



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

«Προσομοίωση κύκλου Miller σε κινητήρα Otto με χρήση του υπολογιστικού πακέτου GT-Power»



ΜΑΝΤΖΟΥΡΑΝΗΣ ΝΙΚΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: Ε.Γ. ΓΙΑΚΟΥΜΗΣ, ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ
ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ, ΕΜΠ

ΑΘΗΝΑ, ΟΚΤΩΒΡΙΟΣ 2016

Πρόλογος

Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τους καθηγητές κ. Κ. Ρακόπουλο, κ. Δ. Χουντάλα και κ. Ε. Γιακουμή για τη διδασκαλία τους στα μαθήματα των Μηχανών Εσωτερικής Καύσης, που μου προσέφερε τις απαραίτητες γνώσεις για να εμβαθύνω πάνω σε αυτόν τον τομέα. Συγκεκριμένα, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή μου, κύριο Ευάγγελο Γιακουμή, για την εξαιρετική συνεργασία και την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγηση που μου προσέφερε καθ' όλη τη διάρκεια εκπόνησης της διπλωματικής μου εργασίας.

Ιδιαίτερα, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Ιάκωβο Παπαδημητρίου, Senior Engineer της Gamma Technologies, για την τεχνική υποστήριξη που μου προσέφερε σε θέματα που αφορούν το υπολογιστικό πακέτο GT-Power.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον συμφοιτητή και καλό μου φίλο Ηλία Παπαχριστόπουλο για την άψογη συνεργασία και συνεννόηση κατά την εκπόνηση των διπλωματικών μας εργασιών.

Τέλος, ευχαριστώ την οικογένεια μου για την αμέριστη υποστήριξη και την κατανόηση που έδειξε καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου.

Στο εξώφυλλο αναπαρίσταται ο κινητήρας EA888 της AUDI AG.

Πίνακας Περιεχομένων

Πίνακας Συμβόλων.....	6
Εισαγωγή	8
Κεφάλαιο 1: Ο Κινητήρας Otto	9
1.1 Γενικά	9
1.2 Ρύθμιση Ισχύος Κινητήρων Otto.....	9
1.3 Καύση Κινητήρων Otto	10
1.4 Σχηματισμός και Εκπομπές Ρύπων	11
1.4.1 Γενικά για τις Εκπομπές Ρύπων	11
1.4.2 Σχηματισμός Οξειδίων του Αζώτου NO _x	13
Κεφάλαιο 2: Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.....	16
2.1 Γενικά Στοιχεία Υπερπλήρωσης	16
2.1.1 Ορισμός	16
2.1.2 Επισκόπηση Μεθόδων Υπερπλήρωσης.....	18
2.1.3 Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα Υπερπλήρωσης	20
2.2 Βασικές Αρχές Στροβιλο-υπερπλήρωσης.....	21
2.2.1 Γενικά.....	21
2.2.2 Συμπιεστής Δυναμικής Ροής.....	22
2.2.3 Ακτινικός Στρόβιλος	25
2.2.4 Ενδιάμεση Ψύξη του Αέρα Υπερπλήρωσης.....	27
2.3 Ειδικά Θέματα Υπερπλήρωσης Κινητήρων Otto.....	30
2.3.1 Κρουστική Καύση.....	30
2.3.2 Βαθμός Συμπίεσης Κινητήρα και Λόγος Πίεσης Συμπιεστή	32
2.3.3 Βαλβίδα Παράκαμψης Καυσαερίων.....	33
2.3.4 Θέση και Επιρροή Στραγγαλιστικής Δικλείδας.....	34
Κεφάλαιο 3: Ο Κύκλος Miller.....	36
3.1 Η Πρόταση του Ralph Miller.....	36
3.2 Διεξοδική Ανάλυση	40
3.2.1 Ο Θερμοδυναμικός Κύκλος.....	40
3.2.2 Πλεονεκτήματα κύκλου Miller.....	41
3.2.2 Μειονεκτήματα Κύκλου Miller	43
3.2.3 Ιστορική Αναδρομή και Εφαρμογές	44
Κεφάλαιο 4: Μοντελοποίηση Κύκλου Miller με το Λογισμικό GT-Suite	47
4.1 Το Λογισμικό GT-Suite.....	47
4.1.1 Γενικά Χαρακτηριστικά.....	47
4.1.2 Το Υποπρόγραμμα GT-Power	48
4.2 Γενική Περιγραφή του Μοντέλου	50
4.3 Ο Τετρακύλινδρος Κινητήρας Βενζίνης.....	51

4.3.1 Η Πολλαπλή και οι Θυρίδες Εισαγωγής	51
4.3.2 Οι Βαλβίδες Εισαγωγής και Εξαγωγής.....	52
4.3.3 Οι Κύλινδροι	53
4.3.4 Οι Εγχυτήρες Καυσίμου	55
4.3.5 Οι Θυρίδες και η Πολλαπλή Εξαγωγής.....	55
4.3.6 Η Στροφαλοφόρος Άτρακτος	56
4.3.7 Το Σύστημα Στροβίλο-υπερπλήρωσης	57
4.3.8 Η Βαλβίδα Παράκαμψης Καυσαερίων (Waste-gate)	59
4.3.9 Το Ψυγείο του Αέρα Υπερπλήρωσης.....	60
4.3.10 Η Ρυθμιστική Δικλείδα (Πεταλούδα).....	61
Κεφάλαιο 5: Αποτελέσματα Προσομοίωσης Συμβατικού Βενζινοκινητήρα	63
5.1 Εισαγωγή.....	63
5.2 Ρυθμίσεις Προσομοίωσης.....	64
5.3 Αποτελέσματα Προσομοίωσης στο Μέγιστο Φορτίο	65
5.4 Αποτελέσματα Προσομοίωσης σε Μερικά Φορτία	71
Κεφάλαιο 6: Αποτελέσματα Προσομοίωσης με Μεταβλητή το Χρονισμό	
Εισαγωγής.....	75
6.1 Εισαγωγή.....	75
6.2 Ρυθμίσεις Προσομοίωσης.....	76
6.3 Κλείσιμο Εισαγωγής πριν το ΚΝΣ (EIVC).....	78
6.3.1 Αποτελέσματα Προσομοίωσης Μέγιστου Φορτίου	78
6.3.2 Αποτελέσματα Προσομοίωσης Μερικών Φορτίων	83
6.4 Κλείσιμο Εισαγωγής μετά το ΚΝΣ (LIVC)	86
6.4.1 Αποτελέσματα Προσομοίωσης.....	86
6.4.2 Συμπεράσματα – Ανάλυση Αποδοτικότητας.....	89
Κεφάλαιο 7: Αποτελέσματα Προσομοίωσης Κύκλου Miller	95
7.1 Εισαγωγή.....	95
7.2 Ρυθμίσεις Προσομοίωσης.....	96
7.3 Αποτελέσματα στην Περίπτωση “Early Intake Valve Closing”	100
7.4 Αποτελέσματα στην Περίπτωση “Late Intake Valve Closing”	104
7.4.1 Αποτελέσματα Προσομοίωσης Μέγιστου Φορτίου	105
7.4.2 Αποτελέσματα Προσομοίωσης Μερικού Φορτίου.....	113
Κεφάλαιο 8: Τελικά Συμπεράσματα	117
Βιβλιογραφία.....	119

Πίνακας Συμβόλων

Λατινικοί Χαρακτήρες

Μέγεθος	Επεξήγηση	Μονάδες
p	Πίεση	bar
T	Θερμοκρασία	K
z	Αριθμός Κυλίνδρων	-
D	Διάμετρος Κυλίνδρων	mm
S	Διαδρομή Εμβόλου	mm
r	Ακτίνα Στροφάλου	mm
L	Μήκος Διωστήρα	mm
V_H	Όγκος Εμβολισμού	cm ³
CR	Γεωμετρικός Βαθμός Συμπίεσης	-

