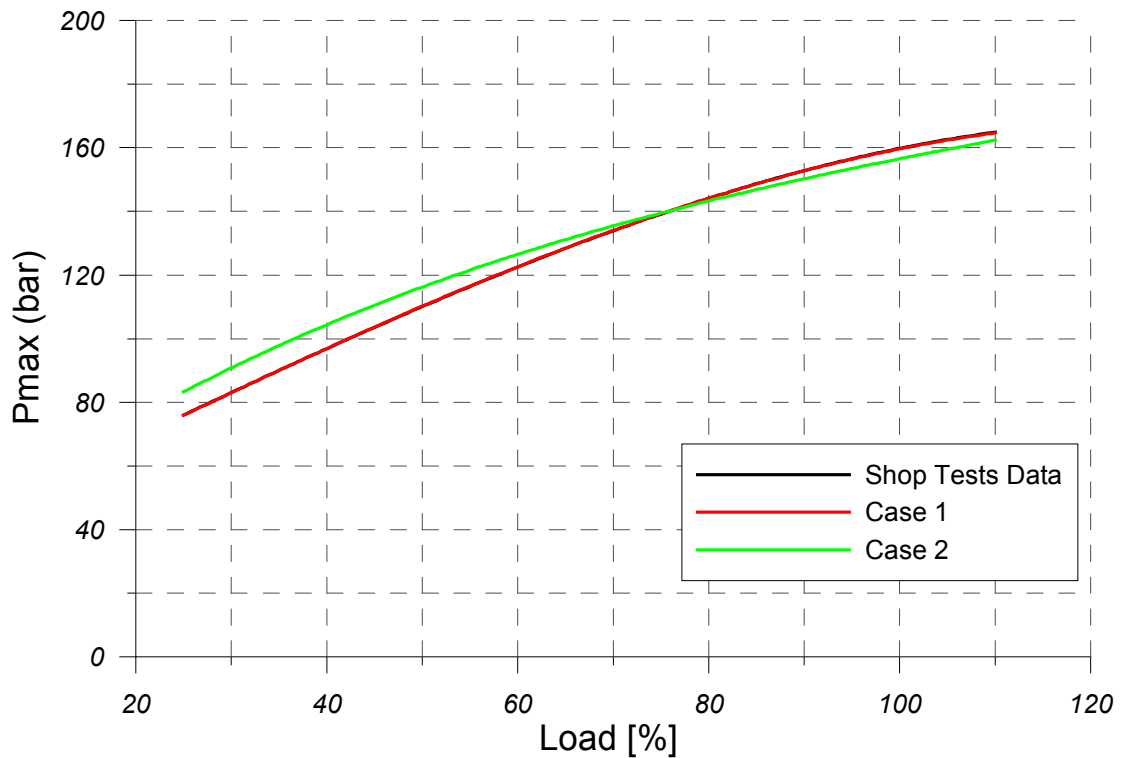
Case 2: Τροποποιημένες πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής, ώστε να ταυτίζεται η πίεση συμπίεσεως, Air Entrainment Coefficient = 765 για όλα τα φορτία και $Cd=0,89$

Στο διάγραμμα 5.2.1 φαίνεται ότι η ισχύς της πέδης υπολογίζεται με καλή ακρίβεια και στις δύο περιπτώσεις, με σφάλμα που όπως προκύπτει και από τον Πίνακα 5.2.3 εν γένει κυμαίνεται μεταξύ 2-5%. Η διαφορά μεταξύ των καμπυλών των διαφορετικών προσομοιώσεων έγκειται στο ότι η ισχύς για την περίπτωση του κοινού Air Entrainment Coefficient υπολογίζεται λίγο μεγαλύτερη στα χαμηλά φορτία και λίγο μικρότερη στα υψηλά σε σχέση με την περίπτωση των βαθμονομημένων Air Entrainment Coefficient. Από την παρατήρηση αυτή μπορούμε να συμπεράνουμε και την ισχυρή ομόσημη επίδραση που ασκεί ο συντελεστής αυτός επί της υπολογιζόμενης ισχύος.

Στο διάγραμμα 5.2.2 γίνεται σύγκριση της υπολογιζόμενης μέγιστης πίεσεως καύσεως με την πειραματική. Δεδομένου ότι στην πρώτη περίπτωση επιδιώκεται ούτως ή άλλως η ταύτισή τους, ουσιαστικού ενδιαφέρον εδώ έχει η καμπύλη του κοινού Air Entrainment Coefficient. Όπως και στην περίπτωση της ισχύος, η διαφορά μεταξύ των καμπυλών των διαφορετικών προσομοιώσεων έγκειται στο ότι η μέγιστη πίεση καύσεως για την περίπτωση του κοινού Air Entrainment Coefficient υπολογίζεται λίγο μεγαλύτερη στα χαμηλά φορτία και λίγο μικρότερη στα υψηλά σε σχέση με την περίπτωση των βαθμονομημένων Air Entrainment Coefficient. Σε σχέση με την πειραματική καμπύλη, η οποία ουσιαστικά ταυτίζεται με αυτήν των βαθμονομημένων Air Entrainment Coefficient υπάρχει μία σχετική υπερεκτίμηση στα χαμηλά φορτία, η οποία σύμφωνα και με τον Πίνακα 5.2.3 πέφτει από 9,5% σε 5,7% από το 25% στο 50% του ονομαστικού φορτίου και από εκεί και πέρα η προσέγγιση γίνεται με πολύ καλή ακρίβεια, με σφάλμα κάτω του 2% κατ' απόλυτη τιμή.

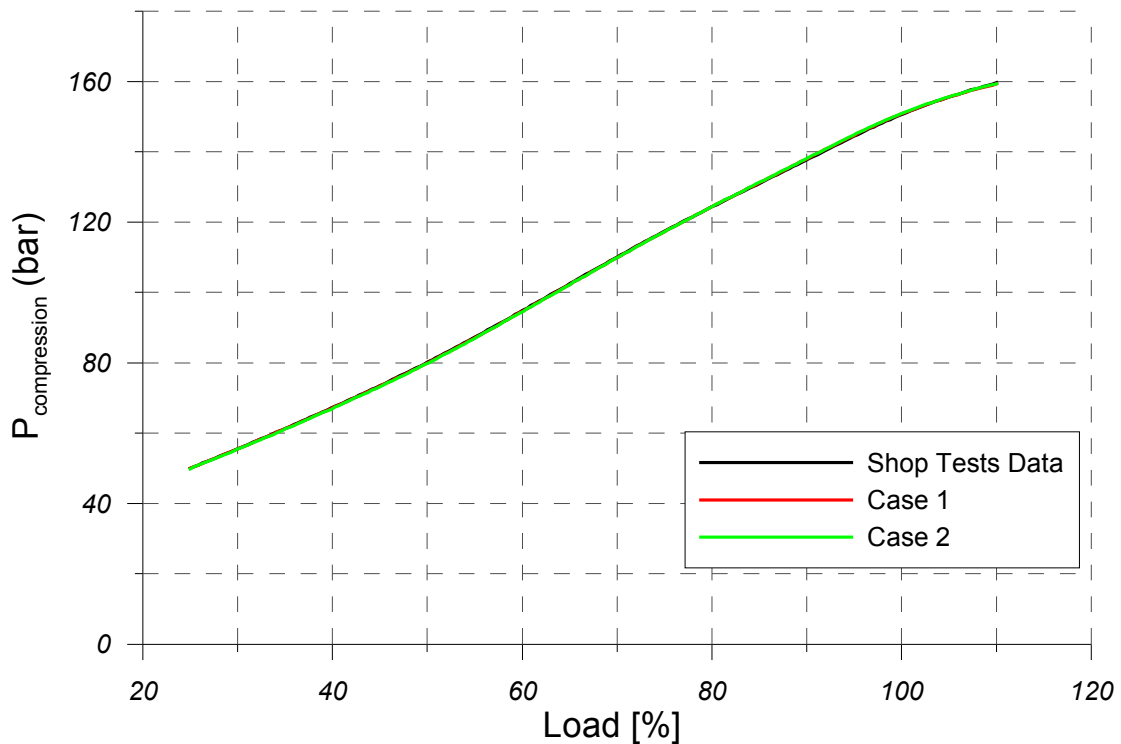


Διάγραμμα 5.2.1. Σύγκριση Πειραματικής (Πέδη) και Υπολογιζόμενης Ισχύος



Διάγραμμα 5.2.2. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Μεγίστης Πιέσεως Καύσεως

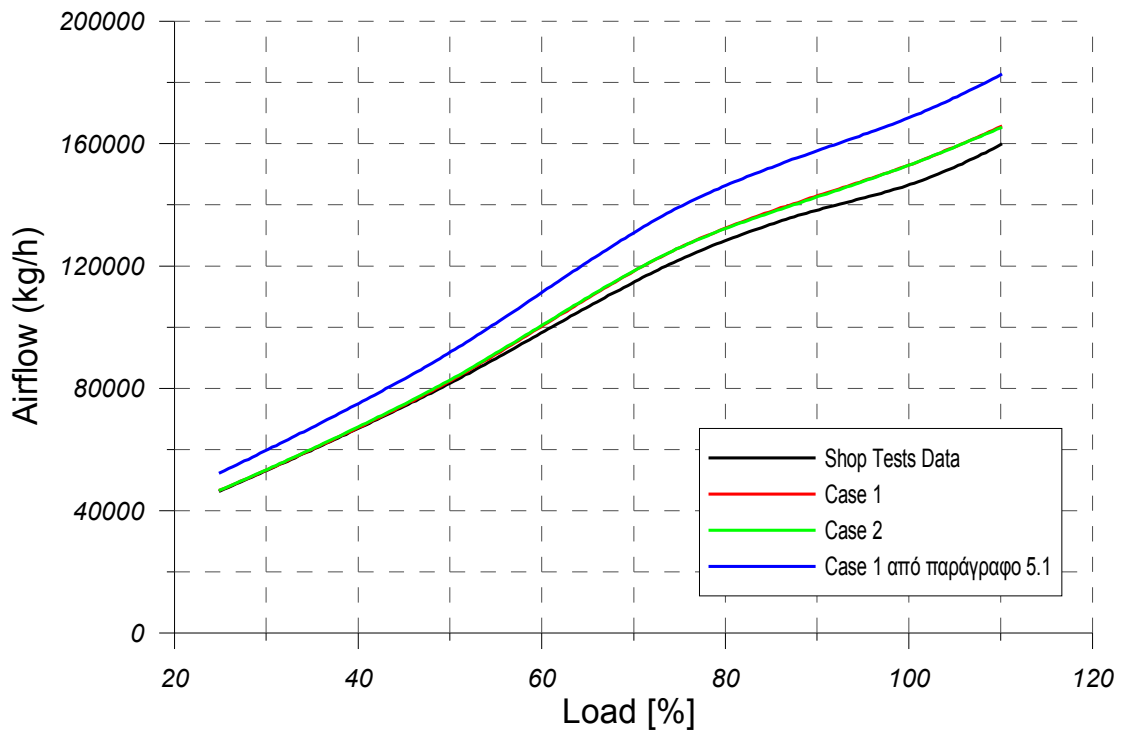
Όσον αφορά την πίεση συμπίεσεως, η οποία παρουσιάζεται στο διάγραμμα 5.2.3, αυτή και στις δύο περιπτώσεις προσεγγίζει επακριβώς την πειραματική τιμή, απ' όπου διαπιστώνεται ότι παρουσιάζει πολύ ασθενή εξάρτηση από τον Air Entrainment Coefficient.



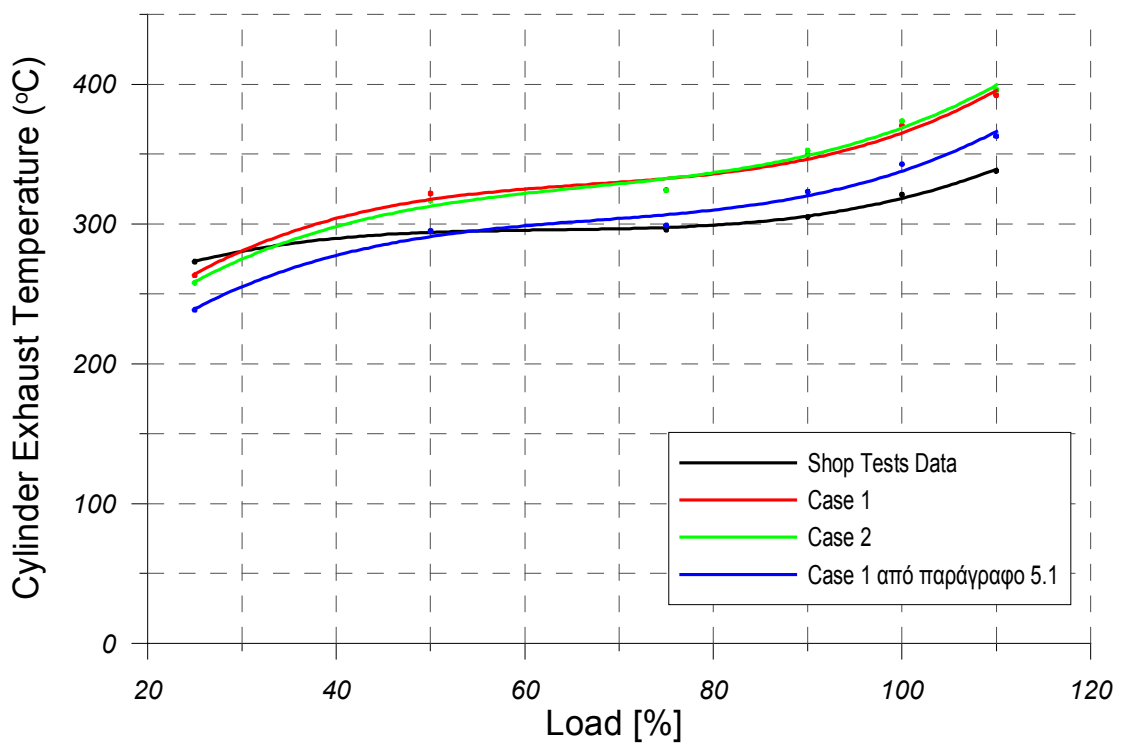
Διάγραμμα 5.2.3. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Πίεσεως Συμπίεσεως

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει το διάγραμμα 5.2.4, όπου γίνεται η σύγκριση της υπολογιζόμενης παροχής αέρα με την πειραματική. Κατ' αρχάς παρατηρούμε ότι η μείωση του συντελεστή εκροής της βαλβίδας εξαγωγής έχει οδηγήσει σε σημαντική μετατόπιση της καμπύλης προς χαμηλότερες απόλυτες τιμές, γεγονός που επιδιωκόταν. Κατά δεύτερον λόγο, διαπιστώνουμε ότι η μετάβαση από βαθμονομημένους σε κοινό για όλα τα φορτία Air Entrainment Coefficient δεν επιφέρει καμία ουσιαστική μεταβολή στην υπολογιζόμενη παροχή αέρα. Και στις δύο προσομοιώσεις της παραγράφου 5.2 η πειραματική καμπύλη προσεγγίζεται με καλή ακρίβεια, με μικρή υπερεκτίμηση το σφάλμα της οποίας δεν ξεπερνά το 4,5% αλλά είναι εντονότερο στα υψηλά φορτία (από 75% του πλήρους και άνω), ενώ στα μεσαία και χαμηλά είναι πρακτικώς αμελητέο.

Στο διάγραμμα 5.2.5 γίνεται σύγκριση της υπολογιζόμενης θερμοκρασίας καυσαερίων με την πειραματική. Κατά πρώτο λόγο διαπιστώνεται ότι δεν υπάρχει ουσιαστική διαφορά μεταξύ της καμπύλης με κοινό Air Entrainment Coefficient από αυτής με τους βαθμονομημένους, κάτι που επιβεβαιώνεται και από την αναλυτική παράθεση των σφαλμάτων στον Πίνακα 5.2.3. Εξάλλου, από την σύγκριση με την καμπύλη της προσομοιώσεως της παραγράφου 5.1. προκύπτει ότι η μείωση του συντελεστή εκροής της βαλβίδας εξαγωγής έχει οδηγήσει σε μετατόπιση των καμπυλών σε αρκετά υψηλότερη θερμοκρασιακή στάθμη. Πλέον, εκτός από το χαμηλότερο φορτίο, όπου το σφάλμα είναι μικρό, στα φορτία από το μέσο και άνω υπάρχει υπερεκτίμηση της θερμοκρασίας με διογκούμενη απόκλιση που αυξάνει από 7,5% σε 17% στο 110%. Πάντως η αυξητική τάση της πειραματικής καμπύλης ακολουθείται και από τα αποτελέσματα του λογισμικού.



Διάγραμμα 5.2.4. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Παροχής Αέρα



Διάγραμμα 5.2.5. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Θερμοκρασίας των Καυσαερίων στην Έξοδο από τους Κυλίνδρους

5.2.3 Αξιολόγηση Σφάλματος μεταξύ Πειραματικών Δεδομένων και Προσομοιώσεων

Στην Υποπαράγραφο αυτή δίνεται ο Πίνακας 5.2.3, που περιέχει αναλυτικά τα σφάλματα σε κάθε φορτίο μεταξύ πειραματικής και υπολογιζόμενης τιμής του εκάστοτε υπό εξέταση μεγέθους. Στον πίνακα αυτόν σε κάθε μέγεθος αντιστοιχούν τρεις στήλες. Στα κελιά κάτω από τους τίτλους Data, Case 1 και Case 2 αναγράφονται οι απόλυτες τιμές των πειραματικών μετρήσεων, της πρώτης και της δεύτερης σειράς προσομοιώσεων αντίστοιχα. Στα κελιά κάτω από τη γραμμή Error υπό τον τίτλο Case 1 ή Case 2 δίνεται το ποσοστιαίο σφάλμα μεταξύ υπολογιζόμενης και πειραματικής τιμής για το αντίστοιχο φορτίο (υπό τον τίτλο Load) και την αντίστοιχη προσομοίωση. Η αναλυτική καταγραφή των σφαλμάτων εξυπηρετεί τον σχολιασμό των διαγραμμάτων 5.1.1-5.1.5 της Υποπαράγραφου 5.1.2.

Πίνακας 5.2.3. Ποσοστιαίο Σφάλμα Συνάρτησε του Φορτίου μεταξύ Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Τιμής για τα υπό Εξέταση Μεγέθη της Παραγράφου 5.2

Πίνακας 5.2.3								
Brake Power (kW)			Pcompression (bar)			Cylinder Exhaust Temperature (°C)		
Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2
4156,8	4319	4383,4	50	50	49,9	273	263,3	257,9
8314,1	8491	8585,5	80,1	79,9	79,8	295	321,8	317
12475,8	12728,1	12735,1	117,4	117,3	117,3	296	324,3	324
14978	15353,8	15244,6	137,7	138	138,1	305	349,4	352,5
16627,3	17185,7	17061,8	150,6	150,8	150,9	321	370,5	373,7
18310	19119,8	18960,9	159,6	159,3	159,4	338	392,1	396
Error [%]			Error [%]			Error [%]		
Load [%]	Case 1	Case 2	Load [%]	Case 1	Case 2	Load [%]	Case 1	Case 2
25	3,90	5,45	25	0,00	-0,20	25	-3,55	-5,53
50	2,13	3,26	50	-0,25	-0,37	50	9,08	7,46
75	2,02	2,08	75	-0,09	-0,09	75	9,56	9,46
90	2,51	1,78	90	0,22	0,29	90	14,56	15,57
100	3,36	2,61	100	0,13	0,20	100	15,42	16,42
110	4,42	3,55	110	-0,19	-0,13	110	16,01	17,16
Airflow (kg/h)			Pmax (bar)					
Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2			
46530	46800	46800	76,1	76	83,3			
81706	82440	82800	109,9	110	116,2			
122047	126000	126000	139,7	139,7	139,8			
138301	142920	142560	152,3	152,3	149,5			
146531	153000	153000	159,9	159,7	157,2			
159703	165600	165240	164,9	164,7	162,2			
Error [%]			Error [%]					
Load [%]	Case 1	Case 2	Load [%]	Case 1	Case 2			
25	0,58	0,58	25	-0,13	9,46			
50	0,90	1,34	50	0,09	5,73			
75	3,24	3,24	75	0,00	0,07			
90	3,34	3,08	90	0,00	-1,84			
100	4,41	4,41	100	-0,13	-1,69			
110	3,69	3,47	110	-0,12	-1,64			

5.2.4 Πρόβλεψη NO_x

Από τις εργοστασιακές δοκιμές, όπως προαναφέρθη, δεν διατίθενται δεδομένα για τις εκπομπές ρύπων. Ωστόσο, επειδή στα υπόλοιπα κεφάλαια υπήρχαν τέτοια πειραματικά δεδομένα και έγιναν προσομοιώσεις των εκπομπών, και για να διαπιστώσουμε τι προβλέπει το μοντέλο πως θα εκπέμψει ο κινητήρας λειτουργώντας υπό τις παρούσες συνθήκες, ειδικά στην παράγραφο αυτή, όπου έχει επιτευχθεί σωστή προσέγγιση των συνθηκών που επικρατούν στους κυλίνδρους κατά την έναρξη της καύσεως, θα πραγματοποιηθεί από το λογισμικό υπολογισμός των εκπομπών NO_x.

Οι υπολογισμοί αυτοί έχουν ουσιαστικά ήδη συντελεστεί, αφού όπως φαίνεται και στην Υποπαράγραφο 5.2.1, η επιλογή Use Chemical Kinetics έχει ήδη χρησιμοποιηθεί στις διενεργηθείσες προσομοιώσεις. Απλώς τα αποτελέσματα που αφορούν τα NO_x, παραθέτονται ξεχωριστά στον Πίνακα 5.2.4. Όπως και στην παράγραφο 5.1, επειδή οι υπολογιζόμενες τιμές –θα φανεί ευκρινώς στα επόμενα κεφάλαια- είναι πέραν κάποιων ευλόγων ορίων εφαρμόστηκε scaling με συντελεστή διορθώσεως 0,5 σε όλα τα φορτία. Η πρακτική αυτή, η οποία επιτρέπεται και είναι σύνηθες να χρησιμοποιείται για τους λόγους που παρατέθηκαν στην παράγραφο 5.1, θα εφαρμόζεται παντού από εδώ και πέρα χωρίς αυτό να δηλώνεται συνεχώς.

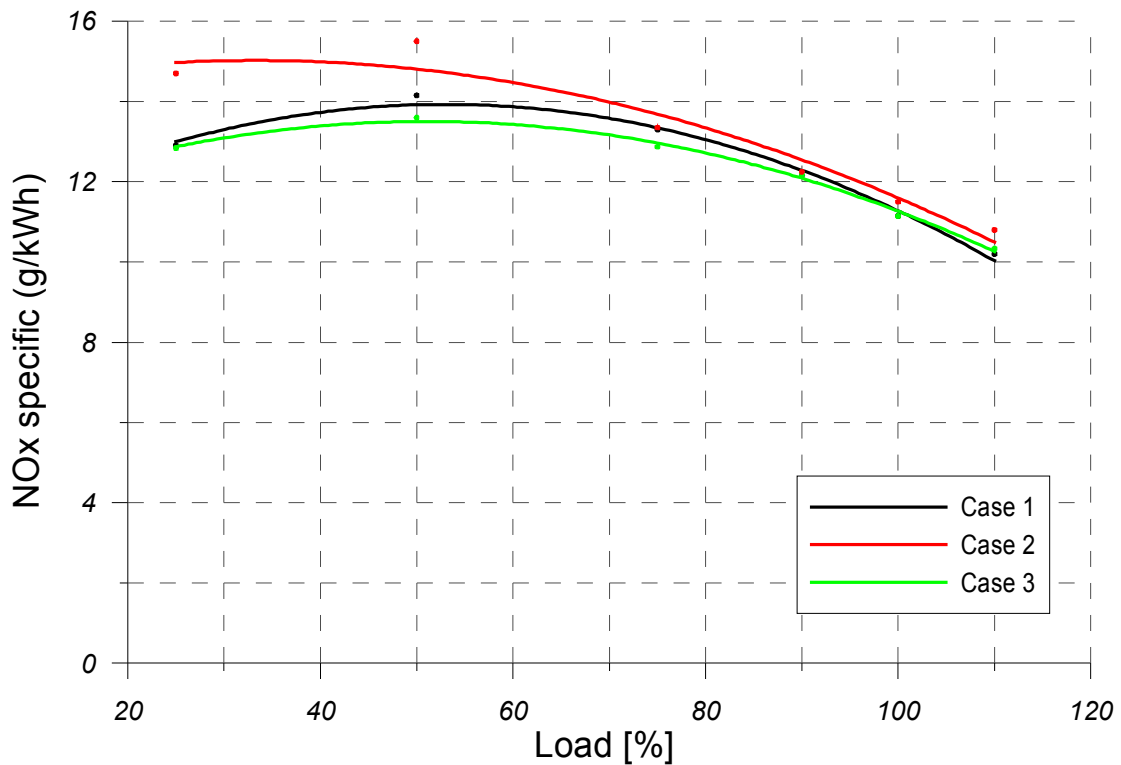
Πίνακας 5.2.4. Εκπομπές NO_x με και χωρίς scaling των Case 1 και Case 2 της παραγράφου 5.2

Πίνακας 5.2.4			
RPM	Load (%)	NO _x specific (gr/kWh)	NO _x specific με scaling (gr/kWh)
66	25	25,8	12,9
83	50	28,3	14,2
95	75	26,6	13,3
101	90	24,3	12,2
105	100	22,3	11,2
108	110	20,4	10,2
66	25	29,4	14,7
83	50	31	15,5
95	75	26,7	13,4
101	90	24,5	12,3
105	100	23	11,5
108	110	21,6	10,8

Στο διάγραμμα 5.2.6 ως Case 1, 2 και 3 αναφέρονται οι προσομοιώσεις με τα εξής χαρακτηριστικά:

- Case 1: Τροποποιημένες πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής, ώστε να ταυτίζεται η πίεση συμπίεσεως, Air Entrainment Coefficient σε κάθε φορτίο μέσω επιλογής Calibrate Peak Combustion Pressure, ώστε να ταυτίζεται η πίεση συμπίεσεως, και Cd=0,89
- Case 2: Τροποποιημένες πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής, ώστε να ταυτίζεται η πίεση συμπίεσεως, Air Entrainment Coefficient = 765 για όλα τα φορτία και Cd=0,89
- Case 3: Τροποποιημένες πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής, ώστε να ταυτίζεται η πίεση συμπίεσεως, και Air Entrainment Coefficient σε κάθε φορτίο μέσω επιλογής

Calibrate Peak Combustion Pressure, ώστε να ταντίζεται η πίεση συμπίεσεως και $Cd=0,99$. Δηλαδή η Case 1 της παραγράφου 5.1



Διάγραμμα 5.2.6. Σύγκριση Εκπομπών NOx των Προσομοιώσεων των Παραγράφων 5.1 και 5.2

Στο διάγραμμα 5.2.6 από την σύγκριση των καμπυλών 1 και 3 αξιολογείται η επίδραση της μείωσης του συντελεστή εκροής της βαλβίδος εξαγωγής και της παροχής αέρα επί των εκπομπών NOx, και από την σύγκριση των καμπυλών 1 και 2 αξιολογείται η επίδραση του Air Entrainment Coefficient. Αφενός μεν παρατηρείται ότι η μείωση της παροχής αέρα επιφέρει αύξηση των εκπομπών, ειδικά στα μερικά φορτία, κάτι το οποίο οφείλεται στην αύξηση της θερμοκρασιακής στάθμης στον κύλινδρο και άρα των τοπικών θερμοκρασιακών μεγίστων, στα οποία εντοπίζεται έντονος ρυθμός παραγωγής NO, αφετέρου δε φαίνεται ότι η χρήση κοινού Air Entrainment Coefficient προκαλεί μία μικρή προσ αύξηση στις τιμές των εκπομπών, η οποία είναι ισχυρότερη στα χαμηλά φορτία.

Κεφάλαιο 6: Αξιολόγηση του Μοντέλου με χρήση Μετρήσεων εν Πλω

Στο κεφάλαιο αυτό πρόκειται να εξεταστεί η προβλεπτική ικανότητα του μοντέλου όσον αφορά τόσο την λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα όσο και τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου. Διατίθενται δεδομένα από μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν από την ερευνητική ομάδα του Καθ. Δ.. Χουντάλα στο πλοίο όπου είναι εγκατεστημένος ο ναυτικός κινητήρας που εξετάζεται στην προκειμένη εργασία. Πραγματοποιήθηκαν δοκιμές σε 5 διαφορετικά σημεία λειτουργίας και τα μεγέθη που κατεγράφησαν φαίνονται στον Πίνακα 6.1.

Πίνακας 6.1 Αποτελέσματα Μετρήσεων εν Πλω

Πίνακας 6.1									
RPM	Load (%)	Pin (bar)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Brake Power (kW)	Cyl. Exh. Temperature (°C)	AirFlow (kg/h)	mfuel (kg/h)	NOx (gr/kWh)
83,1	45	2,063	70,43	95,83	7450,4	331,3	74600	1498,0	12,96
87,0	50	2,263	77,06	100,67	8098,2	328,0	83329	1605,0	12,49
93,9	65	2,763	96,47	115,51	10604,5	323,3	105390	2046,5	13,06
98,5	75	3,263	112,41	127	12376,6	329,6	121039	2376,7	13,01
103,1	85	3,613	128,26	137,2	14612,5	337,0	133538	2857,9	12,63

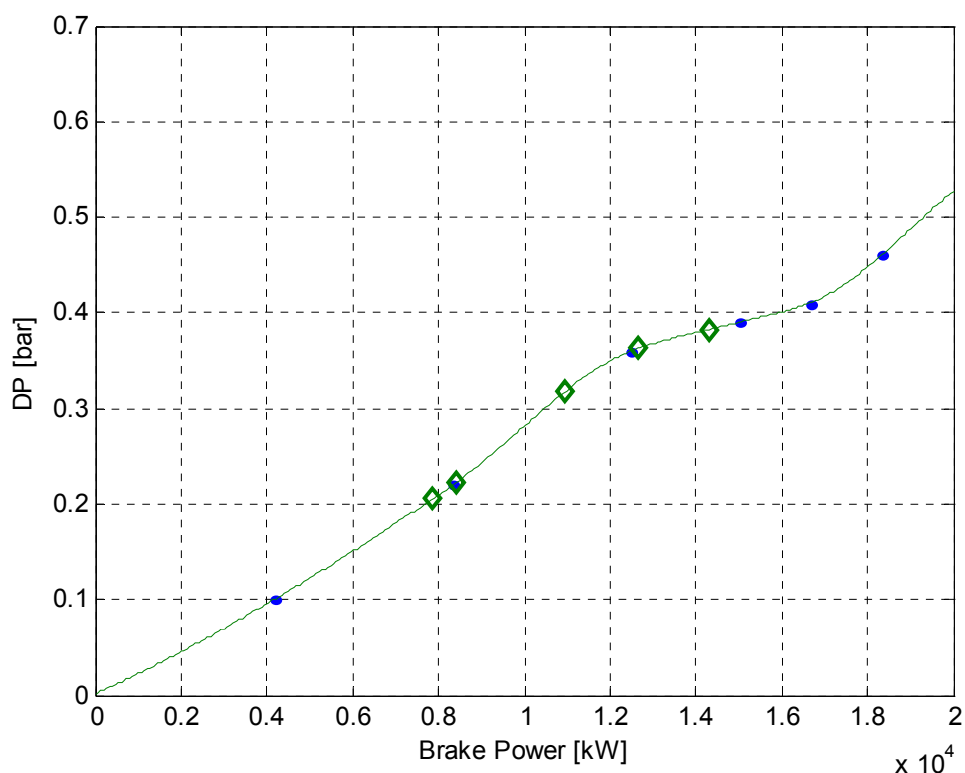
Αναλυτικά, σε κάθε φορτίο (Load) έχει μετρηθεί η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα σε RPM, η πίεση συμπίεσεως (Pcomp), δηλαδή η πίεση που καταγράφεται όταν το έμβολο φτάνει στο ΑΝΣ, η μέγιστη πίεση καύσεως (Pmax), η ισχύς της πέδης (Brake Power), η μέση θερμοκρασία των καυσαερίων στην εξαγωγή από τους κυλίνδρους ($T_{cyl\ exh}$), η πίεση του αέρα στο οχετό εισαγωγής Pin, ο ρυθμός παροχής καυσίμου (mfuel) και αέρα προς τους κυλίνδρους (airflow) και οι εκπομπές NO_x σε gr/kWh. Επιπλέον, σε κάθε φορτίο έχουν ληφθεί και τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα πιέσεως για καθέναν από τους 7 κυλίνδρους του κινητήρα.

Σκοπός στο παρόν κεφάλαιο αποτελεί το να διαμορφωθεί το σύνολο των ρυθμίσεων του προγράμματος και ενδεχομένως μερικώς αναθεωρημένων δεδομένων, για τα οποία προσομοιώνονται με την καλύτερη δυνατή ακρίβεια οι συνθήκες και η εξέλιξη της καύσεως, ώστε να αξιολογηθούν οι προβλέψεις του μοντέλου αναφορικά με τις εκπομπές NO_x του κινητήρα. Αυτό θα γίνει είτε με κατάλληλες τροποποιήσεις σταθερών του λογισμικού είτε με μικρές διορθώσεις στα δεδομένα, στις μετρήσεις ή εκτιμήσεις των οποίων υπάρχει περιθώριο σφάλματος, είτε εξαγωγή ορισμένων μεγεθών από τα δεδομένα των εργοστασιακών δοκιμών. Αφού αποκρυσταλλωθούν τα κατάλληλα χαρακτηριστικά και το κατάλληλο αρχείο δεδομένων REPDAT.DAT, θα γίνει τέλος βάσει αυτών σύγκριση των εκπομπών NO_x του κινητήρα όπως προβλέπονται από το λογισμικό με αυτές των πειραματικές μετρήσεων, ώστε να αξιολογηθεί και η προβλεπτική του ικανότητα όσον αφορά τις εκπομπές των ρύπων αυτών.

6.1. Δημιουργία του αρχείου Δεδομένων REPDAT

Για την δημιουργία του αρχείου REPDAT.DAT, μέσω του οποίου όπως έχει εξηγηθεί στο Κεφάλαιο 4 εισάγονται τα απαραίτητα από το λογισμικό δεδομένα, ελλείπουν δύο λειτουργικά χαρακτηριστικά.

Για την εύρεση της μέσης πίεσεως εξαγωγής των καυσαερίων, το πρώτο εξ αυτών, έγινε γραφική απεικόνιση των σημείων με τετμημένη την ισχύ στην πέδη και τεταγμένη την διαφορά πίεσεως οχετού εισαγωγής και εξαγωγής βάσει των εργοστασιακών δοκιμών της 24^{ης} Ιανουαρίου 2006, όπως φαίνεται στο σχήμα 6.1. Κατόπιν, έγινε παρεμβολή και από την καμπύλη ευρέθη η διαφορά πίεσεως στα φορτία των μετρήσεων εν πλω από την γνωστή ισχύς της πέδης. Τέλος, από την πίεση του οχετού εισαγωγής υπολογίσθηκε η πίεση στον οχετό εξαγωγής στο εκάστοτε φορτίο.



Σχήμα 6.1. Καμπύλη Διαφοράς Πίεσεων Οχετών Εισαγωγής και Εξαγωγής – Ισχύος για την Εύρεση της Μέσης Πίεσεως στους Οχετούς Εξαγωγής στα Φορτία των Μετρήσεων εν πλω

Η μέση διαφορά μεταξύ της πίεσεως ψεκασμού του καυσίμου και της επικρατούσας πίεσεως στους κυλίνδρους, το δεύτερο λειτουργικό χαρακτηριστικό που χρειάζεται, ελήφθη ίση με την σταθερή και αναφερόμενη στα στοιχεία των εργοστασιακών δοκιμών της 24^{ης}/1^{ου}/2006, δηλαδή 400bar.

6.2 Πρόβλεψη της Λειτουργικής Συμπεριφοράς του Κινητήρα

Στην παράγραφο αυτή θα γίνουν μερικές σειρές προσομοιώσεων, ώστε να διαπιστωθεί αν προβλέπεται ικανοποιητικά η λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα, και σε περίπτωση που δεν συμβαίνει αυτό να εντοπιστούν τα προβλήματα ώστε αντιμετωπιστούν στις επόμενες παραγράφους.

Αρχικά εκτελέστηκε για κάθε φορτίο βαθμονόμηση (calibration) με βάση την επιλογή Calibrate Peak Combustion Pressure, ώστε να ευρεθεί ο συντελεστής Air Entrainment Coefficient, με τον οποίον η προσομοίωση προσεγγίζει κατά το δυνατόν την δεδομένη μέγιστη πίεση καύσεως. Εν συνεχεία επαναλήφθηκαν οι προσομοιώσεις, αλλά ελήφθη κοινός AEC για όλα τα φορτία ίσος με τον μέσο όρο των προκυψάντων προηγουμένως. Τα χαρακτηριστικά των προσομοιώσεων είναι αυτά που αναφέρονται στην Υποπαράγραφο 6.2.1. Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων δίνονται στον Πίνακα 6.2.1.

Πίνακας 6.2.1. Αποτελέσματα Προσομοιώσεων Παραγράφου 6.2.

Πίνακας 6.2.1									
RPM	Load (%)	Pin (bar)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Pexh (bar)	Tcyl exh (°C)	Brake Power (kW)	Air Entrainment Coefficient	Turbine Exhaust Flow Area (m2)
83,1	45	2,06	73	95,8	1,87	324	8212,4	0,694	0,068776
87,0	50	2,26	80,1	100,7	2,05	314	8860,6	0,699	0,069358
93,9	65	2,76	97,3	115,5	2,47	328	11337,2	0,716	0,073449
98,5	75	3,26	115,6	127	2,93	334	13254,5	0,739	0,072135
103,1	85	3,61	128	137,2	3,24	364	15902,6	0,792	0,074079
83,1	45	2,06	72,9	101,1	1,87	319	8306,2	0,728	0,068776
87,0	50	2,26	80,1	105,3	2,04	313	8953,7	0,728	0,069358
93,9	65	2,76	97,3	117,3	2,46	326	11384,8	0,728	0,073449
98,5	75	3,26	115,6	125,6	2,93	335	13200,6	0,728	0,072379
103,1	85	3,61	128	130,5	3,24	370	15617	0,728	0,074474

Στον Πίνακα 6.2.1 οι πρώτες δύο στήλες αναφέρονται στο φορτίο (Load) και την ταχύτητα περιστροφής σε RPM που του αντιστοιχεί. Εν συνεχεία δίνονται η υπολογιζόμενη πίεση στον οχετό εισαγωγής (Pin), η πίεση συμπίεσεως (Pcomp), μέγιστη πίεση καύσεως (Pmax), η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής (Pexh), η θερμοκρασία των καυσαερίων στον έξοδο από τους κυλίνδρους ($T_{cyl\ exh}$), η ισχύς της πέδης (Brake Power) Στις τελευταίες δύο στήλες δίνονται τα μεγέθη του προγράμματος Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area. Η πρώτη ομάδα σειρών αναφέρεται στις προσομοιώσεις με βαθμονομημένο AEC και η δεύτερη σε αυτές με το κοινό AEC για όλα τα φορτία.

6.2.1 Χαρακτηριστικά του Λογισμικού Προσομοιώσεως

Στην Υποπαράγραφο αυτή παρουσιάζονται οι επιλογές των ρυθμίσεων Fuel, Setup και Run_Data του λογισμικού, οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν στις προσομοιώσεις της παραγράφου 6.2

Engine: 7S60MC_C

Fuel

- Fuel density: 942 kg/m³
- Heating Value: 41233,9 -> 41230

- Define atom composition (default τιμές)
- Setup
- Use Constant Injection rate
 - Use Correlation for air Swirl
 - Air Entrainment from Momentum
 - Enable Air to Access all Zones
 - Use Actual Momentum for Air Entrainment
 - Hiroyasu Soot Oxidation
 - $k\sim e$
 - Match exhaust pressure
- Run Data
- Open Cycle Operating Data - Input from file

6.2.2 Γραφική Απεικόνιση Αποτελεσμάτων

Στην Υποπαράγραφο αυτή θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα συγκρίσεως των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων με τα πειραματικά δεδομένα. Τα μεγέθη που θα εξετασθούν είναι η ισχύς της πέδης, η πίεση συμπίεσεως, η μέγιστη πίεση καύσεως και η θερμοκρασία των καυσαερίων στην εξαγωγή από τον κύλινδρο. Η μέση πίεση στον οχετό εισαγωγής και η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής δεν έχει νόημα να εξετασθούν, γιατί οι τιμές των δεδομένων και των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων ταυτίζονται μονίμως.

Στα διαγράμματα 6.2.1-6.2.4 ως Measurements Data αναφέρονται τα δεδομένα των μετρήσεων εν πλώ και ως Case 1 και Case 2 αναφέρονται οι προσομοιώσεις που εκτελεί το λογισμικό, τα χαρακτηριστικά των οποίων ανακεφαλαιώνονται ακολούθως.:

Case 1: O Air Entrainment Coefficient από την επιλογή Calibrate Peak Combustion Pressure για κάθε φορτίο

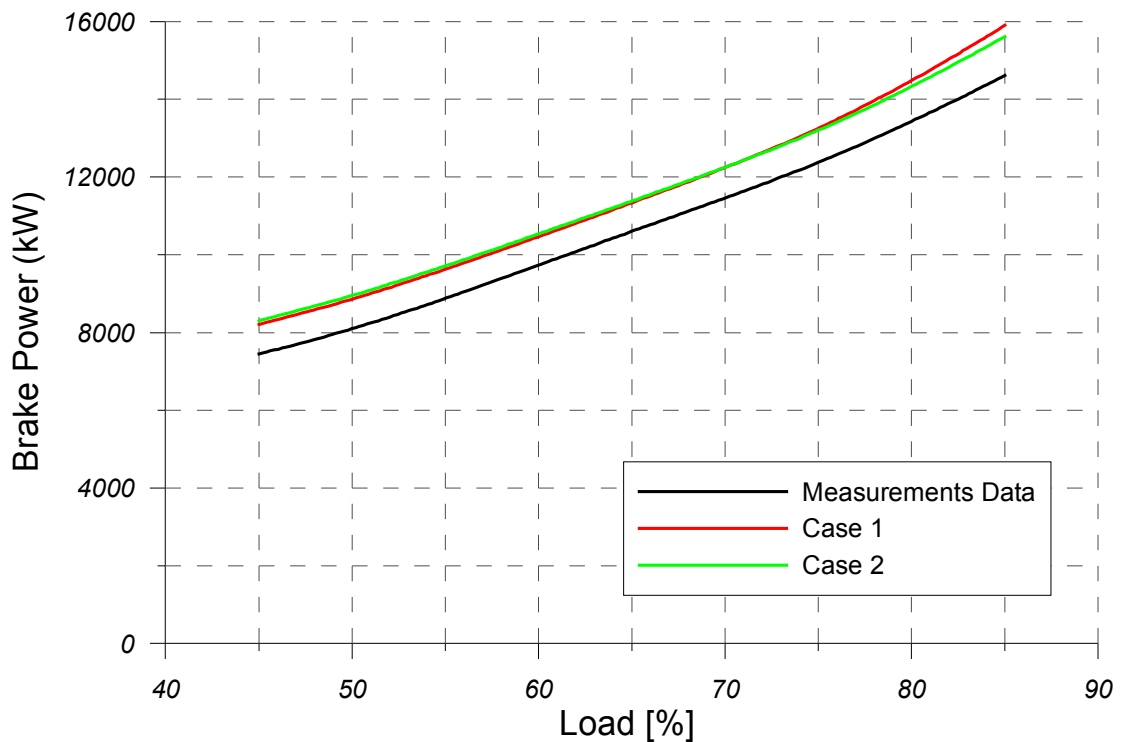
Case 2: Air Entrainment Coefficient κοινός για όλα τα φορτία ο μέσος όρος αυτών της Case 1

Στο διάγραμμα 6.2.1 παρατηρούμε ότι η υπολογιζόμενη ισχύς υπερεκτιμάται συνεχώς και στις δύο περιπτώσεις σε σύγκριση με την πειραματική, με σφάλμα που συρρικνώνεται από 11,5% στα μεσαία φορτία σε 6,5% στα υψηλά. Αυτό θα πρέπει να διερευνηθεί στις επόμενες παραγράφους. Στην περίπτωση κοινού AEC η ισχύς υπολογίζεται λίγο υψηλότερη στα μεσαία φορτία και λίγο χαμηλότερη στα υψηλότερα σε σχέση με την περίπτωση των βαθμονομημένων AEC, λόγω της ισχυρής ομόσημης εξάρτησης από των συντελεστή αυτών.

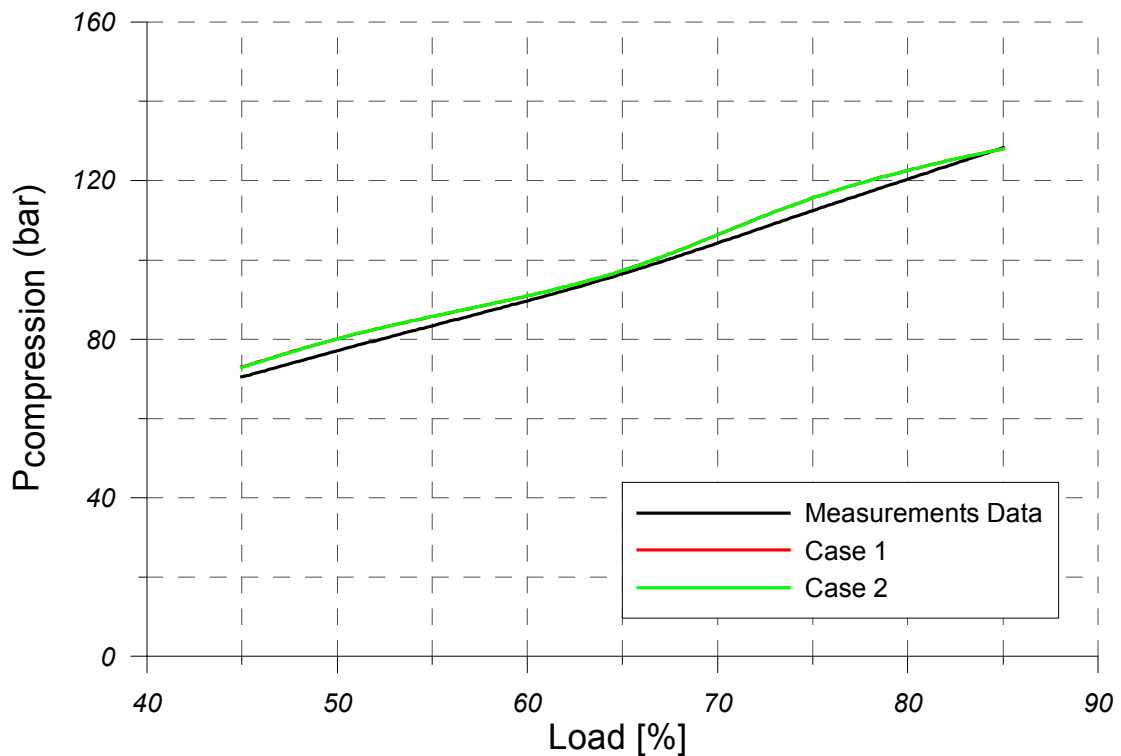
Στο διάγραμμα 6.2.2 φαίνεται ότι η πίεση συμπίεσεως υπολογίζεται η ίδια και στις δύο περιπτώσεις, αλλά λίγο υψηλότερη σε σχέση με την πειραματική, με σφάλμα που σε ορισμένες περιπτώσεις ξεπερνά το 3%, οπότε και εδώ υπάρχουν περιθώρια βελτιώσεως. Η δε μέγιστη πίεση καύσεως, όπως αναμένεται και όπως φαίνεται στο σχήμα 6.2.3, υποεκτιμάται ελαφρώς στα μεσαία φορτία και υπερεκτιμάται ελαφρώς στα υψηλά στην περίπτωση του κοινού AEC, ενώ ταυτίζεται με την πειραματική καμπύλη στην περίπτωση των βαθμονομημένων AEC.

Τέλος, όσον αφορά την θερμοκρασία εξαγωγής των καυσαερίων, από το διάγραμμα 6.2.4 παρατηρείται ότι υπολογίζεται περίπου η ίδια και στις δύο περιπτώσεις, ενώ σε σχέση με την πειραματική καμπύλη υπάρχει μικρή υποεκτίμηση στα φορτία κάτω του 65% του ονομαστικού, με την απόκλιση να βαίνει μειούμενη και να μετατρέπεται σε υπερεκτίμηση μετά το σημείο αυτό. Γενικά πάντως η

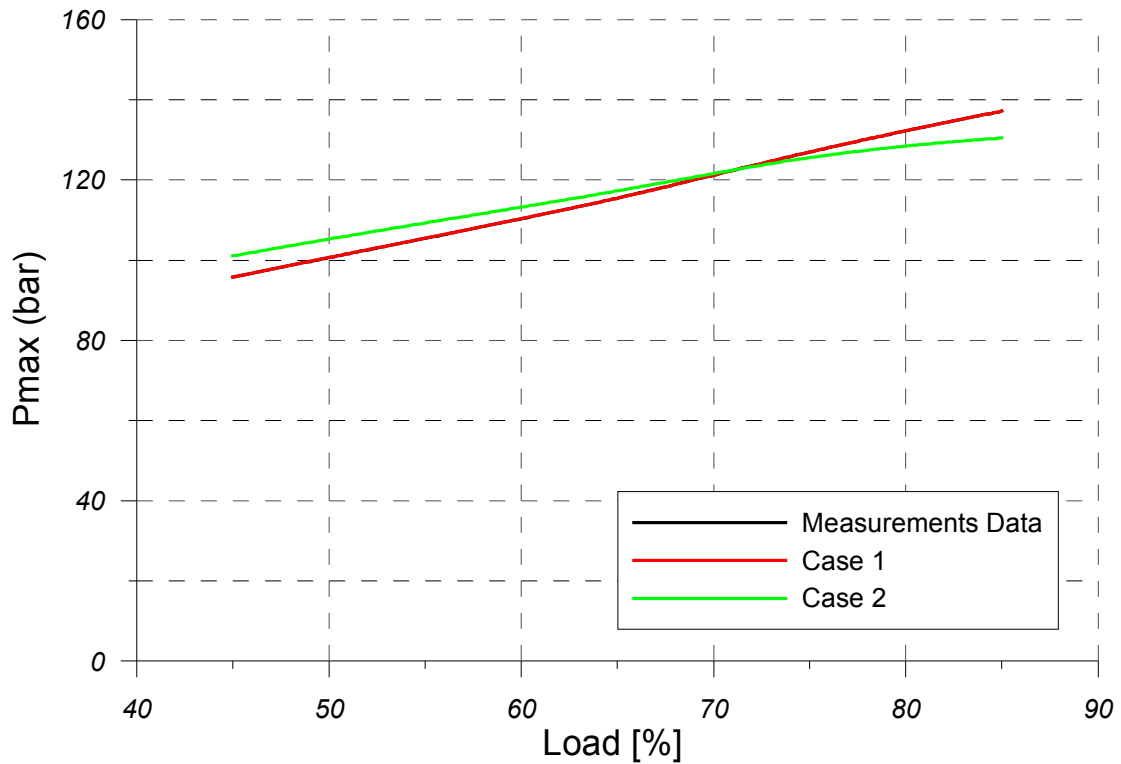
πειραματική καμπύλη προσεγγίζεται με πολύ καλή ακρίβεια και στις δύο περιπτώσεις, εκτός μόνο από το τελευταίο φορτίο, όπου το σφάλμα είναι αρκετά μεγαλύτερο απ' ό,τι στα υπόλοιπα φορτία, 8 και 10% συγκεκριμένα στις περιπτώσεις 1 και 2 αντιστοίχως.



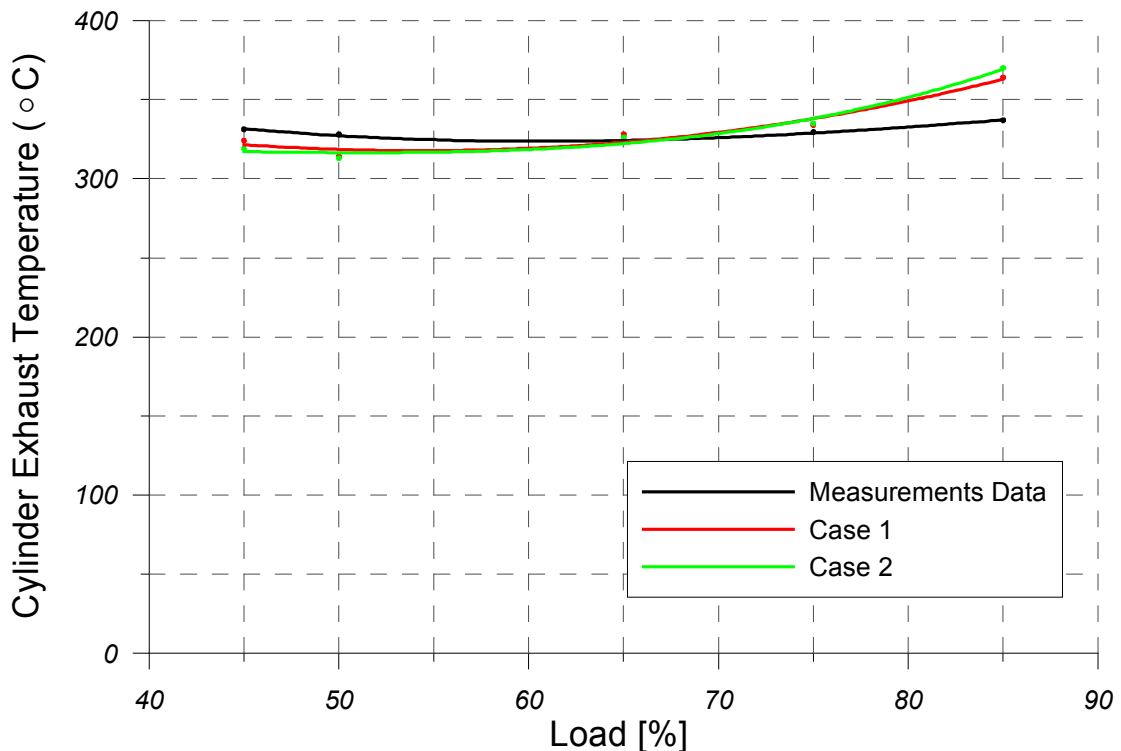
Διάγραμμα 6.2.1 Σύγκριση Πειραματικής (Πέδη) και Υπολογιζόμενης Ισχύος



Διάγραμμα 6.2.2 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Πίεσεως Συμπίεσεως



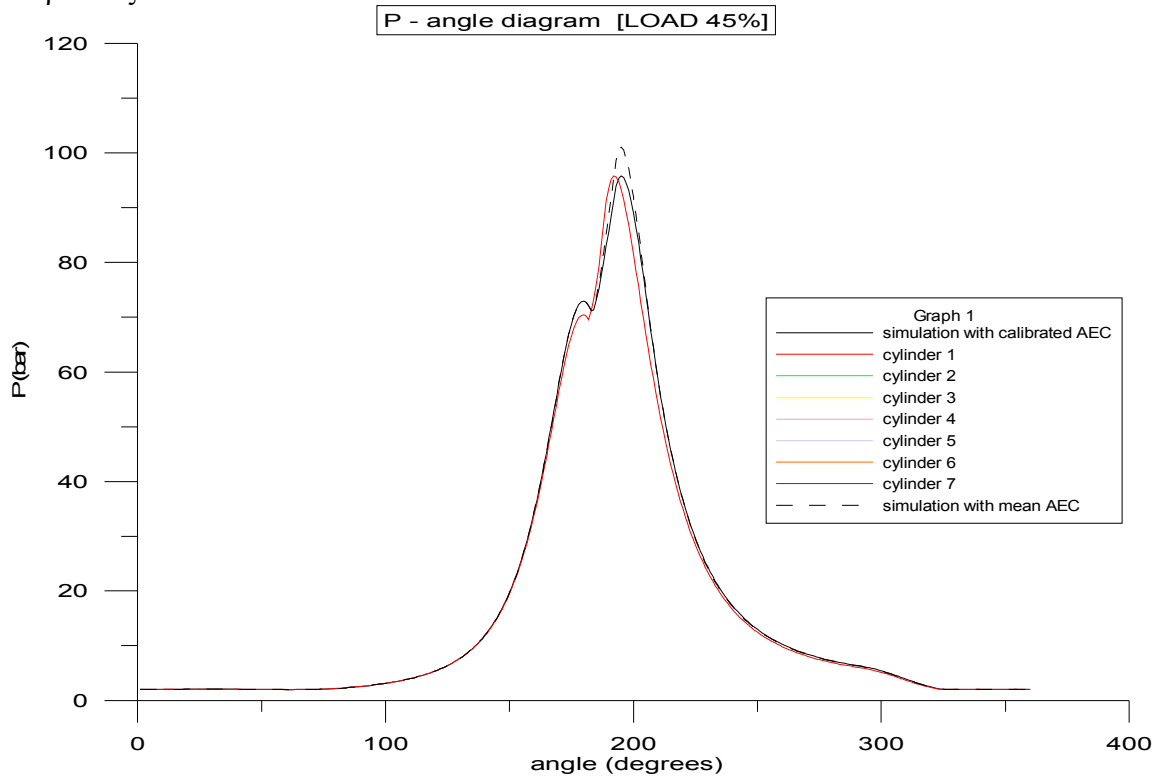
Διάγραμμα 6.2.3 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Μεγίστης Πίεσης Καύσεως



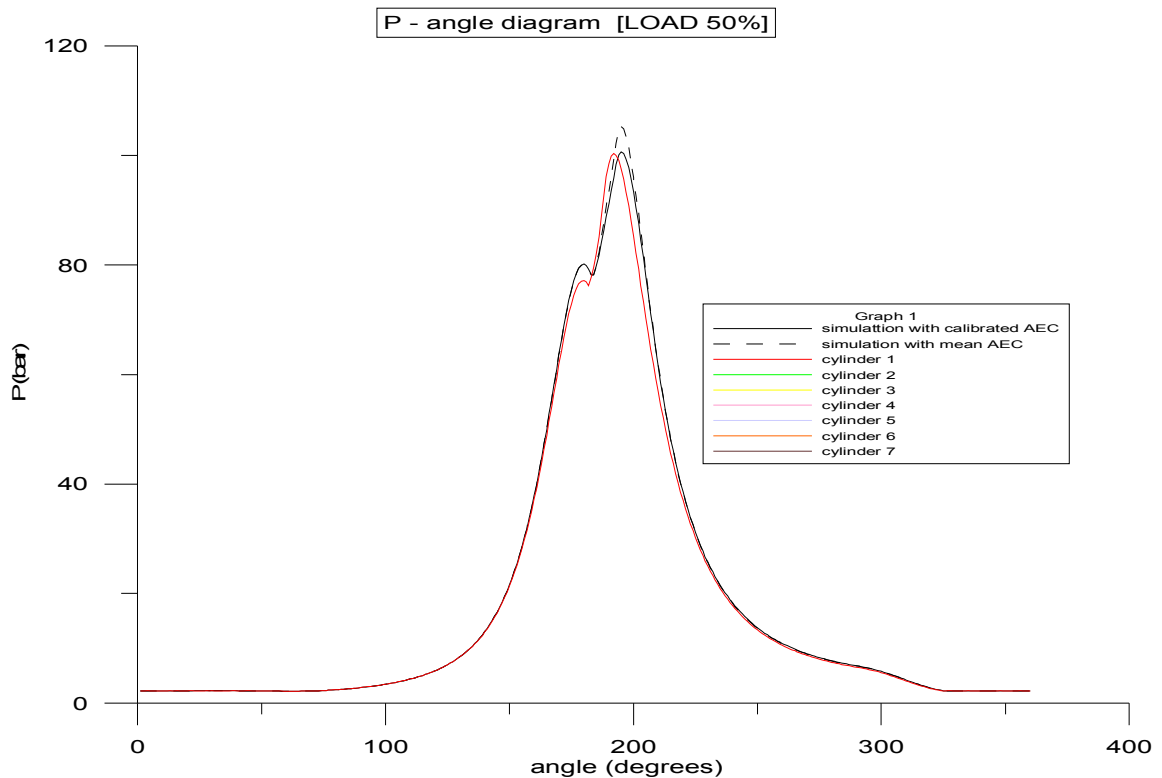
Διάγραμμα 6.2.4 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Θερμοκρασίας Καυσαερίων στην Έξοδο από τους Κυλίνδρους

Στα σχήματα 6.2.5-6.2.9 δίνονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα. Από τα δεδομένα των μετρήσεων εν πλω σε κάθε φορτίο διατίθεται το δυναμοδεικτικό καθενός από τους επτά κυλίνδρους του κινητήρα. Μετά από γραφική παράσταση των δυναμοδεικτικών όλων των κυλίνδρων στο ίδιο γράφημα για κάθε φορτίο

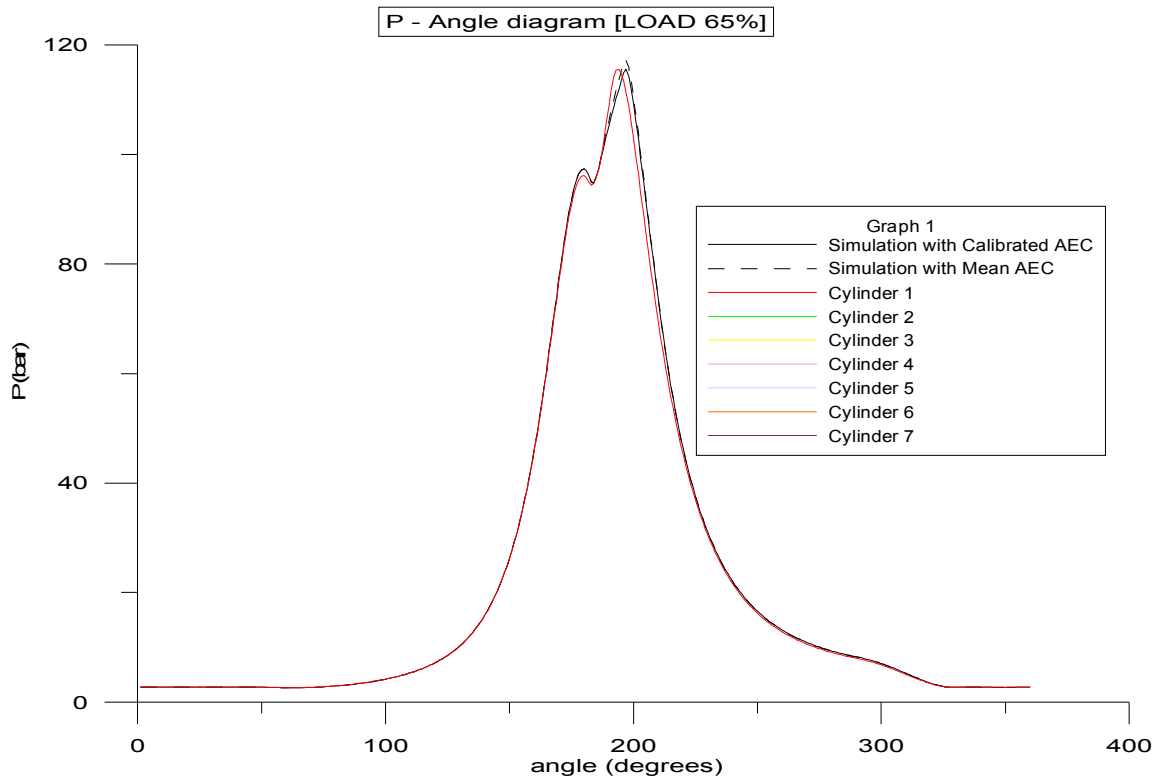
εκτιμήθηκε ότι ο κύλινδρος «1» είναι ο καταλληλότερος για να θεωρηθεί ως μέσος, οπότε τα δυναμοδεικτικά των υπολοίπων έχουν αφαιρεθεί από τα σχήματα για λόγους ευκρινείας.