Ελληνικοί Χαρακτήρες

Μέγεθος	Επεξήγηση	Μονάδες
λ_α	Λόγος Ισοδυναμίας Αέρα-Καυσίμου	-
ρ	Πυκνότητα	kg/m ³
η_{ic}	Ισεντροπικός Βαθμός Απόδοσης Συμπιεστή	-
η_{iT}	Ισεντροπικός Βαθμός Απόδοσης Στροβίλου	-
η_ψ	Βαθμός Εκμετάλλευσης Ψυγείου	-
ϕ	Στιγμαία Γωνία Στροφάλου	°
ϕ_{total}	Συνολική Διάρκεια Εισαγωγής	°
η_{otto}	Ιδανικός Βαθμός Απόδοσης Κύκλου Otto	-

Συντομογραφίες

ΑΝΣ	Άνω Νεκρό Σημείο
ΚΝΣ	Κάτω Νεκρό Σημείο
NO_x	Οξείδια του Αζώτου
ΜΕΚ	Μηχανή Εσωτερικής Καύσης
4-Χ	Τετράχρονος
BSFC	Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου
CO₂	Διοξείδιο του Άνθρακα
(A/F)	Λόγος Αέρα-Καυσίμου
(A/F)_{st}	Στοιχειομετρικός Λόγος Αέρα-Καυσίμου

Εισαγωγή

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματεύεται τη μελέτη των αποτελεσμάτων που αποφέρει η εφαρμογή του κύκλου Miller σε κινητήρες βενζίνης που χρησιμοποιούνται στην αυτοκινητοβιομηχανία. Ο κύκλος Miller, παρόλο που προτάθηκε από τον Αμερικανό μηχανικό Ralph Miller το 1957, επανέρχεται πλέον στο προσκήνιο λόγω των πλεονεκτημάτων που μπορεί να προσφέρει σε ό,τι αφορά την κατανάλωση και τις εκπομπές ρύπων, θέματα υψίστης σημασίας για τους κατασκευαστές σήμερα.

Για τη μελέτη χρησιμοποιήθηκε το υπολογιστικό πακέτο GT-Power που αναπτύσσεται από την εταιρεία Gamma Technologies, το οποίο επιτρέπει τη μονοδιάστατη προσομοίωση κινητήρων και την εξαγωγή πληθώρας αποτελεσμάτων. Στόχος είναι η μοντελοποίηση ενός υπερπληρωμένου κινητήρα Otto με χρήση του προαναφερθέντος προγράμματος και στη συνέχεια η εφαρμογή του κύκλου Miller πάνω σε αυτόν.

Η μελέτη ξεκινά με τη μοντελοποίηση του υπερπληρωμένου κινητήρα Otto, ο οποίος είναι εν σειρά τετρακύλινδρος και συνολικού όγκου εμβολισμού 2.000cc. Στη συνέχεια ακολουθεί η παρουσίαση των αποτελεσμάτων που αφορούν λειτουργικά χαρακτηριστικά αυτού (ισχύς, ειδική κατανάλωση καυσίμου, πίεση υπερπληρωτή, εκπομπές NOx). Έπειτα γίνεται εφαρμογή του κύκλου Miller και ακολουθούν οι απαραίτητες ρυθμίσεις ώστε ο νέος κινητήρας να παράγει την ίδια ισχύ με τον προηγούμενο. Έτσι θα δοθεί η δυνατότητα σύγκρισης των δύο κινητήρων, ώστε να εξαχθούν εύλογα συμπεράσματα για τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα του υπό εξέταση κύκλου λειτουργίας. Η μελέτη θα πραγματοποιηθεί αρχικά για πλήρες φορτίο σε ένα εύρος στροφών και στη συνέχεια θα εξετασθούν και τα μερικά φορτία για ορισμένες στροφές.

Κεφάλαιο 1

Ο Κινητήρας Otto

1.1 Γενικά

Ο κινητήρας Otto έλαβε το όνομα του από τον Γερμανό κόμη και μηχανικό Nikolaus Otto, ο οποίος το 1876 εφάρμοσε με επιτυχία για πρώτη φορά την αρχή λειτουργίας του τετράχρονου κύκλου που είχε προταθεί από τον Γάλλο Alphonse Beau de Rochas. Οι εν λόγω κινητήρες διαφοροποιούνται από τους κινητήρες Diesel ως προς τη μέθοδο έναυσης του καυσίμου, η οποία πραγματοποιείται πάντοτε με τη βοήθεια ενός εξωτερικού μέσου (ηλεκτρικός σπινθήρας), ενώ στους Diesel πραγματοποιείται αυτανάφλεξη λόγω αυξημένης συμπίεσης του μείγματος.

Οι κινητήρες Otto διακρίνονται σε αεριομηχανές και βενζινομηχανές ανάλογα με το χρησιμοποιούμενο καύσιμο. Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας μελετήθηκε τετρακύλινδρος βενζινοκινητήρας, επομένως ανήκει στη δεύτερη κατηγορία.

1.2 Ρύθμιση Ισχύος Κινητήρων Otto

Στους κινητήρες Otto αέρας και καύσιμο αναμιγνύονται συνήθως πριν την είσοδο τους στο κύλινδρο, με τη χρήση εξαεριωτή (καρμπυρατέρ) ή συστήματος έγχυσης καυσίμου. Η λειτουργία του καρμπυρατέρ βασίζεται στο φαινόμενο Βεντούρι, δηλαδή στη μείωση της πίεσης του αέρα καθώς αυτός διέρχεται από περιορισμένο τμήμα ενός σωλήνα (συγκλίνον – αποκλίνον ακροφύσιο). Λόγω της πτώσης πίεσης στο καρμπυρατέρ, το καύσιμο αναβλύζει σαν δέσμη από το σημείο ελάχιστης διατομής (λαιμός) και οδηγείται μαζί με τον αέρα προς τον κύλινδρο, λόγω της αναρροφητικής δράσης του εμβόλου.

Η παροχή αέρα προς τους κυλίνδρους του κινητήρα μεταβάλλεται από τη στραγγαλιστική δικλείδα, επίσης γνωστή ως “πεταλούδα”, η οποία βρίσκεται τοποθετημένη μετά το καρμπυρατέρ. Καθώς η πεταλούδα περιστρέφεται, ρυθμίζει τη διαθέσιμη διατομή από την οποία ρέει το μείγμα αέρα – καυσίμου άρα και τη πίεση με την οποία αυτό θα εισέλθει στο κύλινδρο. Κλείσιμο της πεταλούδας συνεπάγεται μείωση της διαθέσιμης διατομής και στραγγαλισμό της ροής (μείωση πίεσης), γεγονός που οδηγεί σε μειωμένη παροχή προς τον κύλινδρο. Πλήρες άνοιγμα της πεταλούδας έχει το αντίθετο αποτέλεσμα και επομένως σημαίνει μέγιστη παροχή. Η ισχύς που παράγει ένας κινητήρας είναι ευθέως ανάλογη της παροχής μείγματος προς τους κυλίνδρους, άρα γίνεται αντιληπτό πως η πεταλούδα πραγματοποιεί τη ρύθμιση αυτής. Αυτή η μέθοδος ρύθμισης ισχύος ονομάζεται ποσοτική, καθώς βασίζεται στην ποσότητα μείγματος που οδηγείται στο κινητήρα.

Η έγχυση καυσίμου στην πολλαπλή εισαγωγής έχει αντικαταστήσει πλέον το σύστημα με εξαεριωτή. Η τεχνολογία αυτή βασίζεται στη χρήση εγχυτήρων για την προσαγωγή του καυσίμου είτε πριν τη βαλβίδα εισαγωγής (έμμεση έγχυση – port injection), είτε στο εσωτερικό του κυλίνδρου κατά τη φάση εισαγωγής του αέρα (άμεση έγχυση – direct injection). Το σύστημα μπορεί να αποτελείται από έναν εγχυτήρα που τροφοδοτεί όλους του κυλίνδρους ή και από εγχυτήρες που τροφοδοτούν ξεχωριστά τον κάθε κύλινδρο.

1.3 Καύση Κινητήρων Otto

Σε ένα συμβατικό βενζινοκινητήρα, καύσιμο και αέρας αναμιγνύονται ομοιόμορφα στην εισαγωγή και στη συνέχεια εισέρχονται στον κύλινδρο, όπου και παγιδεύονται μαζί με καυσαέριο που δεν κατάφερε να αποδράσει από τη βαλβίδα εξαγωγής στον προηγούμενο κύκλο. Με το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής ξεκινάει η φάση της συμπίεσης του μείγματος. Μερικές μοίρες πριν το Άνω Νεκρό Σημείο (10-30° ανάλογα με τη γεωμετρία του θαλάμου καύσης και τις συνθήκες που επικρατούν σε αυτόν) και με τη συμπίεση να πλησιάζει το τέλος της, προκαλείται ηλεκτρική εκκένωση από τον σπινθηριστή, η οποία σηματοδοτεί την έναρξη της φλόγας. Στην πραγματικότητα, από τη στιγμή της ηλεκτρικής εκκένωσης μέχρι τη στιγμή της έναυσης μεσολαβεί μια περίοδος που είναι γνωστή ως καθυστέρηση ανάφλεξης και οφείλεται στις χημικές διεργασίες που πρέπει να λάβουν μέρος για την επίτευξη επιτυχούς ανάφλεξης. Η προαναφερθείσα καθυστέρηση έχει σταθερή διάρκεια περίπου ίση με 0,5 msec. Επίσης, η γωνία που μεσολαβεί ανάμεσα στην ανάφλεξη του μείγματος και το ΑΝΣ ονομάζεται προπορεία έναυσης.

Το φαινόμενο της καύσης διέπεται από την ταχύτητα εξάπλωσης της σχηματιζόμενης φλόγας, η οποία εξαρτάται από το ρυθμό πρόσδοσης θερμότητας στη γόμωση του κυλίνδρου. Ο ρυθμός πρόσδοσης θερμότητας προκύπτει εάν από το ρυθμό έκλυσης θερμότητας της φλόγας αφαιρεθούν οι απώλειες θερμότητας προς τα τοιχώματα του κυλίνδρου. Ιδανικά, το 65% του μείγματος πρέπει να έχει καεί μέχρι το πιστόνι να φτάσει το ΑΝΣ και το υπόλοιπο 35% μέχρι τις 15° περίπου μετά το ΑΝΣ. Με αυτές τις συνθήκες θα εμφανισθεί μέγιστη πίεση και θερμοκρασία του κύκλου κάπου μεταξύ 5° και 10° μετά το ΑΝΣ, γεγονός που θα δώσει και μέγιστη παραγόμενη ισχύ από τον κινητήρα [3].

Για την ικανοποιητική λειτουργία του κινητήρα πρέπει το μείγμα αέρα – καυσίμου να είναι αναφλέξιμο, δηλαδή να επιτρέπει την ταχεία και συνεχή εξάπλωση της φλόγας μέσα στο θάλαμο καύσης. Η αναφλεξιμότητα εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την σύνθεση του μείγματος, η οποία χαρακτηρίζεται από το λόγο αέρα καυσίμου A/F (μάζα αέρα προς μάζα καυσίμου στο μείγμα). Πειραματικά δεδομένα έχουν δείξει ότι η αναφλέξιμη περιοχή περιέχει πάντοτε τη στοιχειομετρική αναλογία, για την οποία ισχύει $\lambda_{\alpha} = \frac{(\frac{A}{F})}{(\frac{A}{F})_{st}} = 1$. Σε ό,τι αφορά τους βενζινοκινητήρες, η περιοχή αναφλεξιμότητας περιορίζεται συνήθως μεταξύ $\lambda_{\alpha}=0,6$ (πλούσιο σε καύσιμο μείγμα) και $\lambda_{\alpha}=1,2$ (φτωχό σε καύσιμο μείγμα). Για βέλτιστη απόδοση του κινητήρα (μειωμένη ειδική κατανάλωση καυσίμου) είναι επιθυμητή η τιμή $\lambda_{\alpha}=1,05 - 1,15$, ενώ για μέγιστη ισχύ $\lambda_{\alpha}=0,8 - 0,9$ λόγω της αυξημένης ταχύτητας φλόγας σε αυτή τη σύνθεση. Στην πραγματικότητα, απαιτείται ακριβής ρύθμιση της αναλογίας του μείγματος γύρω από τη στοιχειομετρική τιμή, $\lambda_{\alpha}=1$, για την αποδοτική λειτουργία του τριοδικού καταλύτη στην ταυτόχρονη αντιμετώπιση και των τριών αέριων ελεγχόμενων ρύπων (οξειδία του αζώτου, μονοξείδιο του άνθρακα, υδρογονάνθρακες). Για τον κινητήρα που μοντελοποιήθηκε στα πλαίσια της διπλωματικής εργασίας ο λόγος αέρα καύσης διατηρήθηκε σταθερός σε τιμή $\lambda_{\alpha}=1$.

1.4 Σχηματισμός και Εκπομπές Ρύπων

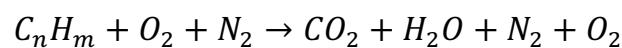
1.4.1 Γενικά για τις Εκπομπές Ρύπων

Το πρόβλημα με τις εκπομπές ρύπων των εμβολοφόρων κινητήρων άρχισε να γίνεται ιδιαίτερα αισθητό κατά τη διάρκεια της δεκαετίας του '80, με τα πρώτα προβλήματα να ξεκινούν έως και 40 χρόνια νωρίτερα. Ένα βασικό φαινόμενο το οποίο απασχόλησε ιδιαίτερα τη κοινή γνώμη ήταν το φωτοχημικό νέφος της πόλης του Los Angeles λόγω της εκπομπής ρύπων κυρίως από κινητήρες Otto αυτοκινήτων. Ένα

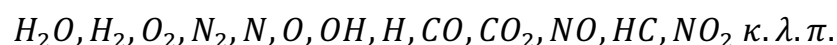
δεύτερο φαινόμενο που προβλημάτισε και οδήγησε στην αναλυτική έρευνα των εκπομπών των ΜΕΚ ήταν ο μαύρος καπνός από την εξάτμιση των αυτοκινήτων της εποχής που σίγουρα δεν φαινόταν ακίνδυνος προς την ανθρώπινη υγεία.

Για την αντιμετώπιση του παραπάνω προβλήματος υπάρχουν διάφορες τεχνικές, οι οποίες βασίζονται είτε στην αποφυγή σχηματισμού των ρυπογόνων ουσιών στην πηγή (πρόληψη), είτε στη χρήση μέτρων περιστολής όπως είναι οι καταλύτες και οι παγίδες στερεών σωματιδίων (θεραπεία). Η πρόληψη βασίζεται κυρίως στον κατάλληλο σχεδιασμό του θαλάμου καύσης και των συστημάτων τροφοδοσίας του καυσίμου και σε συνδυασμό με τα μέτρα περιστολής δίνει τη δυνατότητα εκπλήρωσης των χαμηλών ορίων εκπομπών που έχουν πλέον ορισθεί από τις αρμόδιες αρχές. Βασικό μειονέκτημα όλων των μεθόδων αντιμετώπισης είναι ότι εφαρμόζονται σε βάρος της απόδοσης του κινητήρα, λόγω της αύξησης της ιδιοκατανάλωσης αυτών.

Ο σχηματισμός των ρύπων στους εμβολοφόρους κινητήρες οφείλεται στη χημική διάσπαση των προϊόντων της καύσης λόγω των υψηλών θερμοκρασιών που αναπτύσσονται εντός του κυλίνδρου, οι οποίες τοπικά μπορούν να φτάσουν μέχρι και τους 3000 K. Με την παραδοχή ότι συντελείται τέλεια καύση χωρίς χημική διάσπαση, τα προϊόντα αυτής δίνονται από το ακόλουθο γενικό σχήμα χημικής αντίδρασης, το οποίο δεν έχει στοιχειομετρικούς συντελεστές και ως εκ τούτου έχει μόνο ποιοτική αξία.