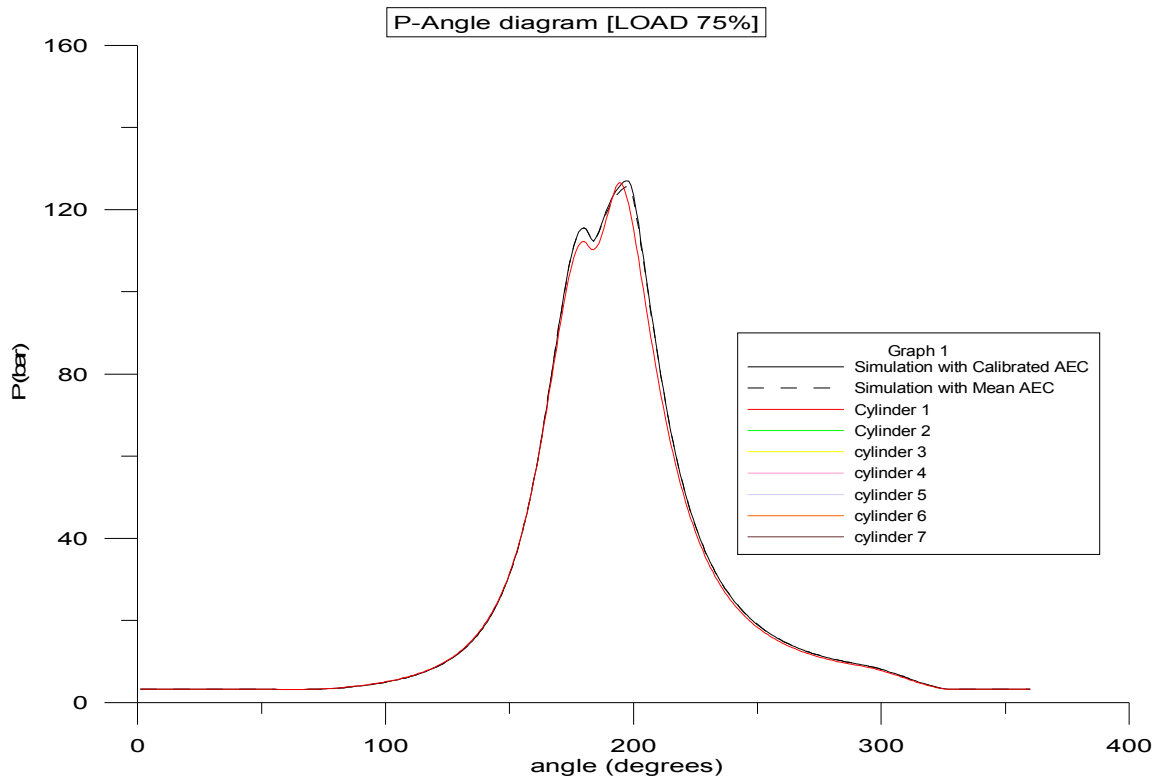
Σχήμα 6.2.5. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Κυλίνδρου 1 και του Υπολογιζομένου από το Λογισμικό στο Φορτίο 45%



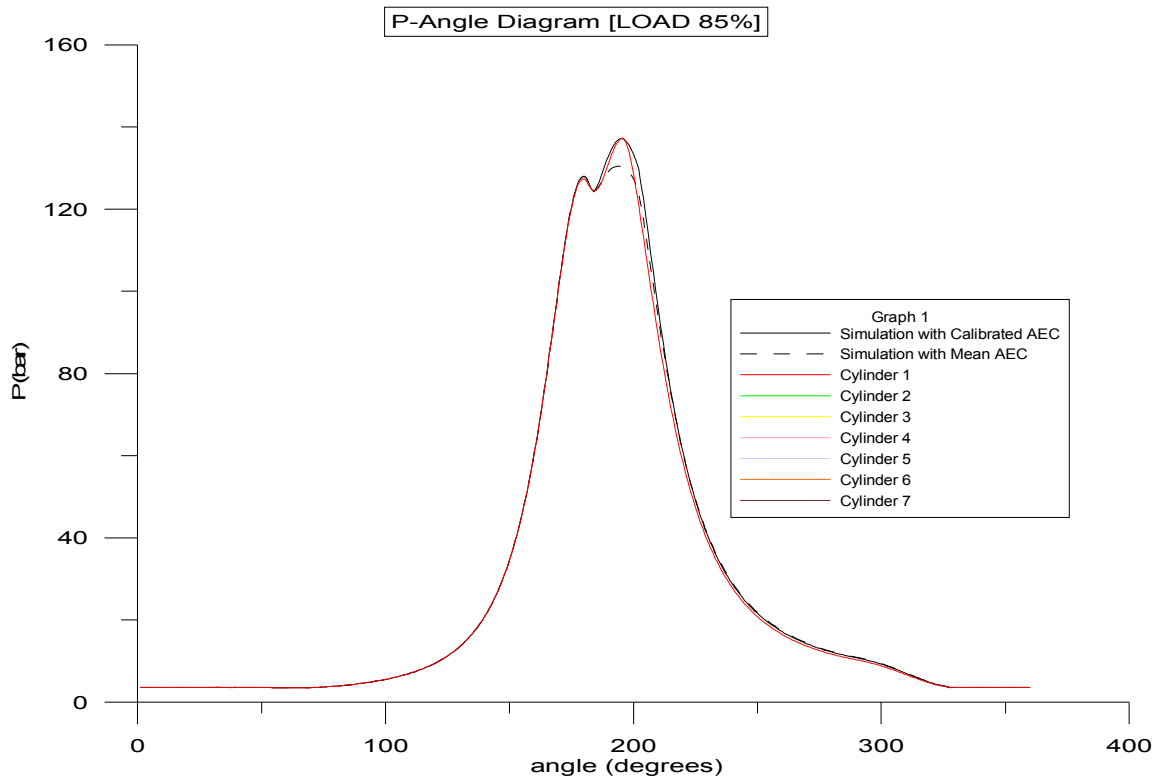
Σχήμα 6.2.6. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Κυλίνδρου 1 και του Υπολογιζομένου από το Λογισμικό στο Φορτίο 50%



Σχήμα 6.2.7 Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Κυλίνδρου 1 και του Υπολογιζομένου από το Λογισμικό στο Φορτίο 65%



Σχήμα 6.2.8. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Κυλίνδρου 1 και του Υπολογιζομένου από το Λογισμικό στο Φορτίο 75%



Σχήμα 6.2.9. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Κυλίνδρου 1 και του Υπολογιζομένου από το Λογισμικό στο Φορτίο 85%

Από τα σχήματα 6.2.5,6,8 επιβεβαιώνεται και το γεγονός ότι δεν προσεγγίζεται με την μεγαλύτερη δυνατή ακρίβεια η πειραματική πίεση συμπίεσεως (στα φορτία 65% και 85% είναι ικανοποιητική). Αλλά εκτός από αυτό και τις αναμενόμενες σχετικές αποκλίσεις της υπολογιζόμενης μεγίστης πίεσεως καύσεως από την πειραματική τιμή στην περίπτωση του κοινού Air Entrainment Coefficient, η καμπύλη της πίεσεως στον κύλινδρο ως προς την γωνία στροφάλου προσεγγίζεται πάρα πολύ καλά σε όλα τα σχήματα.

6.2.3 Αξιολόγηση Σφάλματος μεταξύ Πειραματικών Δεδομένων και Προσομοιώσεων

Στην Υποπαράγραφο αυτή δίνεται ο Πίνακας 6.2.2, που περιέχει αναλυτικά τα σφάλματα σε κάθε φορτίο μεταξύ πειραματικής και υπολογιζόμενης τιμής του εκάστοτε υπό εξέταση μεγέθους. Στον πίνακα αυτόν σε κάθε μέγεθος αντιστοιχούν τρεις στήλες. Στα κελιά κάτω από τους τίτλους Data, Case 1 και Case 2 αναγράφονται οι απόλυτες τιμές των πειραματικών μετρήσεων, της πρώτης και της δεύτερης σειράς προσομοιώσεων αντίστοιχα. Στα κελιά κάτω από τη γραμμή Error υπό τον τίτλο Case 1 ή Case 2 δίνεται το ποσοστιαίο σφάλμα μεταξύ υπολογιζόμενης και πειραματικής τιμής για το αντίστοιχο φορτίο (υπό τον τίτλο Load) και την αντίστοιχη προσομοίωση. Η αναλυτική καταγραφή των σφαλμάτων εξυπηρετεί τον σχολιασμό των διαγραμμάτων 6.2.1-6.2.4 της Υποπαραγράφου 6.2.2.

Πίνακας 6.2.2 Ποσοστιαίο Σφάλμα Συναρτήσεων του Φορτίου μεταξύ Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Τιμής για τα υπό Εξέταση Μεγέθη της Παραγράφου 6.2

Πίνακας 6.2.2											
Brake Power (kW)			Cylinder Exhaust Temperature (°C)			Pcompression (bar)			Pmax (bar)		
Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2
7450,39	8212,4	8306,2	331,25	324	319	70,43	73	72,9	95,83	95,8	101,1
8098,2	8860,6	8953,7	327,99	314	313	77,06	80,1	80,1	100,67	100,7	105,3
10604,5	11337,2	11384,8	323,28	328	326	96,47	97,3	97,3	115,51	115,5	117,3
12376,6	13254,5	13200,6	329,55	334	335	112,41	115,6	115,6	127	127	125,6
14612,5	15902,6	15617	336,99	364	370	128,26	128	128	137,2	137,2	130,5
Error (%)			Error (%)			Error (%)			Error (%)		
Load (%)	Case 1	Case 2	Load (%)	Case 1	Case 2	Load (%)	Case 1	Case 2	Load (%)	Case 1	Case 2
45	10,23	11,49	45	-2,19	-3,70	45	3,65	3,51	45	-0,03	5,50
50	9,41	10,56	50	-4,27	-4,57	50	3,94	3,94	50	0,03	4,60
65	6,91	7,36	65	1,46	0,84	65	0,86	0,86	65	-0,01	1,55
75	7,09	6,66	75	1,35	1,65	75	2,84	2,84	75	0,00	-1,10
85	8,83	6,87	85	8,02	9,80	85	-0,20	-0,20	85	0,00	-4,88

6.3 Βαθμονόμηση για Καλλίτερη Πρόβλεψη της Πίεσεως Συμπίεσεως και της Ισχύος

Στην παράγραφο κατά πρώτο λόγο επιχειρείται η βελτίωση της ακρίβειας στον υπολογισμό της πίεσεως συμπίεσεως με κατάλληλη τροποποίηση των πιέσεων εισαγωγής και εξαγωγής από τους κυλίνδρους. Αν η μεταβολή είναι μικρή μπορεί να δικαιολογηθεί λόγω της μη επίτευξης μεγάλης ακρίβειας μέσω των μετρητικών οργάνων στις μετρήσεις. Κατά δεύτερο λόγο επιδιώκεται η βελτίωση της ακρίβειας υπολογισμού της ισχύος της πέδης δια της διορθώσεως του ρυθμού παροχής καυσίμου στους κυλίνδρους. Αυτό επιτρέπεται στην συγκεκριμένη περίπτωση γιατί η παροχή δεν έχει μετρηθεί επακριβώς, καθότι οι μετρήσεις έγιναν εν πλω, αλλά έχει εκτιμηθεί με χρήση, οπότε πρέπει να εξεταστεί το ενδεχόμενο να προκύπτουν σωστά αποτελέσματα μετά την αναθεώρησή της.

Αρχικά λοιπόν για κάθε φορτίο εκτελέστηκαν δοκιμές μειούμενης της πίεσης εισαγωγής του αέρα στον κύλινδρο και διατηρώντας πάντοτε την απόλυτη διαφορά μεταξύ πιέσεων στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής, η οποία επηρεάζει την απόπλυση, ώστε να ευρεθεί ο συνδυασμός που επιφέρει την κατά το δυνατόν ακριβέστερη προς τα δεδομένα πίεση συμπίεσεως. Τα αποτελέσματα της διαδικασίας για κάθε φορτίο συγκεντρώνονται στον Πίνακα 6.3.1.

Πίνακας 6.3.1. Πίεση στον Οχετό Εισαγωγής και Μέση Πίεση στον Οχετό Εξαγωγής σε κάθε φορτίο πριν και μετά την τροποποίησή τους προς ακριβέστερο υπολογισμό της Πίεσεως Συμπίεσεως

Πίνακας 6.3.1						
	Δεδομένα		Τροποποίηση		Μεταβολή (%)	
Load (%)	Pin (bar)	Pexh (bar)	New Pin (bar)	New Pexh (bar)	Pin	Pexh
45	2,063	1,873	1,99	1,8	-3,54	-3,90
50	2,263	2,043	2,18	1,96	-3,67	-4,06
65	2,763	2,463	2,74	2,44	-0,83	-0,93
75	3,263	2,923	3,19	2,85	-2,24	-2,50
85	3,613	3,233	3,61	3,23	-0,08	-0,09

Εν συνεχεία, πραγματοποιήθηκαν βαθμονομήσεις με χαρακτηριστικά προσομοιώσεων αυτά που αναφέρονται στην Υποπαράγραφο 6.3.1 βάσει της επιλογής Calibrate Peak Combustion Pressure, ώστε να ευρεθεί για κάθε φορτίο ο Air Entrainment Coefficient που να επιφέρει ταύτιση κατά το δυνατόν της μέγιστης πίεσεως καύσεως. Τα αποτελέσματα αυτά που προέκυψαν μετά τις βαθμονομήσεις στην πίεση συμπίεσεως και την μέγιστη πίεση καύσεως δίνονται στον Πίνακα 6.3.2.

Πίνακας 6.3.2. Αποτελέσματα 1^{ης} Σειράς Προσομοιώσεων Παραγράφου 6.3

Πίνακας 6.3.2												
RPM	Load (%)	Pin (bar)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Pexh (bar)	Brake Power (kW)	Tcyl exh (C)	mfuel (kg/h)	Airflow (kg/h)	NOx (gr/kWh)	Air Entrainment Coefficient	Turbine Exhaust Flow Area (m2)
83,1	45	1,99	70,4	95,8	1,8	8202,6	330	1498	79920	26,5	0,716	0,069779
87,0	50	2,18	76,9	100,7	1,96	8861,3	322	1605	89280	25,4	0,725	0,070867
93,9	65	2,74	96,3	115,5	2,44	11337,9	328	2046,5	115920	23,8	0,733	0,074121
98,5	75	3,19	112,5	126,9	2,85	13276,2	336	2376,7	132840	24,2	0,771	0,073303
103,1	85	3,61	128	137,2	3,24	15881,6	365	2857,9	148680	22,4	0,809	0,074042

Στον Πίνακα 6.3.2 οι πρώτες δύο στήλες αναφέρονται στο φορτίο (Load) και την ταχύτητα περιστροφής σε RPM που του αντιστοιχεί. Εν συνεχεία δίνονται η πίεση στον οχετό εισαγωγής (Pin), η υπολογιζόμενη πίεση συμπίεσεως (Pcomp) και μέγιστη πίεση καύσεως (Pmax), η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής (Pexh), η υπολογιζόμενη ισχύς της πέδης (Brake Power), η υπολογιζόμενη θερμοκρασία των καυσαερίων στην εξαγωγή (T_{cyl,exh}) η παροχή καυσίμου (mfuel) και η υπολογιζόμενη αέρα (airflow) προς τους κυλίνδρους και οι εκπομπές NO_x. Στις τελευταίες δύο στήλες δίνονται τα μεγέθη του προγράμματος Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area.

Στο σημείο αυτό θα επιχειρηθεί και η βελτίωση της ακρίβειας στον υπολογισμό της ισχύος αναθεωρώντας την παροχή καυσίμου, το οποίο επιτρέπεται για τους λόγους που αναφέρθηκαν ανωτέρω. Θεωρώντας την ύπαρξη αναλογίας μεταξύ παροχής καυσίμου και ισχύος, όπως αυτή έχει υπολογιστεί στον Πίνακα 6.3.2, υπολογίζεται ένας συντελεστής αναλογίας σε κάθε φορτίο, οπότε βάσει της επιδιωκόμενης τιμής της ισχύος στην πέδη, ουσιαστικά την πειραματική τιμή, υπολογίζεται μία νέα παροχή καυσίμου. Δηλαδή $\dot{m}_{fuel}^{new} = \frac{BrakePower_{data}}{BrakePower_{calculated}} \cdot \dot{m}_{fuel}^{data}$.

διαδικασία αυτή παρουσιάζεται στον Πίνακα 6.3.3.

Πίνακας 6.3.3. Διόρθωση Ρυθμού Παροχής Καυσίμου Για Καλλίτερη Ακρίβεια Υπολογισμού της Ισχύος

Πίνακας 6.3.3							
RPM	Load (%)	mfuel data (kg/h)	Brake Power από πίνακα 6.3.2 (kW)	Συντελεστής Αναλογίας	Brake Power από Πίνακα 6.1 (kW)	mfuel new (kg/h)	Μεταβολή (%)
83,1	45	1498	8202,6	5,46	7450,39	1360,63	-9,17038
87,0	50	1605	8861,3	5,52	8098,2	1466,78	-8,6116
93,9	65	2046,5	11337,9	5,54	10604,5	1914,12	-6,46857
98,5	75	2376,7	13276,2	5,59	12376,6	2215,65	-6,77604
103,1	85	2857,9	15881,6	5,56	14612,5	2629,53	-7,99101

Χρησιμοποιώντας τις νέες παροχές εκτελείται μία νέα σειρά προσομοιώσεων με τα ίδια χαρακτηριστικά όπως και προηγουμένως, δηλαδή τις ρυθμίσεις προσομοιώσεως που αναφέρονται στην Υποπαράγραφο 6.3.1 και τις μεταβλητές Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area που αναφέρονται στον Πίνακα 6.3.2. Παρατηρώντας ότι οι πιέσεις συμπίεσεως και μέγιστη καύσεως έχουν ελαφρώς διαφοροποιηθεί, επιχειρούνται πάλι δοκιμές μεταβαλλόμενης της πίεσεως του αέρα στον οχετό εισαγωγής και διατηρώντας πάντοτε σταθερή την διαφορά με την μέση πίεση στο οχετό εξαγωγής, ώστε να προσεγγισθεί πάλι με την ακρίβεια που επετεύχθη προηγουμένως η πίεση συμπίεσεως. Εν συνεχεία πραγματοποιούνται βαθμονομήσεις (calibration) μέσω της επιλογής Calibrate Peak Combustion Pressure, ώστε να ευρεθεί για κάθε φορτίο ο Air Entrainment Coefficient που να επιφέρει ταύτιση κατά το δυνατόν της μέγιστης πίεσεως καύσεως. Οι ρυθμίσεις των προσομοιώσεων παραμένουν πάντοτε οι αναφερόμενες στην Υποπαράγραφο 6.3.1.

Η τροποποίηση των πιέσεων στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής σε σχέση με τα πειραματικά δεδομένα δίνεται στον Πίνακα 6.3.4. Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων με βαθμονομημένη πίεση συμπίεσεως συν τον αναθεωρημένο ρυθμό παροχής καυσίμου στους κυλίνδρους δίνονται στον Πίνακα 6.3.5.

Πίνακας 6.3.4. Πίεση στον Οχετό Εισαγωγής και Μέση Πίεση στον Οχετό Εξαγωγής σε κάθε φορτίο πριν και μετά την τροποποίησή για τη βελτίωση της πρόβλεψης της πίεσης Συμπίεσεως

Πίνακας 6.3.4					
Pin data (bar)	Pexh data (bar)	Pin new (bar)	Pexh new (bar)	Μεταβολή Pin (%)	Μεταβολή Pexh (%)
2,063	1,873	2,00	1,81	-3,05	-3,36
2,263	2,043	2,19	1,97	-3,23	-3,57
2,763	2,463	2,75	2,45	-0,47	-0,53
3,263	2,923	3,19	2,85	-2,24	-2,50
3,613	3,233	3,62	3,24	0,19	0,22

Στον Πίνακα 6.3.4 οι πρώτες δύο στήλες αναφέρονται στις τιμές της πίεσεως στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής, όπως έχουν ληφθεί κατά τις μετρήσεις εν πλω, οι επόμενες δύο στήλες παρουσιάζουν τις τιμές σε κάθε φορτίο, για τις οποίες το μοντέλο υπολογίζει με την μέγιστη δυνατή ακρίβεια την πίεση συμπίεσεως, και στις επόμενες δύο στήλες παρουσιάζεται η αντίστοιχη ποσοστιαία μεταβολή της τιμής της κάθε πίεσεως, η οποία σε όλες τις περιπτώσεις είναι μικρή, παντού κάτω του 4%.

Πίνακας 6.3.5. Αποτελέσματα 2^{ης} Σειράς Προσομοιώσεων Παραγράφου 6.3

Πίνακας 6.3.5												
RPM	Load (%)	Pin (bar)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Pexh (bar)	Brake Power (kW)	Tcyl exh (C)	mfuel (kg/h)	Airflow (kg/h)	NOx (gr/kWh)	Air Entrainment Coefficient	Turbine Exhaust Flow Area (m2)
83,1	45	2,00	70,5	95,8	1,81	7556,5	298,8	1360,6	80640	13,4	0,738	0,06837
87,0	50	2,19	77,2	100,7	1,97	8201,9	292,5	1466,8	90360	12,9	0,742	0,069605
93,9	65	2,75	96,7	115,5	2,45	10695,3	306,9	1914,1	116280	11,8	0,733	0,072917
98,5	75	3,19	112,5	127	2,85	12472,6	314,3	2215,7	132840	12,1	0,771	0,073303
103,1	85	3,62	128,1	137,1	3,24	14776,3	336,1	2629,5	149040	11,3	0,804	0,072449

Στον Πίνακα 6.3.5 οι πρώτες δύο στήλες αναφέρονται στο φορτίο (Load) και την ταχύτητα περιστροφής σε RPM που του αντιστοιχεί. Εν συνεχεία δίνονται η πίεση στον οχετό εισαγωγής (Pin), η υπολογιζόμενη πίεση συμπίεσεως (Pcomp) και μέγιστη πίεση καύσεως (Pmax), η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής (Pexh), η υπολογιζόμενη ισχύς της πέδης (Brake Power), η υπολογιζόμενη θερμοκρασία των καυσαερίων στην εξαγωγή ($T_{cyl\ exh}$) η παροχή καυσίμου (mfuel) και η υπολογιζόμενη αέρα (airflow) προς τους κυλίνδρους και οι εκπομπές NO_x . Στις τελευταίες δύο στήλες δίνονται τα μεγέθη του προγράμματος Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area

6.3.1 Χαρακτηριστικά του Λογισμικού Προσομοιώσεως

Στην Υποπαράγραφο αυτή παρουσιάζονται οι επιλογές των ρυθμίσεων, Fuel, Setup και Run_Data του λογισμικού, οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν στις προσομοιώσεις της παραγράφου 6.3.

Engine: 7S60MC_C

Fuel

- Fuel density: 942 kg/m³
- Heating Value: 41233,9 -> 41230
- Define atom composition (default τιμές)

Setup

- Use Constant Injection rate
- Use Correlation for air Swirl
- Air Entrainment from Momentum
- Enable Air to Access all Zones
- Use Actual Momentum for Air Entrainment
- Use Chemical Kinetics
- Hiroyasu Soot Oxidation
- k~e
- Match exhaust pressure

Run_Data

- Open Cycle Operating Data - Input from file

6.3.2 Γραφική Απεικόνιση και Σύγκριση Αποτελεσμάτων

Στην Υποπαράγραφο αυτή θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα συγκρίσεως των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων με τα πειραματικά δεδομένα. Τα μεγέθη που θα εξετασθούν είναι η ισχύς της πέδης, η πίεση συμπίεσεως, η μέγιστη πίεση καύσεως, η θερμοκρασία των καυσαερίων στην εξαγωγή από τον κύλινδρο, η παροχή αέρα προς τους κυλίνδρους και οι εκπομπές NO_x . Θα παρατεθούν επίσης και τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα κάθε φορτίου. Η πίεση στον οχετό εισαγωγής και η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής δεν έχει νόημα να εξετασθούν, γιατί οι τιμές των δεδομένων και των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων ταυτίζονται μονίμως.

Στα διαγράμματα 6.3.1-6.3.6 ως Measurements Data αναφέρονται τα δεδομένα των μετρήσεων εν πλω και ως Case 1 και Case 2 αναφέρονται οι προσομοιώσεις που εκτελεί το λογισμικό, τα χαρακτηριστικά των οποίων ανακεφαλαιώνονται ακολούθως.:

Case 1: Μείωση πιέσεων στους οχετούς εισαγωγής και με σταθερή πάντοτε την διαφορά τους, εξαγωγής ώστε να προσεγγίζεται η πίεση συμπίεσεως, και Air Entrainment Coefficient τέτοιο για κάθε φορτίο ώστε να προσεγγίζεται η μέγιστη πίεση καύσεως

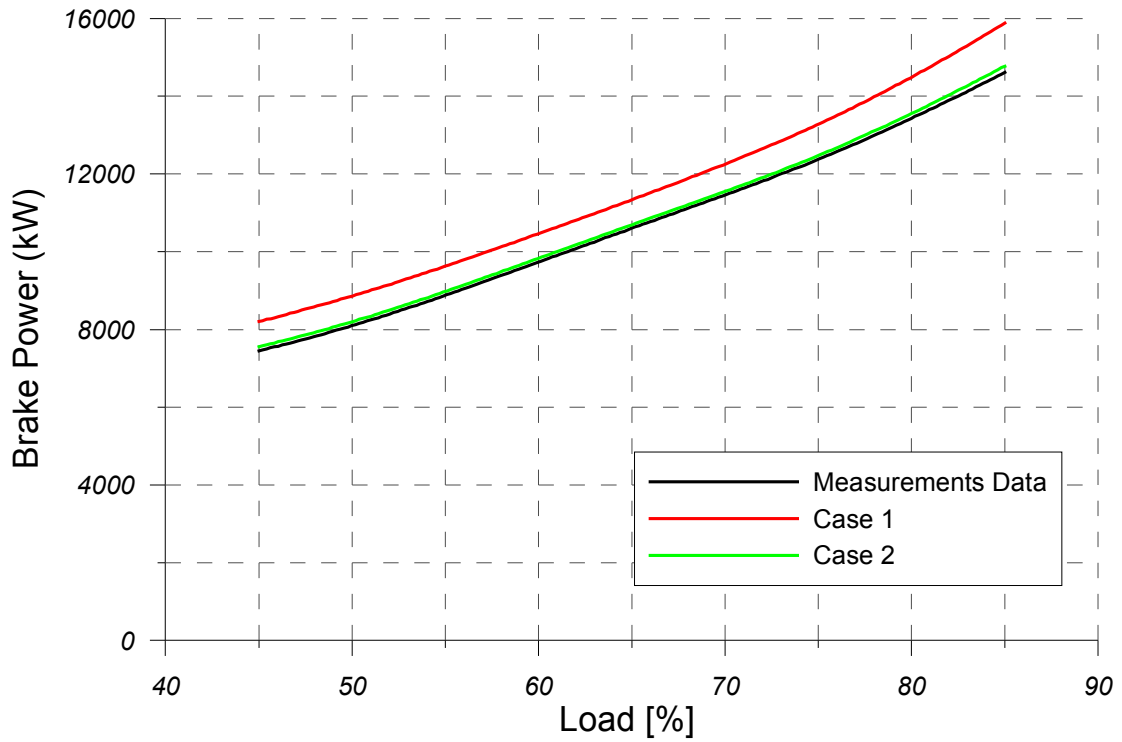
Case 2: Αναθεωρημένη κατανάλωση καυσίμου ώστε να προσεγγίζεται η ισχύς και τροποποιημένες εκ νέου πιέσεις στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής με σταθερή πάντοτε την διαφορά τους, ώστε να προσεγγίζεται η πίεση συμπίεσεως. Ξανά Air Entrainment Coefficient μέσω της επιλογής Calibrate Peak Combustion Pressure ώστε να προσεγγίζεται η μέγιστη πίεση καύσεως σε κάθε φορτίο

Από το διάγραμμα 6.3.1 παρατηρούμε ότι η υπολογιζόμενη ισχύς παρουσιάζει υπερεκτίμηση στην πρώτη περίπτωση αλλά προσεγγίζεται με πολύ καλή ακρίβεια μετά την αναθεώρηση των παροχών καυσίμου. Σε κάθε περίπτωση πάντως η μορφή της πειραματικής καμπύλης ακολουθείται πιστά. Η δε πίεση συμπίεσεως, όπως φαίνεται στο διάγραμμα 6.3.3, και η μέγιστη πίεση καύσεως, όπως φαίνεται στο διάγραμμα 6.3.4 υπολογίζονται επακριβώς σε αμφότερες περιπτώσεις, αφού έχουν τροποποιηθεί καταλλήλως οι πιέσεις στους οχετούς εισαγωγής κι εξαγωγής και οι Air Entrainment Coefficients αντιστοίχως, ώστε να προσεγγίζουν την πειραματική καμπύλη με πολύ μεγάλη ακρίβεια.

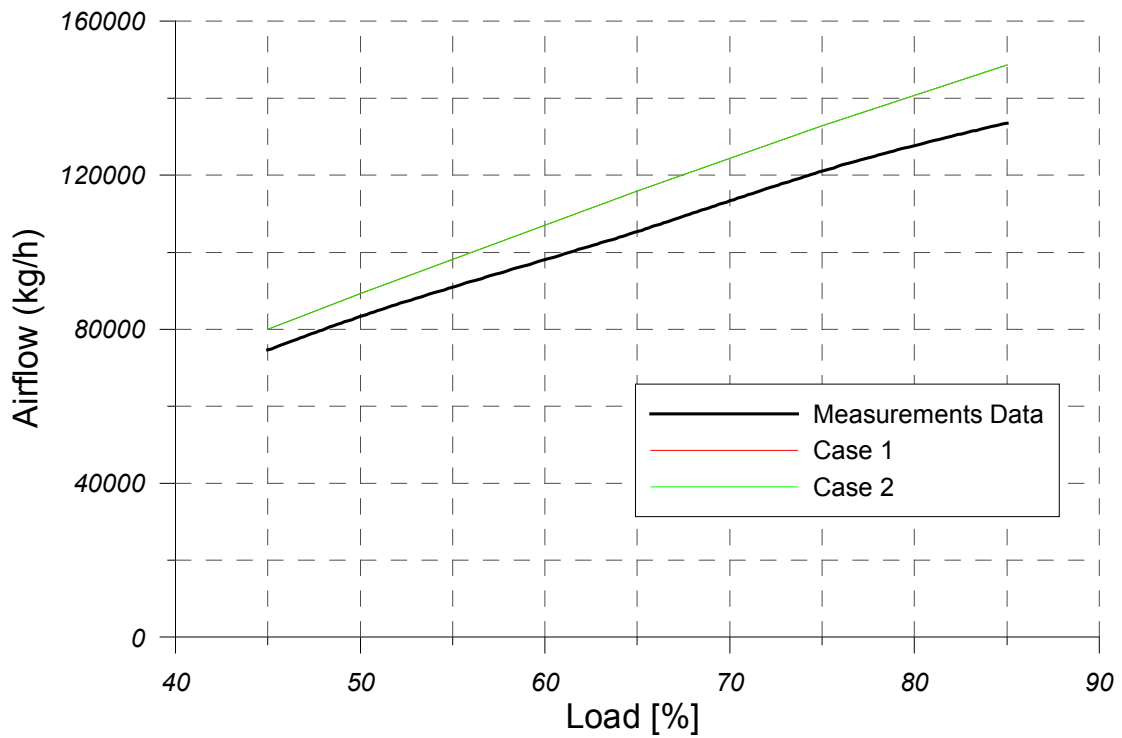
Ωστόσο, ένα καινούριο πρόβλημα που παρουσιάζεται στο διάγραμμα 6.3.2 είναι αυτό της σχετικής υπερεκτιμήσεως της παροχής αέρα σε σύγκριση με τις πειραματικές τιμές. Η υπερεκτίμηση αυτή συμβαίνει σε όλα τα φορτία, κάτι το οποίο θα πρέπει να εξεταστεί σε επόμενη Υποπαράγραφο. Παρόλα αυτά η μορφή της πειραματικής καμπύλης ακολουθείται και στα αποτελέσματα των προσομοιώσεων. Επίσης αξίζει να σημειωθεί ότι η μεταβολή της παροχής καυσίμου δεν επιφέρει καμία διαφορά και ότι οι δύο καμπύλες βάσει των αποτελεσμάτων του λογισμικού έχουν συμπέσει, κάτι το οποίο δεν διακρίνεται ευκρινώς στο σχήμα.

Από το διάγραμμα 6.3.5 προκύπτει ότι στην πρώτη περίπτωση η θερμοκρασία κατά την εξαγωγή συγκλίνει με την πειραματική καμπύλη για φορτία μέχρι και του 65% του ονομαστικού, αλλά αρχίζει να υπερεκτιμάται με αυξανόμενη απόκλιση κατόπιν. Αντιθέτως, για την αναθεωρημένη παροχή καυσίμου υποεκτιμάται με διαρκώς μειούμενη απόκλιση συγκλίνει με την πειραματική καμπύλη από το 75% του φορτίου και άνω. Φαίνεται λοιπόν ότι η υπολογιζόμενη καμπύλη θερμοκρασίας από το λογισμικό διακρίνεται από κάπως εντονότερη ανοδική τάση στα υψηλά φορτία σε σύγκριση με την πειραματική.

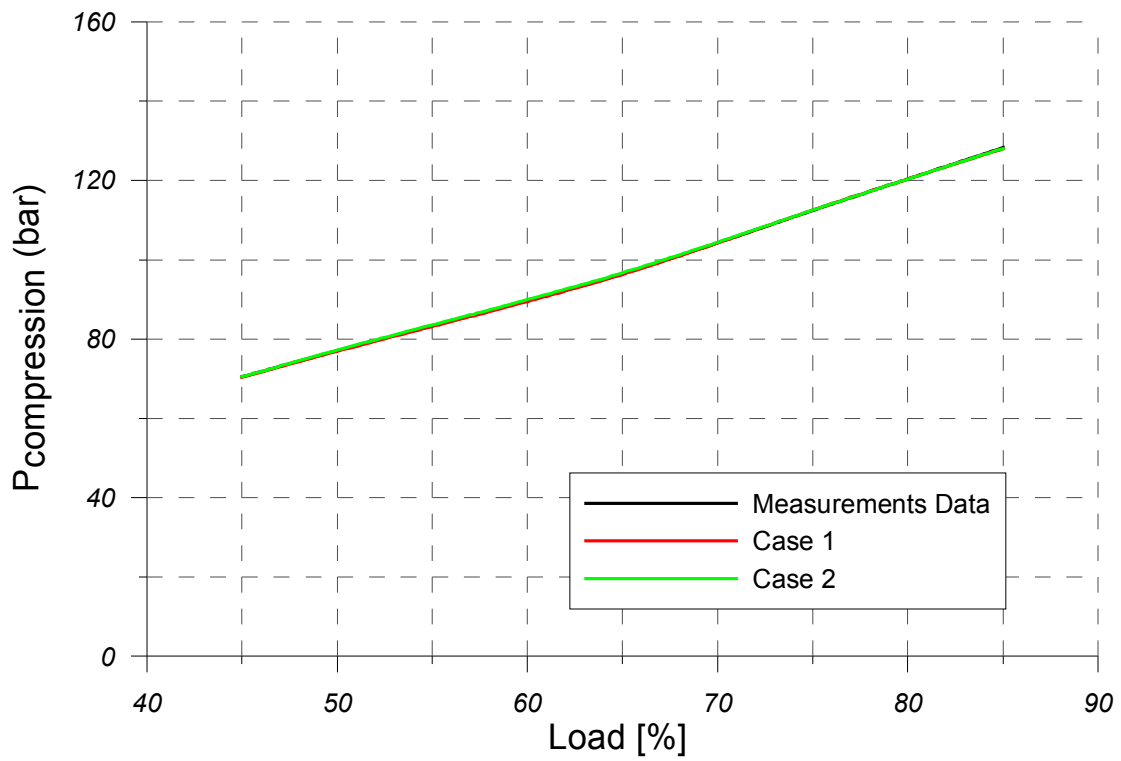
Τέλος, το σχήμα 6.36. δείχνει ότι οι υπολογιζόμενες εκπομπές NOx έχουν συνεχή πτωτική τάση, η οποία οδηγεί σε σχετική υποεκτίμησή τους για φορτία μεγαλύτερα του 50% του ονομαστικού με αυξανόμενη απόκλιση από την πειραματική καμπύλη. Η μεταβολή στην παροχή καυσίμου δεν έχει επιφέρει κάποια ουσιαστική διαφορά. Ωστόσο δεν μπορούν ακόμα να εξαχθούν ασφαλή συμπεράσματα, εφόσον δεν προσομοιώνονται ιδανικά οι συνθήκες καύσεως λόγω της υπερεκτιμήσεως της παροχής αέρα, η οποία θα διορθωθεί σε επόμενη παράγραφο.



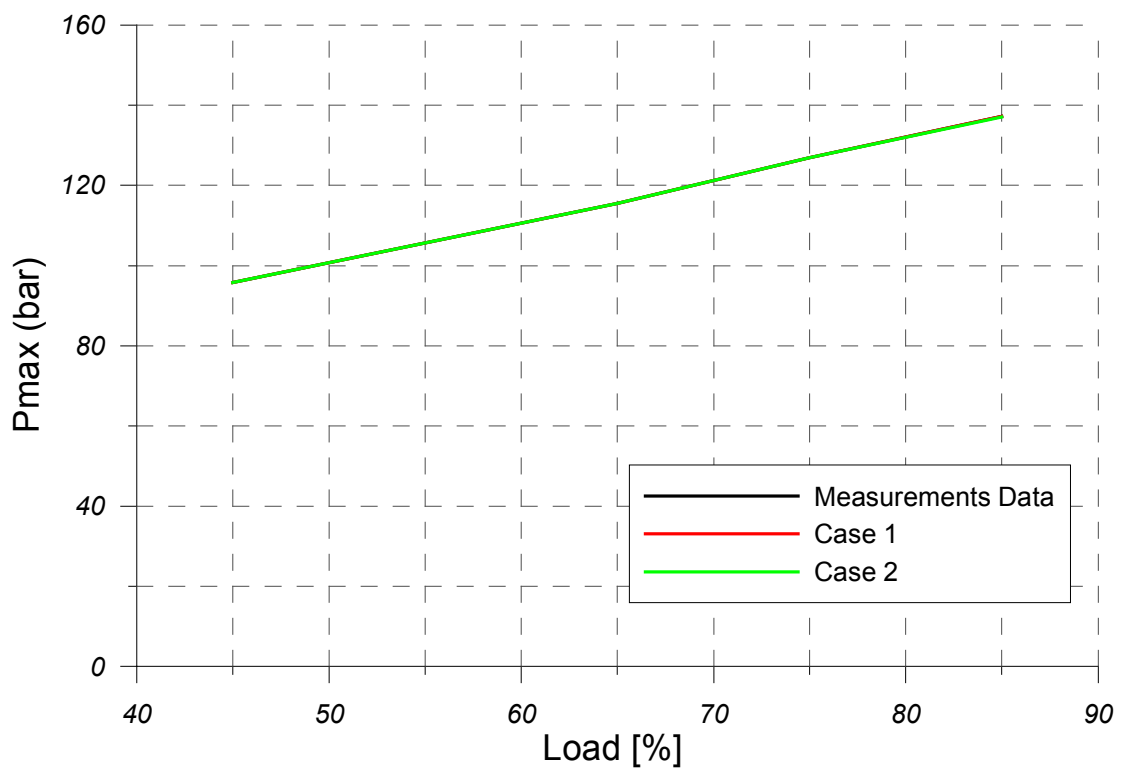
Διάγραμμα 6.3.1 Σύγκριση Πειραματική (Πέδη)ς και Υπολογιζόμενης Ισχύος



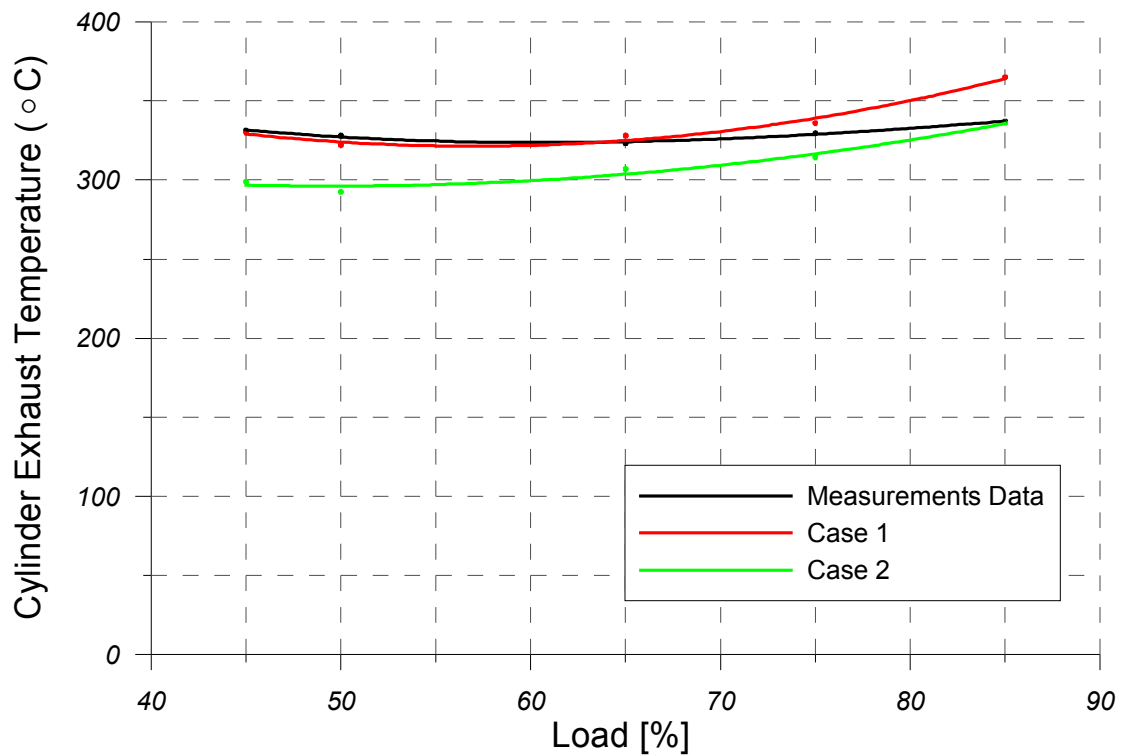
Διάγραμμα 6.3.2 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Παροχής Αέρα



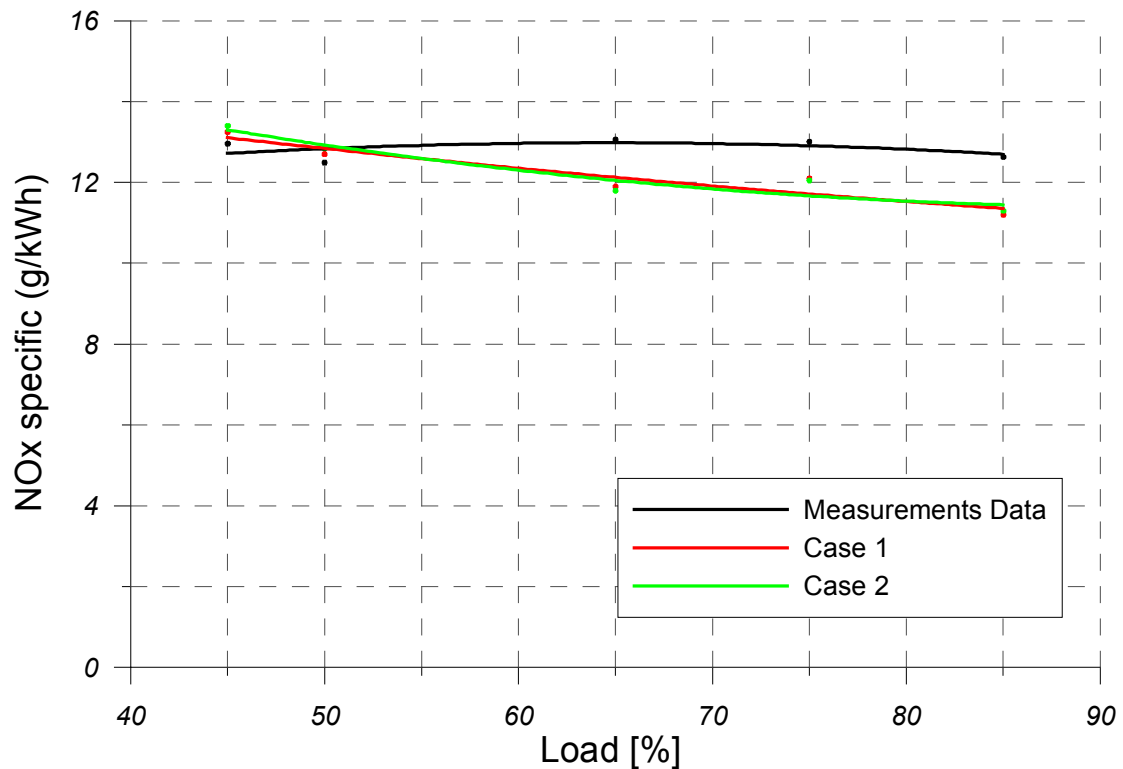
Διάγραμμα 6.3.3 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Πίεσης Συμπύεσης



Διάγραμμα 6.3.4 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Μεγίστης Πίεσης Καύσεως



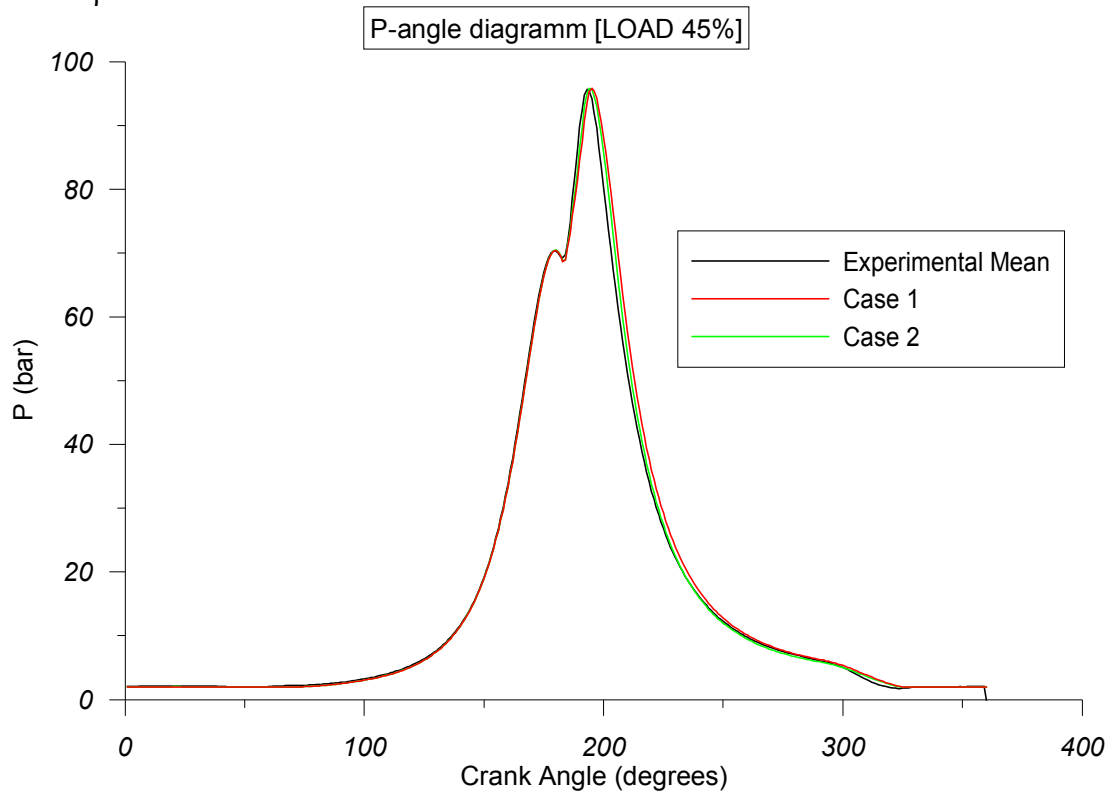
Διάγραμμα 6.3.5 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Θερμοκρασίας Καυσαερίων στην Εξαγωγή από τους Κυλίνδρους



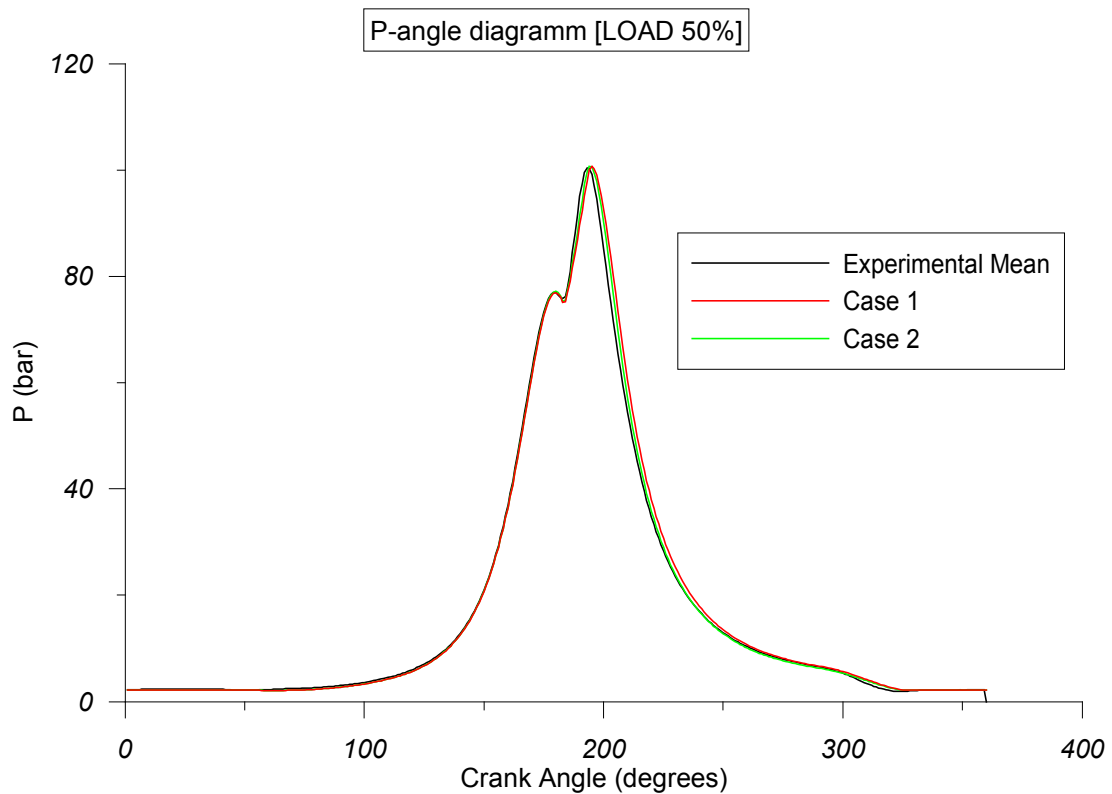
Διάγραμμα 6.3.6 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Εκπομπής NOx

Στα σχήματα 6.3.7 με 6.3.11 δίνονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα στο αντίστοιχο φορτίο. Από τα δεδομένα των μετρήσεων έχει υπολογιστεί στα πλαίσια παράλληλης διερεύνησης ένας θεωρητικός κύλινδρος καλούμενος experimental mean ως μέσος κύλινδρος του 7-κύλινδρου υπό εξέταση κινητήρα. Αυτός θα

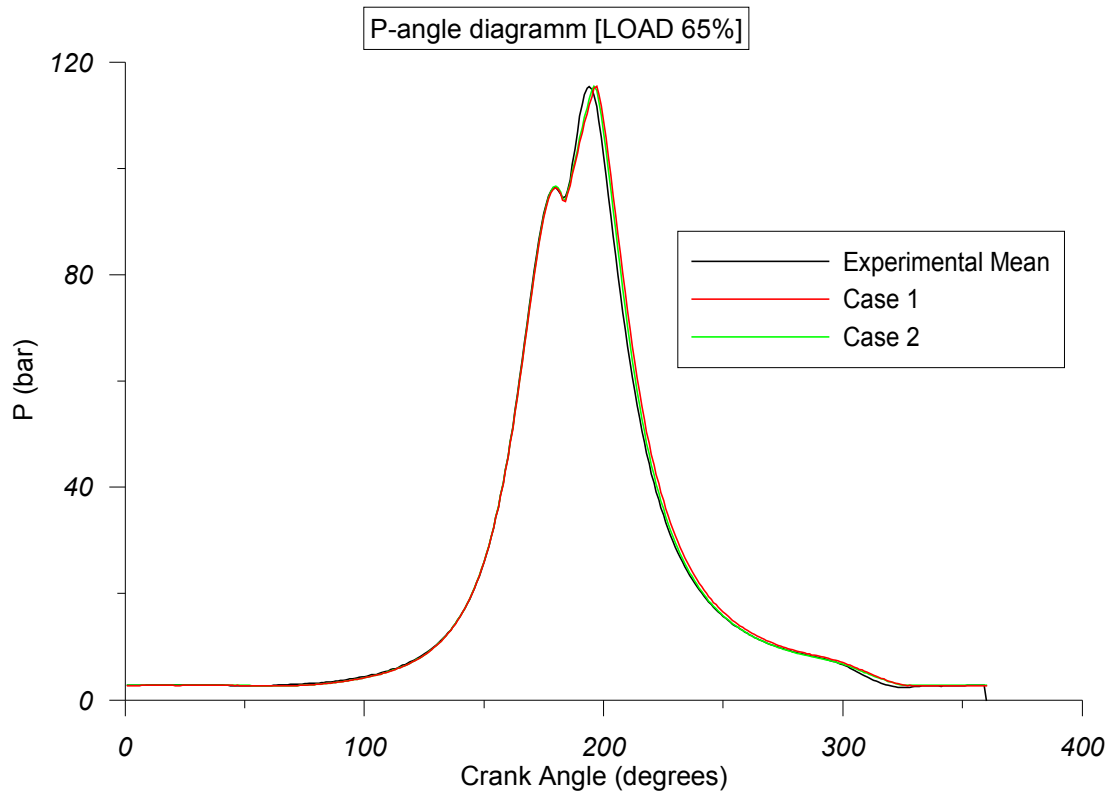
χρησιμοποιηθεί για την σύγκριση με τον υπολογιζόμενο από το λογισμικό μέσο κύλινδρο.



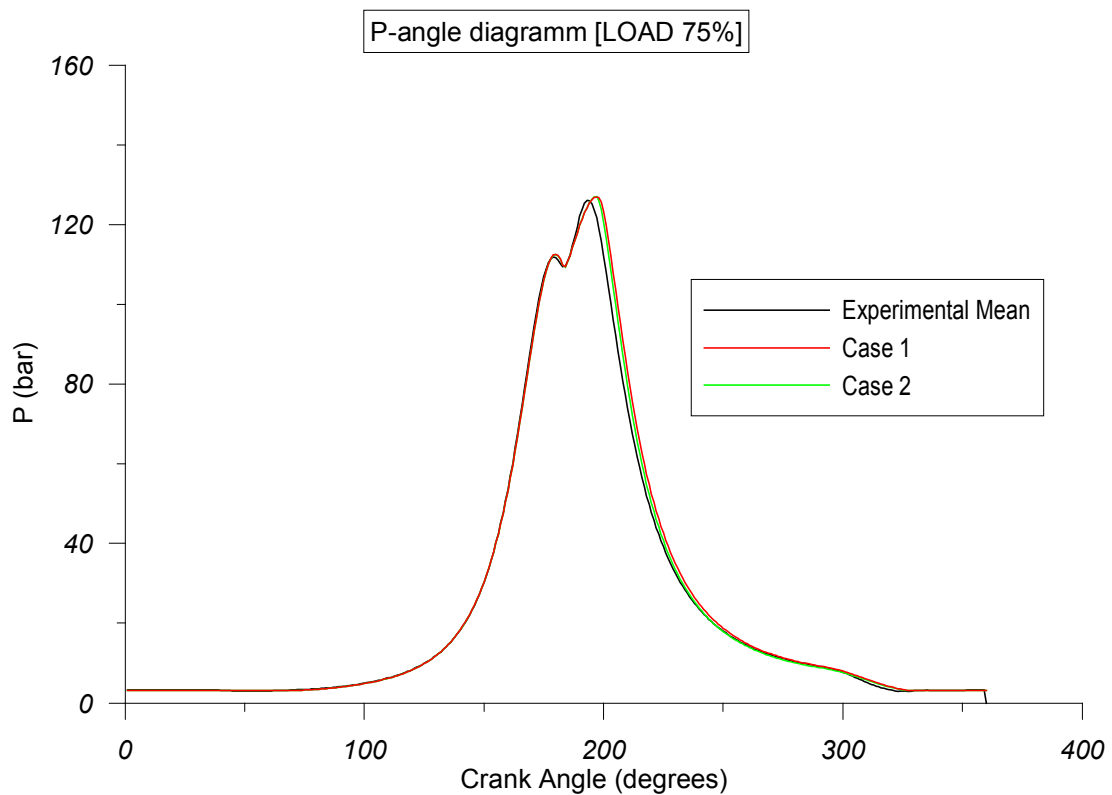
Σχήμα 6.3.7. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Μέσου Κυλίνδρου και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 45%



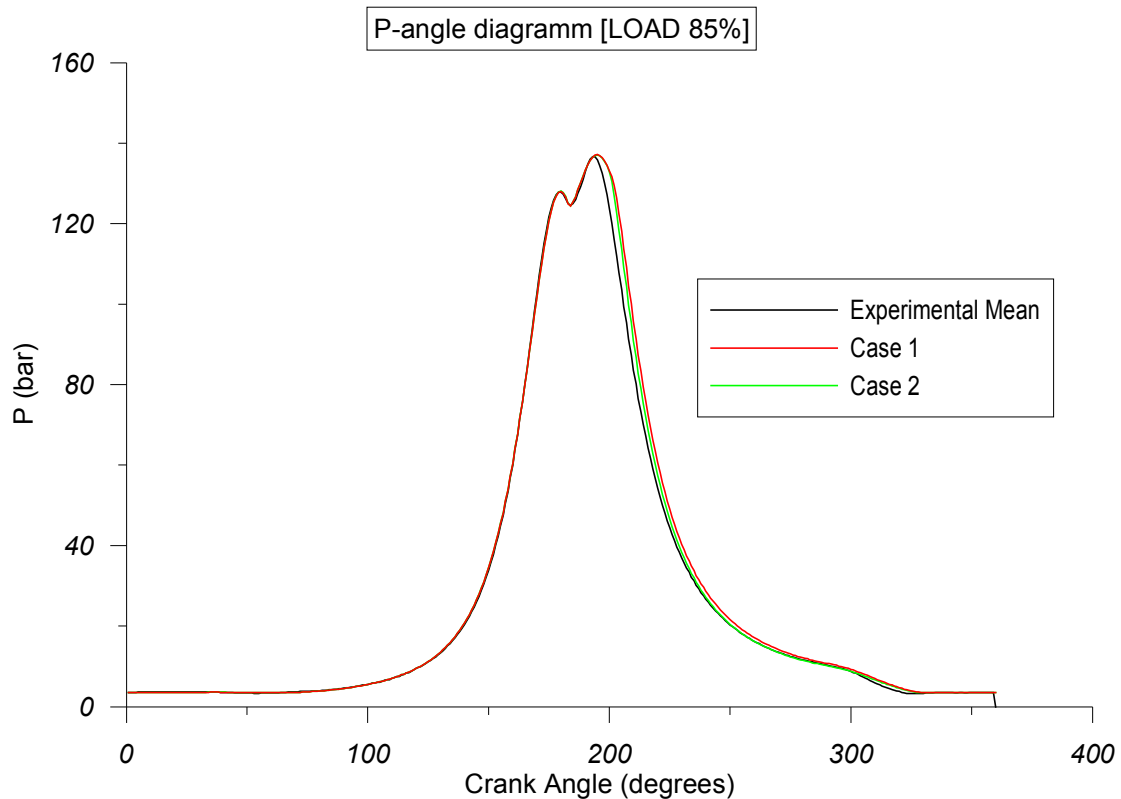
Σχήμα 6.3.8. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Μέσου Κυλίνδρου και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 50%



Σχήμα 6.3.9. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Μέσου Κυλίνδρου και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 65%



Σχήμα 6.3.10. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Μέσου Κυλίνδρου και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 75%



Σχήμα 6.3.11. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Μέσου Κυλίνδρου και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 85%

Στα διαγράμματα 6.3.7-11 μπορούν να εντοπιστούν τα εξής. Πρώτον, υπάρχει μικρή υστέρηση στην γωνία της μεγίστης πίεσεως, το οποίο σημαίνει ότι η προσομοιούμενη καύση εξελίσσεται κάπως βραδύτερα από την πραγματική, και δεύτερον, η υπολογιζόμενη πίεση του κυλίνδρου μειώνεται βραδύτερα της πειραματικής μετά το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής, το οποίο όμως αφορά την εναλλαγή αερίων, η οποία απαιτεί πρόσθετη βαθμονόμηση και δεν αποτελεί αντικείμενο της παρούσας εργασίας.

6.4 Διερεύνηση της Πιθανότητας Βελτιώσεως της Ακρίβειας Προβλέψεως της Ισχύος με την Θεώρηση ενός Πραγματικού Κυλίνδρου ως Μέσου Κυλίνδρου ενός Θεωρητικού Κινητήρα Παρεμφερούς του Πραγματικού

Στο σημείο αυτό θα εξεταστεί το ενδεχόμενο το πρόβλημα υπερεκτιμήσεως της ισχύος της παραγράφου 6.2 να μπορεί να διορθωθεί με την κατάλληλη εκλογή ενός μέσου κυλίνδρου. Για τον σκοπό αυτό θα αναδιαμορφωθούν τα πραγματικά δεδομένα του κινητήρα σε δεδομένα ενός θεωρητικού 7-κύλινδρου κινητήρα με τον κύλινδρο «1» του πραγματικού κινητήρα θεωρούμενο ως μέσο κύλινδρο αυτού.

Δηλαδή, η ισχύς του θεωρητικού κινητήρα θα θεωρηθεί ότι είναι ίση με την ισχύ του κυλίνδρου «1» επί επτά, η συνολική παροχή καυσίμου ίση με την παροχή καυσίμου στον κύλινδρο «1» επί επτά, και πίεση του αέρα στον οχετό εισαγωγής, η μέση πίεση του καυσαερίου στον οχετό εξαγωγής, η πίεση συμπίεσεως, η μέγιστη πίεση καύσεως και η προπορεία εγχύσεως του καυσίμου θα θεωρηθούν ότι είναι για όλους του κυλίνδρους ίσα με τα αντίστοιχα που σημειώνονται για τον κύλινδρο «1». Οι εκπομπές NOx και η συνολική παροχή αέρα προς τους κυλίνδρους θα ληφθούν

ίσες με τα αντίστοιχες του πραγματικού κινητήρα, γιατί δεν υπάρχουν μεμονωμένα δεδομένα για τον κύλινδρο «1». Αν στα αποτελέσματα των προσομοιώσεων προκύψει ότι η υπολογιζόμενη ισχύς συνεχίζει να υπερεκτιμάται σε σχέση με την πειραματική, αυτό θα σημαίνει ότι η απόκλιση όντως οφείλεται στην μη διαθεσιμότητα επακριβών μετρήσεων της παροχής καυσίμου.

Τα δεδομένα που διατίθενται από τις μετρήσεις εν πλω για τον κύλινδρο «1» συγκεκριμένα δίνονται στον Πίνακα 6.4.1. Τα δεδομένα που προκύπτουν για τον θεωρητικό κινητήρα, όπως περιγράφηκε ανωτέρω, δίνονται στον Πίνακα 6.4.2.

Πίνακας 6.4.1. Δεδομένα Μετρήσεων εν πλω για τον Κύλινδρο «1» του Κινητήρα

Πίνακας 6.4.1									
RPM	Load (%)	mfuel (kg/h)	Cyl Exh Temperature (°C)	Brake Power (kW)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Pin (bar)	Pexh (bar)	Advance (°)
83,1	45	211	340	1045,4	70,4	95,5	2,063	1,873	2,7
86,9	50	229,2	335	1155,7	77,1	99,9	2,263	2,043	2,7
93,9	65	296,2	330	1513,6	96,3	115,2	2,763	2,463	2,8
98,7	75	328,8	340	1724,7	112,2	126,4	3,263	2,923	2,7
103,2	85	403	350	2071,9	127,5	137	3,613	3,233	3,1

Στον Πίνακα 6.4.1 καινούριο μέγεθος αποτελεί η προπορεία εγχύσεως του καυσίμου στην τελευταία στήλη. Για να εισαχθεί στο αρχείο REPDAT στρογγυλοποιείται σε όλα τα φορτία σε στον πλησιέστερο ακέραιο, δηλαδή 3°, η οποία είναι ούτως η άλλως η τιμή που χρησιμοποιείται. Το υπόλοιπα δεδομένα του αρχείου συμπληρώνονται με βάσει τον Πίνακα 6.4.2.

Πίνακας 6.4.2 Δεδομένα Θεωρητικού 7-κύλινδρου Κινητήρα για τον Κύλινδρο «1» θεωρούμενο ως Μέσο Αυτού

Πίνακας 6.4.2										
RPM	Load (%)	mfuel (kg/h)	Cyl Exh Temperature (C)	Brake Power (kW)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Pin (bar)	Pexh (bar)	NOx (gr/kWh)	Airflow (kg/h)
83,1	45	1477	340	7317,8	70,4	95,5	2,063	1,873	12,96	74600
86,9	50	1604,4	335	8089,9	77,1	99,9	2,263	2,043	12,49	83329
93,9	65	2073,4	330	10595,2	96,3	115,2	2,763	2,463	13,06	105390
98,7	75	2301,6	340	12072,9	112,2	126,4	3,263	2,923	13,01	121039
103,2	85	2821	350	14503,3	127,5	137	3,613	3,233	12,63	133538

Αρχικά, λοιπόν έγιναν δοκιμές μειώνοντας τις πιέσεις στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής αλλά κρατώντας πάντοτε σταθερή την διαφορά τους, ώστε να ευρεθούν οι τιμές που οδηγούν σε πολύ καλή προσέγγιση της πειραματικώς μετρημένης πίεσης συμπίεσεως. Οι νέες πιέσεις που προέκυψαν καθώς και η ποσοστιαία μεταβολή φαίνονται στον Πίνακα 6.4.3. Κατόπιν τούτου έγινε βαθμονόμηση βάσει της επιλογής Calibrate Peak Combustion Pressure, ώστε να ευρεθεί ο Air Entrainment Coefficient που ταυτίζει την υπολογιζόμενη μεγίστη πίεση καύσεως με την πειραματική σε κάθε φορτίο. Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων δίνονται στον Πίνακα 6.4.4. Οι ρυθμίσεις όλων των προσομοιώσεων είναι αυτές που αναφέρονται στην Υποπαράγραφο 6.4.

Πίνακας 6.4.3. Πίεση στον Οχετό Εισαγωγής και Μέση Πίεση στον Οχετό Εξαγωγής σε κάθε φορτίο πριν και μετά την τροποποίησή τους προς ακριβέστερο υπολογισμό της Πίεσεως Συμπίεσεως

Πίνακας 6.4.3					
Δεδομένα		Τροποποίηση		Μεταβολή	
Pin (bar)	Pexh (bar)	New Pin (bar)	New Pexh (bar)	Pin (%)	Pexh(%)
2,063	1,873	1,99	1,8	-3,54	-3,90
2,263	2,043	2,19	1,97	-3,23	-3,57
2,763	2,463	2,74	2,44	-0,83	-0,93
3,263	2,923	3,18	2,84	-2,54	-2,84
3,613	3,233	3,6	3,22	-0,36	-0,40

Στον Πίνακα 6.4.3 οι πρώτες δύο στήλες αναφέρονται στις τιμές της πίεσεως στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής του κυλίνδρου «1», όπως έχουν ληφθεί κατά τις μετρήσεις εν πλω, οι επόμενες δύο στήλες παρουσιάζουν τις τιμές σε κάθε φορτίο, για τις οποίες το μοντέλο υπολογίζει με την μέγιστη ακρίβεια την πίεση συμπίεσεως, και στις επόμενες δύο στήλες παρουσιάζεται η αντίστοιχη ποσοστιαία μεταβολή της τιμής της κάθε πίεσεως, η οποία σε όλες τις περιπτώσεις είναι μικρή, παντού κάτω του 4%.

Πίνακας 6.4.4. Αποτελέσματα 1^{ης} Σειράς Προσομοιώσεων Παραγράφου 6.4

Πίνακας 6.4.4.												
RPM	Load (%)	mfuel (kg/h)	Cyl Exh Temperature (C)	Brake Power (kW)	Pcomp (bar)	Pmax max (bar)	Pin (bar)	Pexh (bar)	NOx specific (gr/kWh)	Airflow (kg/h)	Turbine Exhaust area (m2)	Air Entrainment Coefficient
83,1	45	1477	326,4	8096,2	70,3	95,5	1,99	1,8	13,19	79560	0,069408	0,716
87,0	50	1604,4	321,4	8838,9	77,3	99,9	2,19	1,97	12,39	89640	0,070762	0,719
93,9	65	2073,4	333,4	11461,1	96,4	115,2	2,74	2,44	11,88	115200	0,074094	0,731
98,5	75	2301,6	327,6	12894,7	112,4	126,4	3,18	2,84	12,03	132120	0,072683	0,766
103,1	85	2821	360,9	15719,2	127,5	137	3,6	3,22	11,22	148320	0,073967	0,812

Στον Πίνακα 6.4.4 οι πρώτες δύο στήλες αναφέρονται στο φορτίο (Load) και την ταχύτητα περιστροφής σε RPM που του αντιστοιχεί. Επίσης δίνονται η πίεση στον οχετό εισαγωγής (Pin), η υπολογιζόμενη πίεση συμπίεσεως (Pcomp) και μέγιστη πίεση καύσεως (Pmax), η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής (Pexh), η υπολογιζόμενη ισχύς της πέδης (Brake Power), η υπολογιζόμενη θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδο από τους κυλίνδρους ($T_{cyl\ exh}$) η παροχή καυσίμου (mfuel) και η υπολογιζόμενη αέρα (airflow) προς τους κυλίνδρους και οι εκπομπές NO_x εκφρασμένες σε gr/kWh. Στις τελευταίες δύο στήλες δίνονται τα μεγέθη του προγράμματος Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area.

Σε δεύτερη φάση, όπως και στην παράγραφο 6.3 θεωρείται αναλογία μεταξύ του φορτίου και της κατανάλωσης καυσίμου και υπολογίζεται μία τροποποιημένη παροχή καυσίμου, ώστε να προσεγγίζεται κατά το δυνατόν η ισχύς. Τα αποτελέσματα της διαδικασίας αυτής παρουσιάζονται στον Πίνακα 6.4.5. Χρησιμοποιώντας τις νέες παροχές εκτελείται μία νέα σειρά προσομοιώσεων με τα ίδια χαρακτηριστικά όπως και προηγουμένως, δηλαδή τις ρυθμίσεις προσομοιώσεως που αναφέρονται στην Υποπαράγραφο 6.4.1 και τις μεταβλητές Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area που αναφέρονται στον Πίνακα 6.4.4. Παρατηρώντας ότι

οι πιέσεις συμπίεσως και μεγίστη καύσεως έχουν ελαφρώς διαφοροποιηθεί, επιχειρούνται πάλι δοκιμές μεταβαλλόμενης της πίεσως του αέρα στον οχετό εισαγωγής και διατηρώντας πάντοτε σταθερή την διαφορά με την μέση πίεση στο οχετό εξαγωγής, ώστε να προσεγγισθεί πάλι με την ακρίβεια που επετεύχθη προηγουμένως η πίεση συμπίεσως. Εν συνεχεία πραγματοποιούνται βαθμονομήσεις (calibration) μέσω της επιλογής Calibrate Peak Combustion Pressure, ώστε να ευρεθεί για κάθε φορτίο ο Air Entrainment Coefficient που να επιφέρει ταύτιση κατά το δυνατόν της μεγίστης πίεσως καύσεως. Οι ρυθμίσεις των προσομοιώσεων παραμένουν πάντοτε οι αναφερόμενες στην Υποπαράγραφο 6.4.1. Τα αποτελέσματα της νέας σειράς προσομοιώσεων συγκεντρώνονται στον Πίνακα 6.4.6.

Πίνακας 6.4.5. Διόρθωση Ρυθμού Παροχής Καυσίμου Για Καλλίτερη Ακρίβεια Υπολογισμού της Ισχύος

Πίνακας 6.4.5							
RPM	Load (%)	mfuel από πίνακα 6.4.4 (kg/h)	Brake Power από πίνακα 6.4.4 (kW)	Συντελεστής Αναλογίας	Brake Power από πίνακα 6.4.2 (kW)	mfuel new (kg/h)	Μεταβολή %
83,1	45	1477,0	8096,2	5,48	7450,4	1359,18	-7,98
87,0	50	1604,4	8838,9	5,51	8098,2	1469,95	-8,38
93,9	65	2073,4	11461,1	5,53	10604,5	1918,44	-7,478
98,5	75	2301,6	12894,7	5,60	12376,6	2209,12	-4,02
103,1	85	2821,0	15719,2	5,57	14612,5	2622,39	-7,04

Πίνακας 6.4.6. Αποτελέσματα 1^{ης} Σειράς Προσομοιώσεων Παραγράφου 6.4

Πίνακας 6.4.6												
RPM	Load (%)	mfuel (kg/h)	Cylinder Exhaust Temperature (C)	Brake Power (kW)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Pin (bar)	Pexh (bar)	NOx specific (gr/kWh)	Airflow (kg/h)	Turbine Exhaust area (m2)	Air Entrainment Coefficient
83,1	45	1359,2	298,7	7541,1	70,5	95,5	2	1,81	13,31	80640	0,068363	0,734
87,0	50	1469,9	293,4	8197,7	77,1	99,9	2,19	1,97	12,64	90360	0,069743	0,719
93,9	65	1918,4	308,2	10714,2	96,3	115,2	2,74	2,44	11,82	115920	0,073028	0,731
98,5	75	2209,1	314,6	12422,9	112,2	126,3	3,18	2,84	11,85	132840	0,072274	0,764
103,1	85	2622,4	335,2	14765,1	127,4	137	3,6	3,22	11,3	149040	0,07279	0,810

6.4.1 Χαρακτηριστικά Προσομοιώσεων

Στην Υποπαράγραφο αυτή παρουσιάζονται οι επιλογές των ρυθμίσεων Fuel, Setup και Run_Data του λογισμικού, οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν στις προσομοιώσεις της παραγράφου 6.4.

Engine: 7S60MC_C

Fuel

- Fuel density: 942 kg/m³
- Heating Value: 41233,9 -> 41230
- Define atom composition (default τιμές)

Setup

- Use Constant Injection rate
- Use Correlations for air Swirl

- Air Entrainment from Momentum
- Enable Air to Access all Zones
- Use Actual Momentum for Air Entrainment
- Use Chemical Kinetics
- Hiroyasu Soot Oxidation
- $k\sim e$
- Match exhaust pressure

Run Data

- Open Cycle Operating Data - Input from file

6.4.2 Γραφική Απεικόνιση Αποτελεσμάτων

Στην Υποπαράγραφο αυτή θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα συγκρίσεως των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων με τα πειραματικά δεδομένα. Τα μεγέθη που θα εξετασθούν είναι η ισχύς της πέδης, η πίεση συμπίεσεως, η μέγιστη πίεση καύσεως, η θερμοκρασία των καυσαερίων στην εξαγωγή, η παροχή αέρα προς τους κυλίνδρους και οι εκπομπές NO_x . Θα παρατεθούν επίσης και τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα κάθε φορτίου. Η πίεση στον οχετό εισαγωγής και η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής δεν έχει νόημα να εξεταστούν, γιατί οι τιμές των δεδομένων και των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων ταυτίζονται μονίμως.

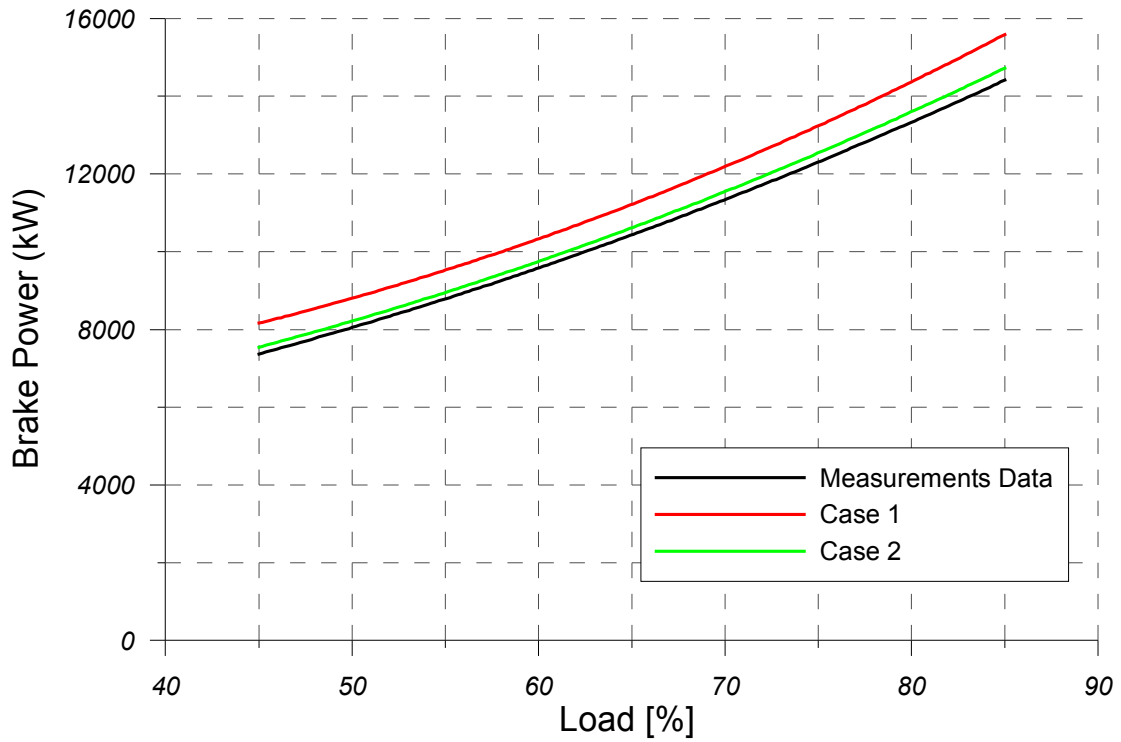
Στα διαγράμματα 6.4.1 με 6.4.6 ως Measurements Data αναφέρονται τα δεδομένα των μετρήσεων εν πλω όπως έχουν τροποποιηθεί στον Πίνακα 6.4.2 και ως Case 1 και Case 2 αναφέρονται οι προσομοιώσεις που εκτελεί το λογισμικό, τα χαρακτηριστικά των οποίων ανακεφαλαιώνονται ακολούθως:

Case 1: Δεδομένα για κύλινδρο «1» θεωρούμενο ως μέσο, μειωμένες πιέσεις στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής με σταθερή πάντοτε την διαφορά τους, ώστε να προσεγγίζεται η πίεση συμπίεσεως, και Air Entrainment Coefficient τέτοιο για κάθε φορτίο ώστε να προσεγγίζεται η μέγιστη πίεση καύσεως

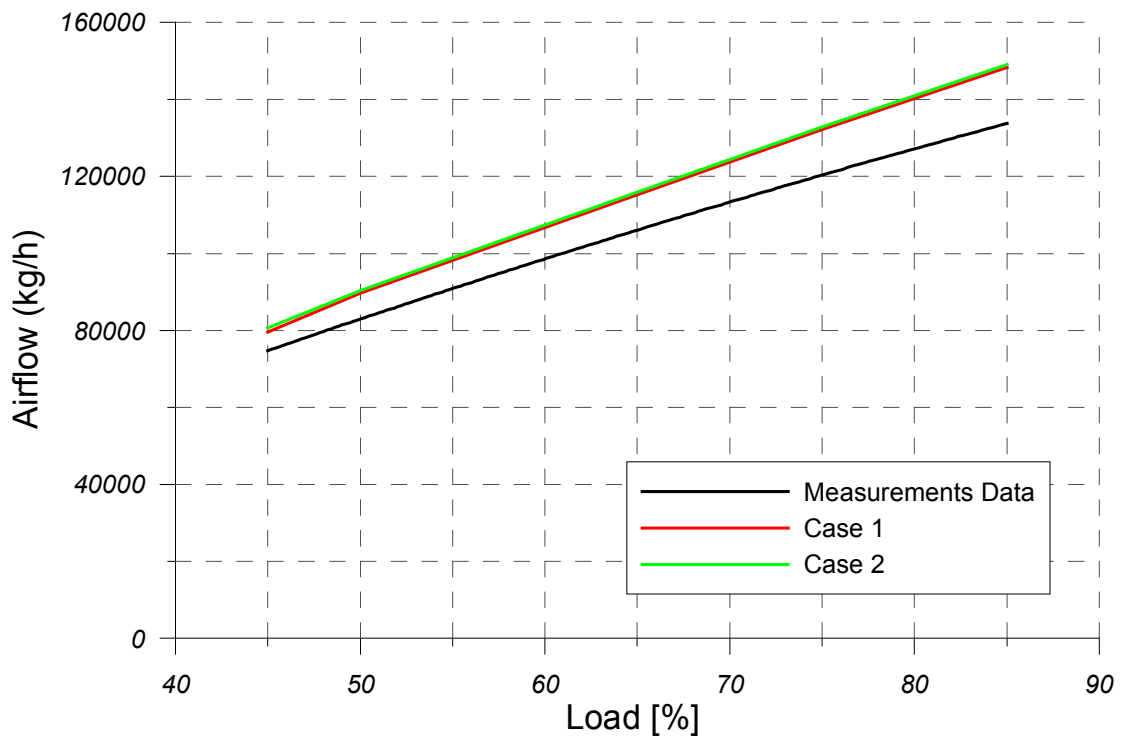
Case 2: Δεδομένα για κύλινδρο «1» θεωρούμενο ως μέσο, αναθεωρημένη κατανάλωση καυσίμου ώστε να προσεγγίζεται η ισχύς και τροποποιημένες εκ νέου πιέσεις στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής με σταθερή πάντοτε την διαφορά τους ώστε να προσεγγίζεται η πίεση συμπίεσεως. Ξανά Air Entrainment Coefficient μέσω της επιλογής Calibrate Peak Combustion Pressure ώστε να προσεγγίζεται η μέγιστη πίεση καύσεως σε κάθε φορτίο

Στο διάγραμμα 6.4.1 φαίνεται ότι στην πρώτη περίπτωση υπάρχει η ίδια υπερεκτίμηση της ισχύος που σημειωνόταν και στο διάγραμμα 6.3.1 παρά την θεώρηση ενός θεωρητικού κυλίνδρου του οποίου ο πραγματικός κύλινδρος «1» είναι μέσος, ενώ η υπερεκτίμηση αυτή και πάλι διορθώνεται με αναθεώρηση της παροχής καυσίμου στην δεύτερη περίπτωση. Άρα το πρόβλημα όντως έγκειται στο γεγονός ότι κατά την πραγματοποίηση των μετρήσεων εν πλω η παροχή καυσίμου δεν μετρήθηκε επακριβώς αλλά εκτιμήθηκε με χρήση.

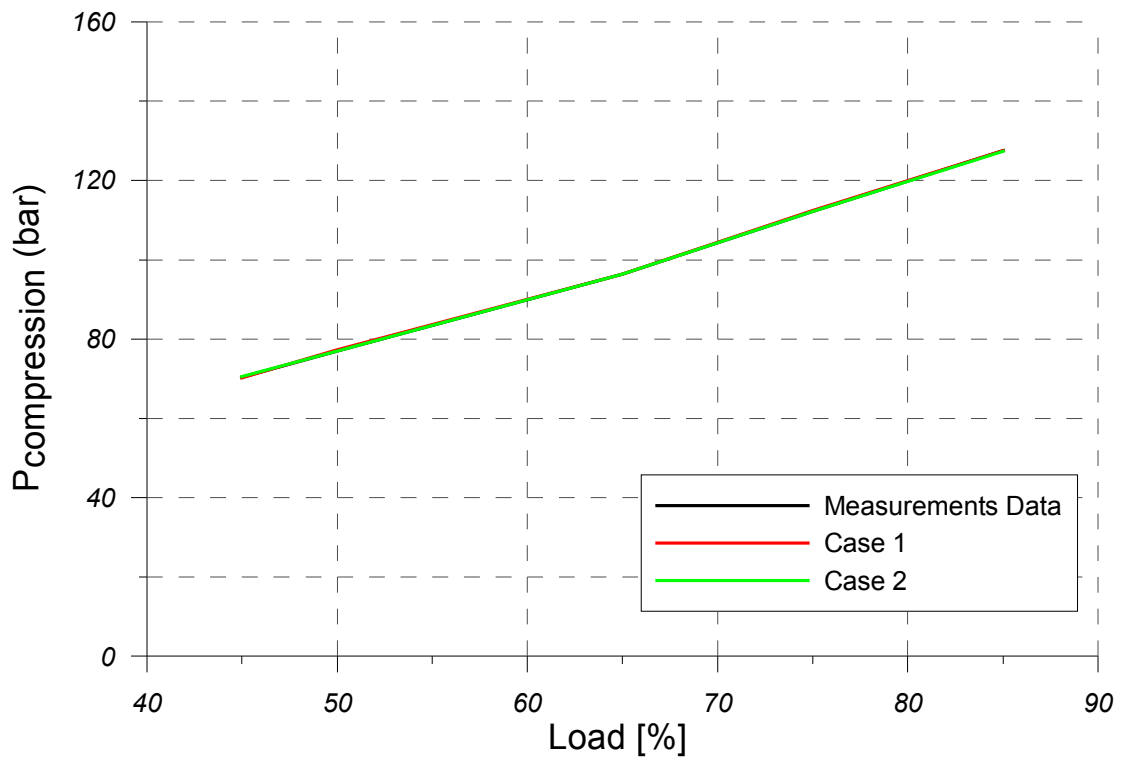
Από εκεί και πέρα τα υπόλοιπα διαγράμματα δεν παρουσιάζουν κάποιο νέο στοιχείο, αφού τα ποιοτικά συμπεράσματα που προκύπτουν είναι ίδια με τα διαγράμματα των αντιστοίχων μεγεθών της παραγράφου 6.3. Όμως παρατίθενται για λόγους πληρότητας.



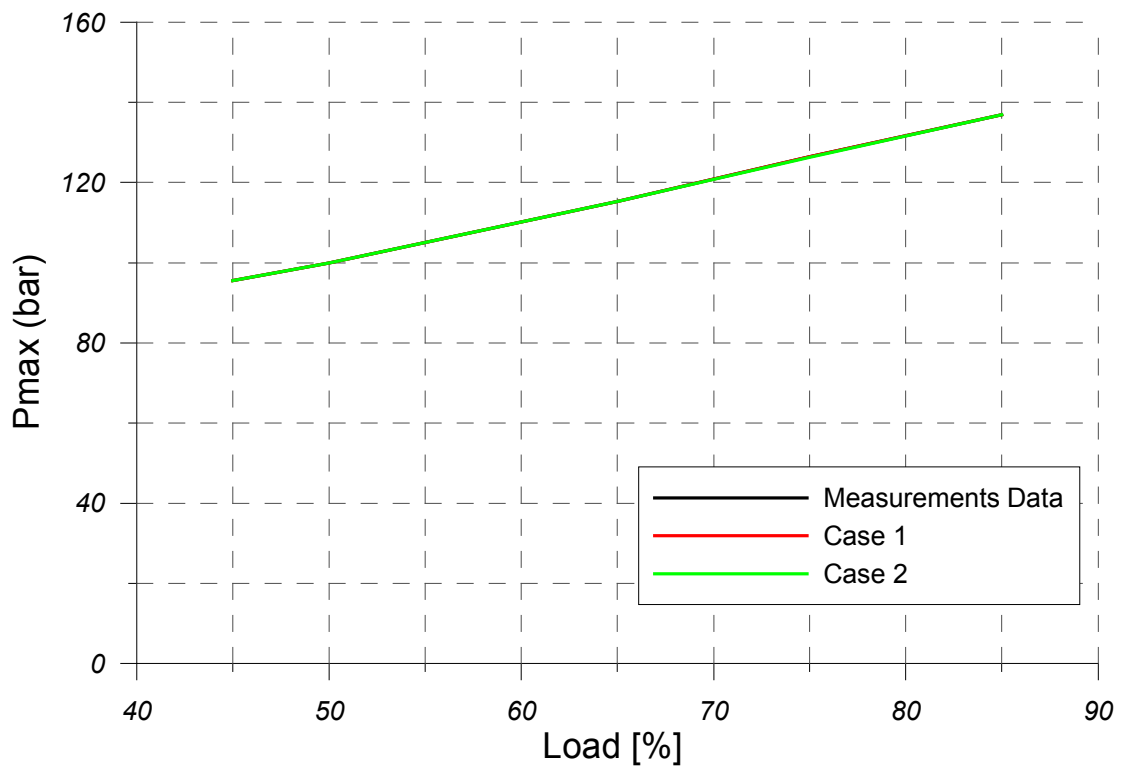
Διάγραμμα 6.4.1 Σύγκριση Πειραματικής (Πέδη) και Υπολογιζόμενης Ισχύος



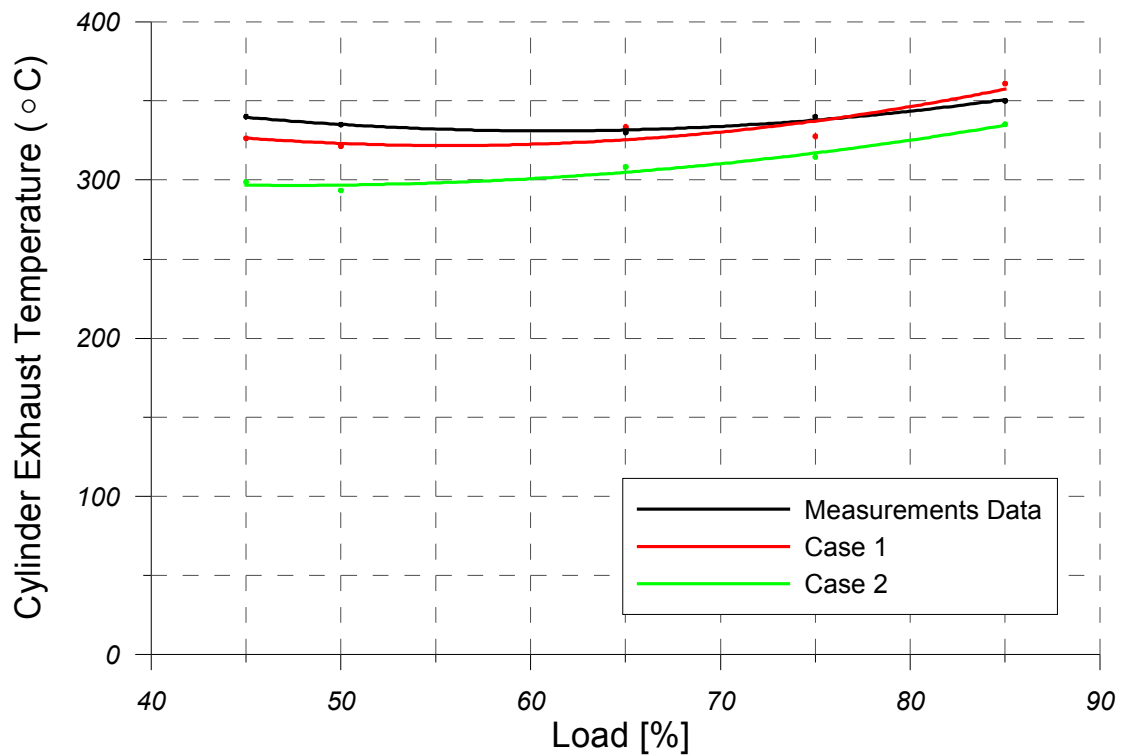
Διάγραμμα 6.4.2 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Παροχής Αέρα



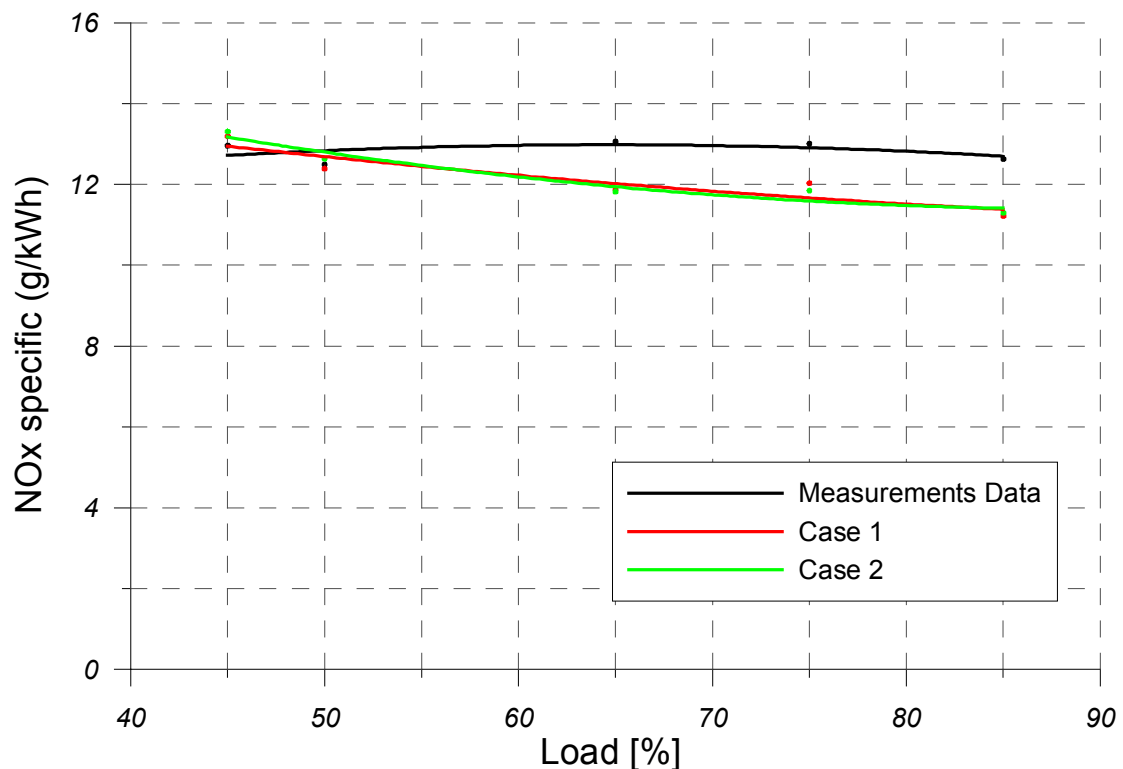
Διάγραμμα 6.4.3 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Πίεσης Συμπύεσης



Διάγραμμα 6.4.4 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Μεγίστης Πίεσης Καύσεως



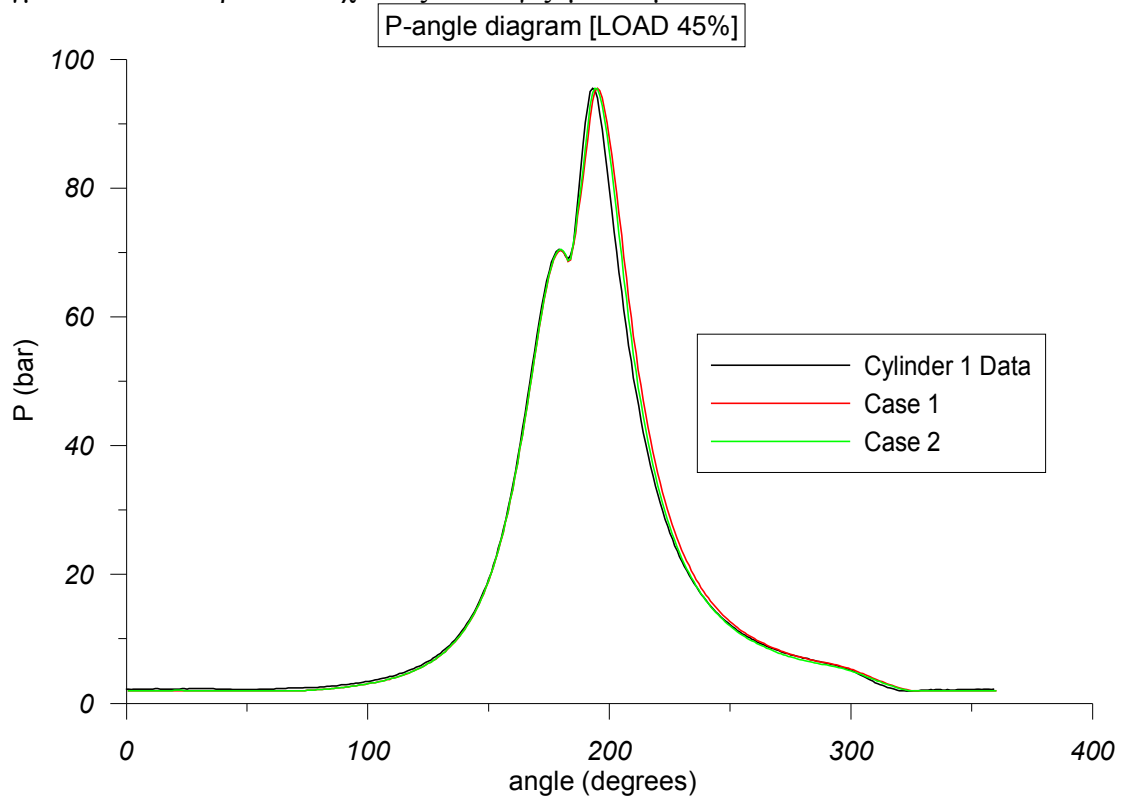
Διάγραμμα 6.4.5 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Θερμοκρασία Καυσαερίων στην Έξοδο από τους Κυλίνδρους



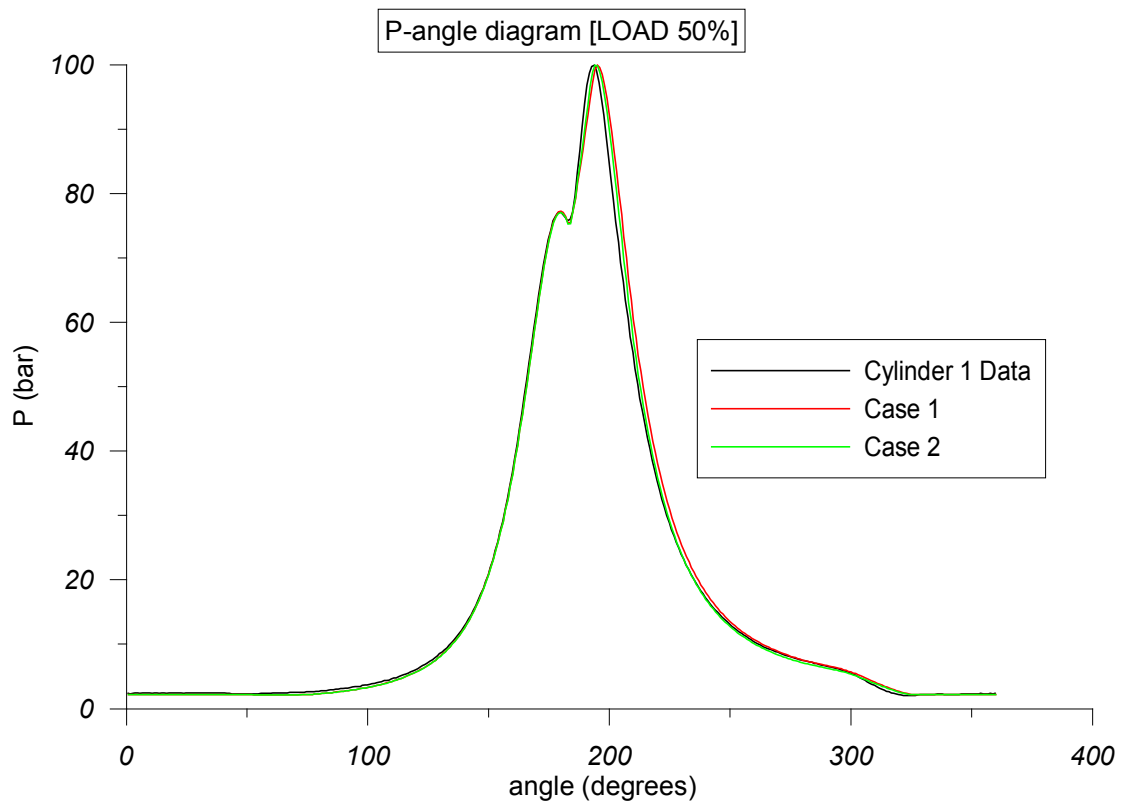
Διάγραμμα 6.4.6 Σύγκριση Πειραματικών και Υπολογιζόμενων Εκπομπών NOx

Θα παρατεθούν εν συνεχεία και τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα κάθε φορτίου στα σχήματα 6.4.7 με 6.4.11, όπου ως δεδομένο των πειραματικών μετρήσεων για τον κύλινδρο «1» έχει επιλεγεί το αρχείο EXP1 στο εκάστοτε φορτίο. Αντιθέτως με τα διαγράμματα της λειτουργικής συμπεριφοράς τα διαγράμματα της παραγράφου αυτής παρουσιάζουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον, καθώς η σύγκριση των αποτελεσμάτων των

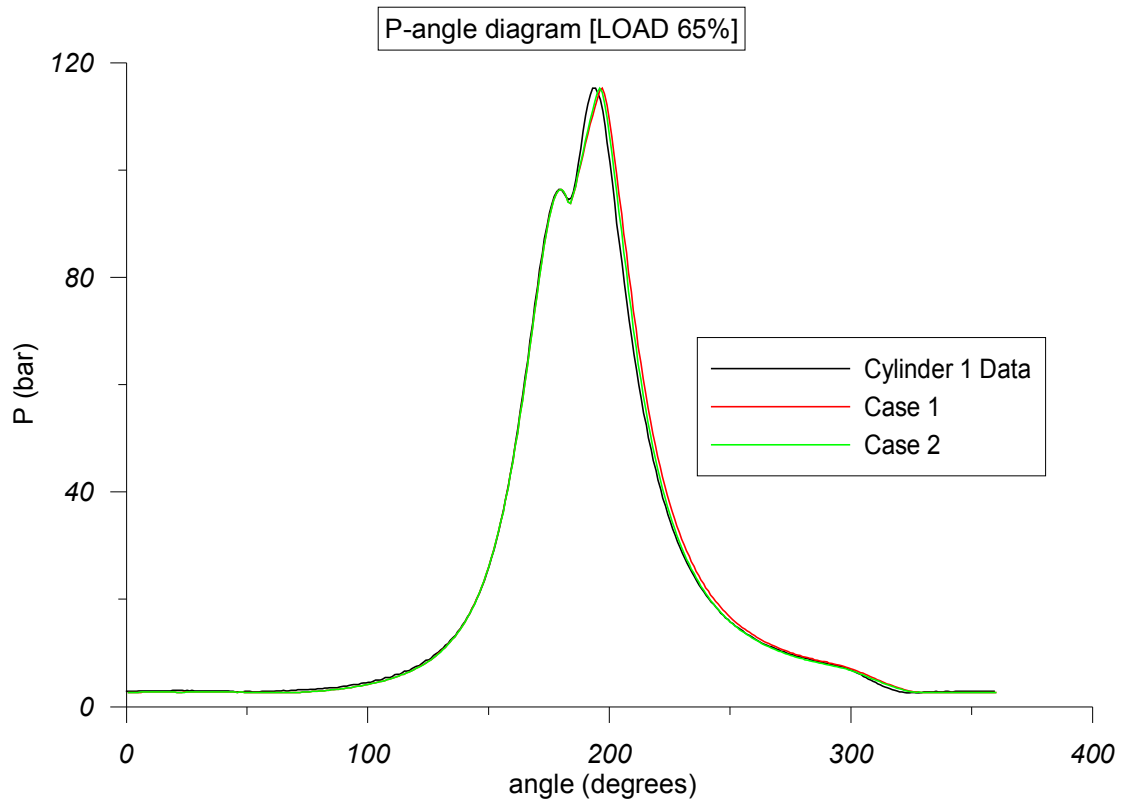
προσομοιώσεων θα γίνει με τα πειραματικώς μετρηθέντα αποτελέσματα ενός πραγματικού κυλίνδρου και όχι ενός υπολογιζόμενου μέσου.



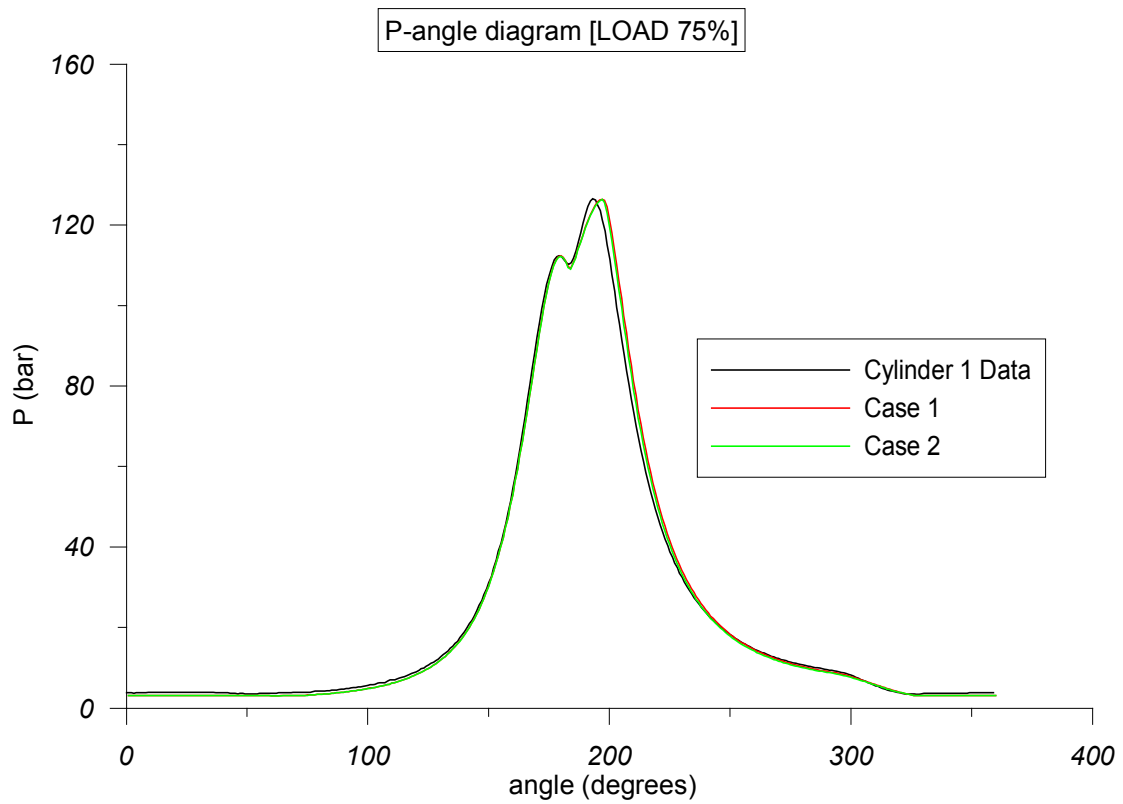
Σχήμα 6.4.7. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Κυλίνδρου 1 και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 45%



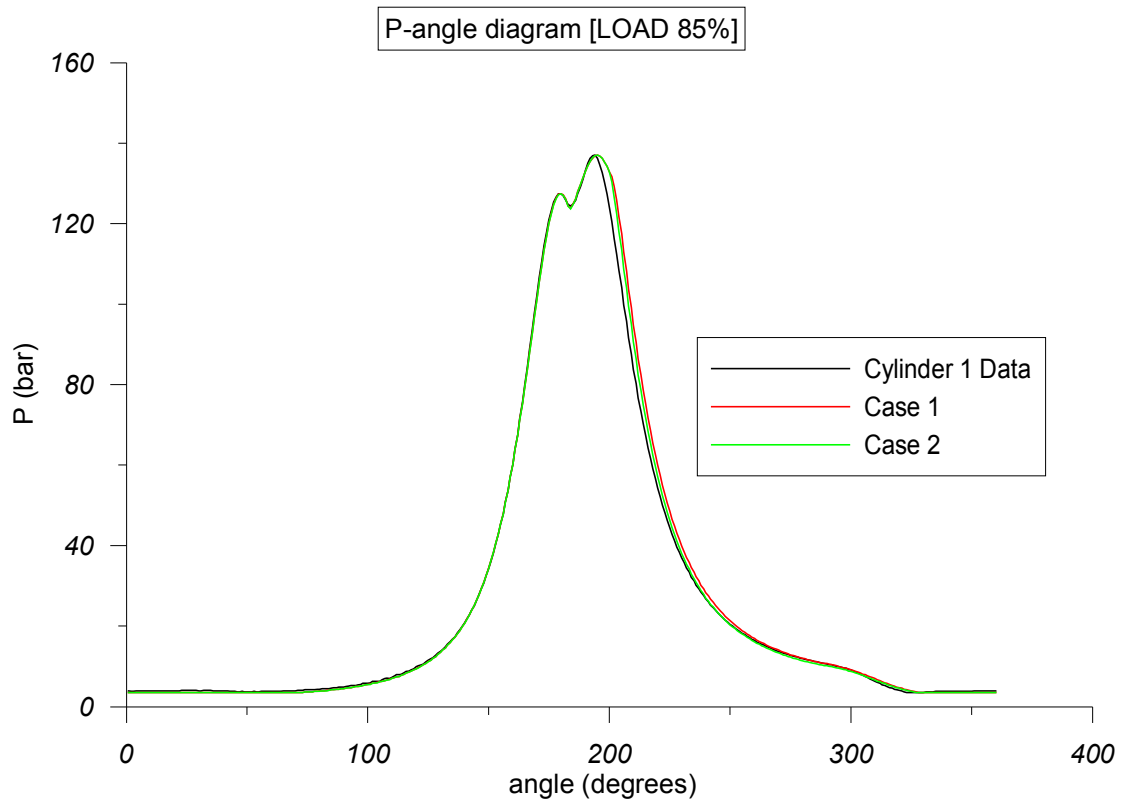
Σχήμα 6.4.8. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Κυλίνδρου 1 και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 50%



Σχήμα 6.4.9. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Κυλίνδρου 1 και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 65%



Σχήμα 6.4.10. Σύγκριση του Πειραματικού και του Υπολογιζόμενου Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Κυλίνδρου 1 στο Φορτίο 75%



Σχήμα 6.4.11. Σύγκριση του Πειραματικού και του Υπολογιζόμενου Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Κυλίνδρου 1 στο Φορτίο 85%

Από τα σχήματα 6.4.7-11 παρατηρείται ότι παραμένει η μικρή υστέρηση στην γωνία της μεγίστης πίεσης, όπως και στα σχήματα 6.3.7-6.311, αλλά φαίνεται ότι έχει βελτιωθεί, ειδικά στα φορτία 75% και 85%, το ζήτημα του ρυθμού πτώσης της πίεσης εντός του κυλίνδρου μετά το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής, το οποίο όμως αφορά την εναλλαγή αερίων, όπως ειπώθηκε και στην προηγούμενη παράγραφο και δεν θα μας απασχολήσει περαιτέρω στην παρούσα εργασία.

6.5 Βαθμονόμηση για Καλλίτερη Πρόβλεψη της Πίεσης Συμπιέσεως και της Παροχής Αέρα προς τους Κυλίνδρους

Παρότι στην δεύτερη σειρά προσομοιώσεων της παραγράφου 6.3 επετεύχθη καλή ακρίβεια στην προσέγγιση τόσο της πίεσης συμπίεσεως όσο και της παραγόμενης ισχύος, εντούτοις σημειώθηκε κάποια υπερεκτίμηση της παροχής αέρος στους κυλίνδρους. Όπως θα προκύψει αναλυτικότερα από την επεξεργασία του Κεφαλαίου 7, ο καταλληλότερος τρόπος να ελεγχθεί η τελευταία είναι με μείωση του συντελεστή εκροής της βαλβίδας εξαγωγής.

Για τον σκοπό αυτό πραγματοποιήθηκαν δύο νέες σειρές προσομοιώσεων με δύο διαφορετικούς Exhaust Valve Discharge Coefficients, εκ των οποίων η τιμή του πρώτου είναι αυτή για την οποία επετεύχθησαν τα ακριβέστερα αποτελέσματα κατά την αξιολόγηση του Κεφαλαίου 7, ενώ η δεύτερη εξυπηρετεί στην εξαγωγή συμπερασμάτων σχετικά με την επίδραση της μεταβολής του συντελεστή εκροής της βαλβίδας εξαγωγής επί της λειτουργικής συμπεριφοράς και των εκπομπών. Οι ρυθμίσεις των προσομοιώσεων είναι αυτές που αναφέρονται στην Υποπαράγραφο 6.5.1. Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων δίνονται στον Πίνακα 6.5.1.

Πίνακας 6.5.1. Αποτελέσματα Προσομοιώσεων Παραγράφου 6.5

Πίνακας 6.5.1													
RPM	Load (%)	mfuel (kg/h)	Cd	Cyl Exh Temperature (C)	Brake Power (kW)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Pin (bar)	Pexh (bar)	NOx (g/kWh)	Airflow (kg/h)	Turbine Exhaust Flow Area (m2)	Air Entrainment Coefficient
83	45	1498,0	0,89	356,3	8201,2	70,7	95,8	1,99	1,8	13,1	72720	0,065042	0,718
87	50	1605,3	0,89	345,9	8858,5	77,4	100,6	2,18	1,96	12,6	81720	0,066229	0,726
94	65	2046,5	0,89	354,5	11330,9	97,3	115,5	2,74	2,44	11,8	105120	0,068914	0,600
99	75	2376,7	0,89	363,7	13265,0	113,7	126,9	3,19	2,85	12,05	120600	0,068068	0,768
103	85	2857,9	0,89	392,9	15866,2	129,1	137,2	3,61	3,23	11,3	135720	0,069285	0,895
83	45	1498,0	0,93	344,8	8202,6	70,6	95,8	1,99	1,8	13,15	75600	0,067000	0,716
87	50	1605,0	0,93	335,7	8865,5	77,4	100,6	2,18	1,96	12,6	84600	0,067939	0,724
94	65	2046,5	0,93	344,6	11332,3	96,8	115,5	2,74	2,44	11,8	109080	0,070673	0,733
99	75	2376,7	0,93	353,0	13265,0	113,2	127,0	3,19	2,85	12,1	124920	0,070000	0,770
103	85	2857,9	0,93	382,1	15874,6	128,7	137,2	3,61	3,23	11,3	140760	0,071013	0,805

Κατά τα γνωστά στον Πίνακα 6.5.1 οι πρώτες δύο στήλες αναφέρονται στο φορτίο (Load) και την ταχύτητα περιστροφής σε RPM που του αντιστοιχεί. Η τέταρτη στήλη αντιστοιχεί στην τιμή του Exhaust Valve Discharge Coefficient που χρησιμοποιήθηκε από το πρόγραμμα στην συγκεκριμένη προσομοίωση και επίσης δίνονται η πίεση στον οχετό εισαγωγής (Pin), η υπολογιζόμενη πίεση συμπίεσης (Pcomp) και μέγιστη πίεση καύσεως (Pmax), η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής (Pexh), η υπολογιζόμενη ισχύς της πέδης (Brake Power), η υπολογιζόμενη θερμοκρασία των καυσαερίων στον εξαγωγή από τον κύλινδρο ($T_{cyl\ exh}$) η παροχή καυσίμου (mfuel) και η υπολογιζόμενη αέρα (airflow) προς τους κυλίνδρους και οι εκπομπές NO_x εκφρασμένες σε g/kWh Στις τελευταίες δύο στήλες δίνονται τα μεγέθη του προγράμματος Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area.