Στην πραγματικότητα η χημική διάσπαση των προϊόντων της τέλει καύσης οδηγεί στην εμφάνιση των ακόλουθων ριζών και ενώσεων στα προϊόντα:

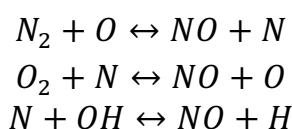


Οι κυριότερες από τις παραπάνω αέριες ρυπογόνες ουσίες είναι τα NO_x , CO και HC, οι οποίες μαζί με την εκπεμπόμενη αιθάλη (καπνός σωματιδίων) από τους κινητήρες Diesel αποτελούν τους λεγόμενους ελεγχόμενους ρύπους (regulated emissions). Στους βενζινοκινητήρες τα επίπεδα εκπομπών οξειδίων του αζώτου NO_x είναι ελαφρώς μεγαλύτερα από τα αντίστοιχα των κινητήρων Diesel λόγω των αυξημένων θερμοκρασιών [3]. Αυτός είναι και ο ρύπος που θα απασχολήσει στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας λόγω της εξάρτησης που έχει σε μεγάλο βαθμό από τη θερμοκρασία, την οποία μπορεί υπό ορισμένες συνθήκες να επηρεάσει ο κύκλος Miller.

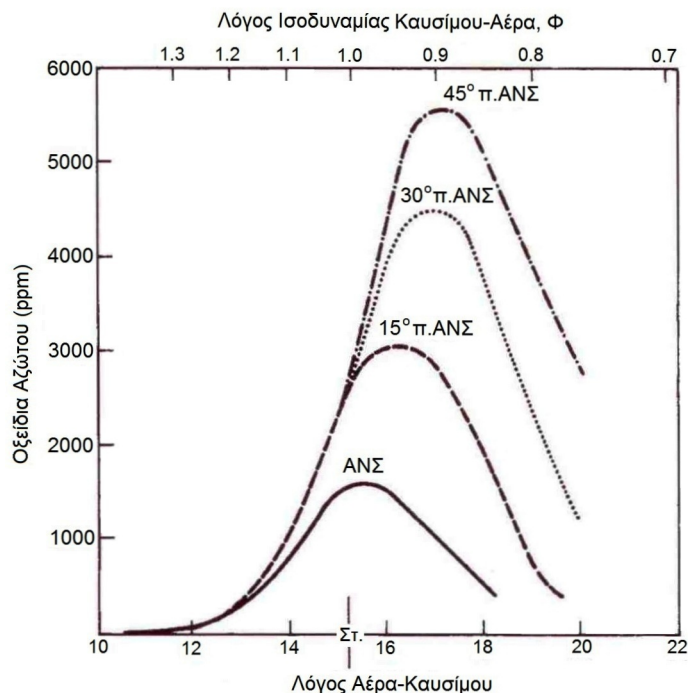
1.4.2 Σχηματισμός Οξειδίων του Αζώτου NO_x

Τα οξείδια του αζώτου είναι τοξικές ενώσεις και έχουν έντονη συμβολή στη δημιουργία του φωτοχημικού νέφους. Τα βασικά οξείδια του αζώτου είναι το μονοξείδιο του αζώτου NO, το διοξείδιο του αζώτου NO₂ και το υποξείδιο του αζώτου N₂O. Στις εφαρμογές των ΜΕΚ ενδιαφέρουν μόνο τα δύο πρώτα, με το μονοξείδιο του αζώτου μάλιστα να καταλαμβάνει το μεγαλύτερο ποσοστό εκ των δύο (98% περίπου για κινητήρες Otto). Επομένως, ο όρος NO_x μπορεί να θεωρηθεί συνώνυμος με το μονοξείδιο του αζώτου NO στην ανάλυση που θα ακολουθήσει.

Στην περίπτωση των βενζινοκινητήρων, στο καύσιμο δεν περιέχεται άζωτο, επομένως τα οξείδια του αζώτου σχηματίζονται μέσω τριών βασικών χημικών μηχανισμών, το θερμικό μηχανισμό (ή μηχανισμό Zel'dovich), τον ταχύ μηχανισμό (ή μηχανισμό Fenimore) και τον ενδιάμεσο μηχανισμό υποξειδίου του αζώτου (N₂O). Ο θερμικός μηχανισμός κυριαρχεί σε συνθήκες υψηλής θερμοκρασίας, συνήθως άνω των 1800 K, ενώ ο ταχύς μηχανισμός είναι σημαντικός κατά την καύση μείγματος πλούσιου σε καύσιμο. Στον ενδιάμεσο μηχανισμό οφείλεται κυρίως η παραγωγή NO σε συνθήκες χαμηλής θερμοκρασίας, όπου το μείγμα είναι πολύ πτωχό σε καύσιμο. Λόγω των αυξημένων θερμοκρασιών που αναπτύσσονται στους κυλίνδρους των βενζινοκινητήρων, πρωτεύοντα ρόλο παίζει ο μηχανισμός Zel'dovich, οι στοιχειώδεις αντιδράσεις του οποίου φαίνονται παρακάτω [7]:



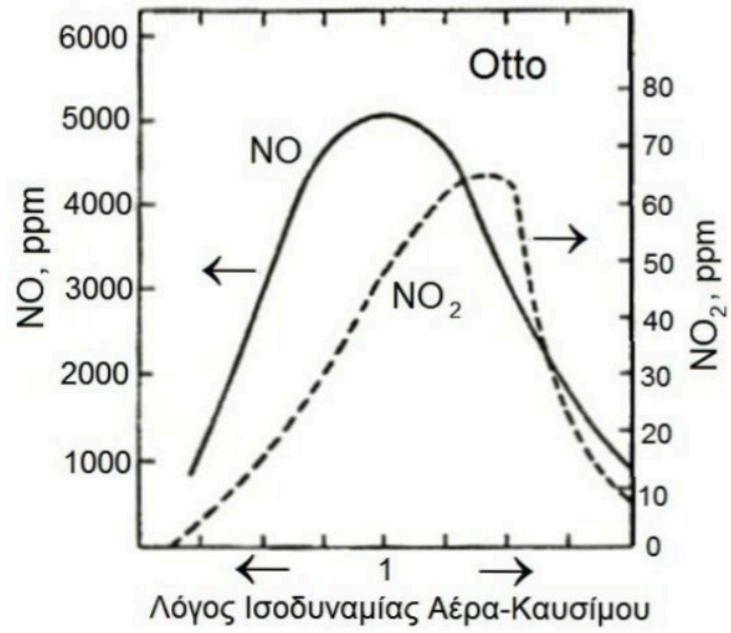
Όπως έχει ήδη αναφερθεί, στους κινητήρες Otto τη στιγμή της έναυσης υπάρχει σχεδόν ομοιόμορφη σύσταση παντού. Κατά τη διάρκεια της καύσης και λόγω της προπορείας έναυσης, το καιόμενο μείγμα συμπιέζεται και έτσι αυξάνει περαιτέρω η πίεση και η θερμοκρασία του, προάγοντας το σχηματισμό οξειδίων του αζώτου. Είναι γνωστό ότι με την αύξηση της προπορείας αυξάνονται και οι μέγιστες πιέσεις και θερμοκρασίες εντός του κυλίνδρου, γεγονός που με τη σειρά του οδηγεί σε αύξηση της περιεκτικότητας των καυσαερίων σε NO_x, όπως φαίνεται στο σχήμα 1.1.



Σχήμα 1.1 – Συγκέντρωση NO_x συναρτήσει της προπορείας έναυσης σε κινητήρα Otto [10].

Σε ό,τι αφορά τη κατανομή των οξειδίων του αζώτου εντός του κυλίνδρου, είναι λογικό οι μεγαλύτερες συγκεντρώσεις να εμφανίζονται στις περιοχές με τις υψηλότερες θερμοκρασίες. Για τους κινητήρες Otto αναμένεται επομένως αυξημένη συγκέντρωση NO_x στη περιοχή πλησίον του σπινθηριστή, όπου γίνεται η έναυση και κατά συνέπεια επικρατούν οι μέγιστες θερμοκρασίες [3].