6.5.1 Χαρακτηριστικά του Λογισμικού Προσομοιώσεως

Στην Υποπαράγραφο αυτή παρουσιάζονται οι επιλογές των ρυθμίσεων Fuel, Setup και Run_Data του λογισμικού, οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν στις προσομοιώσεις της παραγράφου 6.5.

Fuel

- Fuel density: 942 kg/m³
- Heating Value: 41233,9 -> 41230
- Define atom composition (default τιμές)

Setup

- Use Constant Injection rate
- Use Correlations for air Swirl
- Air Entrainment from Momentum
- Enable Air to Access all Zones
- Use Actual Momentum for Air Entrainment
- Use Chemical Kinetics
- Hiroyasu Soot Oxidation
- k~e
- Match exhaust pressure

Run Data

- Open Cycle Operating Data - Input from file

6.5.2 Γραφική Απεικόνιση Αποτελεσμάτων

Στην Υποπαράγραφο αυτή θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα συγκρίσεως των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων με τα πειραματικά δεδομένα. Τα μεγέθη που θα εξετασθούν είναι η ισχύς της πέδης, η πίεση συμπίεσεως, η μέγιστη πίεση καύσεως, η μέση θερμοκρασία των καυσαερίων στην εξαγωγή από τους κυλίνδρους, η παροχή αέρα στους κυλίνδρους και οι εκπομπές NO_x . Θα παρατεθούν επίσης και τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα κάθε φορτίου. Η πίεση στον οχετό εισαγωγής και η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής δεν έχει νόημα να εξετασθούν, γιατί οι τιμές των δεδομένων και των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων ταυτίζονται μονίμως.

Στα διαγράμματα 6.5.1 με 6.5.6 ως Measurements Data αναφέρονται τα δεδομένα των μετρήσεων εν πλω και ως Case 1 και Case 2 αναφέρονται οι προσομοιώσεις που εκτελεί το λογισμικό, τα χαρακτηριστικά των οποίων ανακεφαλαιώνονται ακολούθως:

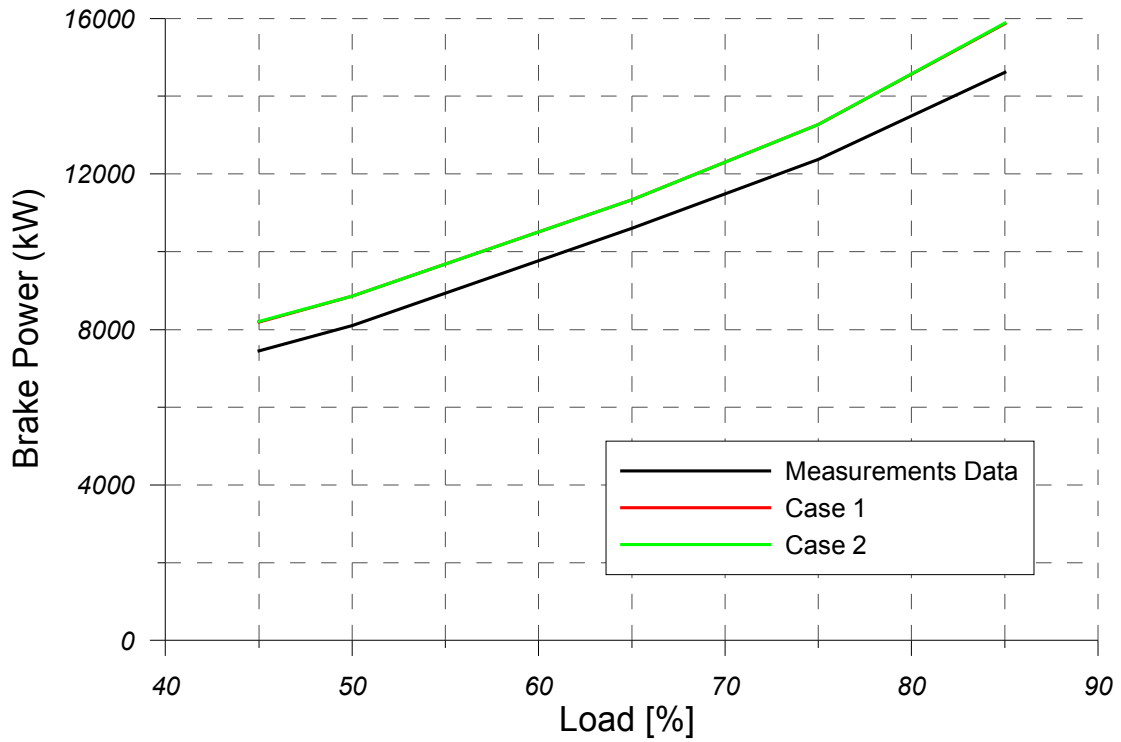
Case 1: Μειωμένες πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής αλλά με σταθερή πάντοτε την διαφορά τους, ώστε να προσεγγίζεται η πίεση συμπίεσεως, AEC τέτοιος για κάθε φορτίο ώστε να προσεγγίζεται η μέγιστη πίεση καύσεως, και $Cd=0,89$

Case 2: Μειωμένες πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής με σταθερή πάντοτε την διαφορά τους, ώστε να προσεγγίζεται η πίεση συμπίεσεως, AEC μέσω της επιλογής Calibrate Peak Combustion Pressure ώστε να προσεγγίζεται η μέγιστη πίεση καύσεως σε κάθε φορτίο, και $Cd=0,93$

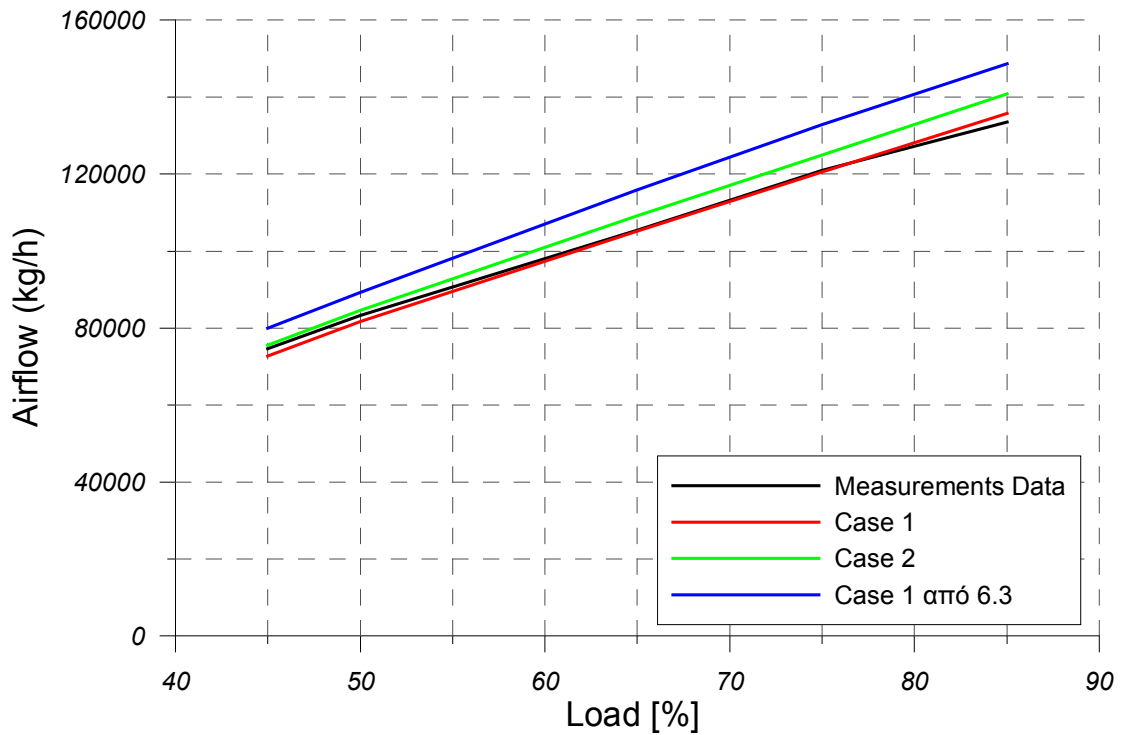
Από το διάγραμμα 6.5.2 διαπιστώνεται αυτό που πρωτίστως ενδιαφέρει στην παράγραφο αυτή, δηλαδή το ότι η μείωση της τιμής του συντελεστή εκροής της βαλβίδας εξαγωγής στην τιμή $Cd=0,89$, όπως και στην περίπτωση του Κεφαλαίου 7, οδηγεί σε πολύ καλή προσέγγιση των απολύτων τιμών της υπολογιζόμενης παροχής αέρα, με σφάλμα κάτω του 2,5%. Η μορφή της πειραματική καμπύλης προσεγγίζεται ούτως η άλλως. Επίσης, όπως είναι λογικό, φαίνεται ότι όσο μειώνεται ο συντελεστής εκροής τόσο μειώνεται και η παροχή αέρα προς τους κυλίνδρους.

Κατά τα άλλα, στο διάγραμμα 6.5.1. επανεμφανίζεται το ζήτημα της σχετικής υπερεκτιμήσεως της ισχύος σε αμφότερες περιπτώσεις, με σφάλμα κυμαινόμενο μεταξύ 7-10% σύμφωνα με τον Πίνακα 6.5.2, καθώς δεν χρησιμοποιήθηκε η αναθεωρημένη παροχή καυσίμου. Φαίνεται επίσης ότι η μεταβολή του συντελεστή εκροής δεν έχει επίπτωση στην υπολογιζόμενη ισχύ, καθώς οι δύο καμπύλες πρακτικά ταυτίζονται.

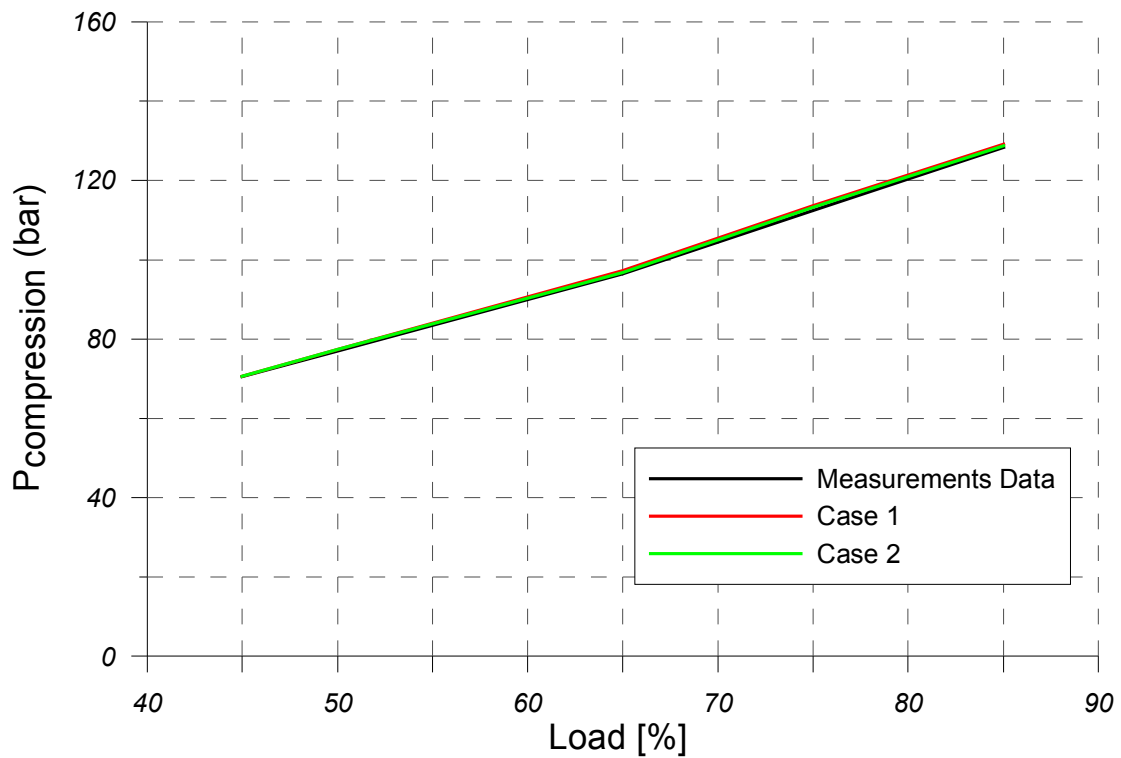
Από τα διαγράμματα 6.5.3 και 6.5.4. φαίνεται αντίστοιχα ότι η πίεση συμπίεσεως και η μέγιστη πίεση καύσεως υπολογίζονται επακριβώς και για τους δύο συντελεστές, οπότε, δεδομένου ότι οι πιέσεις στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής δεν έχουν μεταβληθεί, προκύπτει ότι η μεταβολή του συντελεστή εκροής δεν επηρεάζει την πίεση συμπίεσεως. Όσον αφορά την μέγιστη πίεση καύσεως, όμως, επειδή όπως φαίνεται και στον Πίνακα 6.5.1 πρέπει να αυξηθούν οι συντελεστές Air Entrainment Coefficient, καθώς μειώνεται ο συντελεστής Exhaust Valve Discharge Coefficient, για να παραμείνει η απόλυτη τιμή της η ίδια, και γνωρίζοντας ότι ο AEC ασκεί ισχυρή ομόσημη επίδραση επί της μέγιστης πίεσεως καύσεως, συμπεραίνουμε ότι η μεταβολή του συντελεστή εκροής της βαλβίδας εξαγωγής ασκεί και αυτή ομόσημη επίδραση σε αυτήν.



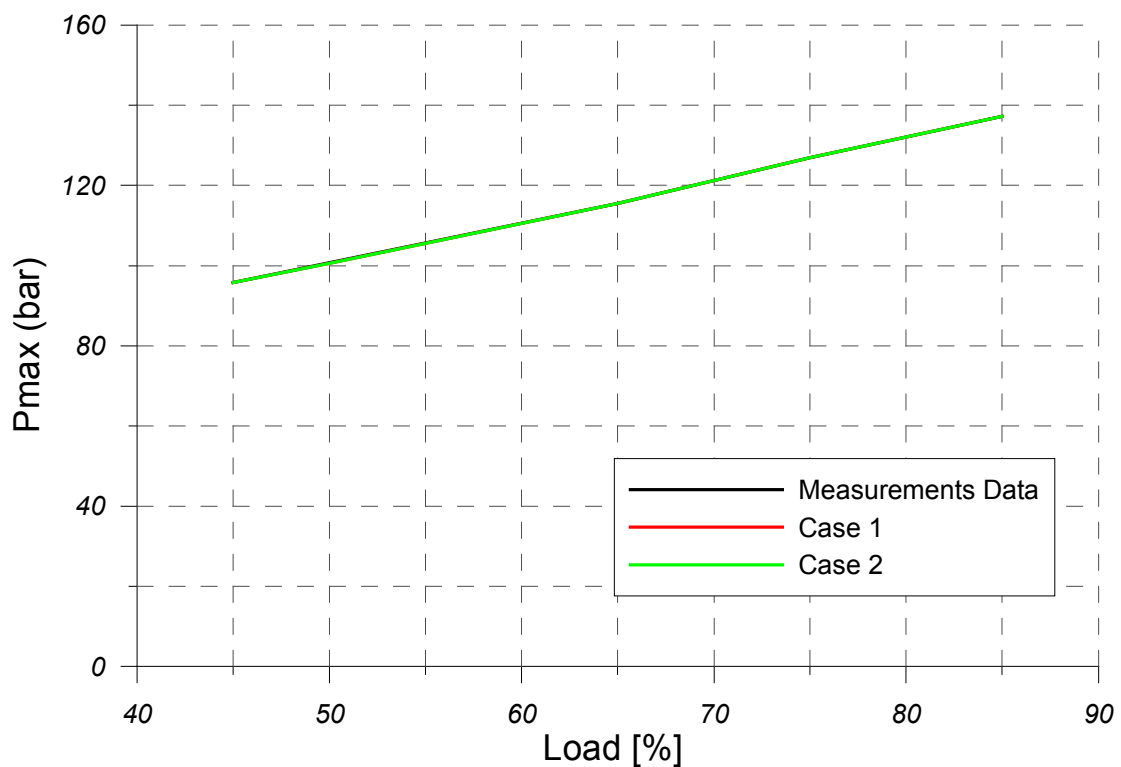
Διάγραμμα 6.5.1 Σύγκριση Πειραματικής (Πέδη) και Υπολογιζόμενης Ισχύος



Διάγραμμα 6.5.2. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Παροχής Αέρα



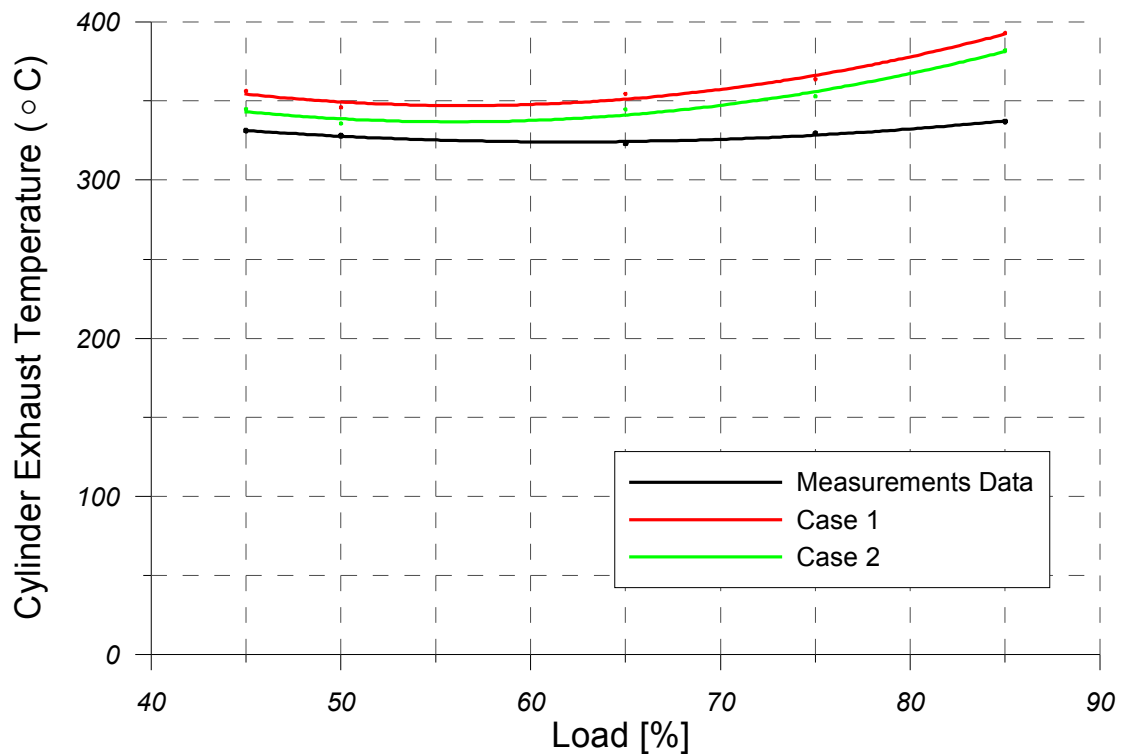
Διάγραμμα 6.5.3. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Πίεσεως Συμπίεσεως



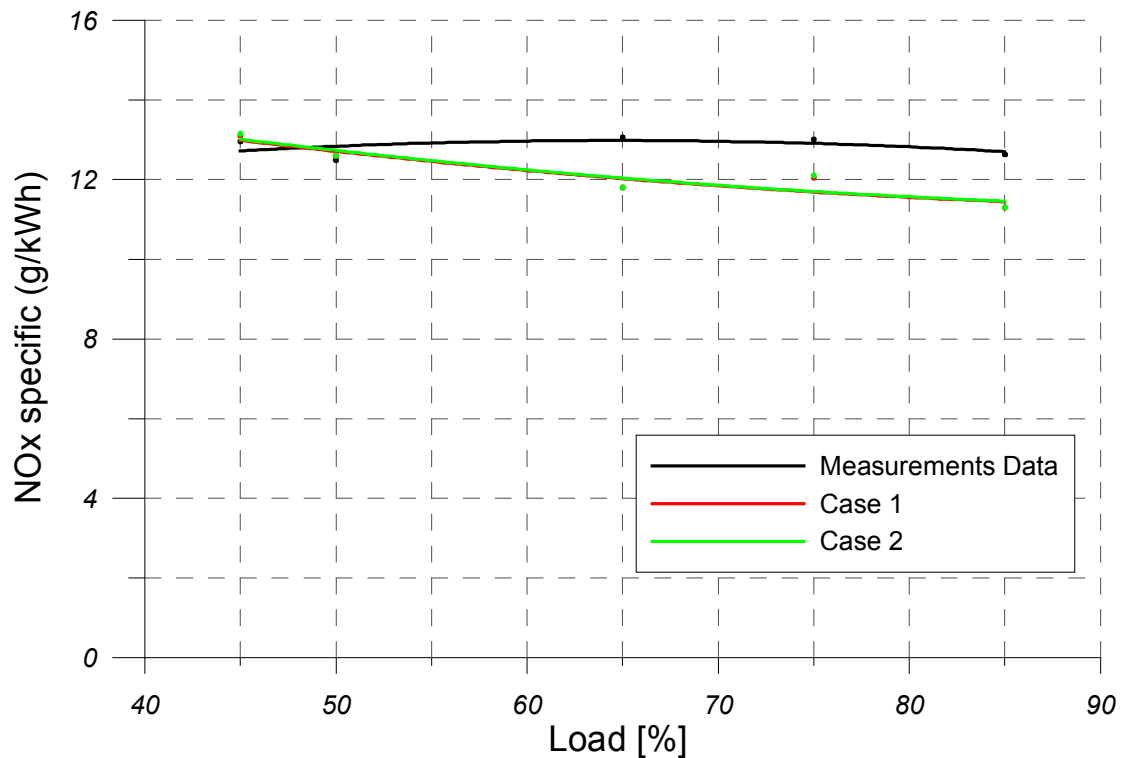
Διάγραμμα 6.5.4. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Μεγίστης Πίεσεως Καύσεως

Από το διάγραμμα 6.5.5 διαπιστώνεται ότι η θερμοκρασία του καυσαερίου στην εξαγωγή υπερεκτιμάται με απόκλιση που αυξάνεται στα μεγάλα φορτία, όπου οι καμπύλες των προσομοιώσεων αυξάνονται με μεγαλύτερη κλίση από την πειραματική. Έτσι, στην πρώτη περίπτωση το σφάλμα αυξάνει από 9% σε 16,5% και

στην δεύτερη αυξάνει από 6,5% σε 13,5% για τα φορτία άνω του 65% του ονομαστικού, ενώ στα χαμηλότερα η ακρίβεια είναι αποδεκτή. Επιβεβαιώνεται επίσης και ότι η υπάρχει ετερόσημη επίδραση της μεταβολής του συντελεστή εκροής της βαλβίδος εξαγωγής σε αυτήν.



Διάγραμμα 6.5.5. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Θερμοκρασίας Καυσαερίου στην Έξοδο από τους Κυλίνδρους

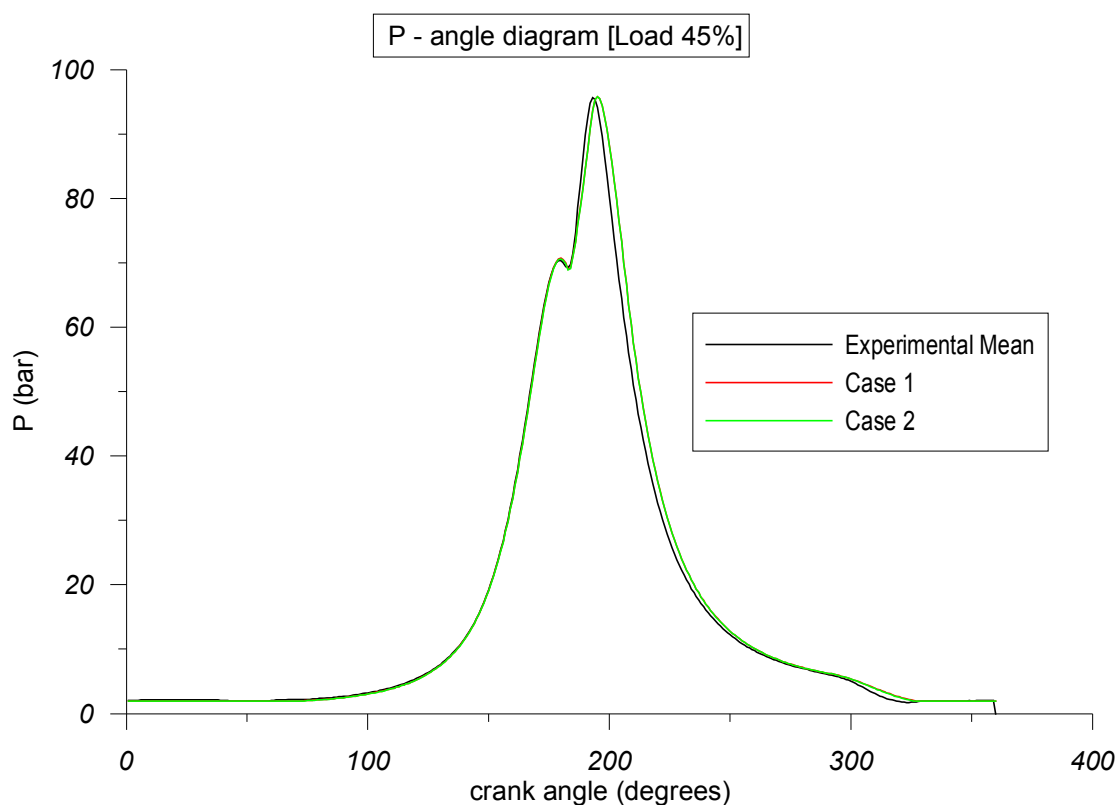


Διάγραμμα 6.5.6. Σύγκριση Πειραματικών και Υπολογιζόμενων Εκπομπών NOx

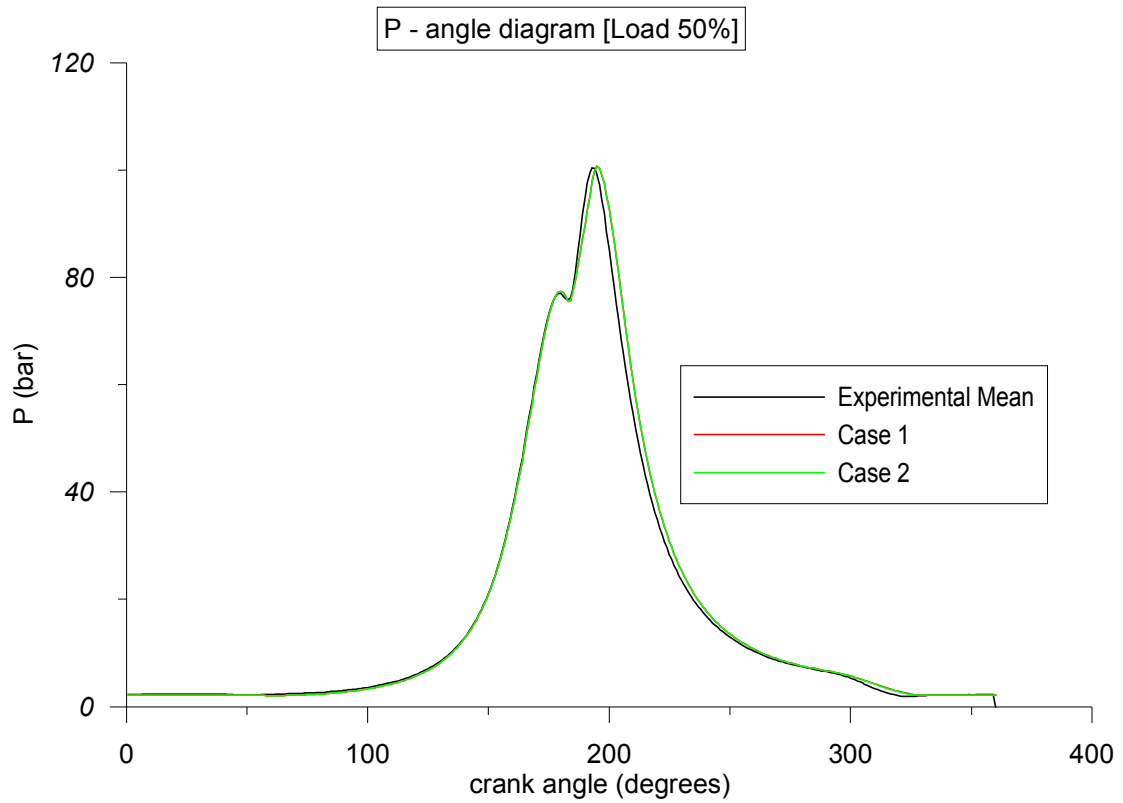
Τέλος, στο διάγραμμα 6.5.6 διακρίνεται το ότι οι υπολογιζόμενες εκπομπές τα NO_x εξακολουθούν να παρουσιάζουν πτωτική τάση με σχετική υποεκτίμηση, η απόκλιση της οποίας αυξάνει για φορτία μεγαλύτερα του 55% του ονομαστικού. Παρόλα αυτά, όπως φαίνεται και στον Πίνακα 6.5.2, τα σφάλματα δεν υπερβαίνουν ποτέ το $\pm 10,5\%$, οπότε λαμβάνοντας υπ' όψιν και την δυσκολία προβλέψεως των εκπομπών ρύπων η ακρίβειά τους είναι αποδεκτή. Εξάλλου, δεδομένου ότι δεν έχουν ακόμα προσεγγιστεί οι συνθήκες στον θάλαμο καύσης με τον πλέον ιδανικό τρόπο, καθότι δεν έχει διορθωθεί στην παράγραφο αυτή η παροχή καυσίμου, επιφυλασσόμεθα για την οριστική αξιολόγηση στην παράγραφο 5.7. Μπορεί όμως να επισημανθεί εδώ ότι η μείωση του συντελεστή εκροής και η πτώση της παροχής αέρα δεν επέφερε ουσιαστικές μεταβολές τις εκπομπές.

Στα σχήματα 6.5.7 με 6.5.11 δίνονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα του κινητήρα στο αντίστοιχο φορτίο. Από τα δεδομένα των μετρήσεων έχει υπολογιστεί στα πλαίσια παράλληλης διερεύνησης ένας θεωρητικός κύλινδρος καλούμενος experimental mean ως μέσος κύλινδρος του 7-κύλινδρου υπό εξέταση κινητήρα.. Αυτός θα χρησιμοποιηθεί για την σύγκριση με τον υπολογιζόμενο από το λογισμικό μέσο κύλινδρο.

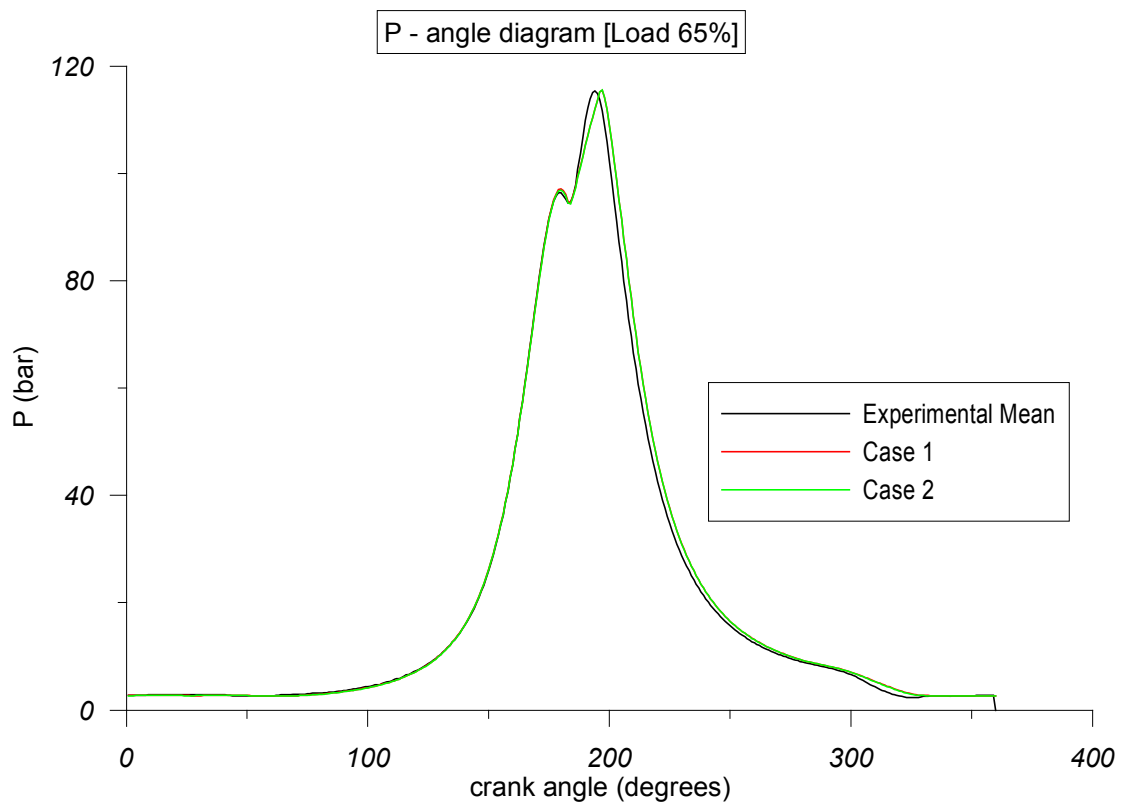
Στα σχήματα 6.5.7-11 καθίσταται εμφανές ότι η μεταβολή του συντελεστή εκροής δεν επηρεάζει ουσιαστικώς το ιστορικό της πίεσεως εντός του κυλίνδρου, καθώς τα εκάστοτε υπολογιζόμενα δυναμοδεικτικά πρακτικώς ταυτίζονται. Αυτό είναι αναμενόμενο διότι έχει διατηρηθεί η διαφορά πιέσεων εισαγωγής-εξαγωγής με αποτέλεσμα να μην επηρεάζεται η απόπλυση. Σημειωτέον ακόμη ότι δεν διαπιστώνεται ταχύτερη πτώση πίεσεως μετά το άνοιγμα της βαλβίδος εξαγωγής για υψηλότερο συντελεστή εκροής, οπότε το ζήτημα αυτό εξακολουθεί να υφίσταται, όπως συνεχίζει να παρατηρείται και μία ελαφρά υστέρηση στην γωνία εμφάνισης της μέγιστης πίεσεως καύσεως.



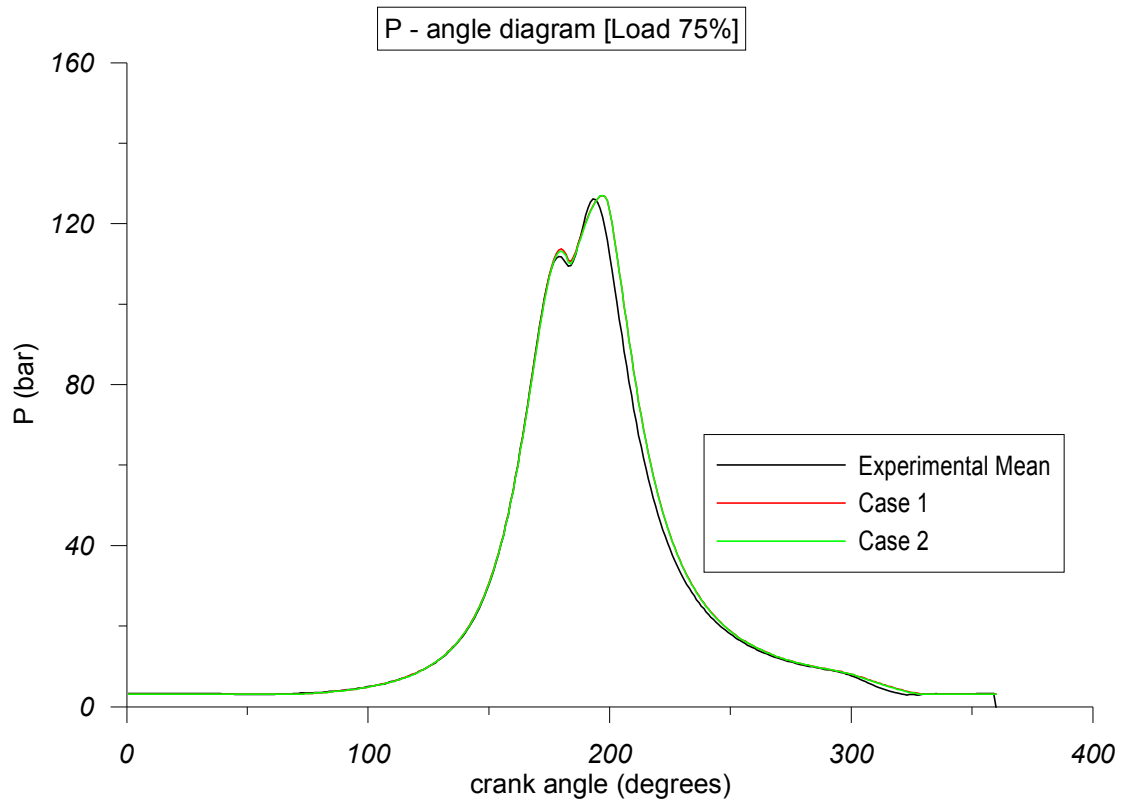
Σχήμα 6.5.7. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Μέσου Κυλίνδρου και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 45%



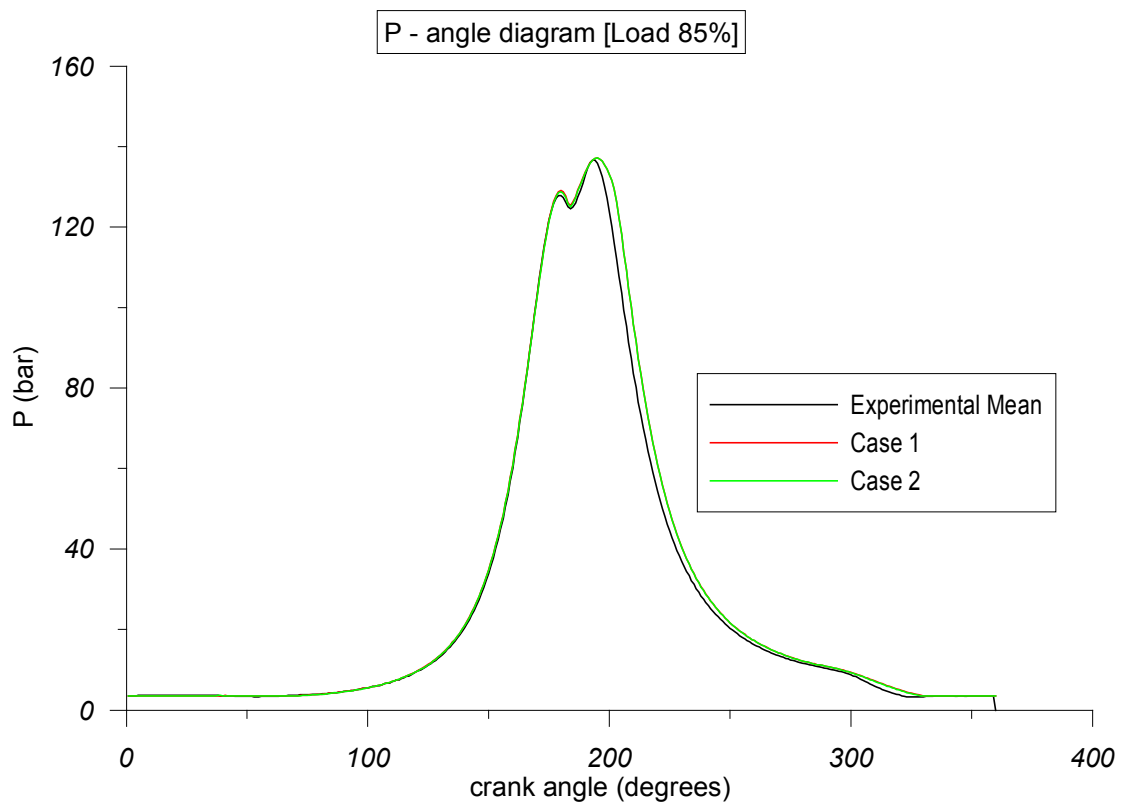
Σχήμα 6.5.8. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Μέσου Κυλίνδρου και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 50%



Σχήμα 6.5.9. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Μέσου Κυλίνδρου και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 65%



Σχήμα 6.5.10. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Μέσου Κυλίνδρου και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 75%



Σχήμα 6.5.11. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Μέσου Κυλίνδρου και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 85%

6.5.3 Αξιολόγηση Σφάλματος μεταξύ Πειραματικών Δεδομένων και Προσομοιώσεων

Στην Υποπαράγραφο αυτή δίνεται ο Πίνακας 6.5.2, που περιέχει αναλυτικά τα σφάλματα σε κάθε φορτίο μεταξύ πειραματικής και υπολογιζόμενης τιμής του εκάστοτε υπό εξέταση μεγέθους. Στον πίνακα αυτόν σε κάθε μέγεθος αντιστοιχούν τρεις στήλες. Στα κελιά κάτω από τους τίτλους Data, Case 1 και Case 2 αναγράφονται οι απόλυτες τιμές των πειραματικών μετρήσεων, της πρώτης και της δεύτερης σειράς προσομοιώσεων αντίστοιχα. Στα κελιά κάτω από τη γραμμή Error υπό τον τίτλο Case 1 ή Case 2 δίνεται το ποσοστιαίο σφάλμα μεταξύ υπολογιζόμενης και πειραματικής τιμής για το αντίστοιχο φορτίο (υπό τον τίτλο Load) και την αντίστοιχη προσομοίωση. Η αναλυτική καταγραφή των σφαλμάτων εξυπηρετεί τον σχολιασμό των διαγραμμάτων 6.5.1-6.5.6 της Υποπαράγραφου 6.5.2.

Πίνακας 6.5.2. Ποσοστιαίο Σφάλμα Συνάρτησε του Φορτίου μεταξύ Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Τιμής για τα υπό Εξέταση Μεγέθη της Παραγράφου 6.5

Πίνακας 6.5.2								
Brake Power (kW)			Pcompression (bar)			NOx (gr/kWh)		
Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2
7450,39	8201,2	8202,6	70,43	70,7	70,6	12,96	13,1	13,15
8098,2	8858,5	8865,5	77,06	77,4	77,4	12,49	12,6	12,6
10604,5	11330,9	11332,3	96,47	97,3	96,8	13,06	11,8	11,8
12376,6	13265	13265	112,41	113,7	113,2	13,01	12,05	12,1
14612,5	15866,2	15874,6	128,26	129,1	128,7	12,63	11,3	11,3
Error (%)			Error (%)			Error (%)		
Load (%)	Case 1	Case 2	Load (%)	Case 1	Case 2	Load (%)	Case 1	Case 2
45	10,08	10,10	45	0,38	0,24	45	1,08	1,47
50	9,39	9,47	50	0,44	0,44	50	0,88	0,88
65	6,85	6,86	65	0,86	0,34	65	-9,65	-9,65
75	7,18	7,18	75	1,15	0,70	75	-7,38	-6,99
85	8,58	8,64	85	0,65	0,34	85	-10,53	-10,53
Airflow (kg/h)			Pmax (bar)			Cyl Exh Temperature (°C)		
Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2
74600	72720	75600	95,83	95,8	95,8	331,25	356,3	344,8
83329	81720	84600	100,67	100,6	100,6	327,99	345,9	335,7
105390	105120	109080	115,51	115,5	115,5	323,28	354,5	344,6
121039	120600	124920	127	126,9	127	329,55	363,7	353
133538	135720	140760	137,2	137,2	137,2	336,99	392,9	382,1
Error (%)			Error (%)			Error (%)		
Load (%)	Case 1	Case 2	Load (%)	Case 1	Case 2	Load (%)	Case 1	Case 2
45	-2,52	1,34	45	-0,03	-0,03	45	7,56	4,09
50	-1,93	1,53	50	-0,07	-0,07	50	5,46	2,35
65	-0,26	3,50	65	-0,01	-0,01	65	9,66	6,59
75	-0,36	3,21	75	-0,08	0,00	75	10,36	7,12
85	1,63	5,41	85	0,00	0,00	85	16,59	13,39

6.6 Βαθμονόμηση για Καλλίτερη Πρόβλεψη της Ισχύος, της Πίεσεως Συμπιέσεως και της Παροχής Αέρος προς τους Κυλίνδρους

Στην παράγραφο αυτή πραγματοποιείται το τελευταίο βήμα για την σωστή προσέγγιση των συνθηκών καύσεως. Συνδυάζονται οι μέθοδοι της διορθώσεως των πιέσεων εισαγωγής και εξαγωγής, ώστε να προσεγγίζεται η πίεση συμπίεσεως, και της αναθεωρήσεως της παροχής καυσίμου, ώστε να προσεγγίζεται η ισχύς, με την

επιλογή καταλλήλου συντελεστού εκροής της βαλβίδος, ώστε να προσεγγίζεται η παροχή αέρος.

Δηλαδή θα χρησιμοποιηθεί η αναθεωρημένη παροχή καυσίμου από τον Πίνακα 6.3.3. Θα ληφθεί Exhaust Valve Discharge Coefficient ίσος με 0,89 και θα γίνουν δοκιμές μειώνοντας τις πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής αλλά κρατώντας πάντοτε σταθερή την διαφορά τους, η οποία επηρεάζει την απόπλυση, ώστε να προσεγγίζεται κατά τον καλύτερο δυνατό τρόπο η πίεση συμπίεσεως. Οι νέες τιμές που προέκυψαν για τις πιέσεις αυτές δίνονται στον Πίνακα 6.6.1. Εν συνεχεία θα εκτελεστούν δύο νέες σειρές προσομοιώσεων, μία με κατάλληλο Air Entrainment Coefficient σε κάθε φορτίο ώστε να προσεγγίζεται η μέγιστη πίεση καύσεως και μία με κοινό AEC σε όλα τα φορτία ίσο με τον μέσο όρο των προκυψάντων από την προηγούμενη. Τα αποτελέσματα των δύο αυτών σειρών προσομοιώσεων δίνονται στον Πίνακα 6.6.2.

Οι ρυθμίσεις των προσομοιώσεων είναι πάντοτε αυτές που αναφέρονται στη Υποπαράγραφο 6.6.1. Η προπορεία του κινητήρα σε κάθε φορτίο λαμβάνεται ως ο μέσος όρος των προπορειών των εφτά κυλίνδρων στο φορτίο αυτό και στρογγυλοποιείται στον πλησιέστερο ακέραιο, εν προκειμένω παντού στις 3°.

Πίνακας 6.6.1. Πίεση στον Οχετό Εισαγωγής και Μέση Πίεση στον Οχετό Εξαγωγής σε κάθε φορτίο πριν και μετά την τροποποίησή τους προς ακριβέστερο υπολογισμό της Πιέσεως Συμπίεσεως

Πίνακας 6.6.1					
Δεδομένα		Τροποποίηση		Μεταβολή (%)	
Pin (bar)	Pexh (bar)	New Pin (bar)	New Pexh (bar)	Pin	Pexh
2,063	1,873	1,98	1,79	-4,02	-4,43
2,263	2,043	2,17	1,95	-4,11	-4,55
2,763	2,463	2,72	2,42	-1,56	-1,75
3,263	2,923	3,15	2,81	-3,46	-3,86
3,613	3,233	3,58	3,2	-0,91	-1,02

Πίνακας 6.6.2. Αποτελέσματα Προσομοιώσεων Παραγράφου 6.6

Πίνακας 6.6.2														
RPM	Load (%)	mfuel (kg/h)	Cd	Cyl Exh Temperature (C)	Brake Power (kW)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Pin (bar)	Pexh (bar)	NOx (gr/kWh)	Airflow (kg/h)	Turbine Exhaust Flow Area (m ²)	Air Entrainment Coefficient	Advance (°)
83	45	1360,6	0,89	324,3	7562,8	70,4	95,9	1,98	1,79	13,53	72720	0,063845	0,741	2,6->3
87	50	1466,8	0,89	318	8202,6	77	100,7	2,17	1,95	12,77	81360	0,064816	0,747	2,6->3
94	65	1914,1	0,89	333,2	10700,9	96,4	115,5	2,72	2,42	11,92	104796	0,067935	0,744	2,9->3
99	75	2215,7	0,89	342,8	12476,8	112,3	127	3,15	2,81	12,08	119196	0,067027	0,774	2,8->3
103	85	2629,5	0,89	364,4	14798	128,3	137,2	3,58	3,2	11,36	134496	0,067638	0,805	3,2->3
83	45	1360,6	0,89	322,3	7602	70,4	98,6	1,98	1,79	14,26	72720	0,06371	0,762	2,6->3
87	50	1466,8	0,89	316,3	8243,9	77,1	102,9	2,17	1,95	13,41	81360	0,064696	0,762	2,6->3
94	65	1914,1	0,89	331,5	10757,6	96,4	117,9	2,72	2,42	12,44	104760	0,06783	0,762	2,9->3
99	75	2215,7	0,89	343,8	12433,4	112,3	125,7	3,15	2,81	11,86	119160	0,067104	0,762	2,8->3
103	85	2629,5	0,89	368	14646,1	128,3	133,2	3,58	3,2	11,27	134640	0,067854	0,762	3,2->3

Κατά τα γνωστά στον Πίνακα 6.6.2 οι πρώτες δύο στήλες αναφέρονται στο φορτίο (Load) και την ταχύτητα περιστροφής σε RPM που του αντιστοιχεί. Η τέταρτη στήλη αντιστοιχεί στην τιμή του Exhaust Valve Discharge Coefficient που

χρησιμοποιήθηκε από το πρόγραμμα και επίσης δίνονται η πίεση στον οχετό εισαγωγής (P_{in}), η υπολογιζόμενη πίεση συμπίεσεως (P_{comp}) και μέγιστη πίεση καύσεως (P_{max}), η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής (P_{exh}), η υπολογιζόμενη ισχύς της πέδης (Brake Power), η υπολογιζόμενη θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδο από τους κυλίνδρους ($T_{cyl\,exh}$) η παροχή καυσίμου (m_{fuel}) και η υπολογιζόμενη αέρα (airflow) προς τους κυλίνδρους και οι εκπομπές NO_x εκφρασμένες σε g/kWh. Στις δύο προτελευταίες στήλες δίνονται τα μεγέθη του προγράμματος Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area και στην τελευταία η στρογγυλοποιημένη προπορεία εγχύσεως του καυσίμου.

6.6.1 Χαρακτηριστικά του Λογισμικού Προσομοιώσεως

Στην Υποπαράγραφο αυτή παρουσιάζονται οι επιλογές των ρυθμίσεων Fuel, Setup και Run_Data του λογισμικού, οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν στις προσομοιώσεις της παραγράφου 6.5.

Engine: 7S60MC_C

Fuel

- Fuel density: 942 kg/m³
- Heating Value: 41233,9 -> 41230
- Define atom composition (default τιμές)

Setup

- Use Constant Injection rate
- Use Correlations for air Swirl
- Air Entrainment from Momentum
- Enable Air to Access all Zones
- Use Actual Momentum for Air Entrainment
- Use Chemical Kinetics
- Hiroyasu Soot Oxidation
- k~e
- Match exhaust pressure

Run Data

- Open Cycle Operating Data - Input from file

6.6.2 Γραφική Απεικόνιση Αποτελεσμάτων

Στην Υποπαράγραφο αυτή θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα συγκρίσεως των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων με τα πειραματικά δεδομένα. Τα μεγέθη που θα εξετασθούν είναι η ισχύς της πέδης, η πίεση συμπίεσεως, η μέγιστη πίεση καύσεως, η μέση θερμοκρασία των καυσαερίων κατά την εξαγωγή από τους κυλίνδρους, η παροχή αέρα στους κυλίνδρους και οι εκπομπές NO_x . Θα παρατεθούν επίσης και τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα πίεσεως κάθε φορτίου. Η πίεση στον οχετό εισαγωγής και η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής δεν έχει νόημα να εξετασθούν, γιατί οι τιμές των δεδομένων και των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων ταυτίζονται μονίμως.

Στα διαγράμματα 6.6.1 με 6.6.6 ως Measurements Data αναφέρονται τα εν μέρει τροποποιημένα δεδομένα των μετρήσεων εν πλω και ως Case 1 και Case 2 αναφέρονται οι προσομοιώσεις που εκτελεί το λογισμικό, τα χαρακτηριστικά των οποίων ανακεφαλαιώνονται ακολούθως:

Case 1: Μειωμένες πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής ώστε να προσεγγίζεται η πίεση συμπίεσεως, με σταθερή πάντοτε την διαφορά τους, AEC τέτοιος για κάθε φορτίο ώστε να προσεγγίζεται η μέγιστη πίεση καύσεως, αναθεωρημένη παροχή καυσίμου ώστε να προσεγγίζεται η ισχύς, και $Cd=0,89$ ώστε να προσεγγίζεται η παροχή αέρος

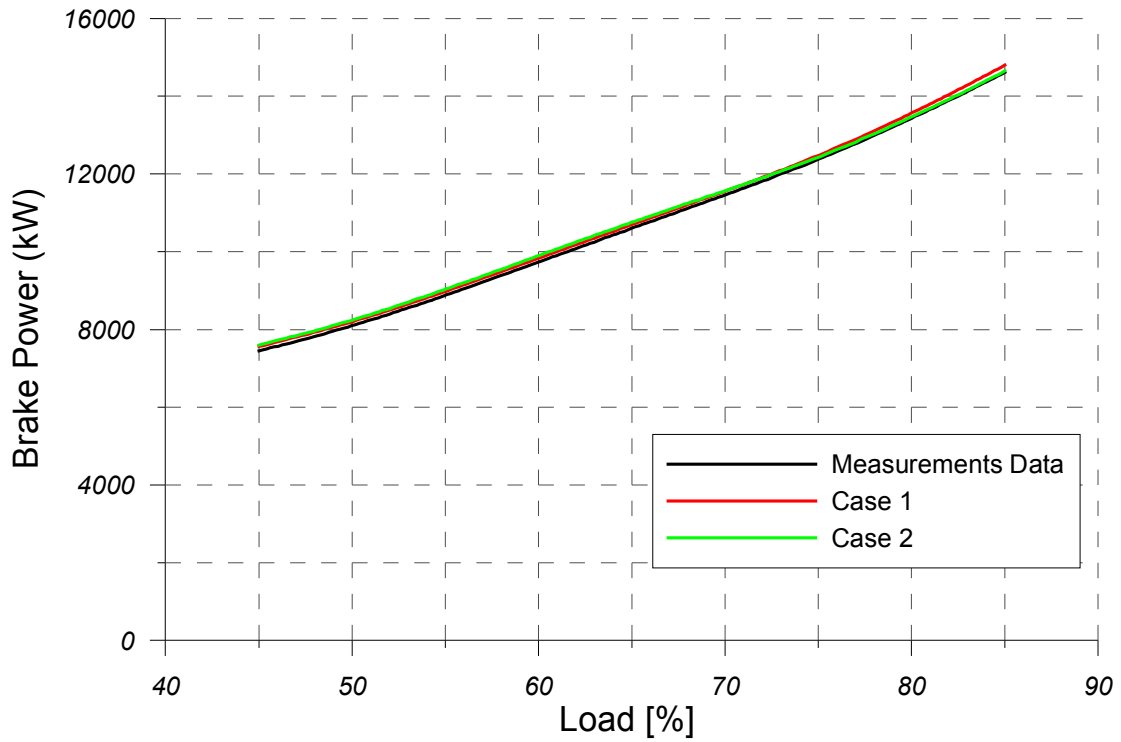
Case 2: Τροποποιημένες πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής ώστε να προσεγγίζεται η πίεση συμπίεσεως, με σταθερή πάντοτε την διαφορά τους, AEC κοινός για όλα τα φορτία ίσος με τον μέσο όρο αυτών της Case 1, αναθεωρημένη παροχή καυσίμου ώστε να προσεγγίζεται η ισχύς, και $Cd=0,89$ ώστε να προσεγγίζεται η παροχή αέρος

Στο διάγραμμα 6.6.1 φαίνεται ότι είτε με βαθμονομημένο είτε με κοινό Air Entrainment Coefficient η πειραματική ισχύς της πέδης προσεγγίζεται με πάρα πολύ καλή ακρίβεια, τόσο σαν μορφή καμπύλης όσο και ως απόλυτες τιμές. Το ίδιο ισχύει και για την παροχή αέρα προς τους κυλίνδρους, η σύγκριση των υπολογιζομένων τιμών της οποίας με τα πειραματικά δεδομένα δίνεται στο διάγραμμα 6.6.2. Η απόκλιση σύμφωνα με τον Πίνακα 6.6.3 δεν ξεπερνά το $\pm 2\%$ και $\pm 2,5\%$ για την ισχύ και την παροχή αέρα αντίστοιχα.

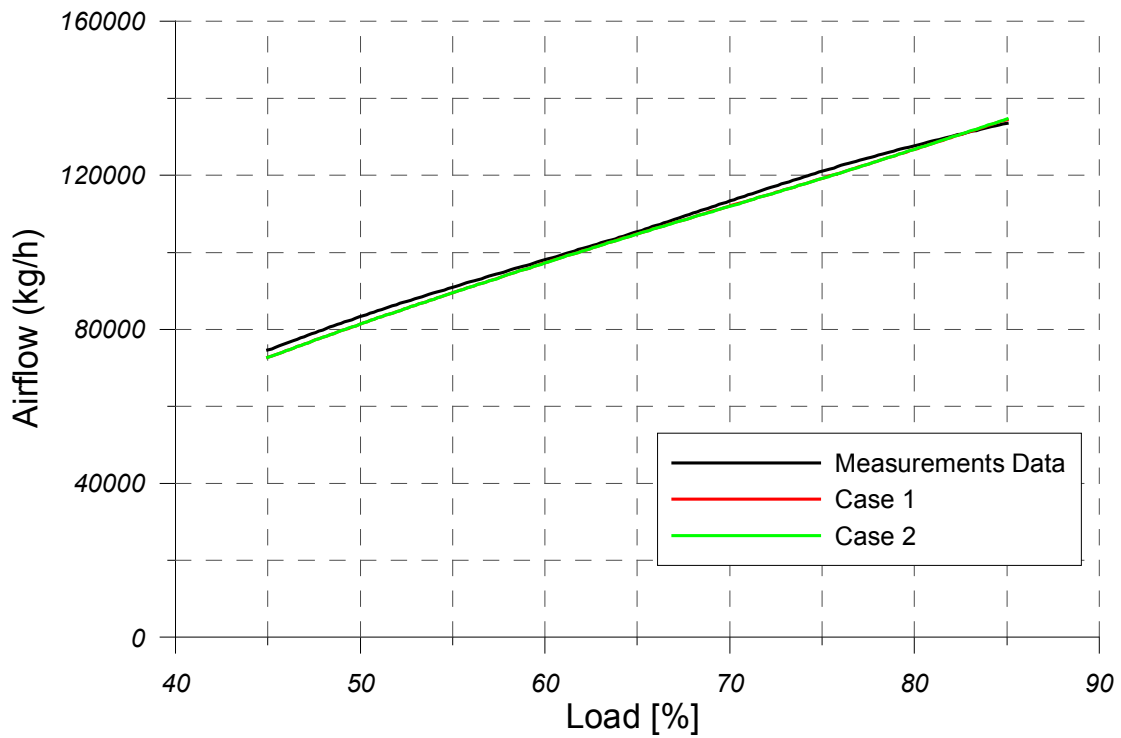
Από το διάγραμμα 6.6.3 παρατηρούμε ότι η χρήση μέσου ή βαθμονομημένων AEC δεν επιφέρει ουσιώδεις διαφορές στην καμπύλη της θερμοκρασίας καυσαερίων. Σε σχέση με την πειραματικές τιμές οι απόλυτες τιμές που υπολογίζονται χαρακτηρίζονται εν γένει από καλή ακρίβεια στα περισσότερα σημεία λειτουργίας, με σφάλμα εντός του $\pm 4,5\%$, εκτός από το 85% του ονομαστικού φορτίου όπου το σφάλμα αυξάνει σε 8-9%, το οποίο εξακολουθεί πάντως να είναι αποδεκτό.

Στο σχήμα 6.6.4 η υπολογιζόμενη πίεση συμπίεσεως πρακτικά ταυτίζεται με την πειραματική καμπύλη, γεγονός λογικό εφόσον έχει υποστεί βαθμονόμηση. Το ίδιο ισχύει και για την μέγιστη πίεση καύσεως στην περίπτωση των βαθμονομημένων AEC, όπως παρατηρείται από το σχήμα 6.6.5, ενώ στην δεύτερη περίπτωση με τον κοινό AEC εξακολουθεί να υπάρχει πολύ καλή ακρίβεια με σφάλμα εντός ενός περιθωρίου $\pm 3\%$. Η μόνη διαφορά είναι ότι λόγω της ομόσημης επιδράσεως του AEC παρατηρείται μικρή υπερεκτίμηση σε σχέση με την πειραματική καμπύλη στα μεσαία φορτία και μικρή υποεκτίμηση στα μεγάλα.

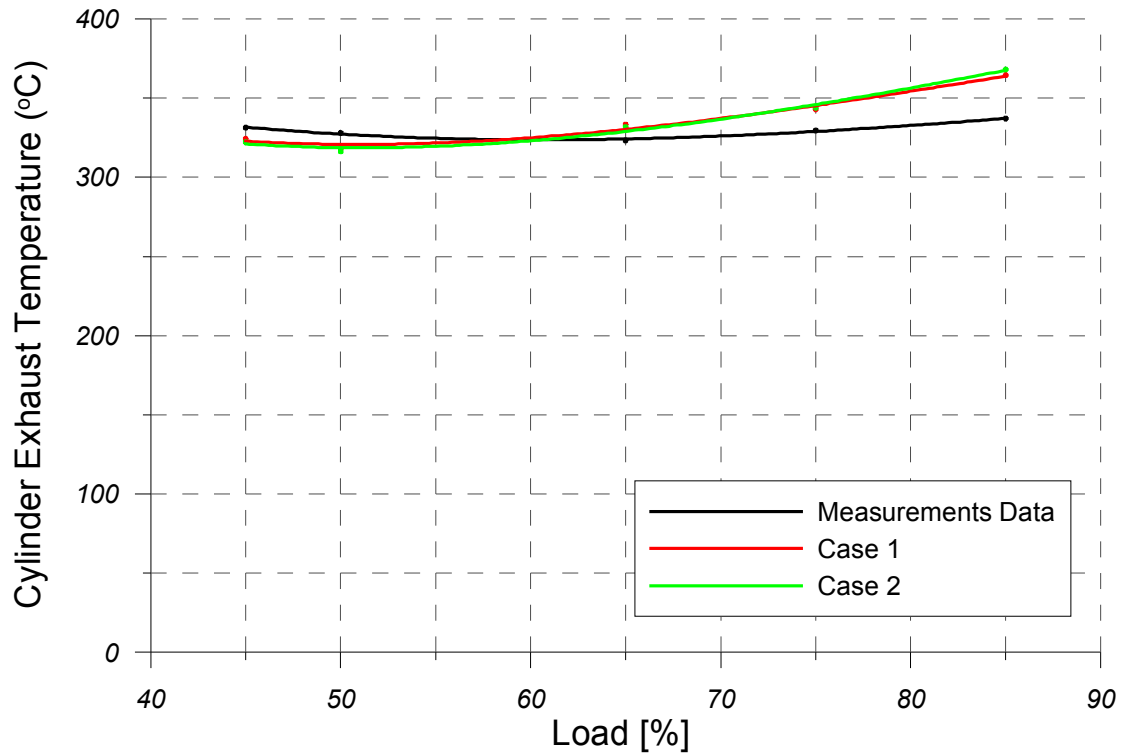
Έχοντας πλέον προσομοιώσει με πολύ ικανοποιητική ακρίβεια τις συνθήκες στον κύλινδρο κατά την έναρξη της καύσεως μπορούμε να καταλήξουμε σε ασφαλή συμπεράσματα όσον αφορά την προβλεπτική ικανότητα του μοντέλου σχετικά με τις εκπομπές NO_x , με βάση το διάγραμμα 6.6.6. Κατά πρώτο λόγο παρατηρούμε ότι στις υπολογιζόμενες καμπύλες σημειώνεται μία μικρή υπερεκτίμηση σε σχέση με την πειραματική στα φορτία κάτω του 50-55% του ονομαστικού με απόκλιση που βαίνει μειούμενη και εξελίσσεται σε υποεκτίμηση για τα υψηλότερα φορτία. Κατά δεύτερο λόγο μπορούμε να παρατηρήσουμε συμβουλευόμενοι και τον Πίνακα 6.6.3 ότι η χρήση βαθμονομημένου Air Entrainment Coefficient σε κάθε φορτίο οδηγεί σε καλύτερη πρόβλεψη των εκπομπών, αλλά η ακρίβεια είναι ικανοποιητική και στις δύο περιπτώσεις, αφού το σφάλμα ποτέ δεν ξεπερνά το 11% και η απόλυτή τιμή του είναι στα περισσότερα φορτία σημαντικά χαμηλότερη, αρκετά κάτω του 10%. Επομένως μπορεί να γίνει πρόβλεψη αποδεκτής ακρίβειας και με τις δύο μεθόδους.



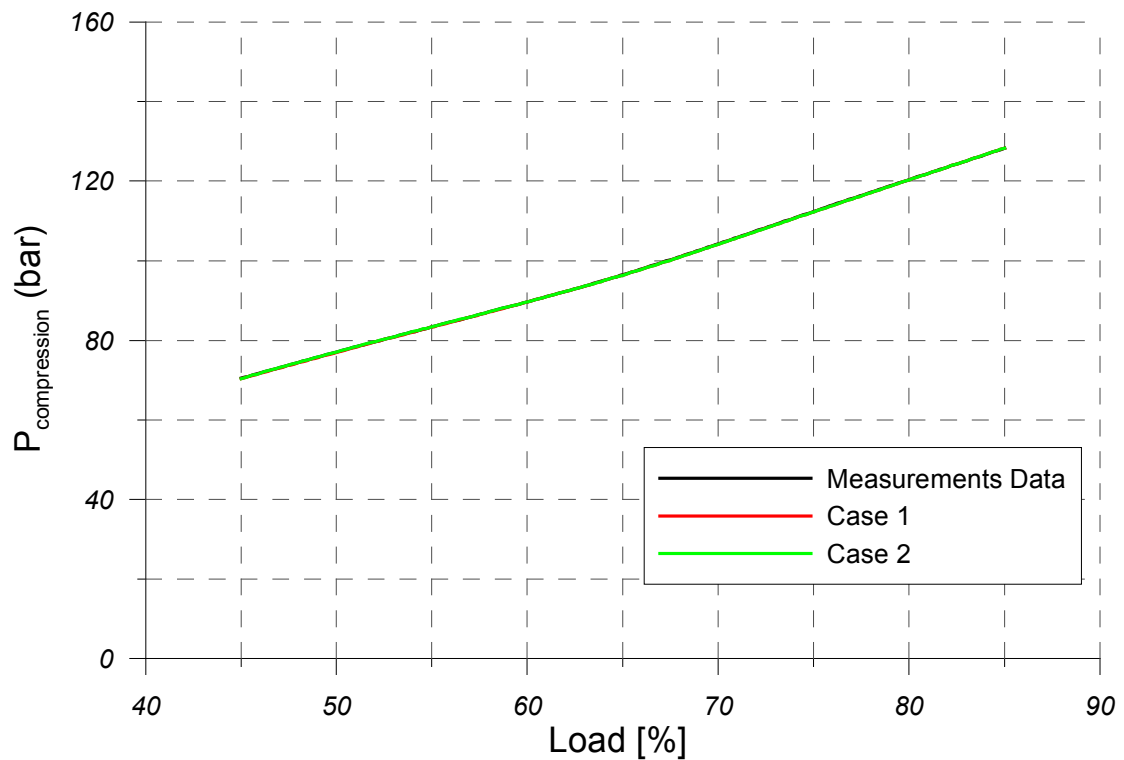
Διάγραμμα 6.6.1 Σύγκριση Πειραματικής (Πέδη) και Υπολογιζόμενης Ισχύος



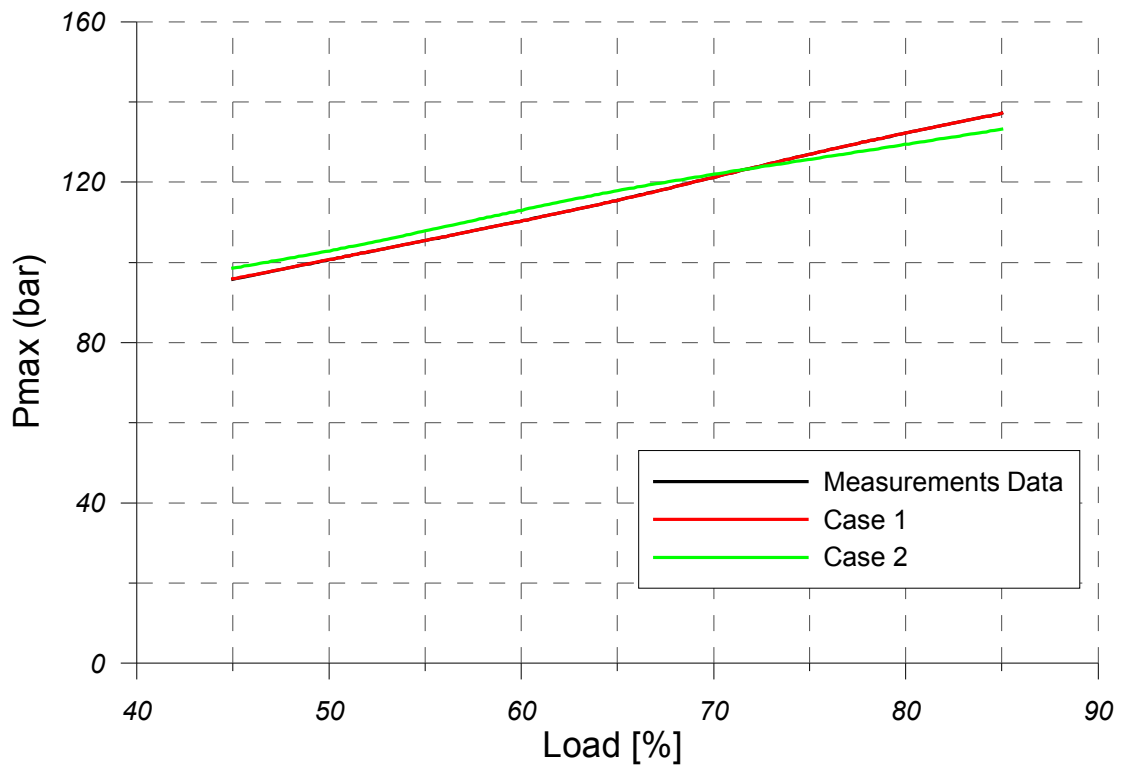
Διάγραμμα 6.6.2 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Παροχής Αέρα



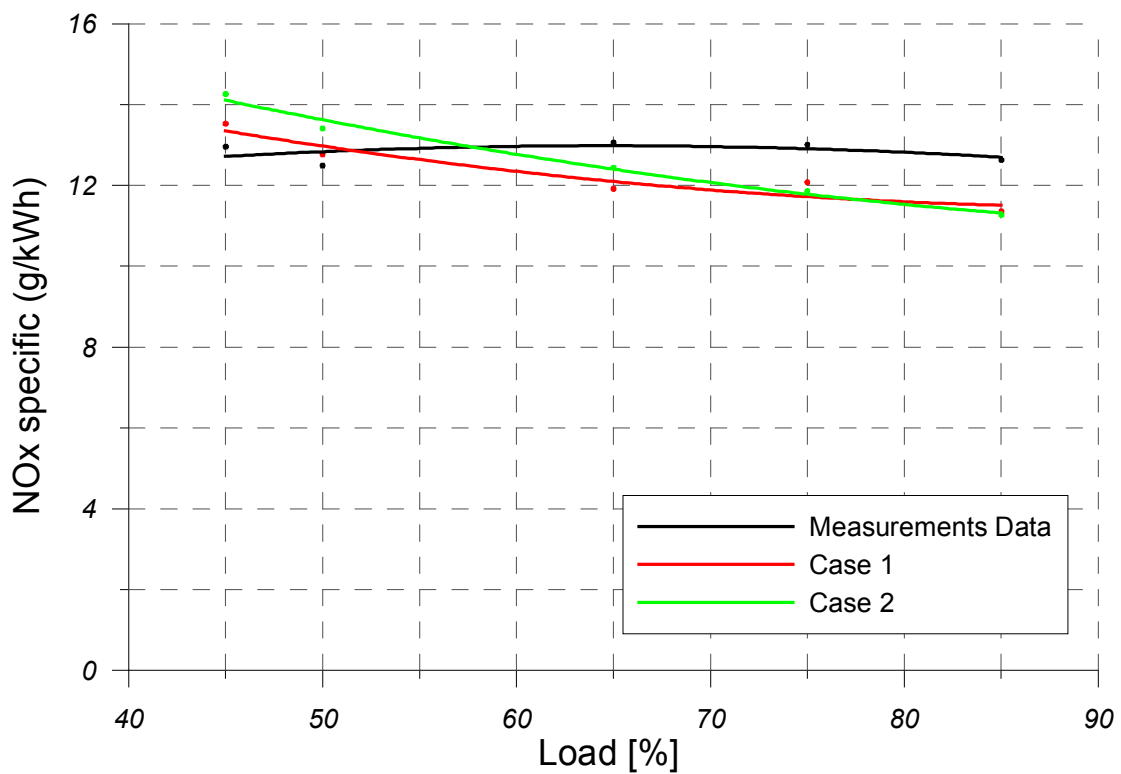
Διάγραμμα 6.6.3. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Θερμοκρασίας Καυσαερίων στην Έξοδο από τους Κυλίνδρους



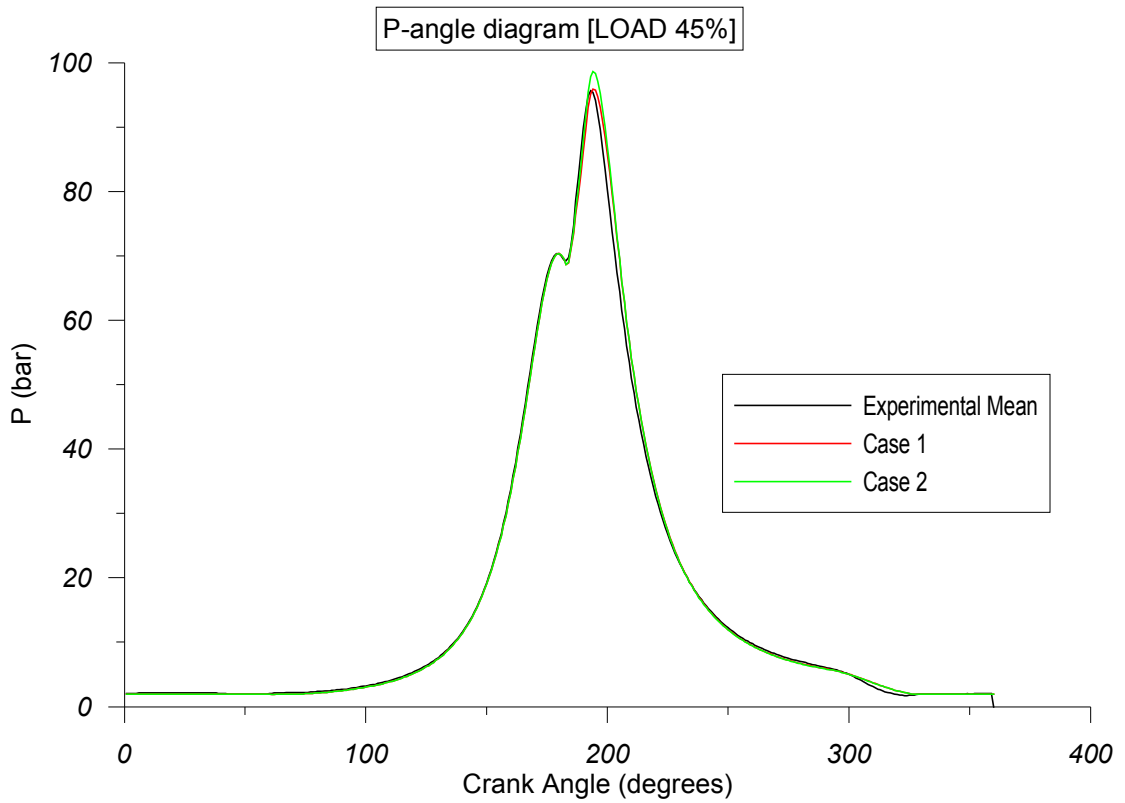
Διάγραμμα 6.6.4. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Πίεσεως Συμπίεσης



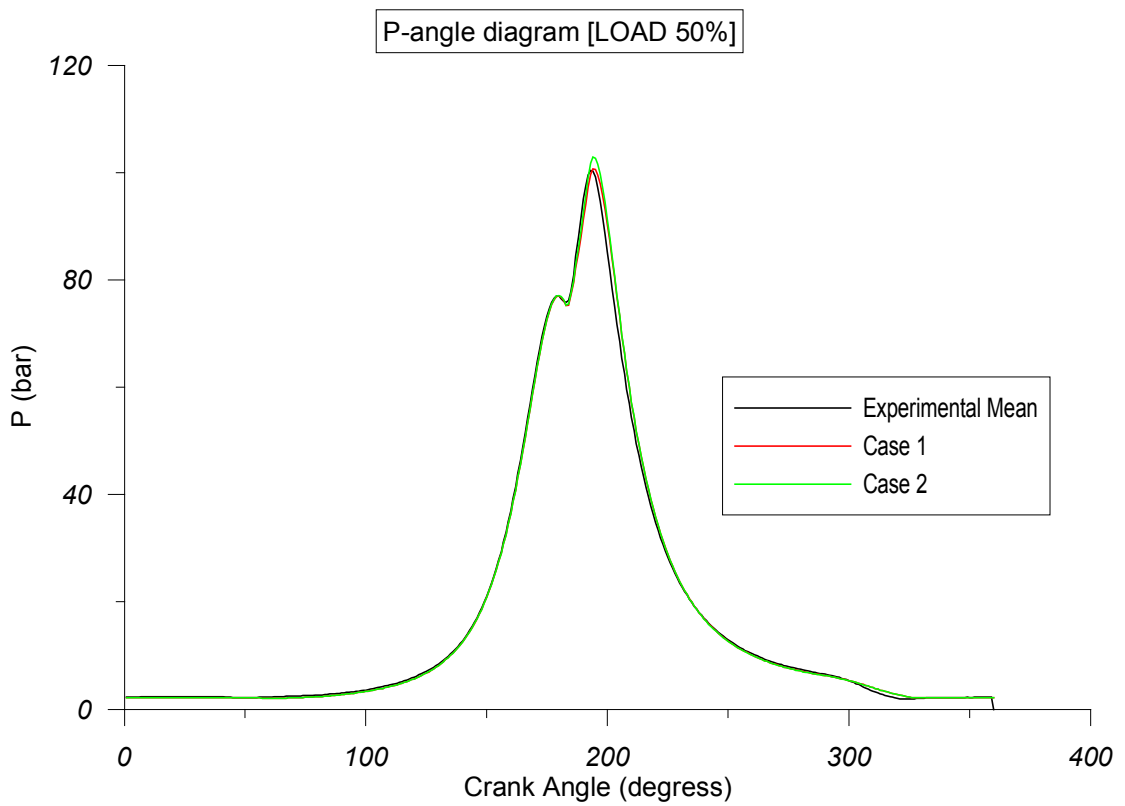
Διάγραμμα 6.6.5. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Μεγίστης Πιέσεως Καύσεως



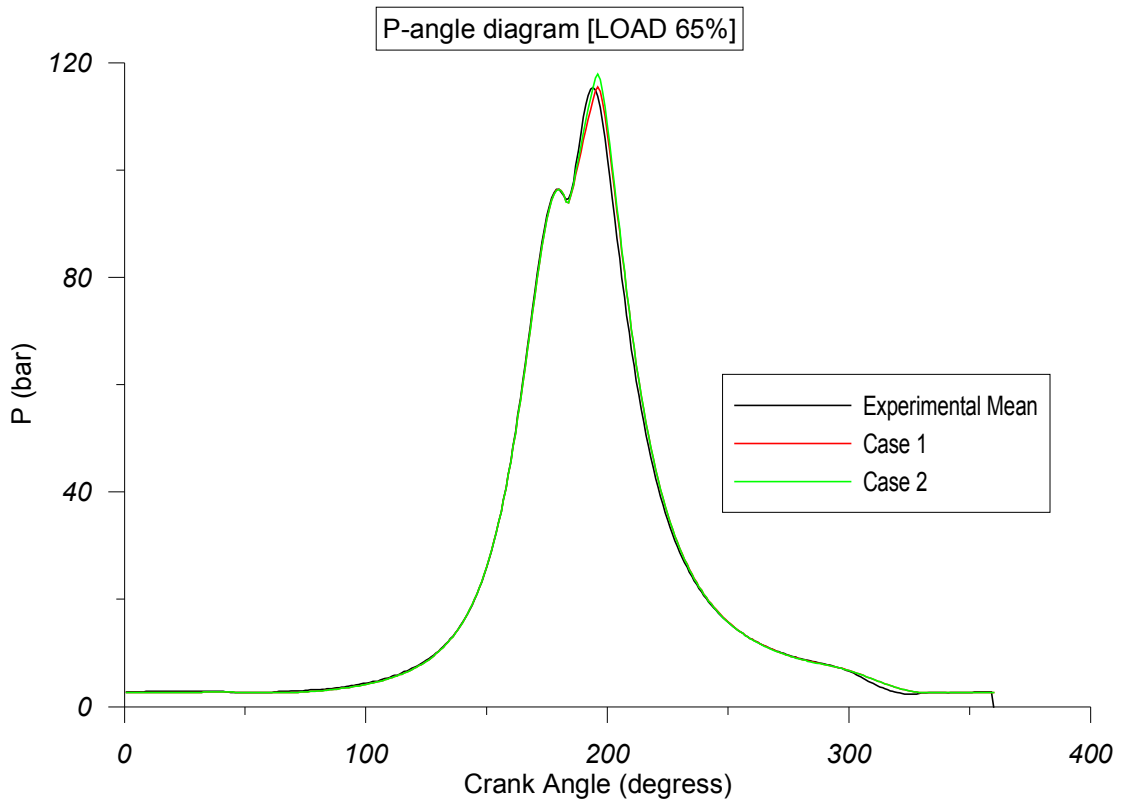
Διάγραμμα 6.6.6. Σύγκριση Πειραματικών και Υπολογιζόμενων Εκπομπών NOx



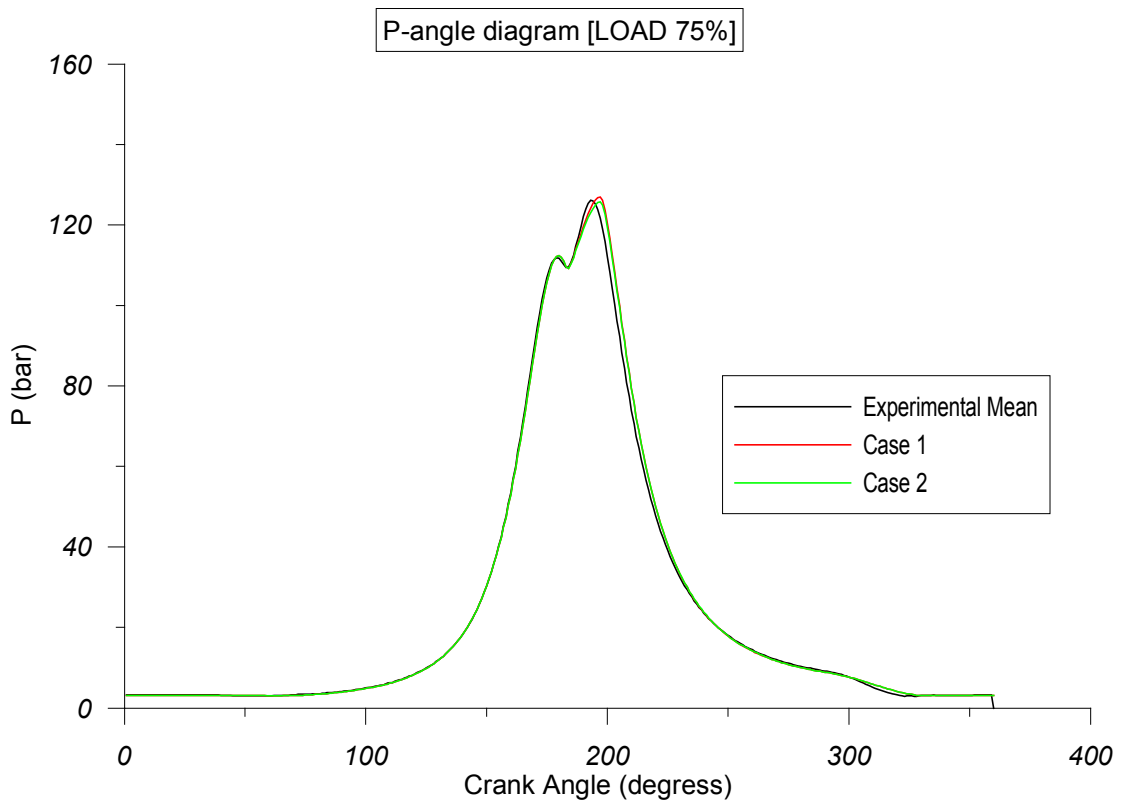
Σχήμα 6.6.7 Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Μέσου Κυλίνδρου και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 45%



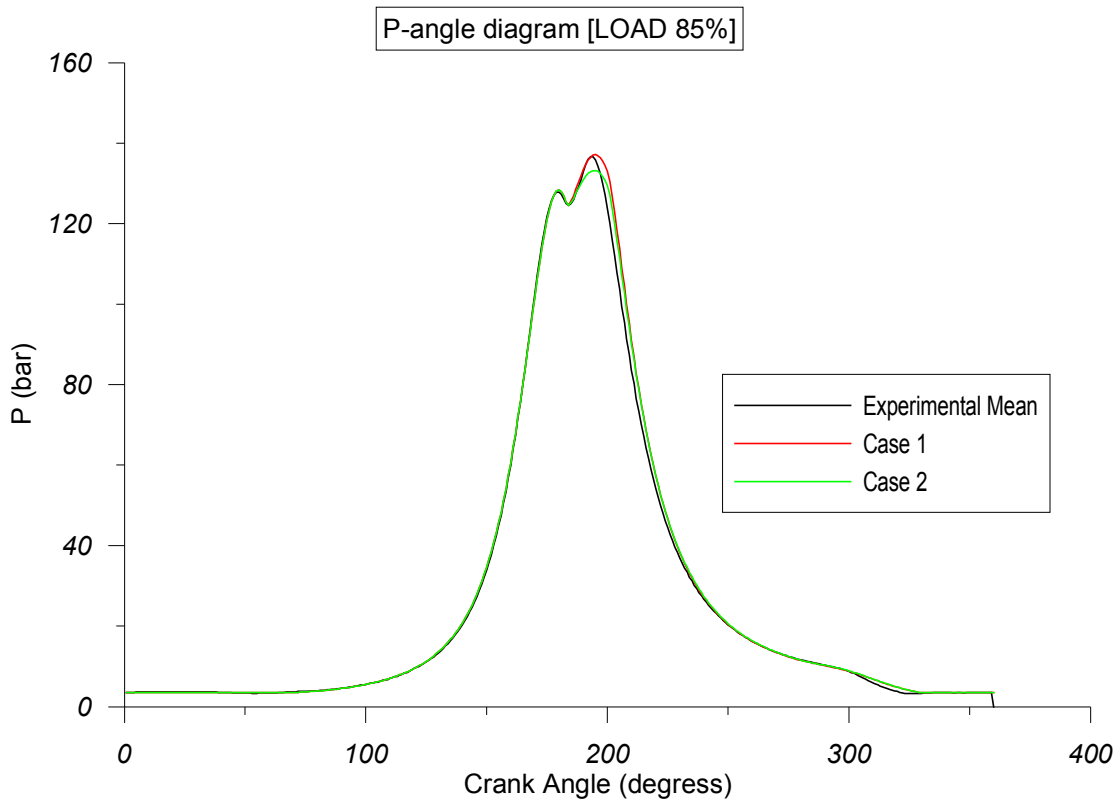
Σχήμα 6.6.8. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Μέσου Κυλίνδρου και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 50%



Σχήμα 6.6.9. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Μέσου Κυλίνδρου και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 65%



Σχήμα 6.6.10. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Μέσου Κυλίνδρου και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 75%



Σχήμα 6.6.11. Σύγκριση του Πειραματικού Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος του Μέσου Κολίνδρου και του Υπολογιζόμενου από το Λογισμικό στο Φορτίο 85%

Από τα σχήματα 6.6.7-11 φαίνεται πως έχει βελτιωθεί σε μεγάλο βαθμό στα φορτία κάτω του 75% το ζήτημα της όποιας υστερήσεως στην γωνία εμφάνιση της μεγίστης πίεσεως καύσεως, αλλά εν γένει εξακολουθεί να υφίσταται η υστέρηση στον ρυθμό πτώσης της πίεσεως μετά το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής. Στα υπόλοιπα σημεία στην περίπτωση των βαθμονομημένων AEC η πειραματική καμπύλη της πίεσεως προσεγγίζεται με πολύ καλή ακρίβεια, όπως και στην περίπτωση του μέσου AEC, αλλά εδώ σημειώνεται και κάποια υπερεκτίμηση στο στάδιο της καύσεως στα χαμηλά φορτία και αντίστοιχα υποεκτίμηση στα υψηλά, όπως είναι λογικό.

6.5.3 Αξιολόγηση Σφάλματος μεταξύ Πειραματικών Δεδομένων και Προσομοιώσεων

Στην Υποπαράγραφο αυτή δίνεται ο Πίνακας 6.6.3, που περιέχει αναλυτικά τα σφάλματα σε κάθε φορτίο μεταξύ πειραματικής και υπολογιζόμενης τιμής του εκάστοτε υπό εξέταση μεγέθους. Στον πίνακα αυτόν σε κάθε μέγεθος αντιστοιχούν τρεις στήλες. Στα κελιά κάτω από τους τίτλους Data, Case 1 και Case 2 αναγράφονται οι απόλυτες τιμές των πειραματικών μετρήσεων, της πρώτης και της δεύτερης σειράς προσομοιώσεων αντίστοιχα. Στα κελιά κάτω από τη γραμμή Error υπό τον τίτλο Case 1 ή Case 2 δίνεται το ποσοστιαίο σφάλμα μεταξύ υπολογιζόμενης και πειραματικής τιμής για το αντίστοιχο φορτίο (υπό τον τίτλο Load) και την αντίστοιχη προσομοίωση. Η αναλυτική καταγραφή των σφαλμάτων εξυπηρετεί τον σχολιασμό των διαγραμμάτων 6.6.1-6.6.6 της Υποπαράγραφου 6.6.2.

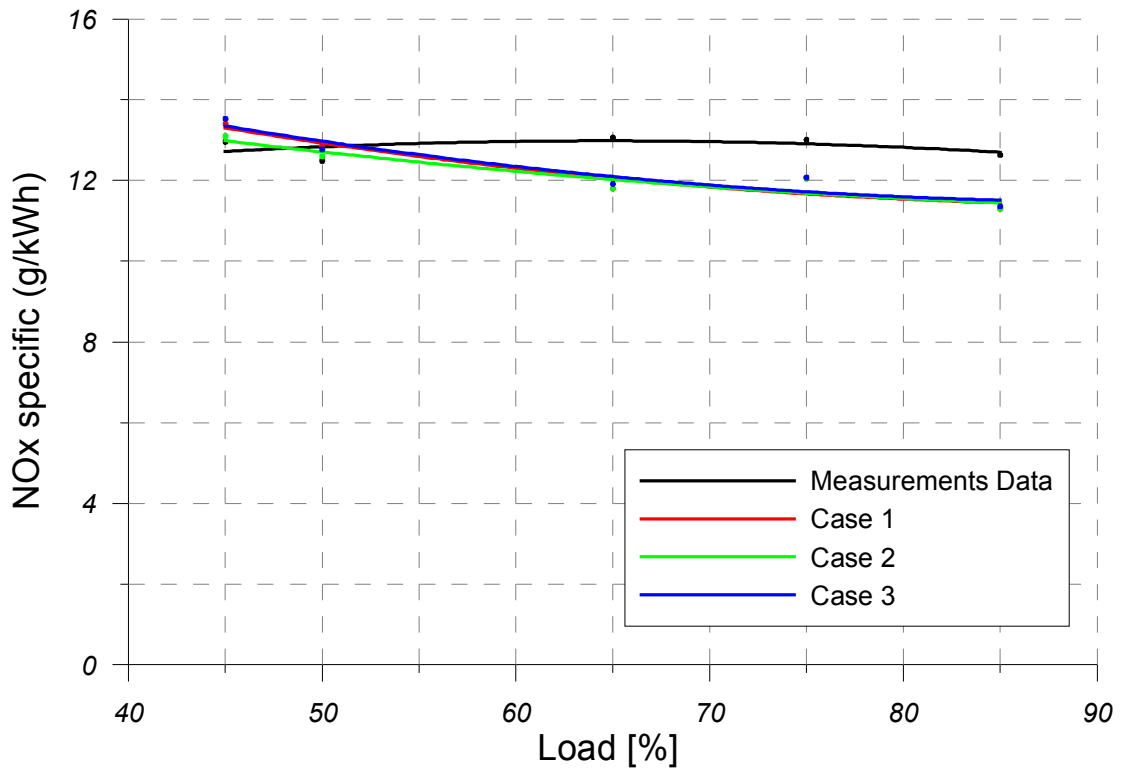
Πίνακας 6.6.3. Ποσοστιαίο Σφάλμα Συναρτήσεως του Φορτίου μεταξύ Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Τιμής για τα υπό Εξέταση Μεγέθη της Παραγράφου 6.6

Πίνακας 6.6.3								
Brake Power (kW)			Pcompression (bar)			NOx (gr/kWh)		
Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2
7450,39	7562,8	7602	70,43	70,4	70,4	12,96	13,53	14,26
8098,2	8202,6	8243,9	77,06	77	77,1	12,49	12,77	13,41
10604,5	10700,9	10757,6	96,47	96,4	96,4	13,06	11,92	12,44
12376,6	12476,8	12433,4	112,41	112,3	112,3	13,01	12,08	11,86
14612,5	14798	14646,1	128,26	128,3	128,3	12,63	11,36	11,27
Error (%)			Error (%)			Error (%)		
Load (%)	Case 1	Case 2	Load (%)	Case 1	Case 2	Load (%)	Case 1	Case 2
45	1,51	2,03	45	-0,04	-0,04	45	4,40	10,03
50	1,29	1,80	50	-0,08	0,05	50	2,24	7,37
65	0,91	1,44	65	-0,07	-0,07	65	-8,73	-4,75
75	0,81	0,46	75	-0,10	-0,10	75	-7,15	-8,84
85	1,27	0,23	85	0,03	0,03	85	-10,06	-10,77
Airflow (kg/h)			Pmax (bar)			Cyl Exh Temperature (C)		
Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2
74600	72720	72720	95,83	95,9	98,6	331,25	324,3	322,3
83329	81360	81360	100,67	100,7	102,9	327,99	318	316,3
105390	104796	104760	115,51	115,5	117,9	323,28	333,2	331,5
121039	119196	119160	127	127	125,7	329,55	342,8	343,8
133538	134496	134640	137,2	137,2	133,2	336,99	364,4	368
Error (%)			Error (%)			Error (%)		
Load (%)	Case 1	Case 2	Load (%)	Case 1	Case 2	Load (%)	Case 1	Case 2
45	-2,52	-2,52	45	0,07	2,89	45	-2,10	-2,70
50	-2,36	-2,36	50	0,03	2,22	50	-3,05	-3,56
65	-0,56	-0,60	65	-0,01	2,07	65	3,07	2,54
75	-1,52	-1,55	75	0,00	-1,02	75	4,02	4,32
85	0,72	0,83	85	0,00	-2,92	85	8,13	9,20

6.6.4 Σύγκριση Εκπομπών NO_x παραγράφων 6.3, 6.5 και 6.6

Κλείνοντας το κεφάλαιο 6 θα συγκεντρωθούν οι εκπομπές NO_x από τις διάφορες εφαρμογές του μοντέλου που πραγματοποιήθηκαν στο κεφάλαιο αυτό σε ένα διάγραμμα, το 6.6.12, όπου ως Measurements Data αναφέρονται οι πειραματικές μετρηθείσες εκπομπές και ως Case 1, 2 και 3 αναφέρονται ανακεφαλαιώνοντας τα εξής:

- Case 1: Βαθμονομημένη ισχύς, βαθμονομημένη πίεση συμπίεσεως, βαθμονομημένη μέγιστη πίεση καύσεως και μη βαθμονομημένη παροχή αέρα προς τους κυλίνδρους (Cd=0,99)
- Case 2: Μη βαθμονομημένη ισχύς, βαθμονομημένη μέγιστη πίεση καύσεως, βαθμονομημένη πίεση συμπίεσεως, και βαθμονομημένη παροχή αέρα προς τους κυλίνδρους (Cd=0,89)
- Case 3: Βαθμονομημένη ισχύς, βαθμονομημένη πίεση συμπίεσεως, βαθμονομημένη μέγιστη πίεση καύσεως και βαθμονομημένη παροχή αέρα προς τους κυλίνδρους (Cd=0,89)



Διάγραμμα 6.6.12. Σύγκριση Εκπομπών NOx Βάσει των Βαθμονομήσεων που Εφαρμόστηκαν στο Κεφάλαιο 6

Κεφάλαιο 7: Αξιολόγηση του Μοντέλου με Χρήση των Μετρήσεων Ρύπων και της Λειτουργικής Συμπεριφοράς της Ομάδας Κινητήρων MAN B&W 7S60MC-C-2006-01

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, η έννοια της ομάδος κινητήρων περιλαμβάνει μία σειρά από κινητήρες, οι οποίοι έχουν παραχθεί για παραπλήσιες εφαρμογές, έχουν κοινά βασικά χαρακτηριστικά, όπως μήκος διαδρομής και διάμετρο εμβόλου, σύστημα εξαγωγής των καυσαερίων (σταθερής πίεσης ή παλμών πίεσης) ή σύστημα ψύξης αέρα (με ή χωρίς) και οι οποίοι κατά την εγκατάσταση και λειτουργία, συνήθως σε πλοίο, απαιτούν μικρές μετατροπές ή τροποποιήσεις που θα μπορούσαν να επηρεάσουν τις εκπομπές NO_x. Η εφαρμογή αυτής της κατηγοριοποίησης εξυπηρετεί στον περιορισμό των ελέγχων πιστοποίησης που πρέπει να πραγματοποιηθούν σε εν ενεργεία ή παραγωγή μηχανές.

Στο κεφάλαιο αυτό, λοιπόν, διατίθενται τα στοιχεία των μετρήσεων ρύπων της γονικής μηχανής της συγκεκριμένης ομάδας κινητήρων, στην οποία ανήκει και ο υπό εξέταση κινητήρας. Αυτά δίνονται στον Πίνακα 7.1. Αναλυτικά, σε κάθε φορτίο (Load) έχει μετρηθεί η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα σε RPM, η πίεση του αέρα στον οχετό εισαγωγής (Pin) καθώς και η θερμοκρασία του (Tin), η πίεση συμπίεσεως (Pcomp), δηλαδή η πίεση που καταγράφεται όταν το έμβολο φτάνει στο ΑΝΣ, η μέγιστη πίεση καύσεως (Pmax), η ισχύς της πέδης (Brake Power), η παροχή των καυσαερίων κατά μάζα (Gasflow), ο ρυθμός παροχής καυσίμου (mfuel) και αέρα προς τους κυλίνδρους (airflow) και τέλος οι εκπομπές NO_x σε gr/kWh. Περιλαμβάνονται ακόμη ακριβή στοιχεία για την σύσταση του χρησιμοποιηθέντος καυσίμου. Εδώ να σημειωθεί ότι επειδή δεν υπάρχουν μετρήσεις για την μέση πίεση στην εξαγωγή του καυσαερίου, είναι όμως μία μεταβλητή απαραίτητη για την προσομοίωση με το πρόγραμμα, λαμβάνεται η πίεση εξαγωγής με την βοήθεια των μετρήσεων των εργοστασιακών δοκιμών θεωρώντας την διαφορά μεταξύ τους σταθερή και στις δύο περιπτώσεις, δηλαδή θα λαμβάνεται από την σχέση $P_{exh}(NO_x \text{ file}) = P_{inlet}(NO_x \text{ file}) - [P_{inlet}(\text{Shop Tests}) - P_{exh}(\text{Shop Tests})]$ (7.1)

Πίνακας 7.1. Αποτελέσματα των Δοκιμών Μετρήσεων Ρύπων Ομάδας Κινητήρων MAN B&W 7S60MC-C-2006-01

Πίνακας 7.1										
Fuel Density at 15C: 908,3 kg/m ³ Carbon: 87,29%, mass Hydrogen: 11,86%, mass Nitrogen: 0,08%, mass Oxygen: 0,49%, mass Sulphur: 0,26%, mass Water: 0,01% V/V										
Load [%]	RPM	Pin (bar)	Tin (°C)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Brake Power (kW)	mfuel (kg/h)	Airflow (kg/h)	Gasflow (kg/h)	NO _x specific (g/kWh)
25	66,1	1,4	20	50	76,1	4157,8	773,5	44458	45231,5	12,64
50	83,3	2,24	32	80,1	109,9	8314,1	1482,7	84037	85519,7	14,98
75	95,4	3,25	34	117,4	139,7	12475,8	2189,5	124055	126244,5	16,11
100	105,0	4,1	38	150,6	159,9	16627,3	2977,6	155089	158066,6	14,83

Σκοπός του παρόντος κεφαλαίου αποτελεί το να διαμορφωθεί το σύνολο των ρυθμίσεων του προγράμματος και ενδεχομένως μερικώς αναθεωρημένων δεδομένων, για τα οποία προσομοιώνονται με την καλύτερη δυνατή ακρίβεια οι συνθήκες και η εξέλιξη της καύσεως, ώστε να αξιολογηθούν οι προβλέψεις του μοντέλου αναφορικά με την λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα. Αυτό θα γίνει είτε με κατάλληλες τροποποιήσεις σταθερών του λογισμικού είτε με μικρές διορθώσεις στα δεδομένα, στις μετρήσεις των οποίων υπάρχει περιθώριο σφάλματος. Αφού αποκρυσταλλωθούν τα κατάλληλα χαρακτηριστικά και το κατάλληλο αρχείο δεδομένων REPDAT.DAT, θα γίνει τέλος βάσει αυτών σύγκριση των εκπομπών NO_x του κινητήρα όπως προβλέπονται από το λογισμικό με αυτές των πειραματικές μετρήσεων, ώστε να αξιολογηθεί και η προβλεπτική του ικανότητα όσον αφορά τις εκπομπές των ρύπων αυτών.

7.1 Πρόβλεψη της Λειτουργικής Συμπεριφοράς του Κινητήρα

Στην παράγραφο αυτή θα γίνουν τρεις σειρές προσομοιώσεων, ώστε να διαπιστωθεί αν προβλέπεται ικανοποιητικά η λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα, και σε περίπτωση που δεν συμβαίνει αυτό να εντοπιστούν τα προβλήματα ώστε αντιμετωπιστούν στις επόμενες παραγράφους.

Στην πρώτη προσομοίωση, λοιπόν, έγινε βαθμονόμηση (Calibration) σε κάθε φορτίο με βάση την επιλογή Calibrate Peak Combustion Pressure, ώστε να ευρεθεί ο Air Entrainment Coefficient που ταυτίζει την πίεση καύσεως. Στην δεύτερη προσομοίωση μεταβλήθηκε η πίεση ψεκασμού Main Injection Pressure αλλά κρατήθηκαν όλες οι υπόλοιπες παράμετροι σταθερές συμπεριλαμβανομένων και των AEC, ώστε να διαπιστωθεί η επίδρασή της επί των εκπομπών και της λειτουργικής συμπεριφοράς. Στην τρίτη σειρά προσομοιώσεων επανήλθε η αρχική πίεση ψεκασμού αλλά σε όλα τα φορτία η προσομοίωση εκτελέστηκε με κοινό AEC ίσο με τον μέσο όρο των AEC της πρώτης σειράς προσομοιώσεων. Τα χαρακτηριστικά των προσομοιώσεων είναι αυτά που αναφέρονται στην Υποπαράγραφο 7.1.1. Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων δίνονται στον Πίνακα 7.1.1.

Στον Πίνακα 7.1.1 οι πρώτες δύο στήλες αναφέρονται στο φορτίο (Load) και την ταχύτητα περιστροφής σε RPM που του αντιστοιχεί. Εν συνεχεία δίνονται η υπολογιζόμενη πίεση και θερμοκρασία στον οχετό εισαγωγής (P_{in} και T_{in}), η πίεση συμπίεσεως (P_{comp}), μέγιστη πίεση καύσεως (P_{max}), η ισχύς της πέδης (Brake Power), η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής (P_{exh}), η παροχή καυσίμου (mfuel) και αέσρα προς τους κυλίνδρους (airflow), η παροχή των καυσαερίων στην εξαγωγή (gasflow), οι εκπομπές NO_x εκφρασμένες σε g/kWh και η θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδο από τους κυλίνδρους (T_{cyl_{exh}}). Στις τελευταίες δύο στήλες δίνονται τα μεγέθη του προγράμματος Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area.

Πίνακας 7.1.1. Αποτελέσματα Προσομοιώσεων Παραγράφου 7.1

Πίνακας 7.1.1														
Mean Pinjection = 400bar														
Load [%]	RPM	Pin (bar)	Tin (°C)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Brake Power (kW)	Pexh (bar)	mfuel (kg/h)	Airflow (kg/h)	Gasflow (kg/h)	NOx specific (g/kWh)	Tcyl exh (°C)	AEC	Turbine/ Exhaust flow Area (m ²)
25	66,1	1,4	20	49,4	76,1	4253,2	1,3	773,5	51480	52253,5	15,90	247,7	0,681	0,069522
50	83,3	2,24	32	78,8	109,9	8375,5	2,02	1482,7	90360	91842,7	16,90	295,9	0,71	0,068208
75	95,4	3,25	34	114,4	139,7	12623,8	2,89	2189,5	137160	139349,5	16,65	299,2	0,77	0,072175
100	105	4,1	38	145,6	159,8	16975,7	3,69	2977,6	165960	168937,6	13,85	343,3	0,79	0,07121
Mean Pinjection = 500bar														
Load [%]	RPM	Pin (bar)	Tin (°C)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Brake Power (kW)	Pexh (bar)	mfuel (kg/h)	Airflow (kg/h)	Gasflow (kg/h)	NOx specific (g/kWh)	Tcyl exh (°C)	AEC.	Turbine/ Exhaust flow Area (m ²)
25	66,1	1,4	20	49,4	81,7	4306,4	1,3	773,5	51480	52253,5	17,35	243,9	0,681	0,069522
50	83,3	2,24	32	78,8	119,8	8532,3	2,02	1482,7	90720	92202,7	18,50	290	0,71	0,068208
75	95,4	3,25	34	114,3	154	12864,6	2,89	2189,5	137880	140069,5	17,80	292,6	0,77	0,072175
100	105	4,1	38	145,6	170,9	17290	3,69	2977,6	166680	169657,6	15,10	336,8	0,79	0,071097
Mean Pinjection = 400bar														
Load [%]	RPM	Pin (bar)	Tin (°C)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Brake Power (kW)	Pexh (bar)	mfuel (kg/h)	Airflow (kg/h)	Gasflow (kg/h)	NOx specific (g/kWh)	Tcyl exh (°C)	AEC.	Turbine/ Exhaust flow Area (m ²)
25	66,1	1,4	20	49,4	81,7	4306,4	1,3	773,5	51480	52253,5	17,80	243,3	0,738	0,069522
50	83,3	2,24	32	78,8	114,1	8449,7	2,02	1482,7	90720	92202,7	17,80	293,1	0,738	0,068208
75	95,4	3,25	34	114,4	136,6	12521,6	2,89	2189,5	137160	139349,5	16,00	301,6	0,738	0,072175
100	105	4,1	38	145,8	154	16709	3,69	2977,6	165960	168937,6	14,95	349,3	0,738	0,07121

7.1.1 Χαρακτηριστικά του Λογισμικού Προσομοιώσεων

Στην Υποπαράγραφο αυτή παρουσιάζονται οι επιλογές των ρυθμίσεων Engine, Fuel, Setup και Run_Data του λογισμικού, οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν στις προσομοιώσεις της παραγράφου 7.1

Engine: 7S60MC_C

Fuel

- Fuel density: 908,3 kg/m³ ->908
- Heating Value: 41517 kJ/kg ->41520

Εδώ να σημειωθεί ότι ελλείπει στοιχείων η κατώτερη θερμογόνο δύναμη έχει ληφθεί από την πειραματική συσχέτιση (7.2).

$$Hu = 34834[C] + 93868[H2] + 10132[S] + 5945[N] - 10802[O2] - 2449[W] \quad (7.2)$$

- Define Mass Percentage με:
 - C = 87,29% -> 87.29
 - H = 11,86% -> 11.86
 - N = 0,08% -> 0,00
 - O = 0,49% -> 0,00
 - S = 0,26%
 - Water = 0,01% V/V => 0,011% mass, Water Content: 0,00011-> 0.0

Setup

- Use Constant Injection rate
- Use Correlations for air Swirl

- Air Entrainment from Momentum
- Enable Air to Access all Zones
- Use Actual Momentum for Air Entrainment
- Use Chemical Kinetics
- Hiroyasu Soot Oxidation
- $k\sim e$
- Match exhaust pressure

Run_Data

- Open Cycle Operating Data - Input from file
- Mean Injection Pressure = 400 bar στην 1^η και 3^η σειρά προσομοιώσεων και Mean Injection Pressure =500 bar στην 2^η σειρά προσομοιώσεων

7.1.2 Γραφική Απεικόνιση Αποτελεσμάτων

Στην Υποπαράγραφο αυτή θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα συγκρίσεως των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων με τα πειραματικά δεδομένα. Τα μεγέθη που θα εξετασθούν είναι η ισχύς της πέδης, η πίεση συμπίεσεως, η μέγιστη πίεση καύσεως, η παροχή αέρα προς του κυλίνδρους και οι εκπομπές NO_x. Η πίεση στον οχετό εισαγωγής και η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής δεν έχει νόημα να εξετασθούν, γιατί οι τιμές των δεδομένων και των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων ταυτίζονται μονίμως. Παρομοίως ούτε η παροχή καυσαερίων έχει λόγο να εξεταστεί καθώς αποτελεί πάντα το άθροισμα της παροχής αέρα προς τους κυλίνδρους συν την παροχή καυσίμου.

Στα διαγράμματα 7.1.1-7.1.5 ως NO_x File Data αναφέρονται τα δεδομένα των μετρήσεων ρύπων της συγκεκριμένης ομάδας κινητήρων και ως Case 1, Case 2 και Case 3 αναφέρονται οι προσομοιώσεις που εκτελεί το λογισμικό, τα χαρακτηριστικά των οποίων ανακεφαλαιώνονται ακολούθως.

Case 1: Mean Pinj = 400bar, Calibrate Peak Combustion Pressure σε κάθε φορτίο

Case 2: Mean Pinj = 500bar, Air Entrainment Coefficient κάθε φορτίου ο ίδιος με αυτόν της Case 1

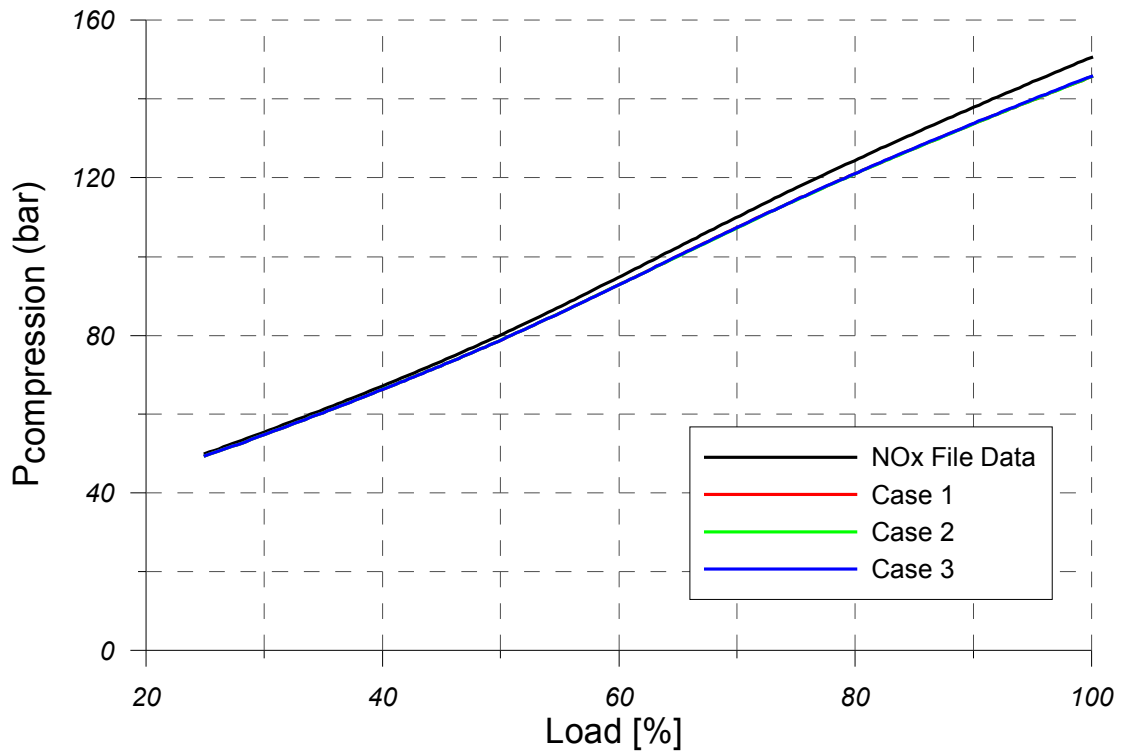
Case3: Mean Pinj = 400bar, Air Entrainment Coefficient κοινός για όλα τα φορτία ίσος με τον μέσο όρο των AEC που προέκυψαν στην Case 1

Από το διάγραμμα 7.1.1 προκύπτει ότι η υπολογιζόμενη πίεση συμπίεσεως προσεγγίζει καλά την πειραματική καμπύλη σε όλες τις προσομοιώσεις, αλλά η ακρίβεια της προσεγγίσεως μπορεί να βελτιωθεί περισσότερο. Επίσης φαίνεται ότι η αύξηση της πίεσεως εγχύσεως δεν έχει επιφέρει κάποια μεταβολή στην μορφή ή τις απόλυτες τιμές της υπολογιζόμενης καμπύλης και το ίδιο ισχύει και για την χρήση κοινού Air Entrainment Coefficient.

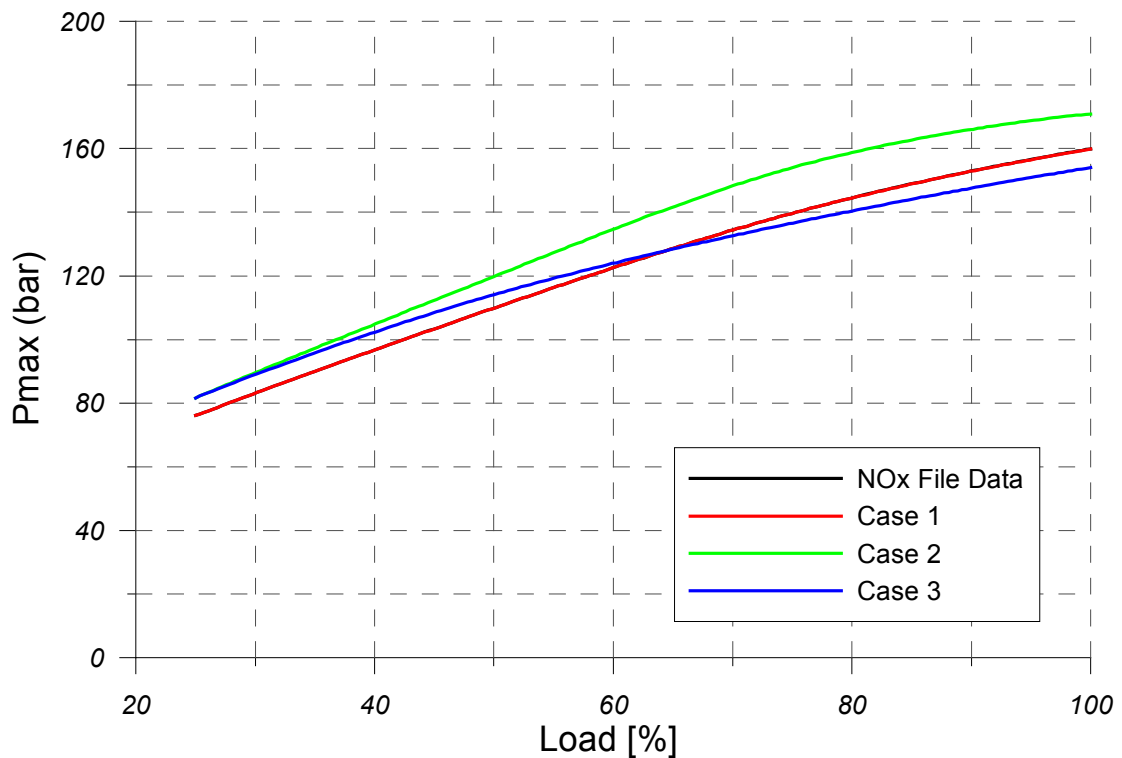
Από το διάγραμμα 7.1.2 παρατηρούμε ότι η αύξηση της πίεσεως εγχύσεως του καυσίμου οδηγεί σε σημαντική αύξηση της μέγιστης πίεσεως καύσεως, η οποία στην προκειμένη περίπτωση αποκλίνει σημαντικά από την πειραματική καμπύλη. Η χρήση βαθμονομημένων AEC όπως αναμενόταν επιφέρει πρακτικά ταύτιση της υπολογιζόμενης καμπύλης με την πειραματική, αλλά και η χρήση κοινού AEC οδηγεί στην επίτευξη καλής ακρίβειας με μία μικρή υπερεκτίμηση στα χαμηλά και αντίστοιχα υποεκτίμηση στα υψηλά φορτία.