Ακόμη ένας παράγοντας που επηρεάζει το επίπεδο της θερμοκρασίας (άρα και τα NO_x) είναι φυσικά ο λόγος αέρα καυσίμου του μείγματος, ο οποίος όμως για συμβατικούς κινητήρες Otto είναι σταθερός στη στοιχειομετρική τιμή. Αξιοσημείωτο είναι το γεγονός ότι παρόλο που μέγιστη θερμοκρασία επικρατεί για ελαφρώς πλούσιο μείγμα ($\lambda_\alpha=0,9$), η μέγιστη συγκέντρωση οξειδίων του αζώτου παρατηρείται για ελαφρώς πτωχά μείγματα ($\lambda_\alpha=1,1$). Αυτό οφείλεται στο ότι στην πρώτη περίπτωση επικρατεί έλλειψη οξυγόνου, το οποίο είναι απαραίτητο για τον σχηματισμό των NO_x . Στο σχήμα 1.2 παρουσιάζονται οι συγκεντρώσεις NO και NO_2 σε κινητήρα Otto συναρτήσει του λόγου ισοδυναμίας αέρα – καυσίμου. Από το διάγραμμα αυτό είναι φανερό ότι η συγκέντρωση του NO_2 είναι δύο τάξεις μεγέθους μικρότερη από τη συγκέντρωση του NO . Συγκεκριμένα, στην περίπτωση του NO_2 είναι ξεκάθαρο ότι απαιτείται ελαφριά περίσσεια αέρα ώστε να προκύψει η μέγιστη συγκέντρωση.



Σχήμα 1.2 – Εκπομπές NO και NO₂ από κινητήρα Otto συναρτήσει του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου [7].

Κεφάλαιο 2

Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.

2.1 Γενικά Στοιχεία Υπερπλήρωσης

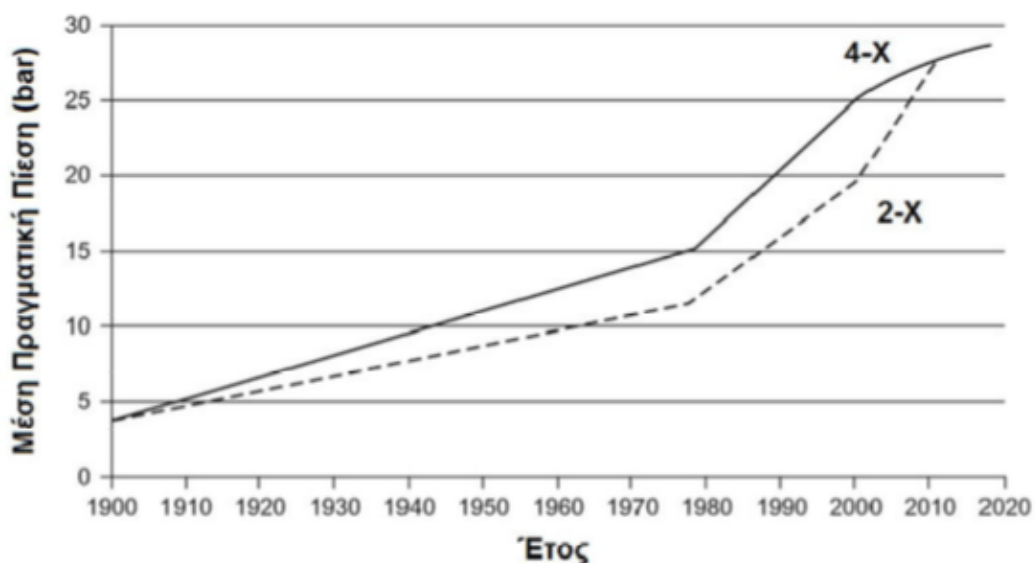
2.1.1 Ορισμός

Η υπερπλήρωση των εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. έχει σκοπό την αύξηση της γόμωσης των κυλίνδρων, και άρα της ισχύος του κινητήρα, σε υψηλότερα επίπεδα από αυτά των αντίστοιχων κινητήρων φυσικής αναπνοής. Αυτό επιτυγχάνεται με την προσυμπίεση ενός μέρους ή όλης της γόμωσης έξω από τον κύλινδρο, συνήθως σε κάποιο συμπιεστή. Αύξηση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου σημαίνει αύξηση της πυκνότητας αυτού και κατ' επέκταση της παροχής μάζας που οδηγείται στους κυλίνδρους. Εκτός από τη χρήση υπερπλήρωσης, η ισχύς επηρεάζεται και από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, με τις δύο μεθόδους να παρουσιάζουν διαφορετικές παρενέργειες και περιορισμούς.

Σε ό,τι αφορά την ταχύτητα περιστροφής, αύξηση αυτής οδηγεί σε αύξηση των δυναμικών φορτίσεων του κινητήρα, και μάλιστα με πιο γρήγορο ρυθμό, ο οποίος είναι ανάλογος του τετραγώνου της ταχύτητας περιστροφής. Επίσης αυξάνονται σημαντικά και οι μηχανικές απώλειες του κινητήρα. Αντιθέτως, αύξηση της υπερπλήρωσης οδηγεί σε γραμμική αύξηση των δυνάμεων εξ' αερίων, οι οποίες συνήθως αντιμετωπίζονται ευκολότερα από τις δυναμικές φορτίσεις, και σε μικρότερη αύξηση των μηχανικών απωλειών.

Για την αντιμετώπιση των αυξημένων δυναμικών φορτίσεων που προκαλούνται από αύξηση της ταχύτητας περιστροφής, απαιτούνται ελαφρύτερα κινούμενα μέρη που θα οδηγήσουν στη μείωση των αδρανειακών δυνάμεων. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί μόνο με ακριβή σχεδιασμό και χρήση υλικών υψηλής αντοχής. Με την εφαρμογή της υπερπλήρωσης, που όπως προαναφέρθηκε οδηγεί σε αύξηση των δυνάμεων εξ' αερίων, απαιτείται στιβαρή κατασκευή για να αντέξει ο κινητήρας τις δυνάμεις αυτές. Και πάλι όμως, η υπερπλήρωση, κατά κανόνα, οδηγεί σε χαμηλότερο ειδικό βάρος του κινητήρα, δηλαδή η παραγόμενη ισχύς αυξάνεται ταχύτερα από το βάρος του κινητήρα [2].

Από αυτά που αναφέρθηκαν παραπάνω, εξάγεται το συμπέρασμα ότι η υπερπλήρωση αποτελεί αποτελεσματικότερη μέθοδο αύξησης ισχύος από την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής. Αυτό εξηγεί και τη διαρκώς αυξανόμενη τάση για υπερπλήρωση που εμφανίσθηκε μέσα στις προηγούμενες δεκαετίες, η οποία παρουσιάζεται στο σχήμα 2.1. Είναι φανερό ότι η έντονη αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης από το 1980 και μετά οφείλεται στην ευρεία εφαρμογή της υπερπλήρωσης στους εμβολοφόρους κινητήρες.



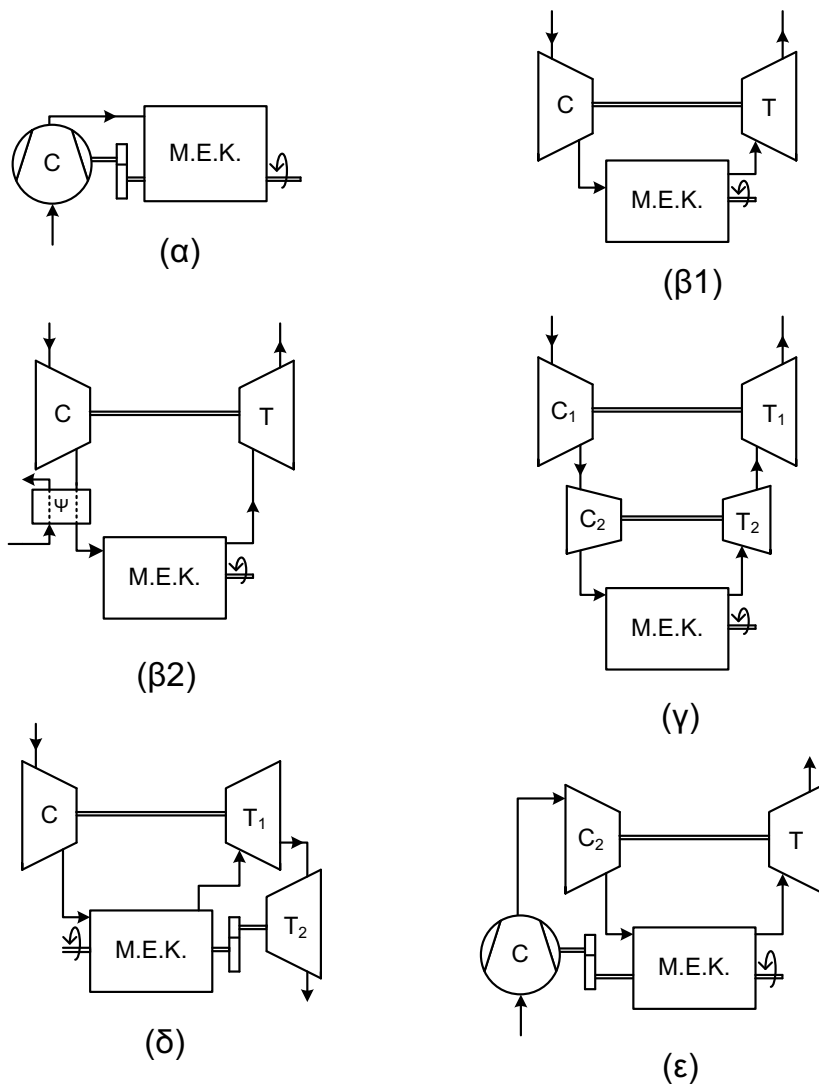
Σχήμα 2.1 – Διαχρονική εξέλιξη της μέσης πραγματικής πίεσης 2-Χ και 4-Χ ναυτικών κινητήρων Diesel [10].

2.1.2 Επισκόπηση Μεθόδων Υπερπλήρωσης

Οι εφαρμογές υπερπλήρωσης που αφορούν τις εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ. μπορούν να κατηγοριοποιηθούν σύμφωνα με τους εξής τρεις παράγοντες, για τους οποίους γίνεται αναφορά στις βασικές υποκατηγορίες τους [2]:

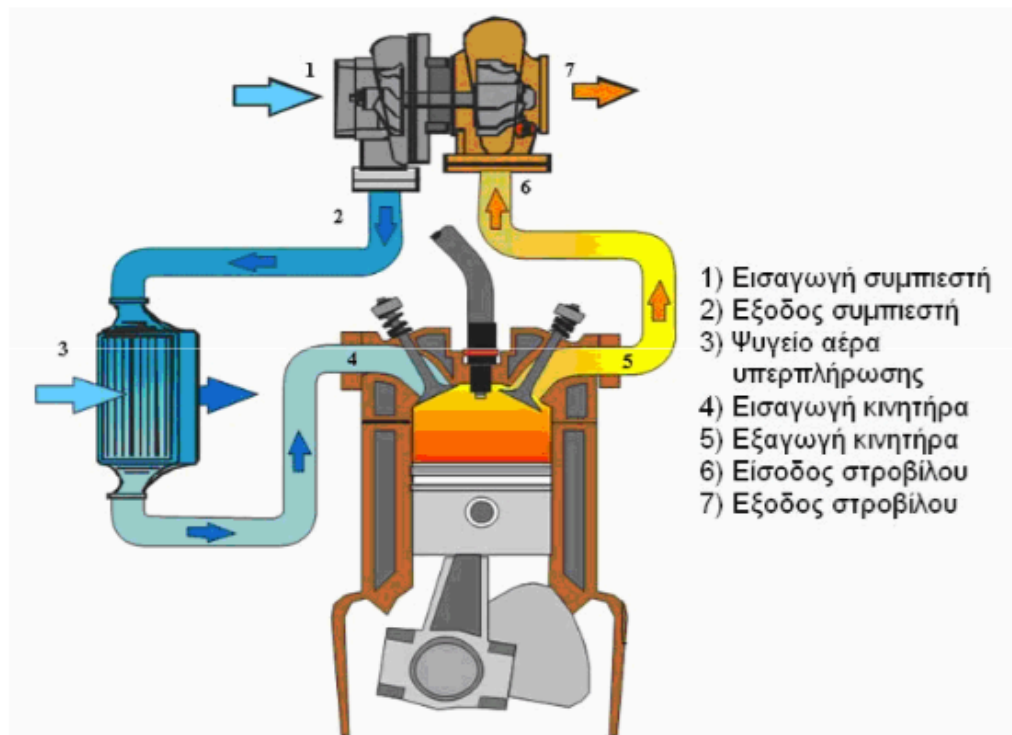
- 1) Τον τρόπο κίνησης του συμπιεστή.
 - 1.1) Εξωτερικά κινούμενος από βοηθητικό κινητήρα ή ηλεκτροκινητήρα. Χρησιμοποιήθηκε κυρίως σε αεροπορικούς κινητήρες, ορισμένους κινητήρες Diesel, καθώς και για τη σάρωση 2-Χ κινητήρων φυσικής αναπνοής.
 - 1.2) Κινούμενος από τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα. Η εφαρμογή αυτή βρήκε χρήση σε κινητήρες Otto αυτοκινήτων, αλλά σταδιακά εκλείπει λόγω της υψηλής απορρόφησης μηχανικού έργου (Σχήμα 2.2α).
 - 1.3) Κινούμενος από στρόβιλο καυσαερίου. Το σύστημα αυτό είναι γνωστό ως στροβιλο-υπερπλήρωση (turbocharging) και αποτελεί τον πλέον διαδεδομένο τύπο υπερπλήρωσης με σχεδόν καθολική χρήση σε κινητήρες οχημάτων, βιομηχανικούς και ναυτικούς (Σχήμα 2.2β1,β2).
 - 1.4) Χωρίς τη χρήση συμπιεστή, αλλά με συμπίεση μέσω κύματος πίεσης που προέρχεται από την αποτόνωση του καυσαερίου σε δρομέα με πτερύγια (σύστημα Comprex).
- 2) Τον σχεδιασμό του συμπιεστή.
 - 2.1) Συμπιεστής θετικής εκτόπισης με παλινδρομικό ή περιστρεφόμενο έμβολο, όπως στην περίπτωση του λοβοειδούς ανεμιστήρα (Roots Blower) ή του κοχλιοειδούς συμπιεστή (Lysholm).
 - 2.2) Τύπου δυναμικής ροής – αεροδυναμικός συμπιεστής αξονικής, ακτινικής ή μικτής ροής.
- 3) Τη σύνδεση της μονάδας υπερπλήρωσης με τον κινητήρα ή τον τρόπο μεταφοράς της ισχύος.
 - 3.1) Συμπιεστής συζευγμένος στη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα με την ισχύ να εξάγεται από την άτρακτο χωρίς τη χρήση στροβίλου (Σχήμα 2.2α).
 - 3.2) Συμπιεστής συζευγμένος με τον ελεύθερα περιστρεφόμενο στρόβιλο αποτόνωσης καυσαερίου (Σχήμα 2.2β1,β2).