Στο διάγραμμα 7.1.3 παρατηρούμε επίσης ότι η αύξηση της πίεσης εγχύσεως του καυσίμου οδηγεί σε κάποια αύξηση της αποδιδόμενης ισχύος της μηχανής. Η μορφή της πειραματικής καμπύλης προσεγγίζεται σε κάθε περίπτωση, αλλά για μέση πίεση

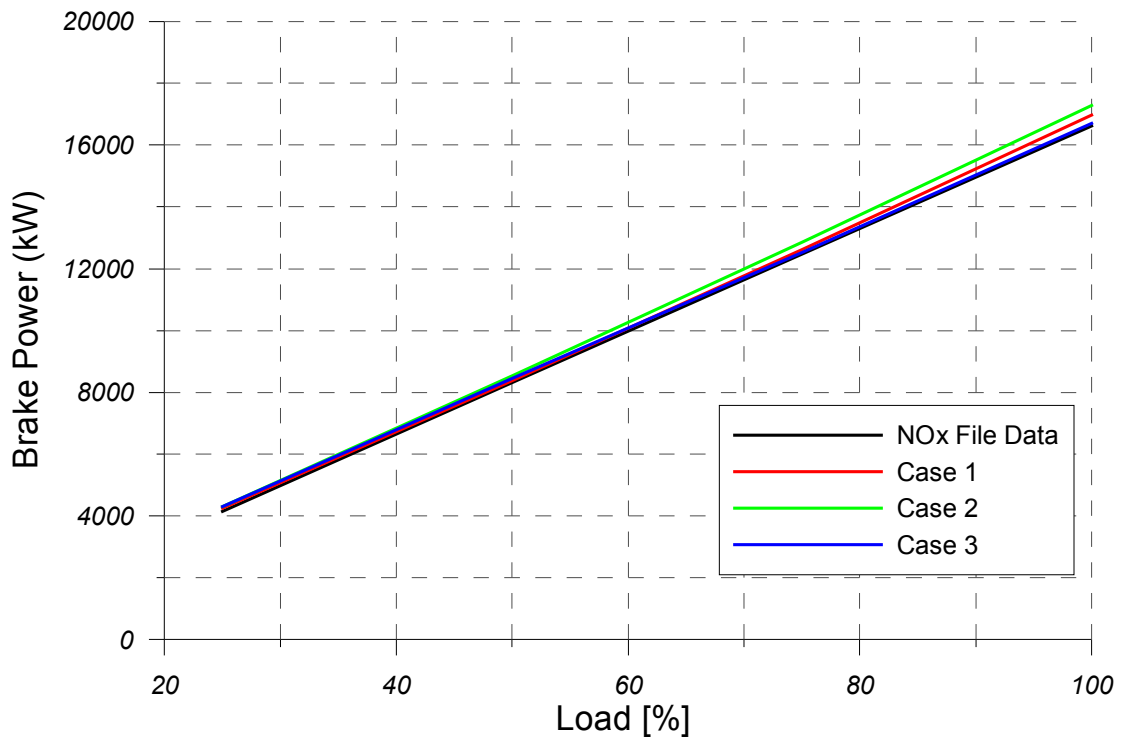
εγγύσεως 400bar προσεγγίζονται με πάρα πολύ καλή ακρίβεια και οι απόλυτες τιμές, τόσο για βαθμονομημένους AEC όσο και για κοινό.



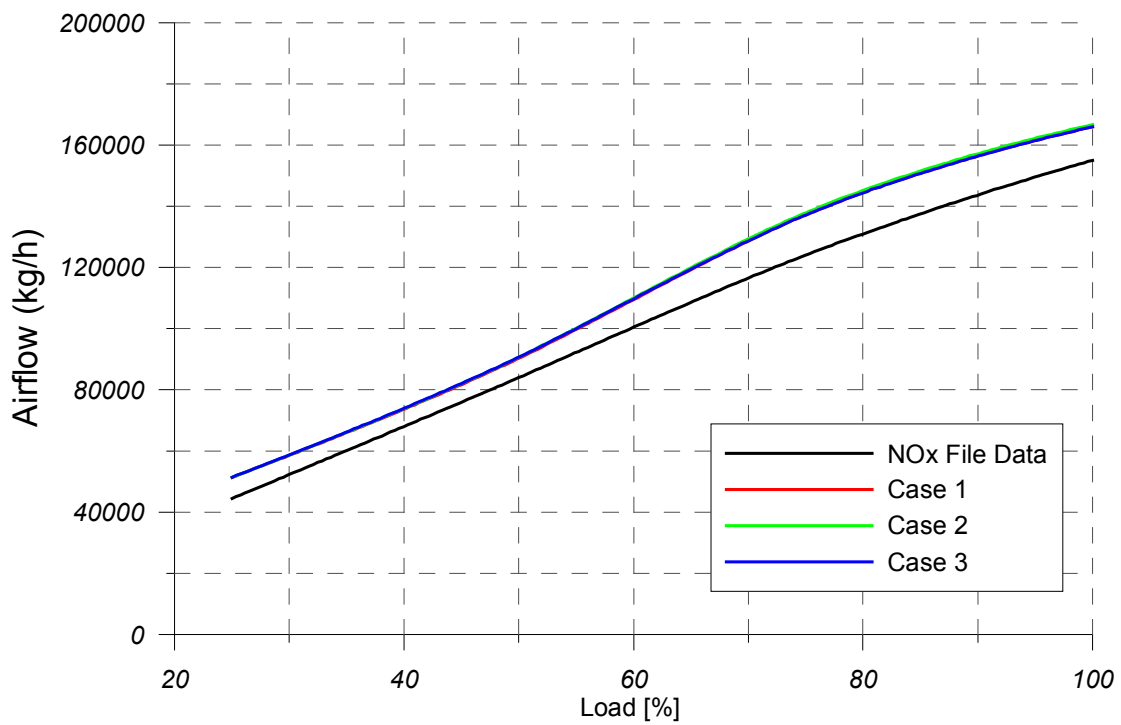
Διάγραμμα 7.1.1 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Πιέσεως Συμπιέσεως



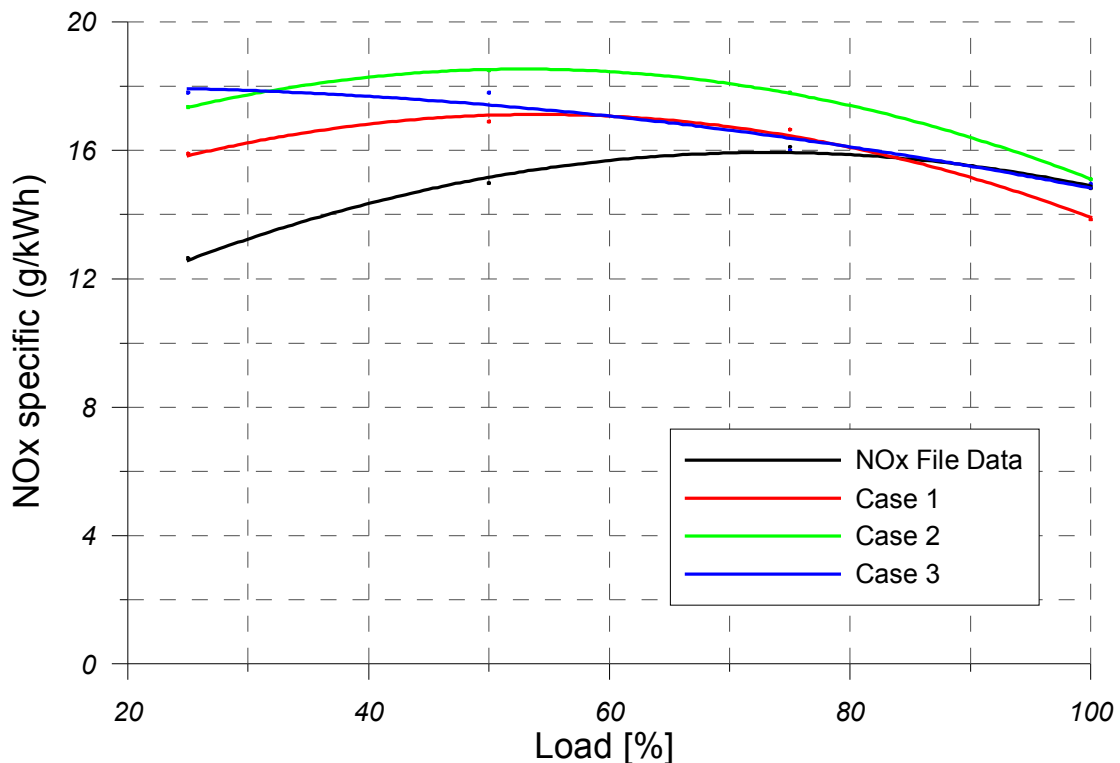
Διάγραμμα 7.1.2 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Μεγίστης Πιέσεως Καύσεως



Διάγραμμα 7.1.3 Σύγκριση Πειραματικής (Πέδη) και Υπολογιζόμενης Ισχύος



Διάγραμμα 7.1.4 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Παροχής Αέρα



Διάγραμμα 7.1.5 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Εκπομπής NOx

Στο διάγραμμα 7.1.4 παρατηρείται ότι η παροχή αέρα προς τους κυλίνδρους δεν επηρεάζεται ούτε από την χρήση κοινού ή βαθμονομημένων Air Entrainment Coefficients αλλά ούτε και την πίεση εγχύσεως του καυσίμου. Το τελευταίο είναι αναμενόμενο γιατί η απόπλυση δεν έχει διαταραχθεί. Η παροχή αέρα υπολογίζεται σε όλες τις προσομοιώσεις με κάποια υπερεκτίμηση και υπάρχει περιθώριο για βελτίωση της ακρίβειας όσον αφορά τις απόλυτες τιμές, ενώ την μορφή της πειραματικής καμπύλης την ακολουθούν τα αποτελέσματα ούτως ή άλλως.

Τέλος, στο διάγραμμα 7.1.5 βλέπουμε ότι η μεταβολή της πίεσεως εγχύσεως του καυσίμου επηρεάζει εντόνως και ομοσήμως την μεταβολή των εκπομπών. Φαίνεται ακόμη ότι εν γένει υπάρχει υπερεκτίμηση των εκπομπών στα χαμηλά φορτία, η απόκλιση της οποίας βαίνει μειούμενη και στην πρώτη περίπτωση εξελίσσεται μετά το 80% του ονομαστικού φορτίου σε μικρή υποεκτίμηση. Διακρίνουμε επίσης ότι η χρήση κοινού AEC έναντι βαθμονομημένων ανά φορτίο επιφέρει κάποια προσαύξηση που είναι ευκρινέστερη στα χαμηλά φορτία. Όμως δεν μπορούν ακόμη να εξαχθούν οριστικά συμπεράσματα όσον αφορά την προβλεπτική ικανότητα του μοντέλου εφόσον έχουν υπάρξει κάποιες αποκλίσεις από τις συνθήκες καύσεως στον κύλινδρο, και συγκεκριμένα την παροχή αέρα και την πίεση, στο σημείο κατά το οποίο ξεκινά η καύση.

Συνοψίζοντας τις επιπτώσεις της μεταβολής της πίεσεως εγχύσεως του καυσίμου διαπιστώθηκε ότι συνίστανται σε ισχυρή ομόσημη μεταβολή της μέγιστης πίεσεως καύσεως και των εκπομπών NOx, σε ασθενή ομόσημη επίδραση επί της παραγόμενης ισχύος από τον κινητήρα και σε με επηρεασμό της πίεσεως συμπίεσεως και της παροχής αέρα προς τους κυλίνδρους. Κλείνοντας την παράγραφο αυτή υπογραμμίζεται ότι τα καλλίτερα αποτελέσματα προέκυψαν για Mean Injection Pressure = 400bar, η οποία είναι η τιμή που ελλείπει άλλων στοιχείων ελήφθη από τα δεδομένα των εργοστασιακών δοκιμών, και για τον λόγο αυτό θα συνεχίσει να χρησιμοποιείται.

7.2. Βαθμονόμηση για Καλλίτερη Πρόβλεψη της Παροχής Αέρα

Στην παράγραφο αυτή θα επιχειρηθεί να βελτιωθεί η ακρίβεια προσεγγίσεως των συνθηκών καύσεως και ιδιαίτερα της παροχής αέρα προς τους κυλίνδρους. Κατ' αρχάς, η θερμογόνο δύναμη του καυσίμου θα ληφθεί ίση με αυτήν των εργοστασιακών δοκιμών, επιλογή που ενθαρρύνεται από το γεγονός ότι και η υπολογιζόμενη τιμή από την συσχέτιση (7.2) ευρίσκεται κοντά. Κατά δεύτερο λόγο επιδιώκεται η μείωση της παροχής αέρα με δύο διαφορετικές μεθόδους, αφενός την μείωση της διαφοράς πιέσεων στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής κρατώντας την τιμή του συντελεστού εκροής της βαλβίδας εξαγωγής ίση με την εξ' ορισμού (default) τιμή του λογισμικού, αφετέρου την μείωση του συντελεστού εκροής της βαλβίδας εξαγωγής κρατώντας την διαφορά πιέσεως μεταξύ των οχετών σταθερή και ίση με αυτήν της παραγράφου 7.1.

Στην πρώτη σειρά προσομοιώσεων διατηρήθηκε σταθερός ο συντελεστής εκροής της βαλβίδας εξαγωγής (Exhaust Valve Discharge Coefficient ή $C_d=0,99$) και έγιναν δοκιμές αυξανόμενης της πιέσεως εξαγωγής, ώστε να προσεγγιστεί κατά το δυνατόν η αναρρόφηση αέρα των δεδομένων και παράλληλα έγινε βαθμονόμηση με βάση την επιλογή Calibrate Peak Combustion Pressure ώστε να προσεγγιστεί και η μέγιστη πίεση καύσεως.

Στην δεύτερη σειρά προσομοιώσεων η πίεση εξαγωγής των κυλίνδρων ελήφθη για κάθε φορτίο από την σχέση (7.1). Εν συνεχεία έγιναν για κάθε φορτίο δοκιμές μειούμενου του συντελεστή εκροής της βαλβίδας εξαγωγής ώστε να προσεγγιστεί κατά το δυνατόν η αναρρόφηση αέρα των δεδομένων και παράλληλα έγινε βαθμονόμηση με βάση την επιλογή Calibrate Peak Combustion Pressure ώστε να προσεγγιστεί και η μέγιστη πίεση καύσεως. Στην τελική φάση σε όλα τα φορτία έγινε προσομοίωση με κοινό συντελεστή εκροής βαλβίδας τον μέσο όρο των τιμών των, όπως προέκυψαν στο δεύτερο βήμα.

Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων δίνονται στον Πίνακα 7.2.1. Οι ρυθμίσεις των προσομοιώσεων είναι πάντοτε αυτές που αναφέρονται στην Υποπαράγραφο 7.2.1.

Πίνακας 7.2.1. Αποτελέσματα των Πρώτων Δύο Σειρών Προσομοιώσεων της Παραγράφου 7.2

Πίνακας 7.2.1															
Αποτελέσματα 1 ^{ης} Σειράς Προσομοιώσεων															
Load [%]	RPM	Pin (bar)	Tin (°C)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Brake Power (kW)	Pexh (bar)	mfuel (kg/h)	Airflow (kg/h)	Gasflow (kg/h)	NOx specific (g/kWh)	Tcyl exh (°C)	AEC	Turbine Exhaust flow Area (m ²)	
25	66,1	1,4	20	50,1	76,2	4273,5	1,33	773,5	43920	44693,5	15,1	284,4	0,687	0,060103	
50	83,3	2,24	32	79,3	106,6	8345,4	2,06	1482,7	82800	84282,7	15,95	322,6	0,690	0,063447	
75	95,4	3,25	34	116,4	139,7	12695,2	2,97	2189,5	124920	127109,5	16,84	327,6	0,752	0,065926	
100	105	4,1	38	147,8	159,9	17081,4	3,76	2977,6	155160	158137,6	15,24	367,8	0,79	0,066794	
Αποτελέσματα 2 ^{ης} Σειράς Προσομοιώσεων															
Load [%]	RPM	Cd	Pin (bar)	Tin (°C)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Brake Power (kW)	Pexh (bar)	mfuel (kg/h)	Air flow (kg/h)	Gasflow (kg/h)	NOx specific (g/kWh)	Tcyl exh (°C)	AEC	Turbine Exhaust flow Area (m ²)
25	66,1	0,86	1,4	20	48,9	75,9	4267,2	1,3	773,5	45720	46493,5	15,25	274,3	0,690	0,064066
50	83,3	0,86	2,24	32	78,2	109,6	8446,2	2,02	1482,7	82800	84282,7	17,3	322,3	0,710	0,063836
75	95,4	0,86	3,25	34	114,2	139,8	12730,9	2,89	2189,5	124560	126749,5	17,05	327,1	0,765	0,067136
100	105	0,86	4,1	38	145,5	160	17131,1	3,69	2977,6	151560	154537,6	14,55	374	0,821	0,066609

Στον Πίνακα 7.2.1 οι πρώτες δύο στήλες αναφέρονται στο φορτίο (Load) και την ταχύτητα περιστροφής σε RPM που του αντιστοιχεί. Στο τμήμα της δεύτερης σειράς προσομοιώσεων μετά από αυτές παρεμβάλλεται και η τιμή του συντελεστή εκροής. Εν συνεχεία δίνονται η υπολογιζόμενη πίεση και θερμοκρασία στον οχετό εισαγωγής (P_{in} και T_{in}), η πίεση συμπίεσεως (P_{comp}), μέγιστη πίεση καύσεως (P_{max}), η ισχύς της πέδης (Brake Power), η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής (P_{exh}), η παροχή καυσίμου (m_{fuel}) και αέρα προς τους κυλίνδρους (airflow), η παροχή των καυσαερίων στην εξαγωγή (gasflow), οι εκπομπές NOx εκφρασμένες σε g/kWh και η θερμοκρασία των καυσαερίων στον οχετό εξαγωγής ($T_{cyl,exh}$). Στις τελευταίες δύο στήλες δίνονται τα μεγέθη του προγράμματος Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area.

7.2.1 Χαρακτηριστικά του Λογισμικού Προσομοιώσεως

Στην Υποπαράγραφο αυτή παρουσιάζονται οι επιλογές των ρυθμίσεων Fuel, Setup, Run_Data και Engine_Base του λογισμικού, οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν στις προσομοιώσεις της παραγράφου 7.2.

Engine: 7S60MC_C

Fuel

- Fuel density: 908,3 kg/m³ ->908
- Heating Value: 41969,7 kJ/kg ->41970
(Κατώτερη Θερμογόνος Δύναμη από Δοκιμές Εργοστασίου)
- Define Mass Percentage με:
 - C = 87,29% -> 87.29
 - H = 11,86% -> 11.86
 - N = 0,08% -> 0,00
 - O = 0,49% -> 0,00
 - S = 0,26%
 - Water = 0,01% V/V => 0,011% mass, Water Content: 0,00011-> 0.0

Setup

- Use Constant Injection rate
- Use Correlations for air Swirl
- Air Entrainment from Momentum
- Enable Air to Access all Zones
- Use Actual Momentum for Air Entrainment
- Use Chemical Kinetics
- Hiroyasu Soot Oxidation
- k~e
- Match exhaust pressure

Run Data

- Open Cycle Operating Data - Input from file
(Υπενθυμίζεται P injection: 400bar)

Engine_Base

- Exhaust Valve Discharge Coefficient=0,99 στην πρώτη σειρά προσομοιώσεων
- Exhaust Valve Discharge Coefficient μεταβλητός με σταθερή τιμή ίση με 0,86 στην τελευταία φάση της δεύτερης σειράς προσομοιώσεων

7.2.2 Γραφική Απεικόνιση και Αξιολόγηση Αποτελεσμάτων

Στην Υποπαράγραφο αυτή θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα συγκρίσεως των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων με τα πειραματικά δεδομένα. Τα μεγέθη που θα εξετασθούν είναι η ισχύς της πέδης, η πίεση συμπίεσεως, η μέγιστη πίεση καύσεως, η παροχή αέρα προς του κυλίνδρους και οι εκπομπές NO_x. Η πίεση στον οχετό εισαγωγής και η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής δεν έχει νόημα να εξετασθούν, γιατί οι τιμές των δεδομένων και των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων ταυτίζονται μονίμως. Παρομοίως ούτε η παροχή καυσαερίων έχει λόγο να εξεταστεί καθώς αποτελεί πάντα το άθροισμα της παροχής αέρα προς τους κυλίνδρους συν την παροχή καυσίμου.

Στα διαγράμματα 7.2.1-7.2.5 ως NO_x File Data αναφέρονται τα δεδομένα των μετρήσεων ρύπων της συγκεκριμένης ομάδας κινητήρων και ως Case 1 και Case 2 αναφέρονται οι προσομοιώσεις που εκτελεί το λογισμικό, τα χαρακτηριστικά των οποίων ανακεφαλαιώνονται ακολούθως.

Case 1: Cd=0,99 (default), αυξανόμενη μέση πίεση στην εξαγωγή, ώστε να προσεγγίζεται η παροχή αέρα και Calibrate Peak Combustion Pressure για κάθε φορτίο

Case 2: Pexh(NO_x file)= Pinlet(NO_x file) - [Pinlet(Shop Tests) - Pexh(Shop Tests)], Cd=0,86 κοινός για όλα τα φορτία και Calibrate Peak Combustion Pressure για κάθε φορτίο

Από το διάγραμμα 7.2.1 φαίνεται ότι η πίεση συμπίεσεως προσεγγίζεται καλύτερα στην πρώτη περίπτωση με την μείωση της διαφοράς πίεσεως εισαγωγής-εξαγωγής, αλλά και στην δεύτερη περίπτωση η προσέγγιση γίνεται με καλή ακρίβεια. Και στις δύο περιπτώσεις παρατηρείται μία μικρή υποεκτίμηση σε σχέση με την πειραματική τιμή, κάτω του 2% για την πρώτη και κάτω του 3,5% για την δεύτερη περίπτωση, όπως παρουσιάζεται αναλυτικά και στον Πίνακα 7.2.3 στην Υποπαράγραφο 7.2.4.

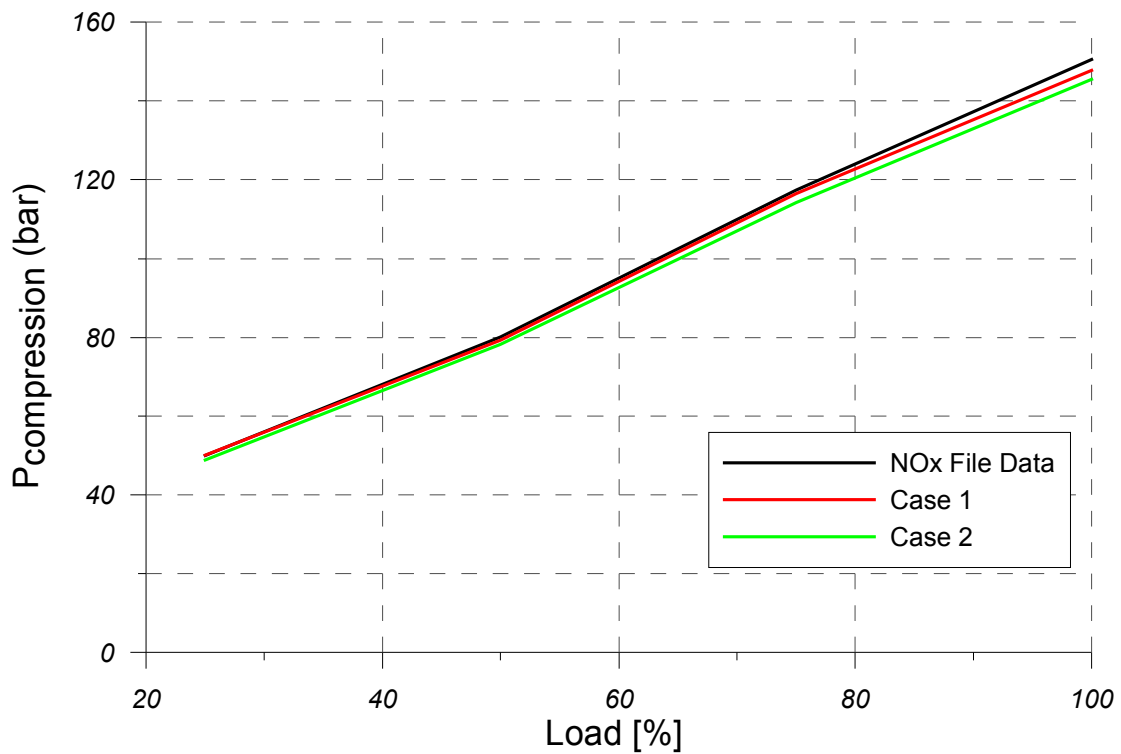
Στο διάγραμμα 7.2.2 βλέπουμε ότι η μέγιστη πίεση καύσεως προσεγγίζεται με πάρα πολύ καλή ακρίβεια σε αμφότερες περιπτώσεις και με τις δύο μεθόδους, με σφάλμα που σε ένα μόνο σημείο πλησιάζει το ±3 για την πρώτη περίπτωση και είναι μηδαμινό σε όλα τα υπόλοιπα.

Από το διάγραμμα 7.2.3 παρατηρούμε ότι η ισχύς στην πέδη υπολογίζεται περίπου η ίδια και με τις δύο μεθόδους και ότι προσεγγίζει με πολύ καλή ακρίβεια την πειραματική καμπύλη. Σημειώνεται πάντοτε μία μικρή υπερεκτίμηση με απόκλιση που δεν υπερβαίνει το 3%.

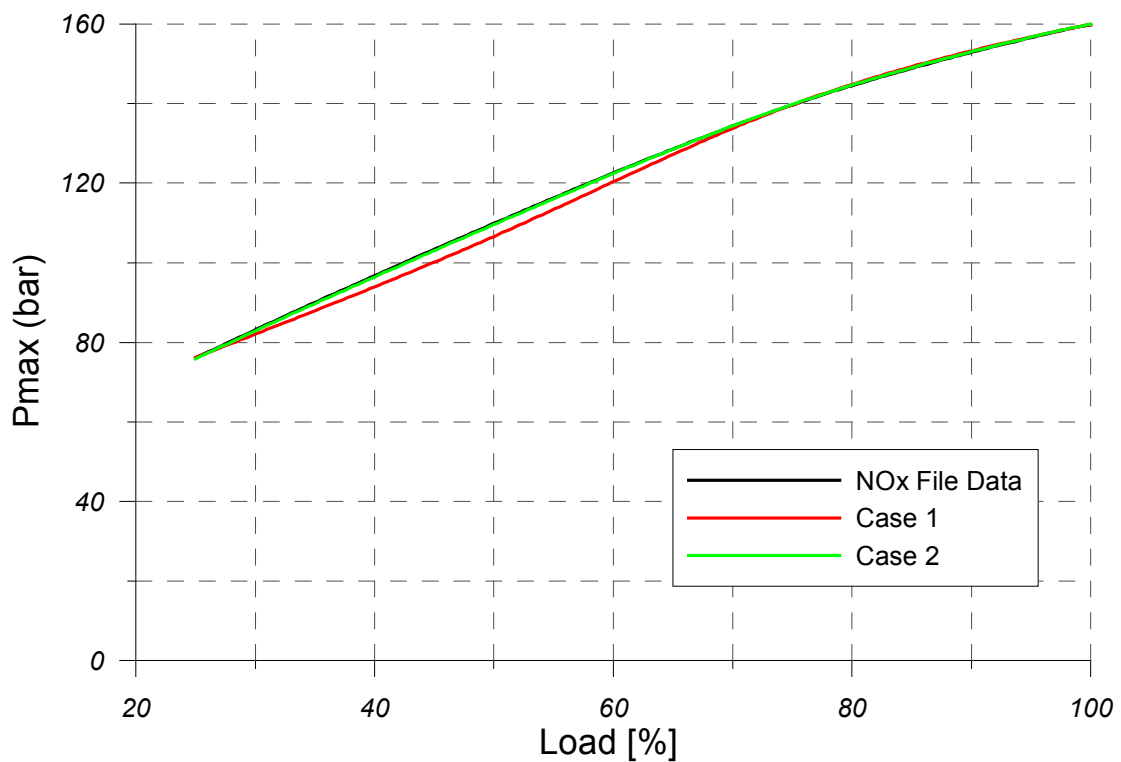
Στο διάγραμμα 7.2.4 διακρίνεται ότι πλέον και η παροχή αέρα προσεγγίζεται πάρα πολύ καλά σε αμφότερες περιπτώσεις, με σφάλμα που δεν υπερβαίνει το ±2% με την πρώτη μέθοδο και το ±3% με την δεύτερη.

Από το διάγραμμα 7.2.5 προκύπτει ότι εν γένει σημειώνεται υπερεκτίμηση των εκπομπών NO_x, η οποία είναι μεγαλύτερη στα χαμηλά φορτία. Η πρώτη περίπτωση προσεγγίζει καλύτερα και την πειραματική μορφή της καμπύλης αλλά και τις απόλυτες τιμές, καθώς όπως φαίνεται και στον Πίνακα 7.2.3 εκτός από το φορτίο 25% του ονομαστικού, όπου η απόκλιση αγγίζει το 19,5%, σε όλα τα υπόλοιπα σημεία λειτουργίας η ακρίβεια είναι πολύ ικανοποιητική με σφάλμα κάτω του 6% και μειούμενο. Η στην δεύτερη περίπτωση το πρόβλημα της υπερεκτιμήσεως των εκπομπών στα χαμηλά φορτία επεκτείνεται μέχρι και το 50% του ονομαστικού περίπου, με σφάλμα που συρρικνώνεται από 20% σε 15%, και από εκεί και πέρα η

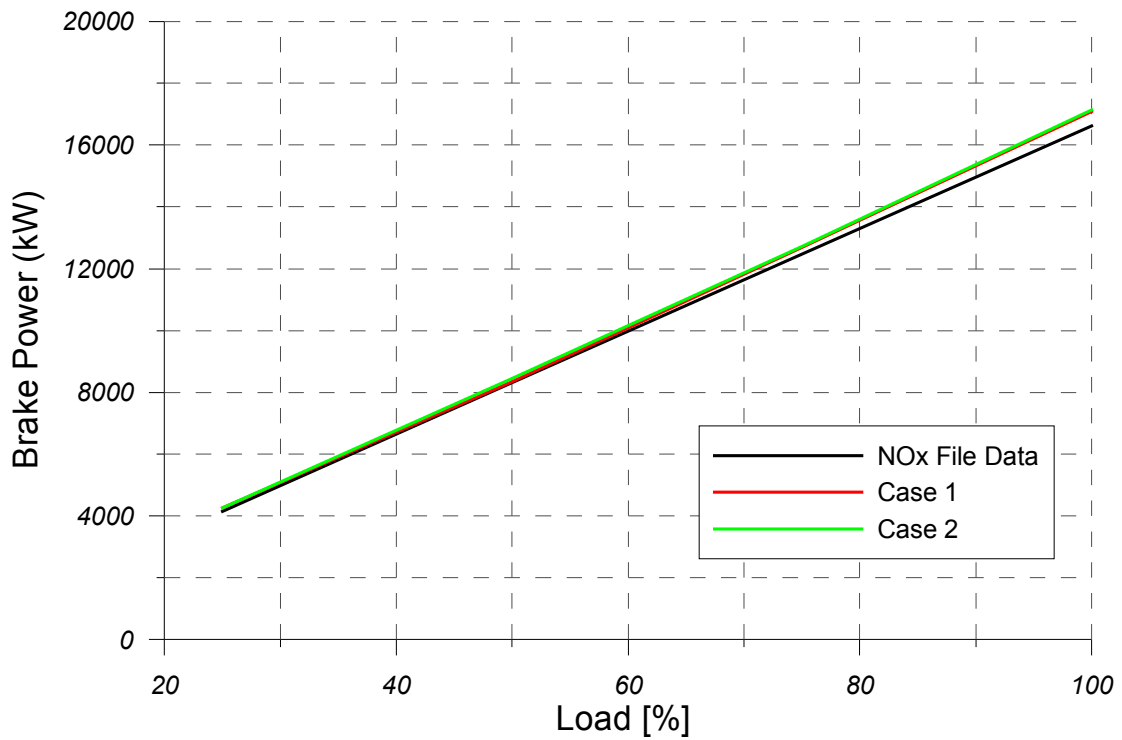
καμπύλη ακολουθεί εντονότερη πτωτική τάση τόσο σε σύγκριση με την πειραματική καμπύλη όσο και με την πρώτη περίπτωση.



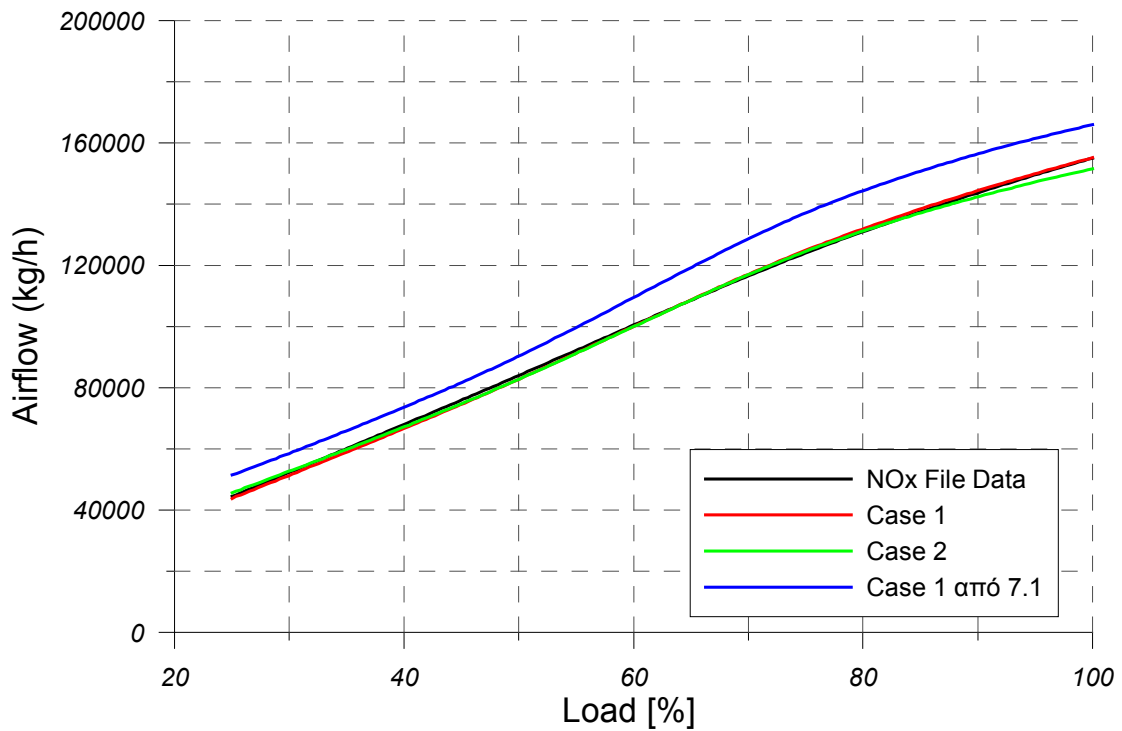
Διάγραμμα 7.2.1 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Πίεσης Συμπίεσης



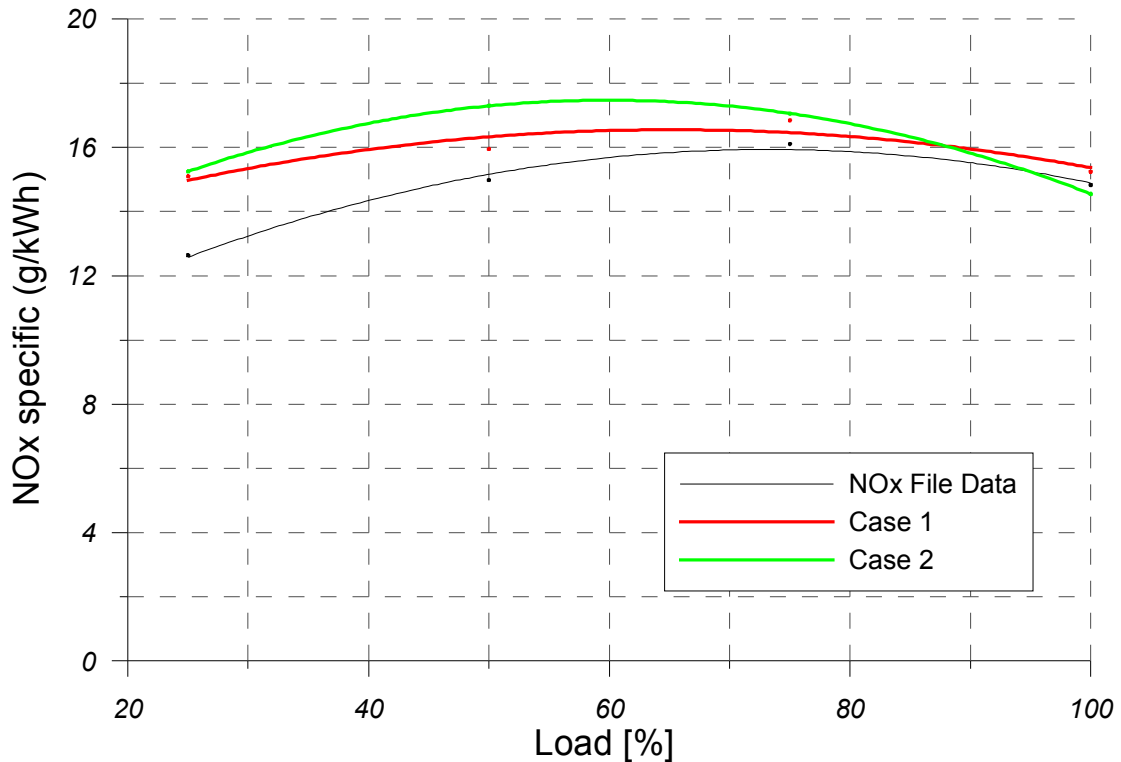
Διάγραμμα 7.2.2 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Μεγίστης Πίεσης Καύσεως



Διάγραμμα 7.2.3 Σύγκριση Πειραματικής (Πέδη) και Υπολογιζόμενης Ισχύος



Διάγραμμα 7.2.4 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Παροχής Αέρα



Διάγραμμα 7.2.5 Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Εκπομπής NOx

Γενικά φαίνεται ότι η ρύθμιση της παροχής αέρα δια της μείωσης της διαφοράς πίεσης μεταξύ οχετών εισαγωγής και εξαγωγής οδηγεί σε καλλίτερα αποτελέσματα όσον αφορά τις συνθήκες της καύσεως, πέραν του ότι προβλέπει ακριβέστερα και την εκπομπή NO_x, εφόσον υπολογίζονται η πίεση συμπίεσης και η παροχή αέρα εγγύτερα προς την πειραματική τιμή.

7.2.3 Τροποποίηση Air Entrainment Coefficients Για Καλλίτερη Εκτίμηση NOx

Στην Υποπαράγραφο αυτή θα παρουσιαστεί τι μπορεί να γίνει σε περίπτωση που επιδιώκεται να προβλέπονται καλύτερα οι εκπομπές NOx από το λογισμικό.

Έχοντας ήδη διαπιστώσει την ισχυρή ομόσημη εξάρτηση των εκπομπών NOx από τον Air Entrainment Coefficient, αν θέλουμε ο κώδικας να προβλέπει με ικανοποιητικότερη ακρίβεια τις εκπομπές NOx στα χαμηλά φορτία θα πρέπει να θυσιαστεί να μειωθούν οι AEC και κατά συνέπεια και η επιδιωκόμενη ακρίβεια στον υπολογισμό της μέγιστης πίεσης καύσεως. Έχοντας αυτό υπ' όψιν θα επαναληφθεί η πρώτη προσέγγιση της παραγράφου 7.2 για τα φορτία 25% και 50%, αλλά με επιλογή μετά από δοκιμές AEC τέτοιων ώστε να ταιριάζουν οι εκπομπές NOx με τις πειραματικές. Οι υπόλοιπες ρυθμίσεις έχουν ως αναφέρονται στην Υποπαράγραφο 7.2.1. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον Πίνακα 7.2.2.

Πίνακας 7.2.2. Αποτελέσματα της Τρίτης Σειράς Προσομοιώσεων της Παραγράφου 7.2

Πίνακας 7.2.2														
Load [%]	RPM	P _{in} (bar)	T _{in} (°C)	P _{comp} (bar)	P _{max} (bar)	Brake Power (kW)	P _{exh} (bar)	m _{fuel} (kg/h)	Airflow (kg/h)	Gasflow (kg/h)	NOx specific (g/kWh)	T _{exh} (°C)	AEC	Turbine Exhaust flow Area (m ²)
25	66,1	1,4	20	50,1	70,3	4186	1,33	773,5	43920	44693,5	13,055	290	0,64	0,060529
50	83,3	2,24	32	79,3	105,1	8311,8	2,06	1482,7	82800	84282,7	15,515	324	0,68	0,063447
75	95,4	3,25	34	116,4	139,7	12695,2	2,97	2189,5	124920	127109,5	16,84	327,6	0,752	0,065926
100	105	4,1	38	147,8	159,9	17081,4	3,76	2977,6	155160	158137,6	15,24	367,8	0,79	0,066794

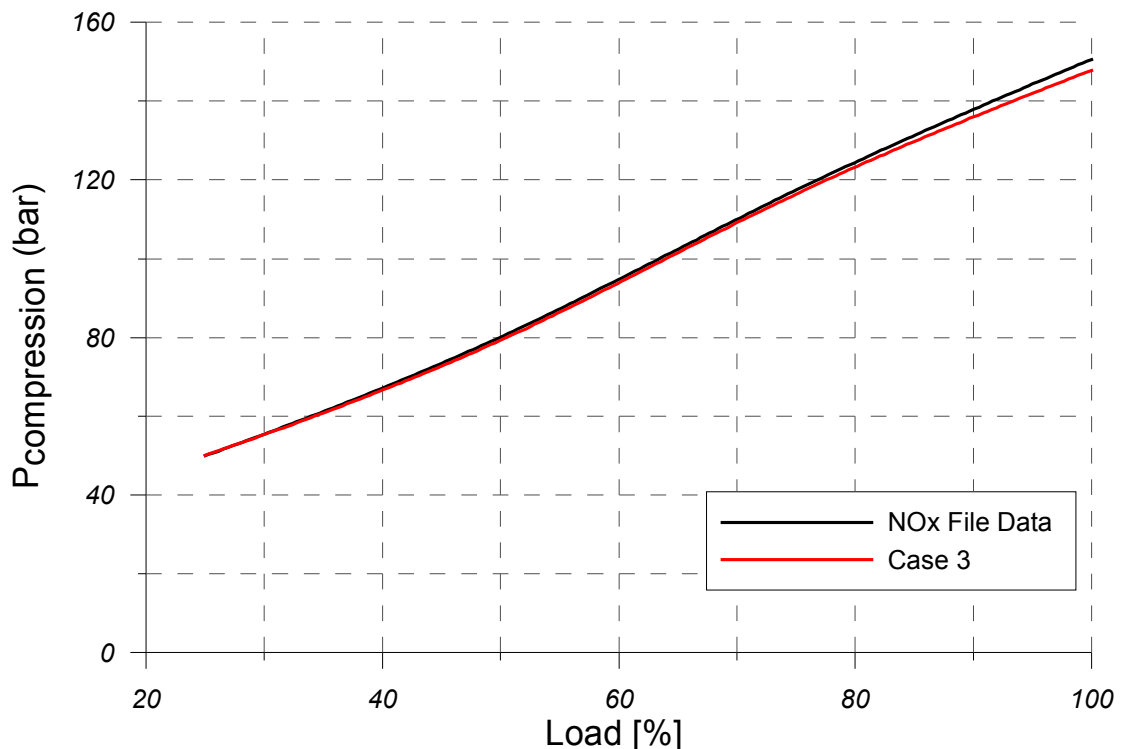
Εν συνεχεία θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα συγκρίσεως των αποτελεσμάτων των καινούριων προσομοιώσεων με τα πειραματικά δεδομένα. Τα μεγέθη που θα εξετασθούν είναι όπως και προηγουμένως η ισχύς της πέδης, η πίεση συμπίεσεως, η μέγιστη πίεση καύσεως, η παροχή αέρα προς του κυλίνδρους και οι εκπομπές NO_x. Στα διαγράμματα 7.2.6-7.2.10 ως NO_x File Data αναφέρονται τα δεδομένα των μετρήσεων ρύπων της συγκεκριμένης ομάδας κινητήρων και ως Case 3 αναφέρεται η καινούρια σειρά προσομοιώσεων που εκτελεί το λογισμικό, τα χαρακτηριστικά της οποίας ανακεφαλαιώνονται ακολούθως.

Case 3: Cd=0,99 (default), μειωμένη διαφορά πιέσεων μεταξύ εισαγωγής-εξαγωγής, ώστε να προσεγγίζεται η παροχή αέρα και Air Entrainment Coefficient για κάθε φορτίο, τέτοιος ώστε να προσεγγίζονται με καλή ακρίβεια οι εκπομπές NO_x

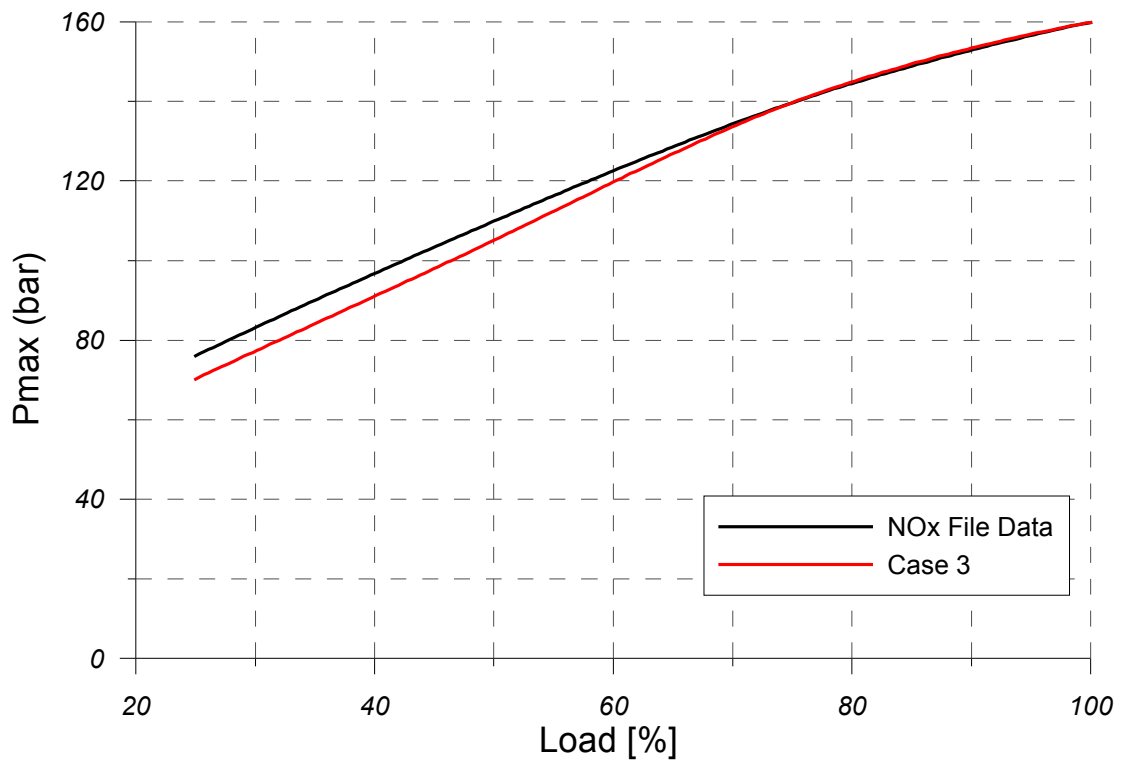
Αυτό που έχει πρωτίστως ενδιαφέρον είναι ότι στο διάγραμμα 7.2.7 φαίνεται ότι για τα χαμηλά φορτία από 25% μέχρι 50% του ονομαστικού υπάρχει τώρα σχετική υποεκτίμηση της μέγιστης πιέσεως καύσεως, με σφάλμα της τάξεως του 7,5%-4,5%, όπως προκύπτει στον Πίνακα 7.2.4 της Υποπαραγράφου 7.2.4. Το γεγονός αυτό αναμενόταν λόγω της μείωσης των AEC.

Όμως όπως παρατηρείται στο διάγραμμα 7.2.10 έχει πλέον προσεγγιστεί με πάρα πολύ καλή ακρίβεια η μορφή της καμπύλης των NO_x, με μία μικρή υπερεκτίμηση το σφάλμα της οποίας κυμαίνεται μεταξύ 3-4,5%. Με κατάλληλο scaling μπορούμε να φέρουμε την υπολογιζόμενη καμπύλη να ταυτιστεί με τα πειραματικά δεδομένα. Πράγματι, αν αντί του τυπικού συντελεστή 0,5 με τον οποίο πολλαπλασιάζεται η υπολογιζόμενη ειδική συγκέντρωση NO_x στο καυσαέριο χρησιμοποιήσουμε συντελεστή 0,48, οι δύο καμπύλες συμπίπτουν.

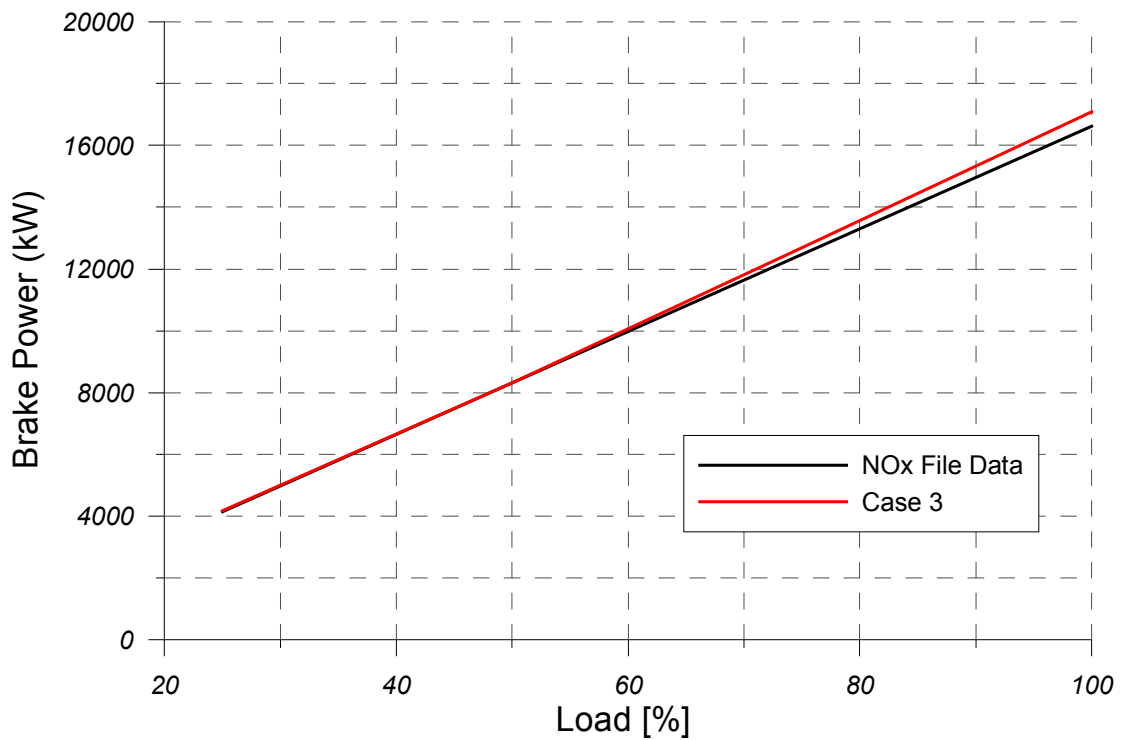
Όσον αφορά τα υπόλοιπα μεγέθη δεν επέρχεται κάποια μεταβολή, εκτός από μία ανεπαίσθητη μείωση της ισχύος της πέδης στα φορτία, όπου μειώθηκαν οι AEC.



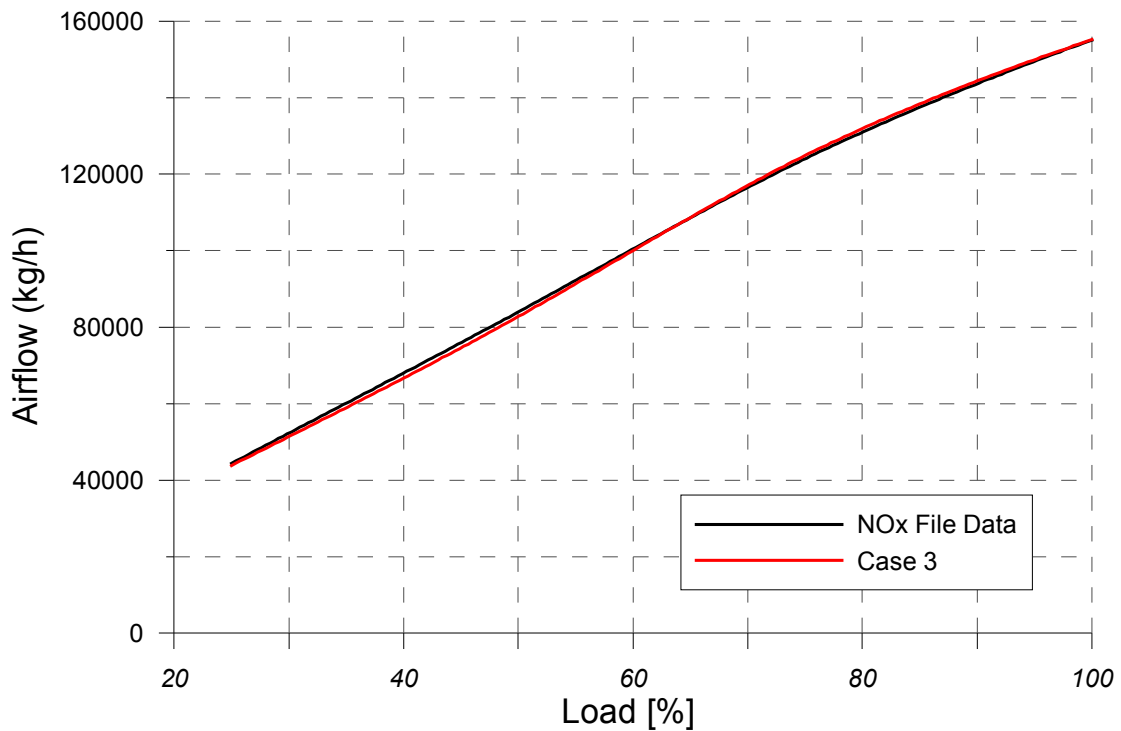
Διάγραμμα 7.2.6. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Πιέσεως Συμπίεσεως



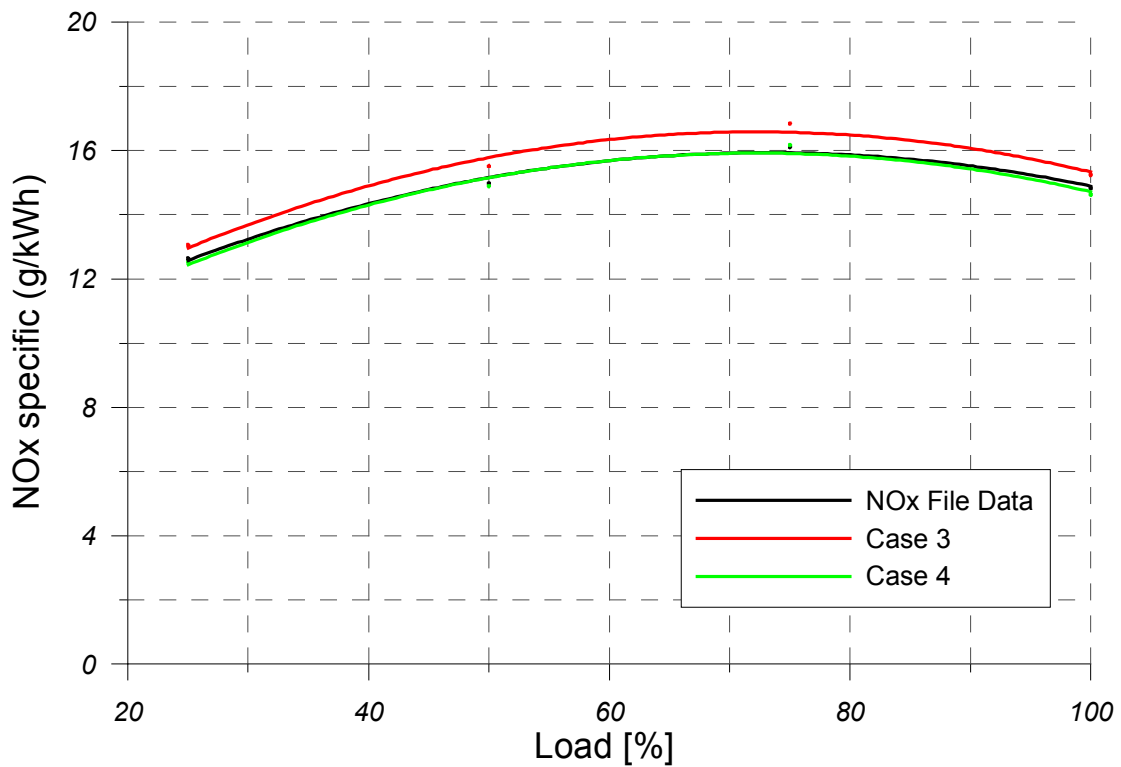
Διάγραμμα 7.2.7. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Μεγίστης Πίεσεως Καύσεως



Διάγραμμα 7.2.8. Σύγκριση Πειραματικής (Πέδη) και Υπολογιζόμενης Ισχύος



Διάγραμμα 7.2.9. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Παροχής Αέρα



Διάγραμμα 7.2.10. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Εκπομπής NOx

Υπενθυμίζεται ότι στο διάγραμμα 7.2.10 ως Case 4 αναφέρεται η Case 3 με συντελεστή scaling στα NO_x 0,48 αντί του 0,5 που χρησιμοποιείται παγίως.

7.2.4 Αξιολόγηση Σφάλματος μεταξύ Πειραματικών Δεδομένων και Προσομοιώσεων

Στην Υποπαράγραφο αυτή δίνεται ο Πίνακας 7.2.3, που περιέχει αναλυτικά τα σφάλματα σε κάθε φορτίο μεταξύ πειραματικής και υπολογιζόμενης τιμής του εκάστοτε υπό εξέταση μεγέθους. Στον πίνακα αυτόν σε κάθε μέγεθος αντιστοιχούν τρεις στήλες. Στα κελιά κάτω από τους τίτλους Data, Case 1 και Case 2 αναγράφονται οι απόλυτες τιμές των πειραματικών μετρήσεων, της πρώτης και της δεύτερης σειράς προσομοιώσεων αντίστοιχα. Στα κελιά κάτω από τη γραμμή Error υπό τον τίτλο Case 1 ή Case 2 δίνεται το ποσοστιαίο σφάλμα μεταξύ υπολογιζόμενης και πειραματικής τιμής για το αντίστοιχο φορτίο (υπό τον τίτλο Load) και την αντίστοιχη προσομοίωση. Η αναλυτική καταγραφή των σφαλμάτων εξυπηρετεί τον σχολιασμό των διαγραμμάτων 7.2.1-7.2.5 της Υποπαραγράφου 7.2.2.

Δίνεται επίσης και ο Πίνακας 7.2.4, που περιέχει αναλυτικά τα σφάλματα σε κάθε φορτίο μεταξύ πειραματικής και υπολογιζόμενης τιμής του εκάστοτε υπό εξέταση μεγέθους. Στον πίνακα αυτόν σε κάθε μέγεθος αντιστοιχούν δύο στήλες. Στα κελιά κάτω από τους τίτλους Data και Case 3 αναγράφονται οι απόλυτες τιμές των πειραματικών μετρήσεων και της προσομοιώσεως αντίστοιχα και στα κελιά κάτω από τη γραμμή Error υπό τον τίτλο Case 3 δίνεται ποσοστιαίο σφάλμα μεταξύ υπολογιζόμενης και πειραματικής τιμής για το αντίστοιχο φορτίο (υπό τον τίτλο Load). Η αναλυτική καταγραφή των σφαλμάτων εξυπηρετεί τον σχολιασμό των διαγραμμάτων 7.2.6-7.2.10 της Υποπαραγράφου 7.2.3.