- 3.3) Συμπιεστής και στρόβιλος μηχανικά συζευγμένοι, με την άτρακτο του κινητήρα συζευγμένη με στρόβιλο ισχύος (turbo-compound engines, Σχήμα 2.2δ).
- 3.4) Συμπιεστής και άτρακτος του κινητήρα μηχανικά συζευγμένοι μεταξύ τους σε συνδυασμό με επιπλέον ζεύγος στροβιλο-υπερπλήρωσης. Χρησιμοποιήθηκε σε κινητήρες οχημάτων για τη βελτίωση της μεταβατικής λειτουργίας (Σχήμα 2.2ε).
- 3.5) Συμπιεστής και άτρακτος του κινητήρα μηχανικά συζευγμένοι μεταξύ τους με τα καυσαέρια να κινούν στρόβιλο ισχύος. Επομένως όλη η ισχύς του κινητήρα προσδίδεται στο συμπιεστή και η εξαγόμενη ισχύς των καυσαερίων μεταφέρεται στο στρόβιλο ισχύος. Η εφαρμογή αυτή βρήκε χρήση κυρίως σε μονάδες ισχύος με σύστημα ελεύθερων εμβόλων.



Σχήμα 2.2 – Διαφορετικές διατάξεις υπερπλήρωσης [2].

Ο κινητήρας που μελετήθηκε στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας αποτελείται από μονοβάθμιο σύστημα στροβιλο-υπερπλήρωσης με ενδιάμεσο ψυγείο αέρα, με τη διάταξη αυτή να παρουσιάζεται παρακάτω στο σχήμα 2.3.



Σχήμα 2.3 – Διάταξη μονοβάθμιου συστήματος στροβιλο-υπερπλήρωσης με ενδιάμεσο ψυγείο αέρα [10].

2.1.3 Πλεονεκτήματα και Μειονεκτήματα Υπερπλήρωσης

Τα πλεονεκτήματα της υπερπλήρωσης, για δεδομένη εξαγόμενη ισχύ από έναν κινητήρα είναι τα εξής [2]:

- Μικρότερος φυσικός όγκος λόγω μείωσης του αριθμού των κυλίνδρων (downsizing).
- Μείωση των απωλειών τριβών λόγω του μικρότερου αριθμού κυλίνδρων άρα και του μικρότερου αριθμού εδράνων.
- Μικρότερο βάρος, άρα μεγαλύτερη ειδική μάζα.
- Χαμηλότερο κόστος ανά μονάδα εξαγόμενης ισχύος, ειδικά για μεγαλύτερων διαστάσεων κινητήρες.

- Μικρότερη επίδραση στη μείωση της πυκνότητας του αέρα περιβάλλοντος.
- Χαμηλότερες εκπομπές καυσαερίων υπό συγκεκριμένες συνθήκες στη μόνιμη κατάσταση.
- Ειδικά για κινητήρες Diesel, μείωση της καθυστέρησης ανάφλεξης λόγω αυξημένων θερμοκρασιών εντός του κυλίνδρου.

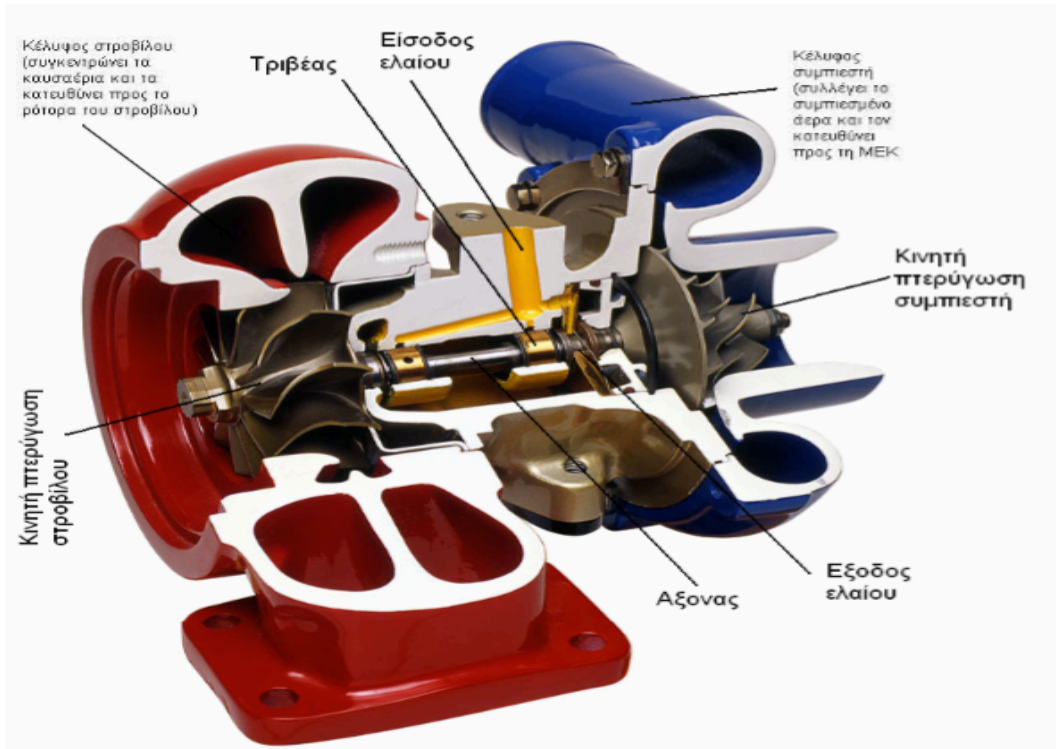
Ωστόσο, η υπερπλήρωση παρουσιάζει και ορισμένα μειονεκτήματα τα οποία παρουσιάζονται παρακάτω [2]:

- Υψηλότερη μηχανική και θερμική φόρτιση.
- Αργή επιτάχυνση σε συστήματα στροβιλο-υπερπλήρωσης, που οφείλεται στην υστέρηση του ζεύγους συμπιεστή και στροβίλου (turbolag).
- Ιδιαίτερα αυξημένες εκπομπές ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία σε συστήματα στροβιλο-υπερπλήρωσης.
- Πιθανόν αυξημένες εκπομπές οξειδίων του αζώτου NO_x λόγω υψηλότερων θερμοκρασιών κύκλου εάν δεν υπάρχει ενδιάμεση ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης.

2.2 Βασικές Αρχές Στροβιλο-υπερπλήρωσης

2.2.1 Γενικά

Από όλα τα συστήματα υπερπλήρωσης που προαναφέρθηκαν, αρκετά έχουν εξετασθεί εις βάθος τόσο σε θεωρητικό όσο και σε πειραματικό επίπεδο, λίγα όμως παρουσιάζουν τα απαραίτητα πλεονεκτήματα ώστε να υλοποιηθούν και να προχωρήσουν σε μαζική παραγωγή. Ευρέως αποδεκτός θεωρείται σήμερα ο συνδυασμός εμβολοφόρου κινητήρα Otto ή Diesel με ζεύγος στροβιλο-υπερπληρωτή (turbocharging), συνήθως με ενδιάμεσο ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης (aftercooler). Σε κινητήρες αυτοκινήτων το σύστημα στροβιλο-υπερπλήρωσης αποτελείται συνήθως από φυγοκεντρικό συμπιεστή και ακτινικό στρόβιλο, το οποίο παρουσιάζεται σε τομή στο σχήμα 2.4.



Σχήμα 2.4 – Τομή στροβιλο-υπερπληρωτή με αναφορά κύριων τμημάτων [10].

Συμπιεστής και στρόβιλος είναι μηχανικά συζευγμένοι στην ίδια άτρακτο, το οποίο σημαίνει ότι το έργο για την κίνηση του συμπιεστή παρέχεται από το στρόβιλο χωρίς να αφαιρείται πολύτιμο μηχανικό έργο από τον κινητήρα, όπως στη περίπτωση της μηχανικής σύζευξης συμπιεστή-κινητήρα. Επομένως, σε ό,τι αφορά τη λειτουργία, η ροή των καυσαερίων του κινητήρα προκαλεί την περιστροφική κίνηση του στροβίλου, ο οποίος περιστρέφει το συμπιεστή που με τη σειρά του συμπιέζει τον αέρα που οδηγείται στον κινητήρα για να καεί με το καύσιμο. Το παραπάνω σύστημα συνδυάζει σχετικά απλή κατασκευή με τη δυνατότητα επίτευξης ιδιαίτερα υψηλής συγκέντρωσης ισχύος της συνδεδεμένης εμβολοφόρου Μ.Ε.Κ. Επιπλέον, παρότι κάτι τέτοιο δεν αποτελεί πρωταρχικό στόχο της υπερπλήρωσης, συνήθως βελτιώνεται ελαφρώς και η ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα.