Πίνακας 7.2.3. Ποσοστιαίο Σφάλμα Συνάρτησε του Φορτίου μεταξύ Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Τιμής στις Πρώτες Δύο Σειρές Προσομοιώσεων για τα υπό Εξέταση Μεγέθη της Παραγράφου 7.2

Πίνακας 7.2.2

Brake Power (kW)			Airflow (kg/h)			Pcompression (bar)			Pmax (bar)		
Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2
4157,8	4273,5	4267,2	44458	43920	45720	50	50,1	48,9	76,1	76,2	75,9
8314,1	8345,4	8446,2	84037	82800	82800	80,1	79,3	78,2	109,9	106,6	109,6
12475,8	12695,2	12730,9	124055	124920	124560	117,4	116,4	114,2	139,7	139,7	139,8
16627,3	17081,4	17131,1	155089	155160	151560	150,6	147,8	145,5	159,9	159,9	160
Error[%]			Error[%]			Error[%]			Error[%]		
Load [%]	Case 1	Case 2	Load [%]	Case 1	Case 2	Load [%]	Case 1	Case 2	Load [%]	Case 1	Case 2
25	2,78	2,63	25	-1,21	2,84	25	0,20	-2,20	25	0,13	-0,26
50	0,38	1,59	50	-1,47	-1,47	50	-1,00	-2,37	50	-3,00	-0,27
75	1,76	2,04	75	0,70	0,41	75	-0,85	-2,73	75	0,00	0,07
100	2,73	3,03	100	0,05	-2,28	100	-1,86	-3,39	100	0,00	0,06

NOx specific (g/kWh)		
Data	Case 1	Case 2
12,64	15,1	15,25
14,98	15,95	17,3
16,11	16,84	17,05
14,83	15,24	14,55
Error[%]		
Load [%]	Case 1	Case 2
25	19,46	20,65
50	6,48	15,49
75	4,53	5,83
100	2,76	-1,89

Πίνακας 7.2.4. Ποσοστιαίο Σφάλμα Συναρτήσεως του Φορτίου μεταξύ Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Τιμής στην τρίτη σειρά προσομοιώσεων για τα υπό Εξέταση Μεγέθη της Παραγράφου 7.2

Πίνακας 7.2.4										
Brake Power (kW)		Airflow (kg/h)		Pcompression (bar)		Pmax (bar)		NOx specific (g/kWh)		
Data	Case 3	Data	Case 3	Data	Case 3	Data	Case 3	Data	Case	New scaling
4157,8	4186	44458	43920	50	50,1	76,1	70,3	12,64	13,055	12,5328
8314,1	8311,8	84037	82800	80,1	79,3	109,9	105,1	14,98	15,515	14,8944
12475,8	12695,2	124055	124920	117,4	116,4	139,7	139,7	16,11	16,84	16,1664
16627,3	17081,4	155089	155160	150,6	147,8	159,9	159,9	14,83	15,24	14,6304
Error[%]		Error[%]		Error[%]		Error[%]		Error[%]		
Load [%]	Case 3	Load [%]	Case 3	Load [%]	Case 3	Load [%]	Case 3	Load [%]	Case	New scaling
25	0,68	25	-1,21	25	0,20	25	-7,62	25	3,28	-0,85
50	-0,03	50	-1,47	50	-1,00	50	-4,37	50	3,57	-0,57
75	1,76	75	0,70	75	-0,85	75	0,00	75	4,53	0,35
100	2,73	100	0,05	100	-1,86	100	0,00	100	2,76	-1,35

7.3 Βαθμονόμηση για Καλλίτερη Πρόβλεψη της Πίεσεως Συμπίεσεως και της Παροχής Αέρος

Στην παράγραφο 7.2. επετεύχθη πολύ καλή ακρίβεια στον υπολογισμό της πίεσεως συμπίεσεως και στην παροχή αέρα προς τους κυλίνδρους. Ενδεχομένως όμως να μπορούν να προκύψουν ακόμη ακριβέστερα αποτελέσματα, ιδίως όσον αφορά την πίεση συμπίεσεως. Εάν αυτό είναι δυνατό τότε θα προσεγγιστούν ακόμη περισσότερο οι συνθήκες της καύσεως και άρα θα μπορούν να εξαχθούν πιο αξιόπιστα αποτελέσματα όσον αφορά την προβλεπτική ικανότητα του μοντέλου σχετικά με τις εκπομπές NO_x.

Σκοπός της παραγράφου αυτής είναι να ελεγχθεί αν με μικρή τροποποίηση των πιέσεων στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής μπορεί να προσεγγιστεί με ακόμη μεγαλύτερη ακρίβεια η πίεση συμπίεσεως και να διατηρηθεί ή, εάν είναι δυνατόν, και να βελτιωθεί παράλληλα η υψηλή ακρίβεια υπολογισμού της παροχής αέρα προς τους κυλίνδρους. Οι τροποποιήσεις αυτές μπορούν να δικαιολογηθούν, αν οι μεταβολές των τιμών είναι μικρές, αφενός μεν γιατί για την μέση πίεση στους οχετούς εξαγωγής ούτως ή άλλως ελλείπουν τα πραγματικά δεδομένα και γιατί εν γένει υπάρχει και ένα περιθώριο σφάλματος σε τέτοιες μετρήσεις. Πραγματοποιήθηκαν λοιπόν δύο νέες σειρές προσομοιώσεων, έκαστη για διαφορετική προσέγγιση.

Στην πρώτη σειρά προσομοιώσεων διατηρήθηκε σταθερή η διαφορά μεταξύ πίεσεως εισαγωγής και εξαγωγής στους κυλίνδρους, ίση με αυτή των εργοστασιακών δοκιμών. Στο πρώτο βήμα έγιναν δοκιμές αυξανόμενων των πιέσεων στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής, ώστε η υπολογιζόμενη πίεση συμπίεσεως να προσεγγίζει κατά το δυνατόν την πειραματική. Στο δεύτερο βήμα, ξεκινώντας από τα αποτελέσματα του πρώτου βήματος, έγιναν διάφορες δοκιμές επί του συντελεστή εκροής της βαλβίδος εξαγωγής, ώστε να προσεγγίζεται κατά το δυνατόν η πειραματική παροχή αέρος προς τους κυλίνδρους, και επειδή επηρεάζετο λίγο και η πίεση συμπίεσεως, όπου χρειαζόταν γινόταν κατάλληλη αναπροσαρμογή των πιέσεως εισαγωγής και εξαγωγής. Στο τρίτο και τελευταίο βήμα της πρώτης προσεγγίσεως ελήφθη σταθερός συντελεστής εκροής για όλα τα φορτία ίσος με τον μέσο όρο των

συντελεστών εκροής του προηγούμενου βήματος και πραγματοποιήθηκαν κατάλληλες αυξομειώσεις στις πιέσεις των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής, ώστε να προσεγγίζεται πάντοτε με την καλύτερη δυνατή ακρίβεια η πίεση συμπίεσεως, ενώ παράλληλα έγινε και βαθμονόμηση με βάση την επιλογή Calibrate Peak Combustion Pressure ώστε να προσεγγιστεί και η μέγιστη πίεση καύσεως.

Κατά την δεύτερη σειρά προσομοιώσεων διατηρήθηκε εξαρχής σταθερός και ίσος με 0,99 (default τιμή) ο συντελεστής εκροής της βαλβίδος εξαγωγής και έγιναν διάφοροι συνδυασμοί πίεσεως εξαγωγής και εισαγωγής, κρατώντας τις τιμές εντός ενός περιθωρίου μεταβολής $\pm 3,5\%$ γύρω από τις τιμές των εργαστηριακών δοκιμών, χωρίς όμως να επιδιώκεται να διατηρείται σταθερή η διαφορά τους. Το εύρος αυτό, όπως είπαμε, μπορεί να δικαιολογηθεί από την αβεβαιότητα των μετρήσεων για την πίεση εισαγωγής στους κυλίνδρους και το γεγονός ότι δεν διατίθενται στοιχεία για την πίεση εξαγωγής. Επιπροσθέτως έγινε και βαθμονόμηση με βάση την επιλογή Calibrate Peak Combustion Pressure ώστε να προσεγγιστεί και η μέγιστη πίεση καύσεως

Οι ρυθμίσεις των προσομοιώσεων είναι σε όλες τις περιπτώσεις αυτές που αναφέρονται στην Υποπαράγραφο 7.3.1. Τα αποτελέσματα της πρώτης προσεγγίσεως δίνονται αναλυτικά για κάθε βήμα στον Πίνακα 7.3.1. Τα αποτελέσματα της δεύτερης προσεγγίσεως παρουσιάζονται στον Πίνακα 7.3.2.

Πίνακας 7.3.1. Αναλυτική Παρουσίαση Αποτελεσμάτων Κάθε Βήματος της Πρώτης Προσεγγίσεως της Παραγράφου 7.3

Πίνακας 7.3.1

Πίνακας 7.3.1													
Βήμα 1ο	Load [%]	Pin	Pexh	Pin new	Pexh new	Pcomp new							
	25	1,4	1,3	1,42	1,32	50,1							
	50	2,24	2,02	2,28	2,06	80,3							
	75	3,25	2,97	3,33	2,97	117,4							
	100	4,22	3,81	4,22	3,81	150,4							
Βήμα 2ο	RPM	Pin (bar)	Tcyl exh (°C)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Brake Power (kW)	Pexh (bar)	Airflow (kg/h)	Gasflow (kg/h)	NOx specific (g/kWh)	Cd	AEC	Turbine/ Exhaust flow area (m ²)
	66	1,41	279,8	50,2	76,1	4279,1	1,31	44640	45413,5	14,7	0,85	0,685	0,062197
	83	2,25	318,3	79,8	109,9	8454,6	2,03	84240	85722,7	16,611	0,91	0,703	0,064262
	95	3,29	329,3	117,2	139,7	12703,6	2,93	124200	126389,5	16,219	0,88	0,746	0,066131
	101	4,18	370,4	150,5	160	17036,6	3,77	154800	157777,6	15,141	0,9	0,761	0,066297
Βήμα 3ο	RPM	Pin (bar)	Tcyl exh (°C)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Brake Power (kW)	Pexh (bar)	Airflow (kg/h)	Gasflow (kg/h)	NOx specific (g/kWh)	Cd	AEC	Turbine/ Exhaust flow area (m ²)
	66	1,4	274,4	49,7	75,7	4269,3	1,3	45720	46493,5	15,45	0,89	0,685	0,063937
	83	2,26	320,5	80,3	110,4	8470	2,04	83160	84642,7	16,9	0,89	0,703	0,063584
	95	3,28	327	116,8	139,4	12702,9	2,92	125280	127469,5	16,6	0,89	0,746	0,066786
	101	4,18	371,8	150,6	160	17040,1	3,77	153720	156697,6	15,45	0,89	0,781	0,066098

Στον Πίνακα 7.3.1 στο πρώτο βήμα η πρώτη στήλη αναφέρεται στο φορτίο (Load), η δεύτερη και η τρίτη στην πίεση του οχετού εισαγωγής και εξαγωγής αντίστοιχα όπως αυτές έχουν διαμορφωθεί στην παράγραφο 7.1, η τέταρτη και η πέμπτη στήλη αναφέρονται στις νέες τιμές των πιέσεων αυτών ώστε να προσεγγίζει η υπολογιζόμενη τιμή της πίεσεως συμπίεσεως την πειραματική και στην τελευταία στήλη αναγράφεται η τιμή αυτή. Στα βήματα δύο και τρία η πρώτη στήλη αναφέρεται στην ταχύτητα περιστροφής σε RPM του κινητήρα. Εν συνεχεία δίνονται η

υπολογιζόμενη πίεση στον οχετό εισαγωγής (P_{in}), η θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδο από τους κυλίνδρους ($T_{cyl\ exh}$), η πίεση συμπίεσεως (P_{comp}), μέγιστη πίεση καύσεως (P_{max}), η ισχύς της πέδης (Brake Power), η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής (P_{exh}), η παροχή και αέρα προς τους κυλίνδρους (airflow), η παροχή των καυσαερίων στην εξαγωγή (gasflow), οι εκπομπές NOx εκφρασμένες σε g/kWh και ο συντελεστής εκροής της βαλβίδας εξαγωγής Cd. Στις τελευταίες δύο στήλες δίνονται τα μεγέθη του προγράμματος Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area.

Πίνακας 7.3.2. Παρουσίαση Αποτελεσμάτων της Δεύτερης Προσεγγίσεως της Παραγράφου 7.3

Πίνακας 7.3.2													
Load [%]	RPM	Brake Power (kW)	P_{max} (bar)	$T_{cyl\ exh}$ (°C)	P_{exh} (bar)	P_{in} (bar)	Airflow (kg/h)	Gasflow (kg/h)	NOx specific (g/kWh)	Cd	AEC	Turbine/Exhaust flow area (m ²)	P_{comp} (bar)
25	66	4272,1	76,1	280,2	1,33	1,4	44640	45413,5	15,25	0,99	0,687	0,061	50
50	83	8447,6	109,9	313,8	2,06	2,25	85680	87162,7	16,95	0,99	0,7	0,064567	80,1
75	95	12700,8	139,7	289,8	2,95	3,35	145800	147989,5	16,40	0,99	0,741	0,074257	117,3
100	101	17017,7	159,9	338,3	3,81	4,24	173160	176137,6	15,35	0,99	0,758	0,071564	150,6

Στον Πίνακα 7.3.2 οι πρώτες δύο στήλες αναφέρονται στο φορτίο (Load) και την ταχύτητα περιστροφής σε RPM που του αντιστοιχεί. Ακόμα περιλαμβάνονται η υπολογιζόμενη πίεση στον οχετό εισαγωγής (P_{in}), η πίεση συμπίεσεως (P_{comp}), μέγιστη πίεση καύσεως (P_{max}), η ισχύς της πέδης (Brake Power), η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής (P_{exh}), η παροχή καυσίμου αέρα προς τους κυλίνδρους (airflow), η παροχή των καυσαερίων στην εξαγωγή (gasflow), οι εκπομπές NOx εκφρασμένες σε g/kWh και η θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδο από τους κυλίνδρους ($T_{cyl\ exh}$). Στις τελευταίες τρεις στήλες αναγράφεται η τιμή του συντελεστή εκροής της βαλβίδας εξαγωγής που χρησιμοποιείται από το λογισμικό στην συγκεκριμένη προσομοίωση και στις τελευταίες δύο στήλες δίνονται τα μεγέθη του προγράμματος Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area.

7.3.1 Χαρακτηριστικά του Λογισμικού Προσομοιώσεως

Στην Υποπαραγράφο αυτή παρουσιάζονται οι επιλογές των ρυθμίσεων Fuel, Setup, Run_Data και Engine_Base του λογισμικού, οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν στις προσομοιώσεις της παραγράφου 7.3.

Engine: 7S60MC_C

Fuel

- Fuel density: 908,3 kg/m³ ->908
- Heating Value: 41969,7 kJ/kg ->41970
Κατώτερη Θερμογόνος από Shop Tests
- Define Mass Percentage με:
 - C = 87,29% -> 87.29
 - H = 11,86% -> 11.86
 - N = 0,08% -> 0,00
 - O = 0,49% -> 0,00
 - S = 0,26%
 - Water = 0,01% V/V => 0,011% mass, Water Content: 0,00011-> 0.0

Setup

- Use Constant Injection rate

- Use Correlations for air Swirl
- Air Entrainment from Momentum
- Enable Air to Access all Zones
- Use Actual Momentum for Air Entrainment
- Use Chemical Kinetics
- Hiroyasu Soot Oxidation
- $k\sim e$
- Match exhaust pressure

Run Data

- Open Cycle Operating Data - Input from file
(υπενθυμίζεται P injection: 400bar)

Engine_Base

- Exhaust Valve Discharge Coefficient μεταβλητός αρχικά με σταθερή τιμή ίση με 0,89 στην τελευταία φάση της πρώτης σειράς προσομοιώσεων
- Exhaust Valve Discharge Coefficient ίσος με 0,99 για όλα τα φορτία στην δεύτερη σειρά προσομοιώσεων

7.3.2 Γραφική Απεικόνιση και Αξιολόγηση Αποτελεσμάτων

Στην Υποπαράγραφο αυτή θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα συγκρίσεως των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων με τα πειραματικά δεδομένα. Τα μεγέθη που θα εξετασθούν είναι η ισχύς της πέδης, η πίεση συμπίεσεως, η μέγιστη πίεση καύσεως, η παροχή αέρα προς του κυλίνδρους και οι εκπομπές NO_x. Η πίεση στον οχετό εισαγωγής και η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής δεν έχει νόημα να εξεταστούν, γιατί οι τιμές των δεδομένων και των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων ταυτίζονται μονίμως. Παρομοίως ούτε η παροχή καυσαερίων έχει λόγο να εξεταστεί καθώς αποτελεί πάντα το άθροισμα της παροχής αέρα προς τους κυλίνδρους συν την παροχή καυσίμου.

Στα διαγράμματα 7.3.1-7.3.5 ως NO_x File Data αναφέρονται τα δεδομένα των μετρήσεων ρύπων της συγκεκριμένης ομάδας κινητήρων και ως Case 1 και Case 2 αναφέρονται οι προσομοιώσεις που εκτελεί το λογισμικό, τα χαρακτηριστικά των οποίων ανακεφαλαιώνονται ακολούθως.

Case 1: Αυξημένες πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής ώστε να προσεγγίζεται η πίεση συμπίεσεως αλλά με σταθερή διαφορά τους ίση με αυτή των εργοστασιακών δοκιμών, Cd=0,89 κοινός για όλα τα φορτία ώστε να προσεγγίζεται η παροχή αέρα, Air Entrainment Coefficient μέσω της επιλογής Calibrate Peak Combustion Pressure για κάθε φορτίο

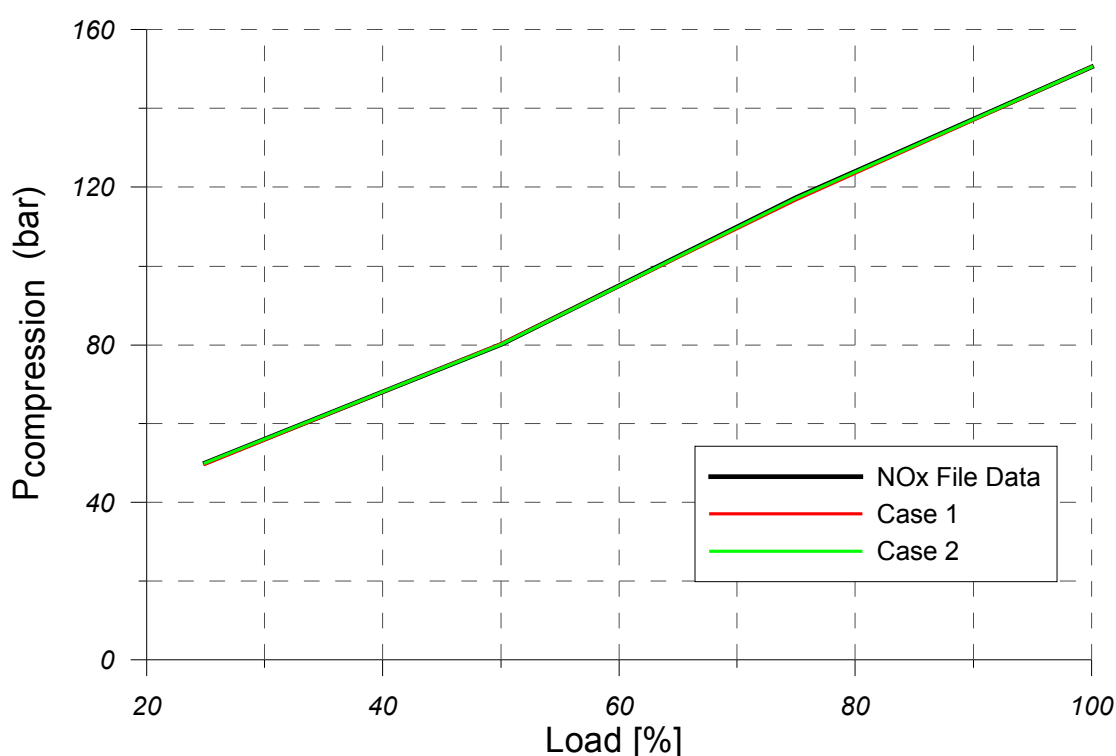
Case 2: Cd=0,99 (default) για όλα τα φορτία, πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής μεταβαλλόμενες εντός ορίου $\pm 3,5\%$ ώστε να προσεγγίζεται κατάλληλα και η πίεση συμπίεσεως και η παροχή αέρα προς τους κυλίνδρους, Air Entrainment Coefficient μέσω της επιλογής Calibrate Peak Combustion Pressure για κάθε φορτίο

Στα διαγράμματα 7.3.1 και 7.3.2 παρατηρείται ότι και με τις δύο προσεγγίσεις επιτυγχάνεται πρακτικά ταύτιση τόσο της υπολογιζόμενης πίεσεως συμπίεσεως όσο και της μέγιστης πίεσεως καύσεως με τις πειραματικές καμπύλες. Το σφάλμα όπως φαίνεται και στον Πίνακα 7.3.5 της Υποπαραγράφου 7.3.4 είναι μηδαμινό παντού.

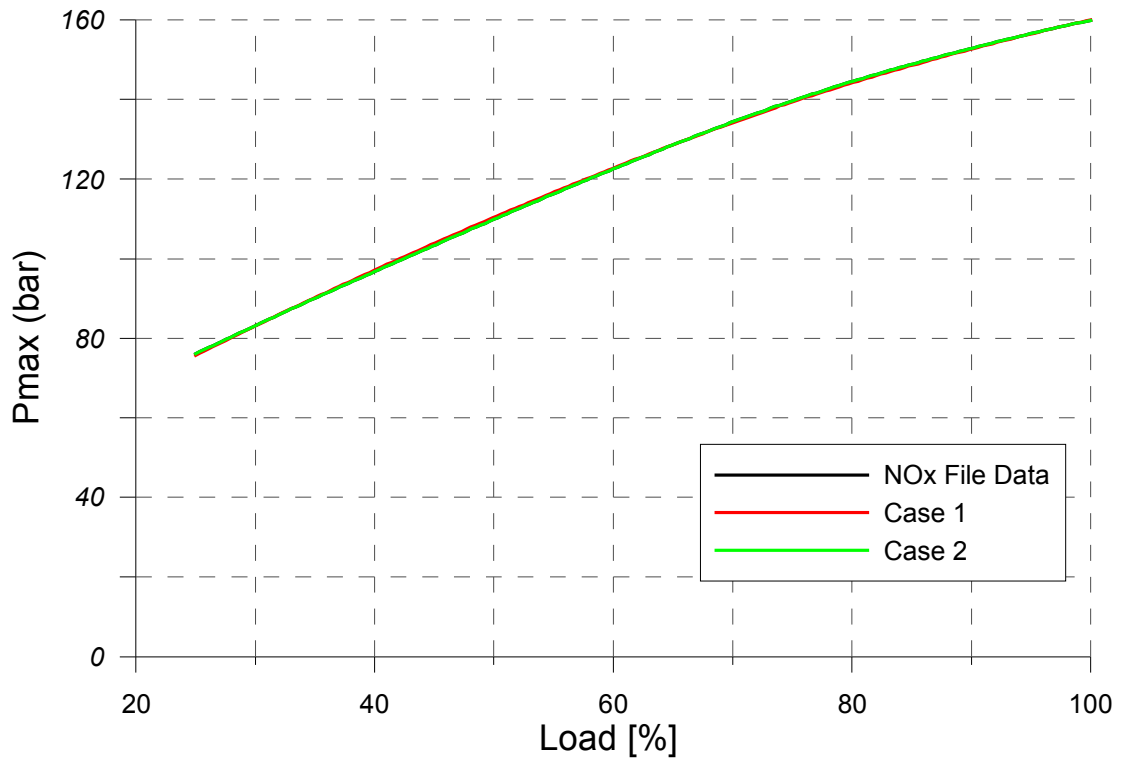
Από το διάγραμμα 7.3.3 φαίνεται ότι και η ισχύς επίσης υπολογίζεται με πολύ καλή ακρίβεια και για τις δύο περιπτώσεις, με σφάλμα κάτω του 3%

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει το διάγραμμα 7.3.4, όπου γίνεται σύγκριση της υπολογιζόμενης παροχής αέρα με την πειραματική. Αυτό που επιβάλλεται να επισημανθεί κατά πρώτο λόγο είναι ότι στην δεύτερη προσέγγιση σημειώνεται σημαντική υπερεκτίμηση για φορτία μεγαλύτερα του 50% του ονομαστικού, με απόκλιση που κυμαίνεται μεταξύ 11,5-17,5%. Αντιθέτως, με την πρώτη προσέγγιση επιτυγχάνεται πολύ καλή ακρίβεια στην προσέγγιση, με σφάλμα εντός της ζώνης -1% με +3%, όπως φαίνεται και στον Πίνακα 7.3.5.

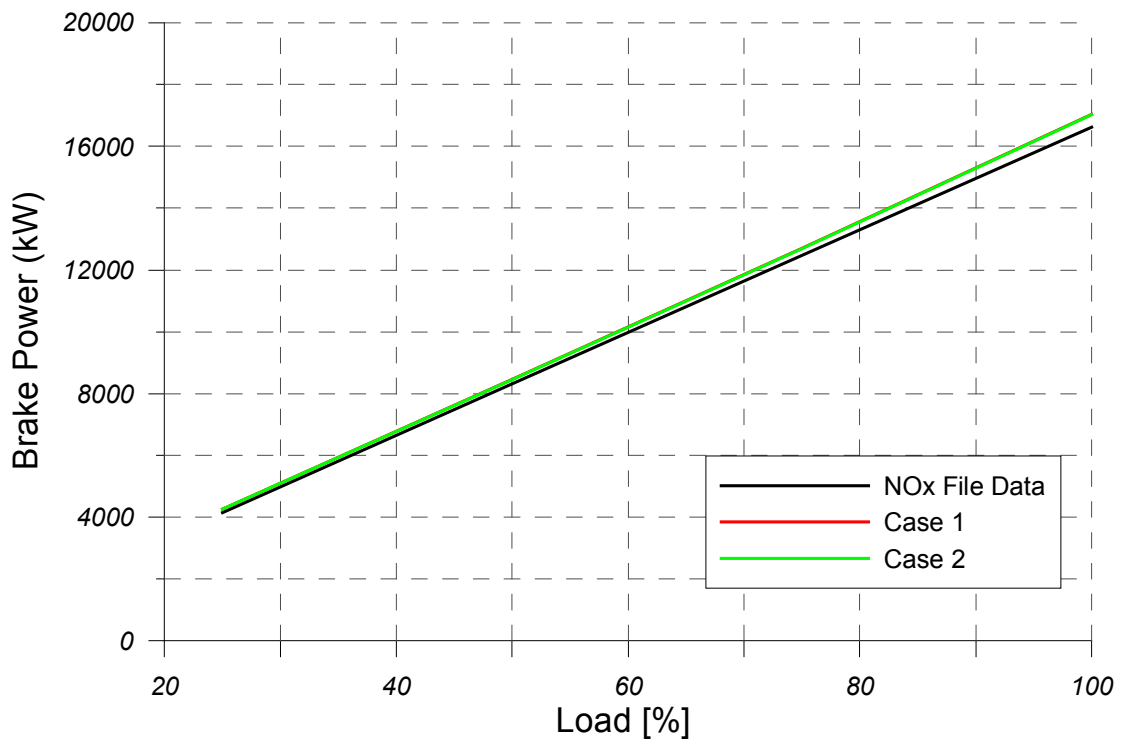
Στο σχήμα 7.3.5 φαίνεται ότι η υπολογιζόμενη ειδική συγκέντρωση NOx στο καυσαέριο χαρακτηρίζεται από υπερεκτίμηση, η οποία είναι εντονότερη στα χαμηλά φορτία, περίπου έως και 50% του ονομαστικού. Πιο συγκεκριμένα ενώ στο 75% και στο πλήρες φορτίο η απόκλιση κείται κάτω του 4%, πάρα πολύ καλή ακρίβεια, το σφάλμα αυξάνει σε περίπου 13% στο μισό του ονομαστικού φορτίου, αποδεκτή ακρίβεια, και από εκεί σε 20-22% για το φορτίο 25% του ονομαστικού. Διαπιστώνεται επίσης ότι οι εκπομπές NOx υπολογίζονται περίπου οι ίδιες και με τις δύο προσεγγίσεις, και ότι αν εξαιρέσει κανείς την απόκλιση στο χαμηλότερο φορτίο κατά τα άλλα η μορφή της πειραματικής καμπύλης ακολουθείται με ικανοποιητική ακρίβεια.



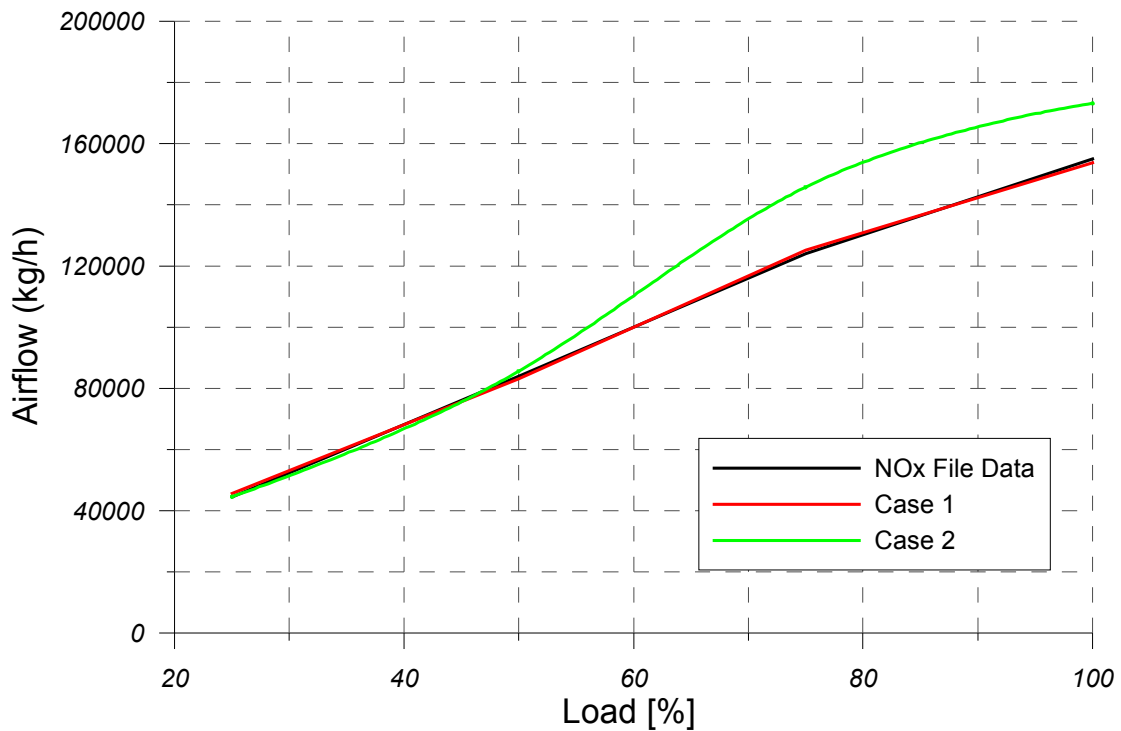
Διάγραμμα 7.3.1. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Πιέσεως Συμπίεσεως



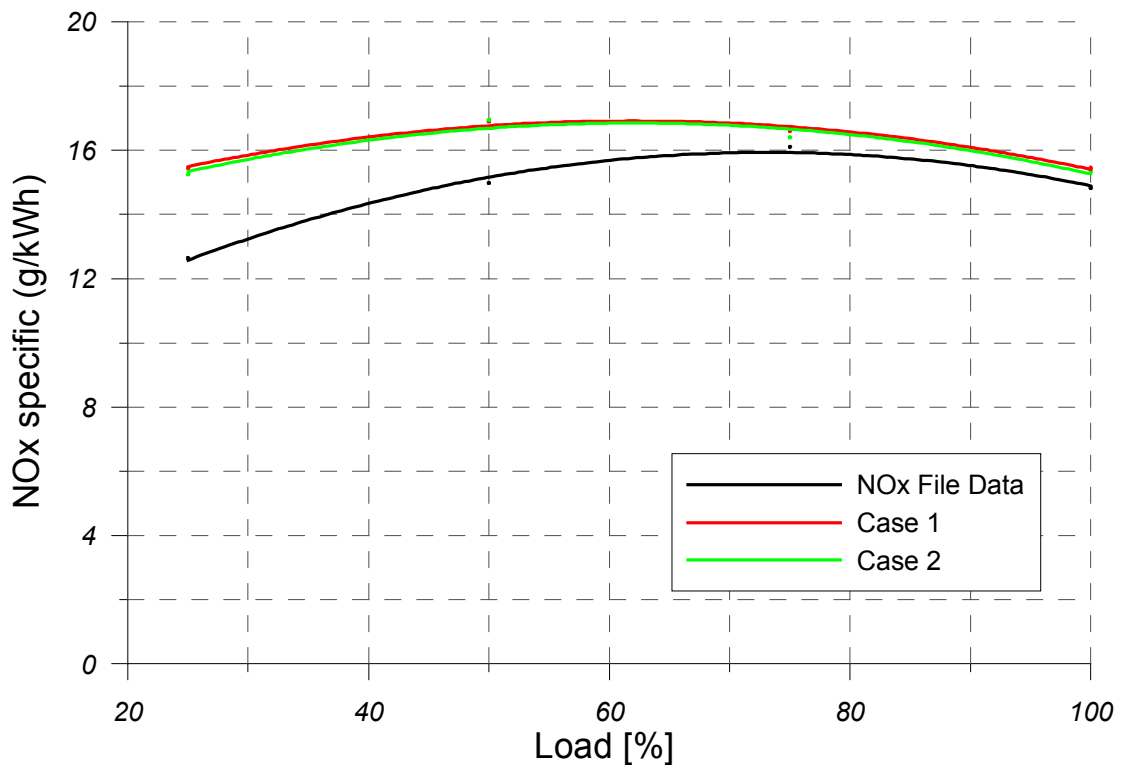
Διάγραμμα 7.3.2. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Μεγίστης Πιέσεως Καύσεως



Διάγραμμα 7.3.3. Σύγκριση Πειραματικής (Πέδη) και Υπολογιζόμενης Ισχύος



Διάγραμμα 7.3.4. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Παροχής Αέρα Προς τους Κυλίνδρους



Διάγραμμα 7.3.5. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Εκπομπής NOx

Γενικά είναι εμφανές ότι καλλίτερα αποτελέσματα επέρχονται για την πρώτη προσέγγιση, τον συνδυασμό αυξήσεως των πιέσεων εισαγωγής και εξαγωγής με την μείωση του συντελεστή εκροής της βαλβίδας εξαγωγής, κυρίως επειδή στην δεύτερη προσέγγιση δεν μπορεί να ρυθμιστεί σωστά τόσο η πίεση συμπίεσεως όσο και η

παροχή αέρα προς τους κυλίνδρους με μεταβολές εντός ενός λογικού ορίου των πιέσεων στους οχετούς εισαγωγής και εξαγωγής με αποτέλεσμα η υπολογιζόμενη παροχή αέρα να αποκλίνει σημαντικά στα υψηλά φορτία.

7.3.3 Τροποποίηση Air Entrainment Coefficients Για Ορθότερη Εκτίμηση NOx

Στην Υποπαράγραφο αυτή θα παρουσιαστεί τι μπορεί να γίνει σε περίπτωση που επιδιώκεται να προβλέπονται καλύτερα οι εκπομπές NOx από το λογισμικό.

Όπως και στην παράγραφο 7.2, αν θέλουμε ο κώδικας να προβλέπει με ικανοποιητική ακρίβεια τις εκπομπές NO_x θα πρέπει να γίνει συμβιβασμός με την επιδιωκόμενη ακρίβεια στον υπολογισμό της μέγιστης πίεσεως καύσεως, επειδή θα πρέπει να μειωθεί ο συντελεστής Air Entrainment Coefficient, του οποίου η μεταβολή έχει προκύψει ότι τις επηρεάζει ομοσήμως. Έχοντας αυτό υπ' όψιν θα επαναληφθεί η πρώτη προσέγγιση της παραγράφου 7.3, αλλά με επιλογή μετά από δοκιμές AEC τέτοιων ώστε να ταιριάζουν οι εκπομπές NO_x με τις πειραματικές. Η δεύτερη προσέγγιση της παραγράφου 7.3 δεν θα μας απασχολήσει εδώ, καθώς αδυνατεί να προβλέψει ικανοποιητικά την παροχή αέρος στους κυλίνδρους.

Οι ρυθμίσεις έχουν ως αναφέρονται στην Υποπαράγραφο 7.3.1. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον Πίνακα 7.3.3. Η μεταβολή των Air Entrainment Coefficient σε σχέση με αυτούς του Βήματος 3 του Πίνακα 7.3.1 δίνεται συγκεντρωτικά στον Πίνακα 7.3.4.

Πίνακας 7.3.3. Αποτελέσματα της Τρίτης Σειράς Προσομοιώσεων της Παραγράφου 7.3

Πίνακας 7.3.3												
RPM	Pin (bar)	Tcyl exh (°C)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Brake Power (kW)	Pexh (bar)	Airflow (kg/h)	Gasflow (kg/h)	NOx specific (g/kWh)	Cd	AEC	Turbine/ Exhaust flow area (m ²)
66	1,4	286,7	49,6	65,8	4094,3	1,30	45720	46493,5	12,80	0,89	0,610	0,064588
83	2,26	336,3	80,4	98,7	8138,2	2,04	82800	84282,7	15,25	0,89	0,630	0,063699
95	3,28	336,2	116,6	130,9	12355	2,92	125280	127469,5	16,25	0,89	0,680	0,067295
101	4,18	387,9	150,5	152	16369,5	3,77	153360	156337,6	14,95	0,89	0,660	0,066428

Κατά τα γνωστά στον Πίνακα 7.3.1 πρώτη στήλη αναφέρεται στην ταχύτητα περιστροφής σε RPM του κινητήρα. Εν συνεχεία δίνονται η υπολογιζόμενη πίεση στον οχετό εισαγωγής (Pin), η θερμοκρασία των καυσαερίων στον οχετό εξαγωγής (T_{cyl exh}), η πίεση συμπίεσεως (Pcomp), μέγιστη πίεση καύσεως (Pmax), η ισχύς της πέδης (Brake Power), η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής (Pexh), η παροχή και αέρα προς τους κυλίνδρους (airflow), η παροχή των καυσαερίων στην εξαγωγή (gasflow), οι εκπομπές NOx εκφρασμένες σε g/kWh και ο συντελεστής εκροής της βαλβίδας εξαγωγής Cd. Στις τελευταίες δύο στήλες δίνονται τα μεγέθη του προγράμματος Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area.

Πίνακας 7.3.4. Σύγκριση των Τιμών των AEC για ορθή Πρόβλεψη της Μέγιστης Πιέσεως Καύσεως και για ορθή Πρόβλεψη των Εκπομπών NOx

Πίνακας 7.3.4		
Load [%]	Air Entrainment Coefficient	
	Πίνακας 7.3.1/Βήμα 3	Πίνακας 7.3.3
25	0,685	0,610
50	0,703	0,630
75	0,746	0,680
100	0,781	0,660

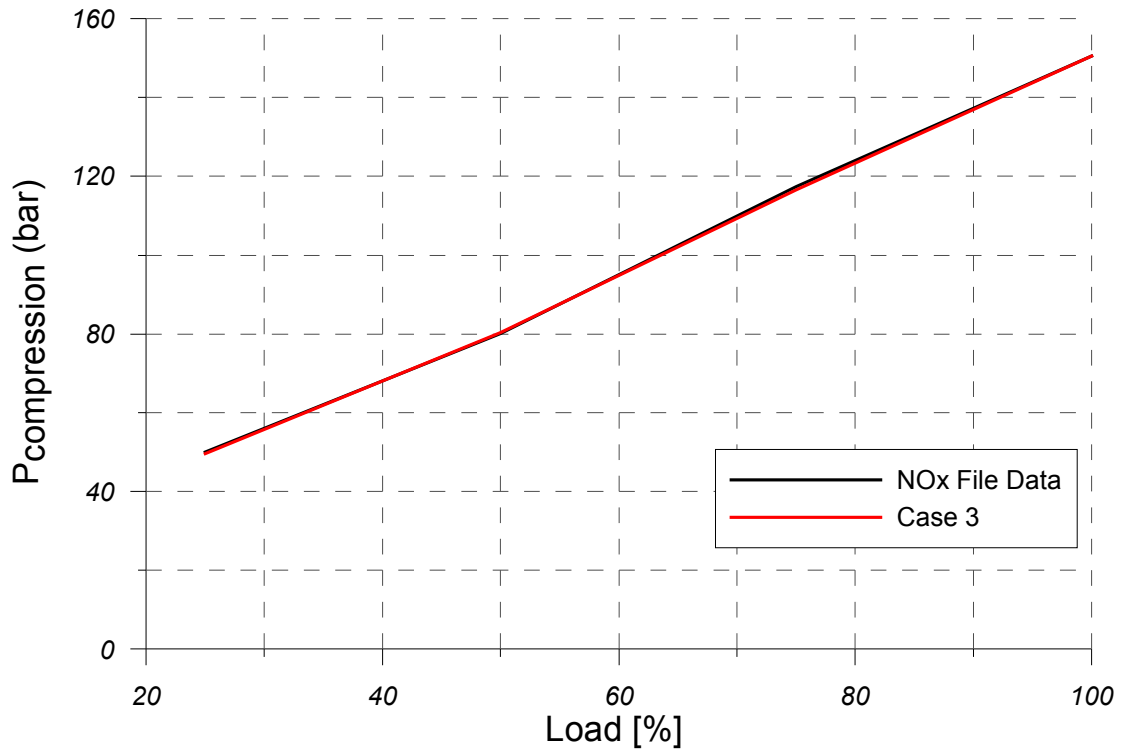
Εν συνεχεία θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα συγκρίσεως των αποτελεσμάτων των καινούριων προσομοιώσεων με τα πειραματικά δεδομένα. Τα μεγέθη που θα εξετασθούν είναι όπως και προηγουμένως η ισχύς της πέδης, η πίεση συμπίεσεως, η μέγιστη πίεση καύσεως, η παροχή αέρα προς του κυλίνδρους και οι εκπομπές NO_x. Στα διαγράμματα 7.3.6-7.3.10 ως NO_x File Data αναφέρονται τα δεδομένα των μετρήσεων ρύπων της συγκεκριμένης ομάδας κινητήρων και ως Case 3 αναφέρεται η καινούρια σειρά προσομοιώσεων που εκτελεί το λογισμικό, τα χαρακτηριστικά της οποίας ανακεφαλαιώνονται ακολούθως.

Case 3: Αυξημένες πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής ώστε να προσεγγίζεται η πίεση συμπίεσεως αλλά με σταθερή διαφορά τους με τιμή ίση με αυτή των εργοστασιακών δοκιμών, Cd=0,89 κοινός για όλα τα φορτία ώστε να προσεγγίζεται η παροχή αέρα, Air Entrainment Coefficient κάθε φορτίου τέτοιος ώστε να προσεγγίζονται οι εκπομπές NO_x

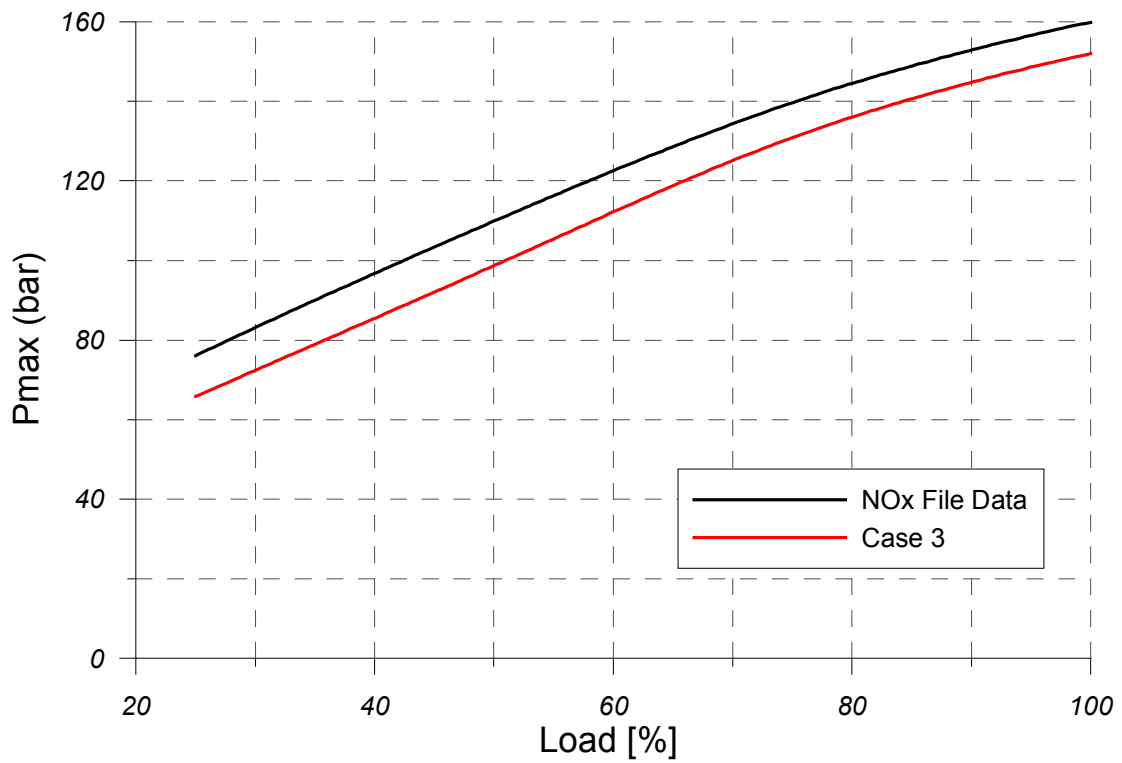
Αυτό που έχει πρωτίστως ενδιαφέρον είναι ότι στο διάγραμμα 7.3.7 φαίνεται ότι υπάρχει τώρα σχετική υποεκτίμηση της μέγιστης πίεσεως καύσεως, με σφάλμα που βαίνει κατ' απόλυτη τιμή μειούμενο από 13,5% σε 5,%, όπως προκύπτει στον Πίνακα 7.3.6 της Υποπαραγράφου 7.3.4. Το γεγονός αυτό αναμενόταν λόγω της σημαντικής μείωσης των AEC.

Όμως όπως παρατηρείται στο διάγραμμα 7.3.10 έχει πλέον προσεγγιστεί με πάρα πολύ καλή ακρίβεια όχι μόνον η μορφή της πειραματικής καμπύλης των NO_x αλλά και οι απόλυτες τιμές, οι οποίες διακρίνονται από μία μικρή υπερεκτίμηση, το σφάλμα της οποίας δεν ξεπερνάει το 2%.

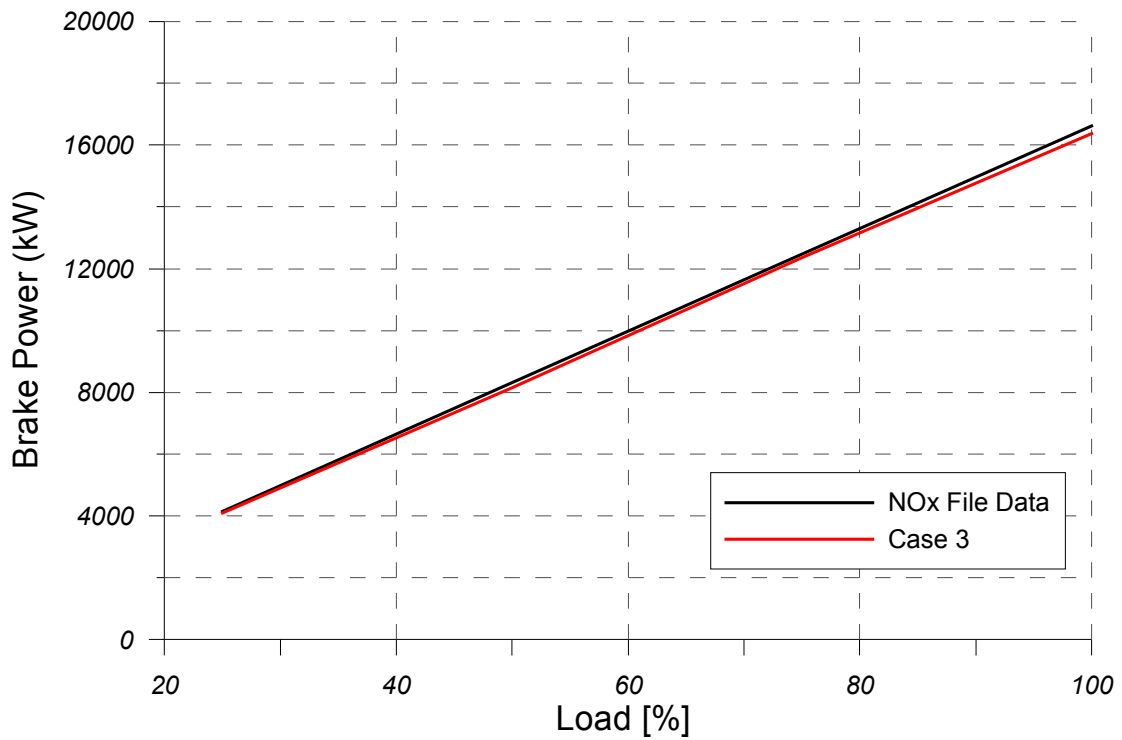
Όσον αφορά τα υπόλοιπα μεγέθη δεν επέρχεται κάποια μεταβολή, εκτός από μία ταπεινή μείωση της ισχύος της πέδης, η οποία πλέον υποεκτιμάται ελαφρώς με απόκλιση που δεν υπερβαίνει το 2%, όπως φαίνεται στο διάγραμμα 7.3.8 και επιβεβαιώνεται και από τον Πίνακα 7.3.6. Η παροχή αέρος στο διάγραμμα 7.3.9 εξακολουθεί να προσεγγίζεται πολύ καλά και με τους νέους συντελεστές AEC, το οποίο άλλωστε αναμενόταν. Η υπολογιζόμενη πίεση συμπίεσεως στο διάγραμμα 7.3.6 επίσης δεν έχει μεταβληθεί και εξακολουθεί πρακτικά να ταυτίζεται με την πειραματική καμπύλη. Δεδομένου ότι τόσο αυτή όσο και η παροχή αέρα προσεγγίζονται με πολύ καλή ακρίβεια, μπορεί να γίνει αποδεκτό ότι οι συνθήκες στον κύλινδρο κατά την έναρξη της καύσης προσομοιώνονται καλά και άρα μπορούν να εξαχθούν ασφαλή συμπεράσματα για το κομμάτι υπολογισμού των NO_x του κώδικα.



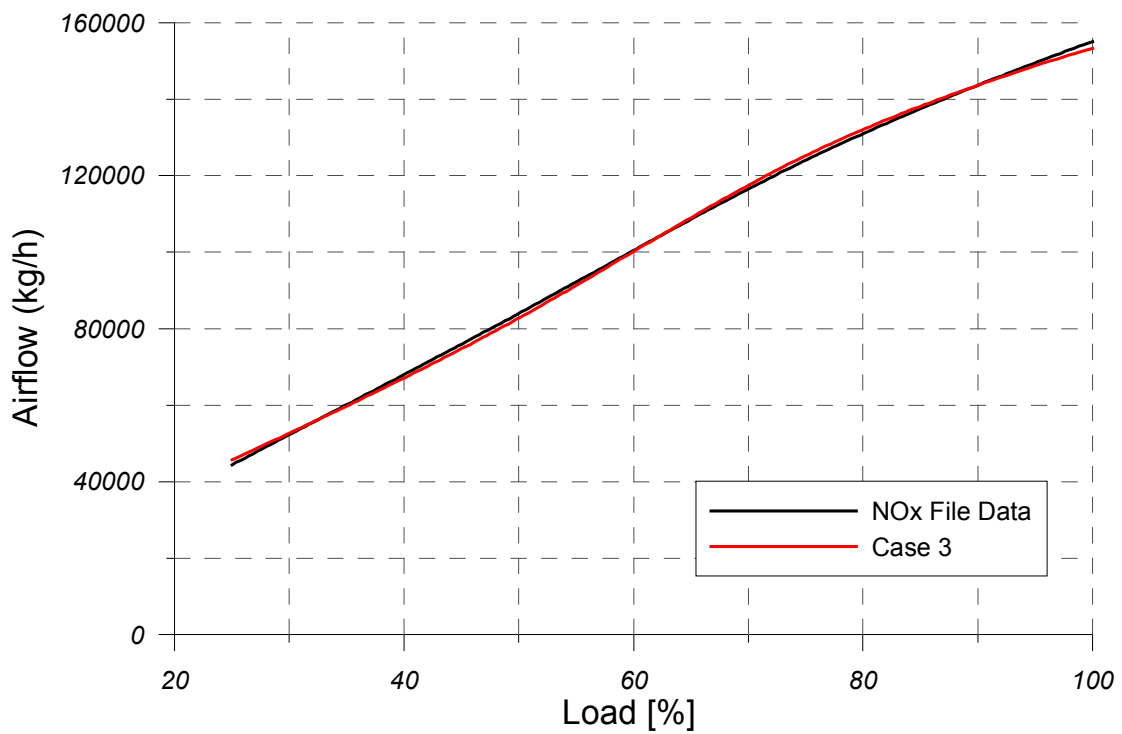
Διάγραμμα 7.3.6. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Πιέσεως Συμπίεσης



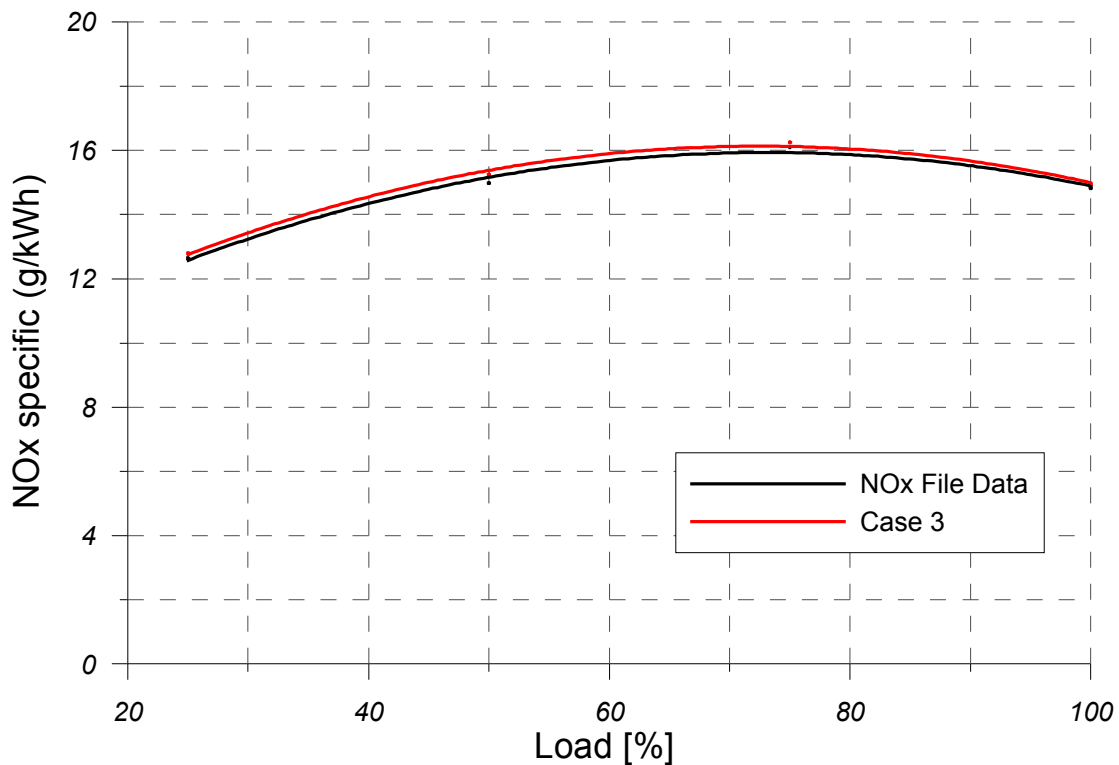
Διάγραμμα 7.3.7. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Μεγίστης Πιέσεως Καύσεως



Διάγραμμα 7.3.8. Σύγκριση Πειραματικής (Πέδη) και Υπολογιζόμενης Ισχύος



Διάγραμμα 7.3.9. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Παροχής Αέρα



Διάγραμμα 7.3.10. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Εκπομπής NOx

7.3.4 Αξιολόγηση Σφάλματος μεταξύ Πειραματικών Δεδομένων και Προσομοιώσεων

Στην Υποπαράγραφο αυτή δίνεται ο Πίνακας 7.3.5, που περιέχει αναλυτικά τα σφάλματα σε κάθε φορτίο μεταξύ πειραματικής και υπολογιζόμενης τιμής του εκάστοτε υπό εξέταση μεγέθους. Στον πίνακα αυτόν σε κάθε μέγεθος αντιστοιχούν τρεις στήλες. Στα κελιά κάτω από τους τίτλους Data, Case 1 και Case 2 αναγράφονται οι απόλυτες τιμές των πειραματικών μετρήσεων, της πρώτης και της δεύτερης σειράς προσομοιώσεων αντίστοιχα. Στα κελιά κάτω από τη γραμμή Error υπό τον τίτλο Case 1 ή Case 2 δίνεται το ποσοστιαίο σφάλμα μεταξύ υπολογιζόμενης και πειραματικής τιμής για το αντίστοιχο φορτίο (υπό τον τίτλο Load) και την αντίστοιχη προσομοίωση. Η αναλυτική καταγραφή των σφαλμάτων εξυπηρετεί τον σχολιασμό των διαγραμμάτων 7.3.1-7.3.5 της Υποπαραγράφου 7.3.2.

Δίνεται επίσης και ο Πίνακας 7.3.6, που περιέχει αναλυτικά τα σφάλματα σε κάθε φορτίο μεταξύ πειραματικής και υπολογιζόμενης τιμής του εκάστοτε υπό εξέταση μεγέθους. Στον πίνακα αυτόν σε κάθε μέγεθος αντιστοιχούν δύο στήλες. Στα κελιά κάτω από τους τίτλους Data και Case 3 αναγράφονται οι απόλυτες τιμές των πειραματικών μετρήσεων και της προσομοιώσεως αντίστοιχα και στα κελιά κάτω από τη γραμμή Error υπό τον τίτλο Case 3 δίνεται ποσοστιαίο σφάλμα μεταξύ υπολογιζόμενης και πειραματικής τιμής για το αντίστοιχο φορτίο (υπό τον τίτλο Load). Η αναλυτική καταγραφή των σφαλμάτων εξυπηρετεί τον σχολιασμό των διαγραμμάτων 7.3.6-7.3.10 της Υποπαραγράφου 7.3.3.

Πίνακας 7.3.5. Ποσοστιαίο Σφάλμα Συνάρτησης του Φορτίου μεταξύ Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Τιμής στις Πρώτες Δύο Σειρές Προσομοιώσεων για τα υπό Εξέταση Μεγέθη της Παραγράφου 7.3

Πίνακας 7.3.5								
Brake Power (kW)			Airflow (kg/h)			Pcompression (bar)		
Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2
4157,8	4269,3	4272,1	44458	45720	44640	50	49,7	50
8314,1	8470	8447,6	84037	83160	85680	80,1	80,3	80,1
12475,8	12702,9	12700,8	124055	125280	145800	117,4	116,8	117,3
16627,3	17040,1	17017,7	155089	153720	173160	150,6	150,6	150,6
Error[%]			Error[%]			Error[%]		
Load [%]	Case 1	Case 2	Load [%]	Case 1	Case 2	Load [%]	Case 1	Case 2
25	2,68	2,75	25	2,84	0,41	25	-0,60	0,00
50	1,88	1,61	50	-1,04	1,96	50	0,25	0,00
75	1,82	1,80	75	0,99	17,53	75	-0,51	-0,09
100	2,48	2,35	100	-0,88	11,65	100	0,00	0,00
NOx specific (g/kWh)			Pmax (bar)					
Data	Case 1	Case 2	Data	Case 1	Case 2			
12,64	15,45	15,25	76,1	75,7	76,1			
14,98	16,9	16,95	109,9	110,4	109,9			
16,11	16,6	16,4	139,7	139,4	139,7			
14,83	15,45	15,35	159,9	160	159,9			
Error[%]			Error[%]					
Load [%]	Case 1	Case 2	Load [%]	Case 1	Case 2			
25	22,23	20,65	25	-0,53	0,00			
50	12,82	13,15	50	0,45	0,00			
75	3,04	1,80	75	-0,21	0,00			
100	4,18	3,51	100	0,06	0,00			

Πίνακας 7.3.6. Ποσοστιαίο Σφάλμα σε κάθε φορτίο μεταξύ Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Τιμής στην Τρίτη Σειρά Προσομοιώσεων για τα υπό Εξέταση Μεγέθη της Παραγράφου 7.3

Πίνακας 7.3.6									
Brake Power (kW)		Airflow (kg/h)		Pcompression (bar)		Pmax (bar)		NOx specific (g/kWh)	
Data	Case	Data	Case	Data	Case	Data	Case	Data	Case
4157,8	4094,3	44458	45720	50	49,6	76,1	65,8	12,64	12,8
8314,1	8138,2	84037	82800	80,1	80,4	109,9	98,7	14,98	15,25
12475,8	12355	124055	125280	117,4	116,6	139,7	130,9	16,11	16,25
16627,3	16369,5	155089	153360	150,6	150,5	159,9	152	14,83	14,95
Error[%]		Error[%]		Error[%]		Error[%]		Error[%]	
Load [%]	Case	Load [%]	Case	Load [%]	Case	Load [%]	Case	Load [%]	Case
25	-1,53	25	2,84	25	-0,80	25	-13,53	25	1,27
50	-2,12	50	-1,47	50	0,37	50	-10,19	50	1,80
75	-0,97	75	0,99	75	-0,68	75	-6,30	75	0,87
100	-1,55	100	-1,11	100	-0,07	100	-4,94	100	0,81

7.4 Πρόβλεψη Λειτουργικής Συμπεριφοράς και Εκπομπών με Κοινό Air Entrainment Coefficient σε Όλα τα Φορτία

Στο τελευταίο στάδιο του κεφαλαίου 7, θα ελεγχθεί η επίδραση της αντικατάστασης των επιλεγμένων ανά φορτίο δια βαθμονομήσεως της μεγίστης πίεσεως καύσεως Air Entrainment Coefficient με έναν κοινό για όλα τα φορτία.

Επειδή στην γενική περίπτωση προσομοιώσεως της λειτουργίας μίας μηχανής χρησιμοποιείται κοινός AEC σε όλα τα φορτία, επειδή δεν υπάρχουν δεδομένα για να πραγματοποιηθούν βαθμονομήσεις, σκοπός στην παρούσα παράγραφο είναι να εξεταστεί αν με κάποια ή κάποιες κοινές τιμές του AEC για όλα τα φορτία μπορούν αν προβλεφθούν με ικανοποιητική ακρίβεια η λειτουργική συμπεριφορά και οι εκπομπές NO_x του κινητήρα.

Για τον σκοπό αυτό θα πραγματοποιηθούν τρεις νέες σειρές προσομοιώσεων, η πρώτη για AEC ίσο με τον μέσο όρο αυτών που προέκυψαν στο Βήμα 3 του Πίνακα 7.3.1, η δεύτερη για AEC ίσο με τον μέσο όρο αυτών που προέκυψαν στον Πίνακα 7.3.3, και η τρίτη για τον μέσο όρο των δύο προαναφερθεισών τιμών. Αφού γίνουν αυτές οι προσομοιώσεις τα αποτελέσματά τους θα συγκριθούν με αυτά των Πινάκων 7.3.1 και 7.3.3.

Οι ρυθμίσεις των προσομοιώσεων είναι πάντοτε αυτές που δίνονται στην Υποπαράγραφο 7.4.1. Τα αποτελέσματα των τριών νέων σειρών προσομοιώσεων, η οποίες αναφέρονται ως Case 3,4 και 5 αντιστοίχως δίνονται στον Πίνακα 7.4.1. Στον Πίνακα 7.4.2 δίνονται συγκεντρωτικά οι AEC κάθε φορτίου όλων των προσομοιώσεων, τα αποτελέσματα των οποίων πρόκειται να συγκριθούν.

Στον Πίνακα 7.4.1 οι πρώτες δύο στήλες κάθε περιπτώσεως αναφέρονται στο φορτίο (Load) και την ταχύτητα περιστροφής σε RPM που του αντιστοιχεί. Στην συνέχεια αναγράφονται η υπολογιζόμενη πίεση στον οχετό εισαγωγής (P_{in}), η θερμοκρασία των καυσαερίων στον οχετό εξαγωγής (T_{cyclexh}), η πίεση συμπίεσεως (P_{comp}), μέγιστη πίεση καύσεως (P_{max}), η ισχύς της πέδης (Brake Power), η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής (P_{exh}), η παροχή καυσίμου αέρα προς τους κυλίνδρους (airflow), η παροχή των καυσαερίων στην εξαγωγή (gasflow) και οι εκπομπές NO_x εκφρασμένες σε g/kWh. Στις τελευταίες τρεις στήλες δίνονται η τιμή του συντελεστή εκροής της βαλβίδας εξαγωγής που χρησιμοποιείται από το λογισμικό στην συγκεκριμένη προσομοίωση και στις τελευταίες δύο στήλες δίνονται τα μεγέθη του προγράμματος Air Entrainment Coefficient και Turbine/Exhaust Flow Area.

Πίνακας 7.4.1. Αποτελέσματα των Τριών Σειρών Προσομοιώσεων της Παραγράφου 7.4

Πίνακας 7.4.1

Κοινό AEC=0,729 για όλα τα φορτία														
Case 3	Load [%]	RPM	Pin (bar)	Texh cyl (°C)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Brake Power (kW)	Pexh (bar)	Airflow (kg/h)	Gasflow (kg/h)	NOx specific (g/kWh)	Cd	AEC	Turbine/ Exhaust flow area (m ²)
	25	66	1,4	267,8	49,5	80,5	4317,6	1,3	46440	47213,5	16,85	0,89	0,729	0,064736
	50	83	2,26	318,2	80,2	114,2	8536,5	2,04	83520	85002,7	17,8	0,89	0,729	0,063463
	75	95	3,27	329,1	116,4	137,3	12635,7	2,91	125280	127469,5	16,1	0,89	0,729	0,067039
	100	101	4,18	375,6	150,7	157,5	16886,1	3,77	153720	156697,6	15,3	0,89	0,729	0,066098
Κοινός AEC=0,645 για όλα τα φορτία														
Case 4	Load [%]	RPM	Pin (bar)	Texh cyl (°C)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Brake Power (kW)	Pexh (bar)	Airflow (kg/h)	Gasflow (kg/h)	NOx specific (g/kWh)	Cd	AEC	Turbine/ Exhaust flow area (m ²)
	25	66	1,4	277,8	49,6	70,7	4200	1,3	46080	46853,5	13,45	0,89	0,645	0,064736
	50	83	2,26	331,8	80,3	101,5	8236,9	2,04	82800	84282,7	14,3	0,89	0,645	0,063463
	75	95	3,27	342,6	116,3	125,1	12140,8	2,91	125280	127469,5	12,7	0,89	0,645	0,067688
	100	101	4,18	390,5	150,5	151,2	16247,7	3,77	153000	155977,6	12,5	0,89	0,645	0,066628
Κοινός AEC=0,687 για όλα τα φορτία														
Case 5	Load [%]	RPM	Pin (bar)	Texh cyl (°C)	Pcomp (bar)	Pmax (bar)	Brake Power (kW)	Pexh (bar)	Airflow (kg/h)	Gasflow (kg/h)	NOx specific (g/kWh)	Cd	AEC	Turbine/ Exhaust flow area (m ²)
	25	66	1,4	271,6	49,6	76	4273,5	1,3	46440	47213,5	15,45	0,89	0,687	0,064736
	50	83	2,26	323,8	80,2	107,8	8408,4	2,04	83160	84642,7	16,4	0,89	0,687	0,063463
	75	95	3,27	333,3	116,2	131,7	12425,7	2,91	126000	128189,5	14,55	0,89	0,687	0,067688
	100	101	4,18	380,4	150,5	154	16612,4	3,77	154080	157057,6	14,2	0,89	0,687	0,066554

Πίνακας 7.4.2. AEC Συναρτήσεως του Φορτίου Όλων των Προσομοιώσεων τα Αποτελέσματα των Οποίων Παρουσιάζονται και Συγκρίνονται στην Υποπαράγραφο 7.4.2

Πίνακας 7.4.2.					
Load [%]	Air Entrainment Coefficient				
	Case 1 (Case 1 από 7.3)	Case 2 (Case 3 από 7.3)	Case 3	Case 4	Case 5
25	0,685	0,61	0,729	0,645	0,687
50	0,703	0,63	0,729	0,645	0,687
75	0,746	0,68	0,729	0,645	0,687
100	0,781	0,66	0,729	0,645	0,687

7.4.1. Χαρακτηριστικά του Λογισμικού Προσομοιώσεως

Στην Υποπαράγραφο αυτή παρουσιάζονται οι επιλογές των ρυθμίσεων Fuel, Setup, Run_Data και Engine_Base του λογισμικού, οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν στις προσομοιώσεις της παραγράφου 7.4.

Engine: 7S60MC_C

Fuel

- Fuel density: 908,3 kg/m³ ->908
- Heating Value: 41969,7 kJ/kg ->41970
(Κατώτερη Θερμογόνος από εργοστασιακές δοκιμές)
- Define Mass Percentage με:
 - C = 87,29% -> 87.29

- H = 11,86% -> 11.86
- N = 0,08% -> 0,00
- O = 0,49% -> 0,00
- S = 0,26%
- Water = 0,01% V/V => 0,011% mass, Water Content: 0,00011-> 0.0

Setup

- Use Constant Injection rate
- Use Correlations for air Swirl
- Air Entrainment from Momentum
- Enable Air to Access all Zones
- Use Actual Momentum for Air Entrainment
- Use Chemical Kinetics
- Hiroyasu Soot Oxidation
- $k\sim e$
- Match exhaust pressure

Run_Data

- Open Cycle Operating Data - Input from file
(P injection: 400bar)

Engine_Base

- Exhaust Valve Discharge Coefficient = 0,89

7.4.2 Γραφική Απεικόνιση και Αξιολόγηση Αποτελεσμάτων

Στην Υποπαράγραφο αυτή θα παρουσιαστούν τα διαγράμματα συγκρίσεως των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων με τα πειραματικά δεδομένα. Τα μεγέθη που θα εξετασθούν είναι η ισχύς της πέδης, η πίεση συμπίεσεως, η μέγιστη πίεση καύσεως, η παροχή αέρα προς του κυλίνδρους και οι εκπομπές NO_x. Η πίεση στον οχετό εισαγωγής και η μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής δεν έχει νόημα να εξετασθούν, γιατί οι τιμές των δεδομένων και των αποτελεσμάτων των προσομοιώσεων ταυτίζονται μονίμως. Παρομοίως ούτε η παροχή καυσαερίων έχει λόγο να εξεταστεί καθώς αποτελεί πάντα το άθροισμα της παροχής αέρα προς τους κυλίνδρους συν την παροχή καυσίμου.

Στα διαγράμματα 7.4.1-7.4.5 ως NO_x File Data αναφέρονται τα δεδομένα των δοκιμών των μετρήσεων ρύπων της συγκεκριμένης ομάδας κινητήρων και ως Case 1 με Case 5 αναφέρονται οι προσομοιώσεις που εκτελεί το λογισμικό, τα χαρακτηριστικά των οποίων ανακεφαλαιώνονται ακολούθως.

Case 1: Αυξημένες πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής ώστε να προσεγγίζεται η πίεση συμπίεσεως αλλά με σταθερή διαφορά τους ίση με των εργοστασιακών δοκιμών, Cd=0,89 κοινός για όλα τα φορτία ώστε να προσεγγίζεται η παροχή αέρος, Air Entrainment Coefficient κάθε φορτίου τέτοιο ώστε να προσεγγίζεται η μέγιστη πίεση καύσεως

Case 2: Αυξημένες πιέσεις οχετών εισαγωγής και εξαγωγής ώστε να προσεγγίζεται η πίεση συμπίεσεως αλλά με σταθερή διαφορά τους ίση με των Shop Tests, Cd μεταβληθέν και κοινό για όλα τα φορτία ώστε να προσεγγίζεται η παροχή αέρος, Air Entrainment Coefficient κάθε φορτίου τέτοιο ώστε να προσεγγίζονται οι εκπομπές NO_x

Case 3: Ίδια χαρακτηριστικά με τις ανωτέρω, κοινός Air Entrainment Coefficient για όλα τα φορτία ίσος με τον μέσο αυτών της Case 1

Case 4: Ίδια χαρακτηριστικά με τις ανωτέρω, κοινός Air Entrainment Coefficient για όλα τα φορτία ίσος με τον μέσο αυτών της Case 2

Case 5: Ίδια χαρακτηριστικά με τις ανωτέρω, κοινός Air Entrainment Coefficient για όλα τα φορτία ίσος με τον μέσο όρο αυτών των Case 3 και Case 4

Ο υπολογισμός της πίεσεως συμπίεσεως επίσης δεν παρουσιάζει εξάρτηση από τον Air Entrainment Coefficient και στο διάγραμμα 7.4.1 όλες οι υπολογιζόμενες καμπύλες πρακτικά ταυτίζονται με την πειραματική. Αντιθέτως ο AEC ασκεί ισχυρή ομόσημη επίδραση την μέγιστη πίεση καύσεως, γεγονός που αποτυπώνεται στο διάγραμμα 7.4.2. Οι περιπτώσεις 1 και 2 αφορούν βαθμονομημένους AEC, οπότε επιτυγχάνεται πολύ μεγάλη ακρίβεια στην προσέγγιση της πειραματικής καμπύλης. Από τις καινούριες σειρές προσομοιώσεων, που βασίστηκαν στην χρήση κοινού AEC, η 3 και η 5 παρουσιάζουν καλλίτερα αποτελέσματα, με απόκλιση η οποία κατ' απόλυτη τιμή δεν υπερβαίνει το 6% και είναι αρκετά χαμηλότερη στα περισσότερα φορτία, όπως προκύπτει και από τον Πίνακα 7.4.3 της Υποπαραγράφου 7.4.3. Η περίπτωση 4 δεν παρουσιάζει τόσο καλά αποτελέσματα, καθώς διακρίνεται από σταθερή υποεκτίμηση με απόκλιση κυμαινόμενη μεταξύ 5,5-10,5% σε σχέση με την πειραματική.

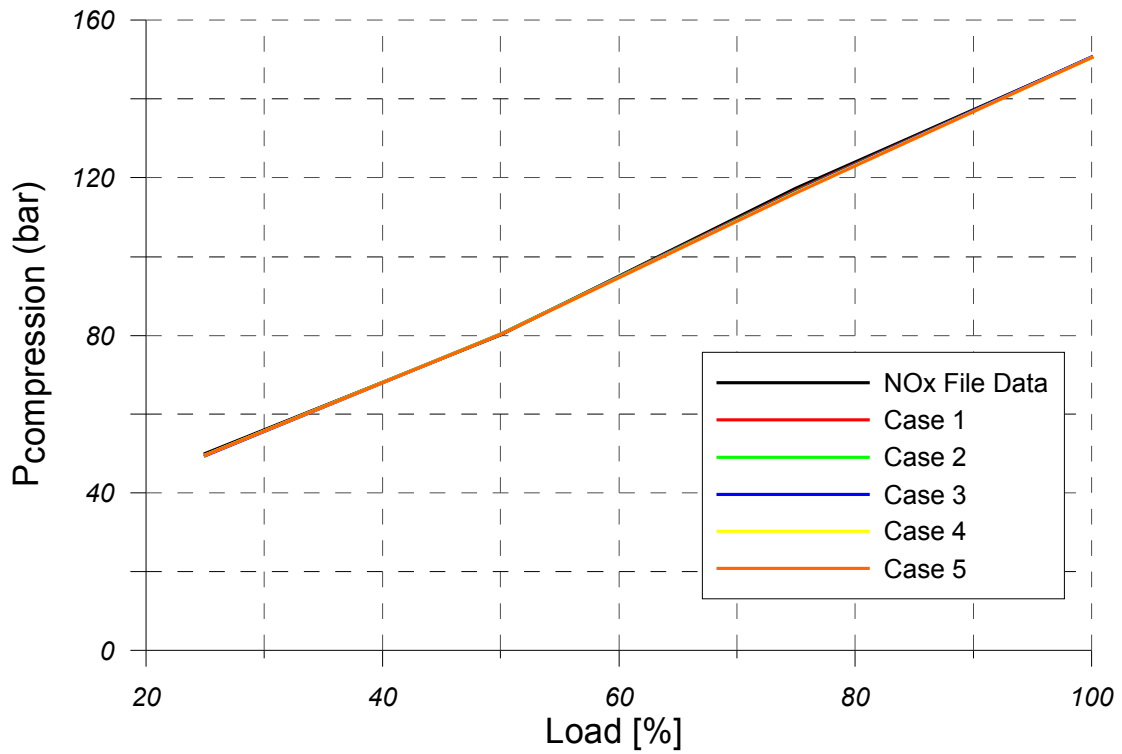
Στο διάγραμμα 7.4.3 φαίνεται ότι η ισχύς της πέδης υπολογίζεται με πολύ καλή ακρίβεια σε όλες τις σειρές προσομοιώσεων, με σφάλμα που όπως προκύπτει και από τον Πίνακα 7.4.3 κυμαίνεται εντός ενός εύρους αποκλίσεων από -2% μέχρι 4%. Στο διάγραμμα 7.4.4 διακρίνεται ότι και η παροχή αέρα προς τους κυλίνδρους υπολογίζεται με καλή ακρίβεια και στις τρεις νέες σειρές προσομοιώσεων -στις περιπτώσεις 1 και 2 ούτως ή άλλως επιτυγχανόταν αυτό-, με σφάλμα που κυμαίνεται από -1,5% έως και 4,5%

Συμπεραίνουμε, λοιπόν, ότι η λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα μπορεί να προβλεφθεί με πολύ ικανοποιητική ακρίβεια και μέσω της χρήσης κοινού AEC σε όλα τα φορτία. Το όποιο πρόβλημα εντοπίζεται στην μέγιστη πίεση καύσεως, όπου η περίπτωση 4 αδυνατεί να την προσεγγίσει καλά και όπου το σφάλμα υπολογισμού στις περιπτώσεις 3 και 5 αυξάνει σε σχέση με τα υπόλοιπα μεγέθη, παραμένοντας όμως σε αποδεκτά πλαίσια.

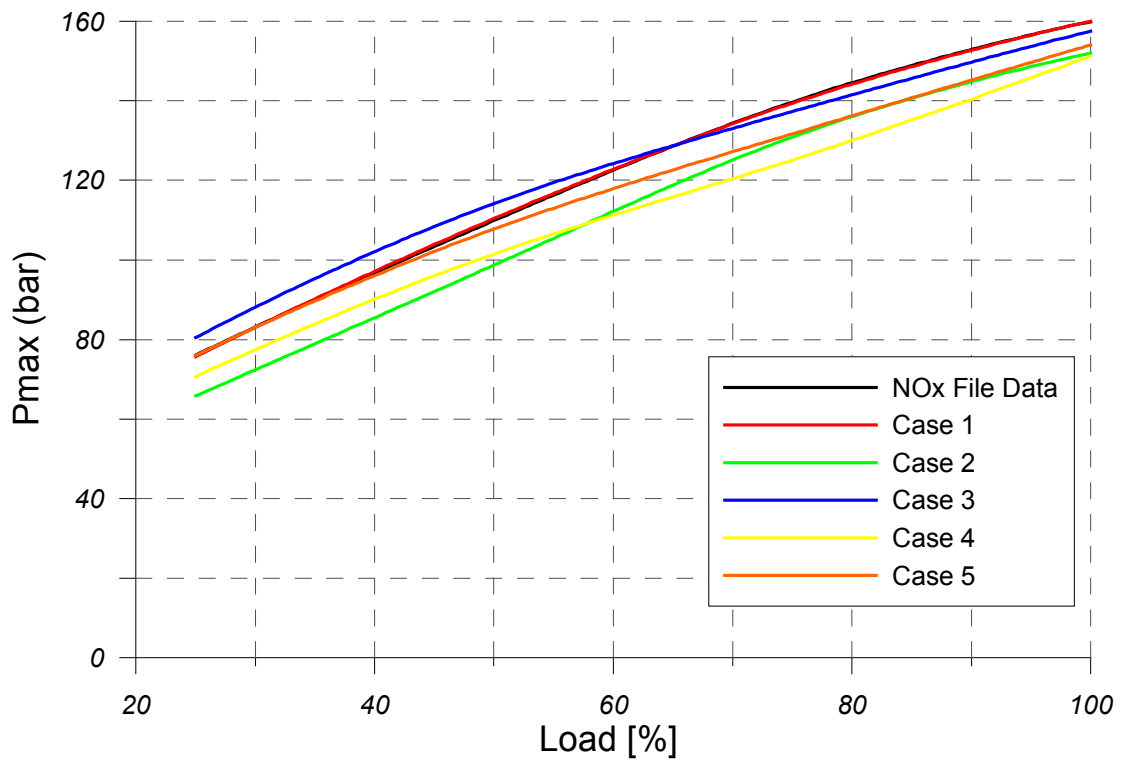
Τέλος, από το διάγραμμα 7.4.5 παρατηρείται εξακολουθεί να υφίσταται κάποια υπερεκτίμηση των εκπομπών NOx στα χαμηλά φορτία σε δύο από τις τρεις νέες σειρές προσομοιώσεων με σταθερό AEC. Η περίπτωση 4, η οποία ούτως ή άλλως έχει απορριφθεί ως η χειρότερη πρόβλεψη της λειτουργικής συμπεριφοράς, δεν χαρακτηρίζεται από το πρόβλημα αυτό, αλλά παρουσιάζει σημαντική υποεκτίμηση στα υψηλά φορτία, με σφάλμα μεταξύ 16-22% όπως φαίνεται και στον Πίνακα 7.4.3. Η περίπτωση 3, η οποία μπορεί να προβλέψει καλά την λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα χαρακτηρίζεται από πολύ μεγαλύτερη υπερεκτίμηση των εκπομπών σε σχέση με τις υπόλοιπες προσομοιώσεις, με μειούμενη απόκλιση που φθίνει από 33% σε 19% στα χαμηλά φορτία. Η καμπύλη 2 με βαθμονομημένους AEC προσεγγίζει πολύ καλά τόσο την μορφή όσο και τις απόλυτες τιμές των εκπομπών, αφού άλλωστε για αυτό έχει σχεδιαστεί, αλλά χαρακτηρίζεται από μη αποδεκτό σφάλμα αναφορικά με την μέγιστη πίεση καύσεως του κινητήρα, την οποία υποεκτιμά με απόκλιση 5-13,5%. Η καμπύλη 5 των νέων προσομοιώσεων, αν εξαιρεθεί το φορτίο 25% του ονομαστικού, όπου παρουσιάζει υπερεκτίμηση των εκπομπών της ίδιας τάξεως με την καμπύλη 1, περίπου 22%, των βαθμονομημένων AEC, προσεγγίζει τις απόλυτες τιμές των εκπομπών εντός ενός περιθωρίου σφάλματος $\pm 10\%$, το οποίο δεδομένης της δυσκολίας προβλέψεως των εκπομπών ρύπων αποτελεί αποδεκτή ακρίβεια.

Άρα το συμπέρασμα στο οποίο καταλήγουμε στην παράγραφο 7.4. είναι ότι αν και με την χρήση βαθμονομημένων Air Entrainments Coefficients επέρχονται καλλίτερα αποτελέσματα, είναι δυνατόν να έχουμε ικανοποιητική πρόβλεψη τόσο της

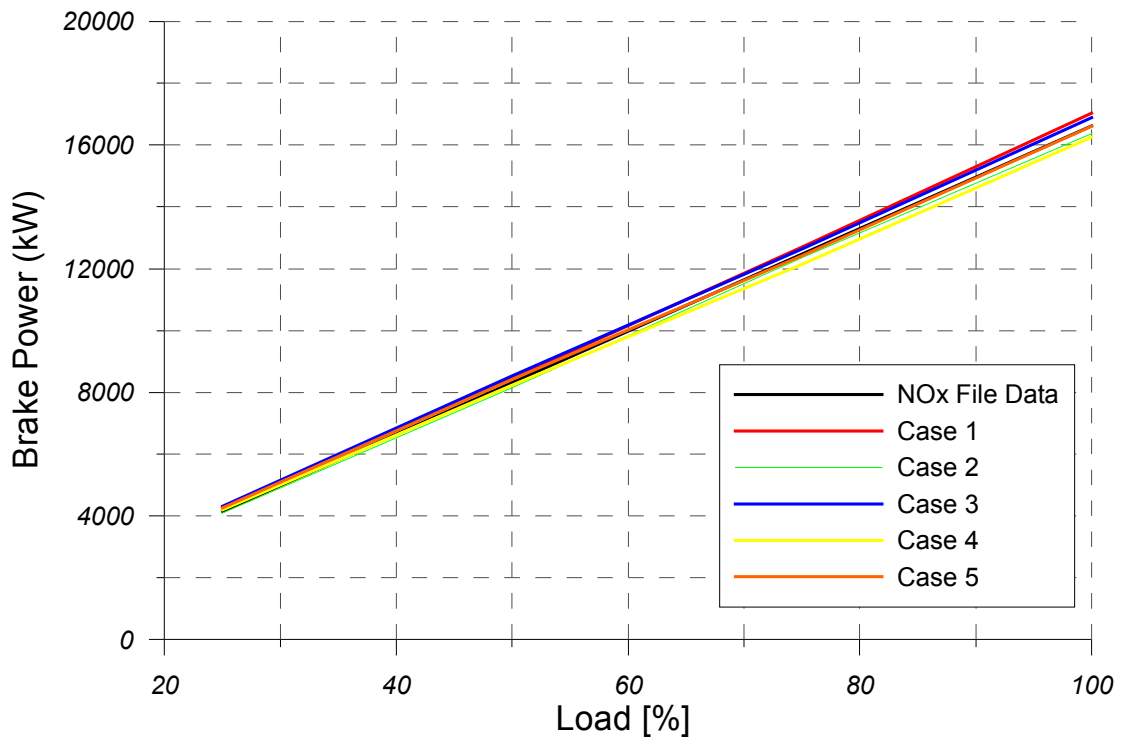
λειτουργικής συμπεριφοράς όσο και των εκπομπών NOx του κινητήρα με χρήση κοινού AEC σε όλα τα φορτία, όπως είναι σύνηθες στην γενική περίπτωση.



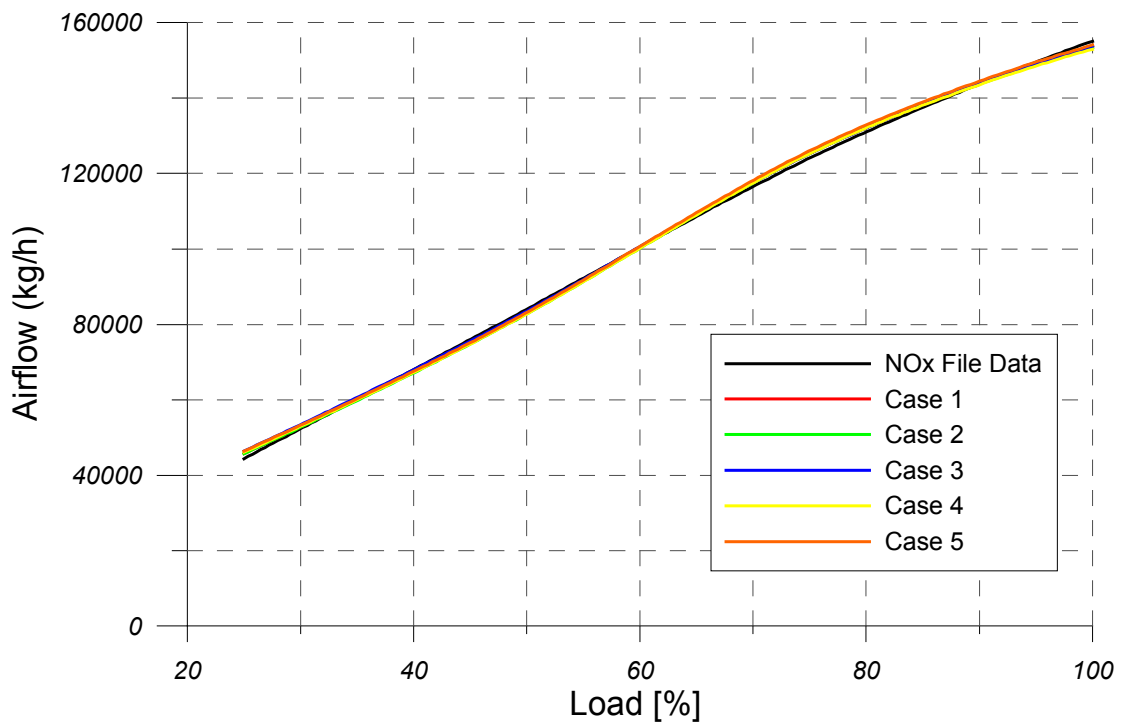
Διάγραμμα 7.4.1. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Πίεσως Συμπιέσεως



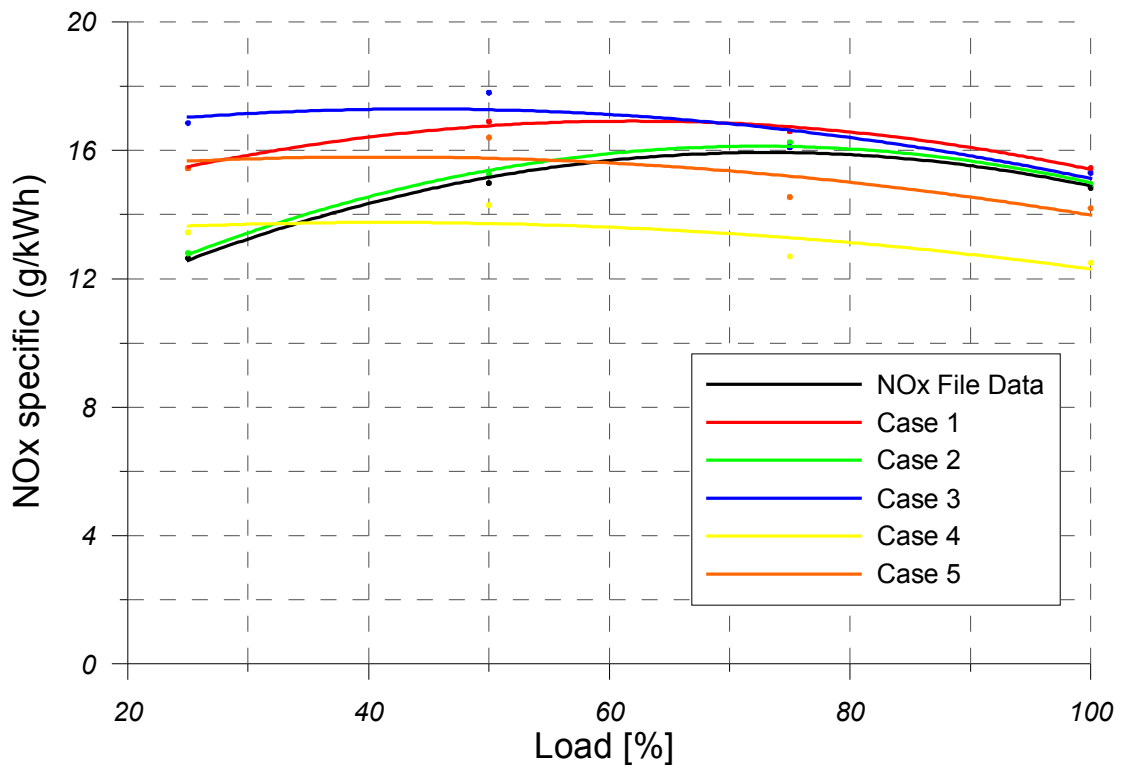
Διάγραμμα 7.4.2. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Μεγίστης Πίεσως Καύσεως



Διάγραμμα 7.4.3. Σύγκριση Πειραματικής (Πέδη) και Υπολογιζόμενης Ισχύος



Διάγραμμα 7.4.4. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Παροχής Αέρα



Διάγραμμα 7.4.5. Σύγκριση Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Εκπομπής NOx

7.4.3. Αξιολόγηση Σφάλματος μεταξύ Πειραματικών Δεδομένων και Προσομοιώσεων

Στην Υποπαράγραφο αυτή δίνεται ο Πίνακας 7.4.3, που περιέχει αναλυτικά τα σφάλματα σε κάθε φορτίο μεταξύ πειραματικής και υπολογιζόμενης τιμής του εκάστοτε υπό εξέταση μεγέθους. Στον πίνακα αυτόν σε κάθε μέγεθος αντιστοιχούν έξι στήλες. Στα κελιά κάτω από τους τίτλους Data, Case 1, 2, 3, 4 και 5 αναγράφονται οι απόλυτες τιμές των πειραματικών μετρήσεων, της πρώτης και της δεύτερης σειράς προσομοιώσεων αντίστοιχα. Στα κελιά κάτω από τη γραμμή Error υπό τον τίτλο Case 1, 2, 3, 4 ή 5 δίνεται το ποσοστιαίο σφάλμα μεταξύ υπολογιζόμενης και πειραματικής τιμής για το αντίστοιχο φορτίο (υπό τον τίτλο Load) και την αντίστοιχη προσομοίωση. Η αναλυτική καταγραφή των σφαλμάτων εξυπηρετεί τον σχολιασμό των διαγραμμάτων 7.4.1-7.4.5 της Υποπαραγράφου 7.4.Π.

Πίνακας 7.4.3. Ποσοστιαίο Σφάλμα Συναρτήσεως του Φορτίου μεταξύ Πειραματικής και Υπολογιζόμενης Τιμής στις Πέντε Σειρές Προσομοιώσεων της Υποπαραγράφου 7.4.2 για τα υπό Εξέταση Μεγέθη της Παραγράφου 7.4

Πίνακας 7.4.3											
Brake Power (kW)						Pcompression (bar)					
Data	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Data	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
4157,8	4269,3	4094,3	4317,6	4200	4273,5	50	49,7	50	49,5	49,6	49,6
8314,1	8470	8138,2	8536,5	8236,9	8408,4	80,1	80,3	80,1	80,2	80,3	80,2
12475,8	12702,9	12355	12635,7	12140,8	12425,7	117,4	116,8	117,3	116,4	116,3	116,2
16627,3	17040,1	16369,5	16886,1	16247,7	16612,4	150,6	150,6	150,6	150,7	150,5	150,5
Error [%]						Error [%]					
Load [%]	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Load [%]	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
25	2,68	-1,53	3,84	1,01	2,78	25	-0,60	0,00	-1,00	-0,80	-0,80
50	1,88	-2,12	2,67	-0,93	1,13	50	0,25	0,00	0,12	0,25	0,12
75	1,82	-0,97	1,28	-2,69	-0,40	75	-0,51	-0,09	-0,85	-0,94	-1,02
100	2,48	-1,55	1,56	-2,28	-0,09	100	0,00	0,00	0,07	-0,07	-0,07
Airflow (kg/h)						Pmax (bar)					
Data	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Data	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
44458	45720	45720	46440	46080	46440	76,1	75,7	65,8	80,5	70,7	76
84037	83160	82800	83520	82800	83160	109,9	110,4	98,7	114,2	101,5	107,8
124055	125280	125280	125280	125280	126000	139,7	139,4	130,9	137,3	125,1	131,7
155089	153720	153360	153720	153000	154080	159,9	160	152	157,5	151,2	154
Error [%]						Error [%]					
Load [%]	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Load [%]	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
25	2,84	2,84	4,46	3,65	4,46	25	-0,53	-13,53	5,78	-7,10	-0,13
50	-1,04	-1,47	-0,62	-1,47	-1,04	50	0,45	-10,19	3,91	-7,64	-1,91
75	0,99	0,99	0,99	0,99	1,57	75	-0,21	-6,30	-1,72	-10,45	-5,73
100	-0,88	-1,11	-0,88	-1,35	-0,65	100	0,06	-4,94	-1,50	-5,44	-3,69
NOx specific (g/kWh)											
Data	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5						
12,64	15,45	12,8	16,85	13,45	15,45						
14,98	16,9	15,25	17,8	14,3	16,4						
16,11	16,6	16,25	16,1	12,7	14,55						
14,83	15,45	14,95	15,3	12,5	14,2						
Error [%]											
Load [%]	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5						
25	22,23	1,27	33,31	6,41	22,23						
50	12,82	1,80	18,83	-4,54	9,48						
75	3,04	0,87	-0,06	-21,17	-9,68						
100	4,18	0,81	3,17	-15,71	-4,25						

Κεφάλαιο 8: Ανακεφαλαίωση και Συμπεράσματα

Στην εργασία αυτή εφαρμόστηκε για πρώτη φορά εκτενώς το πολυζωνικό μοντέλο καύσεως που έχει αναπτυχθεί από την ερευνητική ομάδα του καθηγητή του Τομέα Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών κ. Δημητρίου Χουντάλα σε ναυτικό δίχρονο κινητήρα Diesel. Σκοπός της εφαρμογής ήταν η αξιολόγηση της προβλεπτικής ικανότητας του μοντέλου όσον αφορά την λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα και ιδίως τις εκπομπές NO_x, οι οποίες μετά τις εξελίξεις των τελευταίων ετών αποτελούν φλέγον ζήτημα για τον κλάδο της ναυτιλίας. Για την αξιολόγηση του μοντέλου εφαρμόστηκαν τρεις διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας, οι οποίες προέρχονται από τις εργοστασιακές δοκιμές του κινητήρα, μετρήσεις εν πλω που ελήφθησαν από την ερευνητική ομάδα του Καθ. Δ. Χουντάλα και τις δοκιμές των μετρήσεων ρύπων της συγκεκριμένης ομάδας κινητήρων (Engine Group), όπου ανήκει ο υπό εξέταση κινητήρας, από τον κατασκευαστή.

8.1 Προβλεπτική Ικανότητα του Μοντέλου όσον αφορά την Λειτουργική Συμπεριφορά του Κινητήρα

Τα μεγέθη της λειτουργικής συμπεριφοράς του κινητήρα που εξετάστηκαν στην εργασία αυτή είναι τα εξής:

- Η πίεση συμπίεσεως
- Η μέγιστη πίεση καύσεως
- Η αποδιδόμενη ισχύς
- Η μέση θερμοκρασία των καυσαερίων κατά την έξοδο από τους κυλίνδρους
- Η παροχή αέρα προς τους κυλίνδρους.

Χρησιμοποιήθηκαν επίσης και τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα πίεσεως, που ελήφθησαν κατά την διενέργεια των μετρήσεων εν πλω, για να διερευνηθεί η ικανότητα του μοντέλου να προβλέπει τον μηχανισμό της καύσεως.

Τα σημεία λειτουργίας που μελετήθηκαν καλύπτουν όλο σχεδόν το φάσμα των φορτίων, από το μερικό έως και άνω του ονομαστικού.

Ελέγχθηκε η επίδραση των ακόλουθων παραμέτρων του μοντέλου:

- Ο Συντελεστής Διείσδυσης Αέρα (Air Entrainment Coefficient)
- Η Πίεση Εγχύσεως του καυσίμου,
- Ο Συντελεστής Εκροής της Βαλβίδας Εξαγωγής (Exhaust Valve Discharge Coefficient ή σε Cd)
- Η διαφορά πιέσεων μεταξύ των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής

Στη συνέχεια δίνονται τα αποτελέσματα της αξιολόγησης του μοντέλου για τα προαναφερθέντα μεγέθη:

- Πίεση Συμπίεσεως

Αυτή προσεγγίζεται όπως αναμένεται πολύ καλά όσον αφορά τις τάσεις και τις απόλυτες τιμές με απόκλιση που δεν υπερβαίνει το 4%. Επειδή στην συγκεκριμένη εργασία επιδιωκόταν η όσο το δυνατόν καλύτερη προσομοίωση των συνθηκών της καύσεως, ώστε να μελετηθεί το τμήμα υπολογισμού των εκπομπών NO_x, καταβλήθηκε προσπάθεια να διατηρηθεί η διαφορά πιέσεων των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής σταθερή στην διάρκεια των παραμετρικών αναλύσεων, ώστε να μην επηρεαστεί η ποιότητα της απόπλυσης.

Οι μεταβολές που έγιναν στις τιμές των πιέσεων των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής ήταν μικρές, της τάξεως του 3,5% και λιγότερο, διότι αυτό είναι το σφάλμα των συμβατικών οργάνων που χρησιμοποιούνται για την καταγραφή των πιέσεων των δύο οχετών. Εξάλλου, μόνο στην περίπτωση των εργοστασιακών δοκιμών διαθέτονταν ακριβή στοιχεία και για την μέση πίεση στον οχετό εισαγωγής και για την μέση πίεση στον οχετό εξαγωγής.

Η μεταβολή στην πίεση εγχύσεως του καυσίμου δεν επέφερε, όπως αναμενόταν, κάποια διαφοροποίηση στις υπολογιζόμενες τιμές της πίεσεως συμπίεσεως. Το ίδιο ισχύει και για τη σταθερά AEC. Όμως ο συντελεστής εκροής της βαλβίδας εξαγωγής ασκεί ασθενή ετερόσημη επίδραση στην υπολογιζόμενη πίεση συμπίεσεως, το οποίο συμπεραίνεται από το γεγονός προκειμένου να μένει η υπολογιζόμενη τιμή της πίεσεως συμπίεσεως σταθερή, η μείωση του Cd πρέπει να συνδυαστεί με μικρή αύξηση της πίεσεως εισαγωγής (και κατά συνέπεια και της εξαγωγής, ώστε να μην διαταράσσεται η απόπλυση).

- **Μεγίστη Πίεση Καύσεως**

Αυτή παρουσιάζει ισχυρή ομόσημη εξάρτηση από τον συντελεστή Air Entrainment Coefficient. Η εκτίμηση της τιμής του AEC γίνεται χρησιμοποιώντας την επιλογή Calibrate Peak Combustion Pressure. Όπως προκύπτει απαιτείται αύξηση του AEC μετά του φορτίου για την ακριβή πρόβλεψη της πίεσης καύσης. Όμως με τη χρήση ενός σταθερού μέσου συντελεστή (μέση τιμή των τιμών που προσδιορίζονται στα διάφορα φορτία) σε όλα τα φορτία μπορεί να προσεγγιστεί η πειραματική καμπύλη με ικανοποιητική ακρίβεια, σημειώνοντας μια κάποια υπερεκτίμηση στα χαμηλά φορτία και μικρότερη υποεκτίμηση στα υψηλά. Στην προκειμένη εργασία ως τιμή για τον κοινό AEC λαμβανόταν ο μέσος όρος των τιμών που προέκυπταν με βαθμονόμηση ανά φορτίο βάσει της προαναφερθείσας επιλογής, γεγονός που σημαίνει ότι η τιμή εξηρτάτο από το πλήθος και το μέγεθος του φορτίου των σημείων λειτουργίας των δεδομένων. Έτσι, λαμβάνοντας υπ' όψιν ότι διαθέτονταν εν γένει μόνο δύο σημεία για τα φορτία κάτω του 50% του ονομαστικού και δύο-τέσσερα από το 75% του ονομαστικού και άνω η μέση τιμή των AEC έβαινε προς τις υψηλότερες τιμές φορτίου, οδηγώντας έτσι σε ανισοκατανομή των σφαλμάτων με μεγαλύτερες αποκλίσεις στα χαμηλά φορτία (9-5% στο 25%, 6-3% στο 50%) και μικρότερες στα υψηλά (κάτω του 2% από 65% του ονομαστικού και άνω). Πιο ισορροπημένες αποκλίσεις θα μπορούσαν ενδεχομένως να επέλθουν λαμβάνοντας ως κοινή τιμή του AEC την μέση τιμή του διαστήματος που ορίζουν οι τιμές των AEC στο χαμηλότερο και στο υψηλότερο φορτίο. Διαπιστώθηκε επίσης ότι η αύξηση της πίεσεως εγχύσεως του καυσίμου οδήγησε σε σημαντική αύξηση της υπολογιζόμενης μέγιστης πίεσεως καύσεως, ενώ η μεταβολή του συντελεστή εκροής της βαλβίδας εξαγωγής ασκεί ασθενή ετερόσημη επίδραση επ' αυτής, εκφραζόμενη από το γεγονός ότι η αύξηση του Cd για σταθερό AEC οδηγούσε σε μικρή πτώση της Pmax και το αντίστροφο.

- **Ισχύς του Κινητήρα**

Αυτή προσεγγίζεται πολύ καλά τόσο ως τάση όσο και ως απόλυτες τιμές, με ελαφρά υπερεκτίμηση, η οποία δεν υπερέβη το 5,5%. Όμως το σφάλμα ήταν στα περισσότερα σημεία λειτουργίας αρκετά χαμηλότερο. Η υπερεκτίμηση αυτή τείνει να είναι εντονότερη στα πολύ χαμηλά και πολύ υψηλά φορτία. Σημειώνεται δε ότι δεν έγινε βαθμονόμηση των μηχανικών απωλειών για την βελτίωση των αποτελεσμάτων του μοντέλου. Συγκριτικά μεγαλύτερο σφάλμα

παρουσιάστηκε μόνο κατά την εφαρμογή του μοντέλου για τις μετρήσεις εν πλω, όπου αρχικά εμφανίστηκαν σφάλματα της τάξεως του 7-10% και τα οποία αντιμετωπίστηκαν δια αναθεώρησης της παροχής καυσίμου, με συνακόλουθη πτώση σε πολύ μικρές αποκλίσεις κάτω του 1,5%. Αυτό έγκειται κύρια στο γεγονός ότι στην συγκεκριμένη περίπτωση δεν υπήρξε ακριβής μέτρηση της καταναλώσεως καυσίμου, καθώς οι μετρήσεις πραγματοποιήθηκαν εν πλω, αλλά εκτίμησή της με χρήση άλλης απλοϊκής μεθόδου. Μετά την αναθεώρηση των τιμών της παροχής καυσίμου προέκυψαν πολύ καλά αποτελέσματα για την εκτίμηση της πραγματικής ισχύος.

Η ισχύς παρουσιάζει και αυτή, όπως θα αναμενόταν, εξάρτηση από τον Air Entrainment Coefficient, αλλά όχι τόσο έντονη όσο η μέγιστη πίεση καύσεως. Η χρήση βαθμονομημένων ανά φορτίο AEC οδηγεί στην επίτευξη πολύ καλής ακρίβειας με σφάλμα που δεν ξεπερνά το 4%. Η χρήση κοινού AEC σε όλα τα φορτία, όπως καθοριζόταν η τιμή αυτού στην παρούσα εργασία οδηγεί σε αύξηση της υπερεκτίμησης στα χαμηλά φορτία και μείωσή της στα υψηλά. Σε κάθε περίπτωση όμως, η ακρίβεια είναι ικανοποιητική. Διαπιστώθηκε επίσης ότι η μεταβολή της πίεσεως της εγχύσεως του καυσίμου στον κύλινδρο ασκεί ομόσημη επίδραση στην αποδιδόμενη ισχύ. Η μεταβολή της τιμής του συντελεστεί εκροής δεν επέφερε κάποια αξιοσημείωτη διαφοροποίηση της υπολογιζόμενης ισχύος.

- Μέση Θερμοκρασία των Καυσαερίων στην Έξοδο από τους Κυλίνδρους
Κατά την αξιολόγηση του μοντέλου βάσει των εργοστασιακών δοκιμών υπολογίστηκε η θερμοκρασία εξόδου από τον κύλινδρο με ικανοποιητική ακρίβεια στα φορτία κάτω του 50% του ονομαστικού, με μία μέση απόκλιση εντός ενός ορίου $\pm 5,5\%$. Όμως υπήρξε αυξανόμενη υπερεκτίμηση μετά της αύξησης του φορτίου, που έφτασε έως 17% στο σημείο λειτουργίας 85% του ονομαστικού. Κατά την αξιολόγηση βάσει των μετρήσεων εν πλω αντιθέτως υπήρξε καλή σύγκλιση των πειραματικών και των υπολογιζόμενων τιμών έως το 75% του ονομαστικού φορτίου, με το σφάλμα να αυξάνει κείμενο εντός ενός ορίου $\pm 4\%$, αλλά να αυξάνεται σε 8-9% μέχρι το 85%. Ποιοτικά η υπολογιζόμενη καμπύλη χαρακτηρίζεται από εντονότερη κλίση αυξανόμενου του φορτίου σε σχέση με την πειραματική από κάποιο σημείο λειτουργίας και άνω, αλλά γενικά ευρίσκεται κοντά στην μορφή της πειραματικής καμπύλης. Φαίνεται λοιπόν ότι υπάρχουν περιθώρια βελτιώσεως του μοντέλου στο σημείο αυτό και για τον σκοπό αυτό απαιτείται ειδική διερεύνηση στο σύστημα εναλλαγής των αερίων και ειδικά στο μηχανισμό της απόπλυσης.

Η θερμοκρασία του καυσαερίου στην έξοδο από τους κυλίνδρους επηρεάζεται έντονα από την τιμή του συντελεστή εκροής της βαλβίδας εξαγωγής, μείωση της οποίας οδηγεί σε μετατόπιση της καμπύλης της θερμοκρασίας σε υψηλότερη στάθμη. Αντιθέτως η αύξηση της πίεσεως εγχύσεως του καυσίμου κατά 100bar (25%) οδήγησε σε ανεπαίσθητη μείωση της θερμοκρασίας σε κάθε φορτίο, μικρότερη του 2%. Η χρήση κοινού AEC σε όλα τα φορτία με τιμή ίση με τον μέσο όρο των βαθμονομημένων AEC ανά φορτίο βάσει της μέγιστης πίεσεως καύσεως, οδηγεί σε πολύ μικρή αύξηση της υπολογιζόμενης τιμής στα χαμηλά φορτία και αναλόγως πολύ μικρή μείωση στα υψηλά. Άρα ο Air Entrainment Coefficient έχει πολύ ασθενή ομόσημη επίδραση στην υπολογιζόμενη τιμή της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην έξοδο από τον κύλινδρο.

- Παροχή Αέρα

Αυτή αρχικά υπολογίστηκε με σχετική υπερεκτίμηση της τάξεως του 7-15%, αλλά αυτό αντιμετωπίστηκε με την μείωση του συντελεστή εκροής της βαλβίδος εξαγωγής σε $Cd=0,89$, οπότε επήλθαν πολύ ικανοποιητικά αποτελέσματα, με τα σφάλματα σε σχέση με την πειραματική τιμή να κυμαίνονται μεταξύ -3% και 4% . Υπολογίζεται το ίδιο καλά τόσο με τη χρήση βαθμονομημένων AEC όσο και ενός κοινού για όλα τα φορτία, καθώς ο AEC επηρεάζει πολύ λίγο την τιμή της, ενώ όπως είναι λογικό η μεταβολή της πίεσεως εγχύσεως του καυσίμου καθόλου. Αντιθέτως, η τιμή της εξαρτάται ισχυρά και από την διαφορά πιέσεων εισαγωγής-εξαγωγής και ένας τρόπος μειώσεως της που εφαρμόστηκε ήταν η μείωση αυτής της διαφοράς.

- Δυναμοδεικτικά Διαγράμματα Πίεσεως Κυλίνδρου

Η υπολογιζόμενη από το λογισμικό μεταβολή της πίεσης με τη γωνία στροφάλου ακολουθεί γενικά πολύ καλά την πειραματική καμπύλη πίεσεως-γωνίας στροφάλου, ειδικά στην περίπτωση του βαθμονομημένου AEC. Στην περίπτωση χρήσης ενός κοινού AEC σε όλα τα φορτία θα υπάρξουν αναπόφευκτα αποκλίσεις στον υπολογισμό της πίεσεως στην ζώνη της καύσεως, αντίστοιχες με αυτές που περιγράφηκαν στην ανάλυση της μέγιστης πίεσεως καύσεως, όμως η πρόβλεψη είναι και πάλι ιδιαίτερα ικανοποιητική.

Υπάρχουν δύο περιοχές που επιδέχονται βελτιώσεως. Η πρώτη είναι η περιοχή των $10-20^\circ$ γωνίας στροφάλου μετά το ANΣ, όπου λόγω μιας ελαφράς υστέρησης στην γωνία εμφάνισης της μέγιστης πίεσεως καύσεως η πίεση παρουσιάζει μικρή υπερεκτίμηση. Το φαινόμενο αυτό μετά την γενική και οριστική βαθμονόμηση της λειτουργικής συμπεριφοράς του κινητήρα περιορίστηκε σε σημαντικό βαθμό και ουσιαστικά εμφανίστηκε μόνα στα φορτία 75% και 85% του ονομαστικού. Η δεύτερη περιοχή αντιστοιχεί στις 15° γωνίας στροφάλου μετά το άνοιγμα της βαλβίδος εξαγωγής, όπου ο υπολογιζόμενος ρυθμός πτώσεως της πίεσεως εντός του κυλίνδρου παρουσιάζει μικρή υστέρηση σε σχέση με τον πειραματικό. Το φαινόμενο αυτό πάντως ίσως να οφείλεται εν μέρει και στην χρήση του θεωρητικού μέσου κυλίνδρου, καθώς στην περίπτωση που έγινε σύγκριση με το διάγραμμα συγκεκριμένου κυλίνδρου του κινητήρα ήταν λιγότερο εμφανές.

8.2 Προβλεπτική Ικανότητα του Μοντέλου όσον αφορά τις Εκπομπές NO_x

Στα κεφάλαια 5, 6 και 7 επιδιώχθηκε κατά κανόνα να ευρεθούν οι κατάλληλες ρυθμίσεις και παράμετροι του λογισμικού, και εφόσον εάν ήταν απαραίτητο να γίνουν μικρές τροποποιήσεις επί των δεδομένων μεγεθών, ώστε να προσομοιώνονται με όσον το δυνατόν μεγαλύτερη ακρίβεια οι συνθήκες της καύσεως στους κυλίνδρους. Αφού εξασφαλιζόταν αυτό μπορούσε να αξιολογηθεί πλέον ασφαλώς η ικανότητα πρόβλεψης των εκπομπών NO_x . Όπως και με την λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα ελέγχθηκε κατά κύριο λόγο η επίδραση του Air Entrainment Coefficient, της πίεσεως εγχύσεως του καυσίμου και του συντελεστή εκροής της βαλβίδας εξαγωγής. Ακόμη εξετάστηκε και η εφαρμογή της επιλογής Random Zone Mixing After Injection End η οποία αναμειγνύει τις ζώνες μετά το πέρας της καύσης (κατανάλωση του διαθέσιμου αέρα στο θάλαμο καύσης).

Το πρώτο αξιοσημείωτο χαρακτηριστικό του λογισμικού είναι η υπερεκτίμηση των απόλυτων τιμών των NO_x . Αυτό, ως έχει προαναφερθεί, οφείλεται εν μέρει στο γεγονός ότι οι σταθερές ταχυτήτων των αντιδράσεων, οι οποίες υπεισέρχονται στους υπολογισμούς διακρίνονται από μεγάλη αβεβαιότητα. Ως συνέπεια, τα εκάστοτε αποτελέσματα έπρεπε να υποστούν αναλογική διόρθωση (scaling) πολλαπλασιαζόμενα με έναν συντελεστή ίσο με 0,5. Αυτό, βεβαίως, δεν αποτελεί πρόβλημα, καθώς αυτή η μέθοδος αποτελεί συνήθη πρακτική, αφού αυτό που ενδιαφέρει πρωτίστως είναι η πρόβλεψη των τάσεων μεταβολής των NO_x .

Μετά την αναλογική διόρθωση (scaling) εν γένει παρατηρείται μια υπερεκτίμηση των NO_x στο μερικό φορτίο, αλλά τα αποτελέσματα είναι αρκετά ικανοποιητικά. Το συγκεκριμένο φαινόμενο ήταν πιο έντονο στην εφαρμογή του μοντέλου για τις δοκιμές των μετρήσεων ρύπων (Κεφ. 7), όπου στα φορτία 25% και 50% η απόκλιση κυμαίνεται μεταξύ 22-13% για να καταλήξει σε μικρή υπερεκτίμηση της τάξεως του 3-4% στα 75% και 100% του ονομαστικού. Αυτό ίσως οφείλεται και στο γεγονός ότι τα δεδομένα αυτά δεν αφορούν στο συγκεκριμένο κινητήρα, ενώ όπως έχει σημειωθεί και στο αντίστοιχο κεφάλαιο υπάρχει και έλλειψη μερικών λειτουργικών δεδομένων. Διαπιστώθηκε επίσης, ότι ένα γίνει αποδεκτή μία υποεκτίμηση της μέγιστης πίεσεως καύσεως της τάξεως του 4-7% με αμελητέες επιπτώσεις στα υπόλοιπα λειτουργικά μεγέθη, αυτό μπορεί να μειώσει την υπερεκτίμηση στο μερικό φορτίο σε επίπεδα του 3,5%. Όσον αφορά τα αποτελέσματα από την εφαρμογή του μοντέλου για τις μετρήσεις που ελήφθησαν εν πλω, μία απόκλιση του που πέφτει από 4,5% σε 2%, μεταξύ των σημείων λειτουργίας 45% και 50% του πλήρους φορτίου, εξελίσσεται σε υποεκτίμηση της τάξεως του 7-10% στα φορτία 65-85%. Σε κάθε όμως περίπτωση η πρόβλεψη είναι πολύ καλή.

Η χρήση της επιλογής Random Zone Mixing After Injection End προκαλεί μία μικρή προσάυξηση στις υπολογιζόμενες τιμές των εκπομπών χωρίς να μεταβάλλει την μορφή της καμπύλης. Η προσάυξηση αυτή θα μπορούσε να οδηγήσει σε ελαφρά βελτίωση της ακρίβειας στην περίπτωση προσομοιώσεως των μετρήσεων εν πλω με κάποιο μικρό κόστος στην αύξηση της αποκλίσεως στην περίπτωση προσομοιώσεως των μετρήσεων ρύπων της συγκεκριμένης ομάδας κινητήρων, η οποία δεν ενοχλεί από τα μεσαία φορτία και άνω. Ακόμη η αύξηση της πίεσεως εγχύσεως του καυσίμου οδήγησε σε έντονη αύξηση των εκπομπών NO_x .

Όπως έχει ήδη ειπωθεί, τα καλλίτερα αποτελέσματα όσον αφορά τόσο την λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα όσο και τις εκπομπές προκύπτουν με τη χρήση μεταβλητού συναρτήσεως του φορτίου AEC. Αυτό αφορά τόσο τη λειτουργική συμπεριφορά όσο και τις εκπομπές NO_x . Όσον αφορά τα NO_x , η χρήση κοινού Air Entrainment Coefficient σε όλα τα φορτία, όπως είναι η συνήθης πρακτική, και οριζόμενου εδώ ως του μέσου όρου των τιμών των βαθμονομήσεων της μέγιστης πίεσεως καύσεως, έχει ακόλουθη επίδραση: Υπάρχει μια υπερεκτίμηση των NO_x στα χαμηλά φορτία διότι χρησιμοποιείται συντελεστής AEC υψηλότερος του απαιτούμενου ενώ σε υψηλά φορτία συμβαίνει το αντίθετο.

Όμως μπορούν να προκύψουν αρκετά καλύτερα αποτελέσματα με καταλληλότερη επιλογή της «σταθερής» τιμής του AEC. Στην Περίπτωση 5 της Παραγράφου 7.4 χρησιμοποιήθηκε μια τέτοια τιμή, η οποία έδωσε αποκλίσεις της ίδιας τάξεως μεγέθους με την καμπύλη των βαθμονομημένων AEC. Ενδεχομένως η επιλογή της μέσης τιμής του διαστήματος που ορίζουν οι τιμές των AEC στο χαμηλότερο και στο υψηλότερο φορτίο να έχει παρεμφερή αποτελέσματα. Εάν αντιμετωπιστεί το ζήτημα της υπερεκτιμήσεως στα χαμηλά φορτία, η μορφή της καμπύλης των υπολογιζόμενων με χρήση κοινού AEC εκπομπών θα προσεγγίζει ακόμα καλύτερα τις πειραματικές τάσεις, αλλά σε κάθε περίπτωση τα αποτελέσματα είναι αποδεκτά.

Βιβλιογραφία

- «Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.» Κ.Δ. Ρακόπουλος
- «Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.» Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής
- «Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.» Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας
- «Diesel Engine Transient Operation» C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis
- «NTUA MULTI-ZONE SIMULATION CODE» D.T. Hountalas
- «NO_x emission formation in marine diesel engines –towards a quantitative understanding» Pia Kilipinen
- «Emission Control Two-Stroke Low-Speed Diesel Engines»
- «A brief guide to controlling marine diesel exhaust emissions» Göran Hellen
- «TECHNICAL CODE ON CONTROL OF EMISSION OF NITROGEN OXIDES FROM MARINE DIESEL ENGINES» MP/CONF 3/35, 22/10/1997
- «REVISION OF MARPOL, ANNEX VI, THE NO_x TECHNICAL CODE AND RELATED GUIDELINES» BLG-WGAP 1/2/11, 20/10/2006