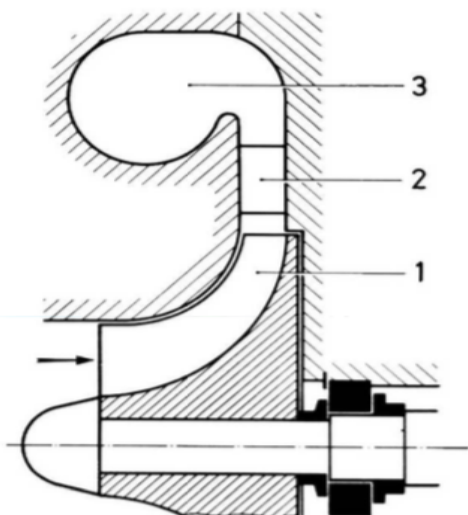
2.2.2 Συμπιεστής Δυναμικής Ροής

Όπως προαναφέρθηκε, στα συστήματα στροβιλο-υπερπλήρωσης γίνεται χρήση συμπιεστών δυναμικής ροής. Στις εφαρμογές των αυτοκινήτων, κύριος εκπρόσωπος της κατηγορίας αυτής είναι ο ακτινικός (φυγοκεντρικός, centrifugal) συμπιεστής, ο

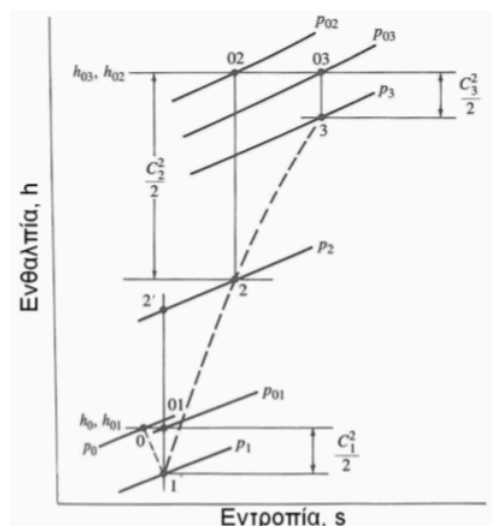
οποίος είναι αρκετά αποδοτικός, ενώ ο λόγος πιέσεων μπορεί να φθάσει έως και το 3,5:1 με μια βαθμίδα.

Οι εν λόγω συμπιεστές αποτελούνται από την πτερωτή ή κινητή πτερύγωση/στεφάνη, η οποία είναι συζευγμένη μηχανικά με το στρόβιλο, και το κέλυφος/διαχύτη που περιβάλλει τη πτερωτή και δεν περιστρέφεται μαζί με αυτήν (απεικόνιση στο σχήμα 2.5). Ιδιαίτερο εξάρτημα του κελύφους αποτελούν τα ρυθμιστικά πτερύγια. Κατά τη περιστροφή της πτερωτής αναρροφάται αέρας, του οποίου αυξάνεται η κινητική ενέργεια. Το ρεύμα του αέρα, εξερχόμενο από την πτερωτή χαρακτηρίζεται από χαμηλή πίεση και υψηλή ταχύτητα και καθώς εισέρχεται στο κέλυφος, στόχος είναι η μετατροπή του σε ρεύμα υψηλής πίεσης-χαμηλής ταχύτητας για να τροφοδοτηθεί ο κινητήρας. Αυτό πραγματοποιείται μέσω της γεωμετρίας διαχύτη που έχει το κέλυφος.

Στο σχήμα 2.6 φαίνεται το διάγραμμα ενθαλπίας εντροπίας $h-s$ για ένα φυγοκεντρικό συμπιεστή. Ο αέρας από την κατάσταση ανακοπής 0 (περιβάλλον) επιταχύνεται στην εισαγωγή σε πίεση p_1 και ταχύτητα C_1 . Η συμπίεση στη πτερωτή αυξάνει την πίεση σε p_2 και την ταχύτητα σε C_2 , τα οποία αντιστοιχούν σε κατάσταση ανακοπής 02, αν ανακτηθεί όλη η κινητική ενέργεια στην έξοδο. Η αντίστοιχη ισεντροπική συμπίεση έχει κατάσταση εξόδου τη 2'. Στο κέλυφος από 2→3 μετατρέπεται το μεγαλύτερο δυνατό ποσοστό της κινητικής ενέργειας εξόδου αέρα από την πτερωτή ($C_2^2/2$) σε αύξηση πίεσης (p_3-p_2). Τελικά, ο αέρας έχει στο κέλυφος στατική πίεση p_3 , χαμηλή κινητική ενέργεια ($C_3^2/2$) και πίεση ανακοπής p_{03} η οποία είναι μικρότερη από την p_{02} , λόγω μη-αναστρεψιμότητας των σχετικών διεργασιών [2].



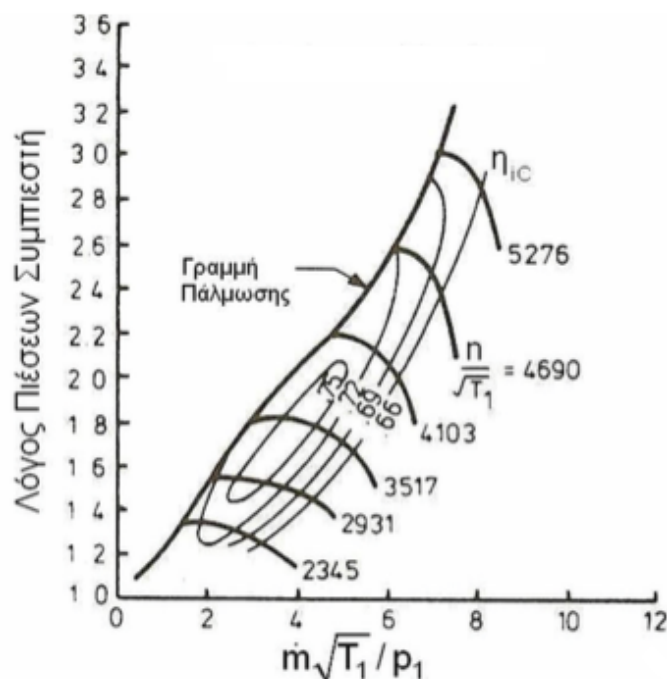
Σχήμα 2.5 – Αξονική τομή ακτινικού συμπιεστή. 1: πτερωτή, 2: διαχύτης με πτερύγια, 3: σπειροειδές κέλυφος [10].



Σχήμα 2.6 – Διάγραμμα ενθαλπίας-εντροπίας φυγοκεντρικού συμπιεστή [10].

Γενικά, είναι χρήσιμο να απεικονίζονται οι χαρακτηριστικές λειτουργίες των στροβιλομηχανών με τέτοιο τρόπο που να επιτρέπει σύγκριση ανάμεσα σε διαφορετικούς σχεδιασμούς και μεγέθη. Για να γίνει αυτό πρέπει να χρησιμοποιηθούν ορισμένες αδιάστατες παράμετροι. Τα πιο σημαντικά μεγέθη που περιγράφουν τη λειτουργία ενός συμπιεστή είναι η παροχή αέρα, ο λόγος πιέσεων, η ταχύτητα περιστροφής, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης και η διάμετρος της πτερωτής. Το πεδίο λειτουργίας ενός συμπιεστή παρουσιάζεται γραφικά σε ένα διάγραμμα που απεικονίζει τις καμπύλες σταθερής ταχύτητας περιστροφής και ισεντροπικού βαθμού απόδοσης, συναρτήσει της παροχής αέρα και του λόγου συμπίεσης και ονομάζεται χάρτης λειτουργίας του συμπιεστή. Να σημειωθεί ότι η παροχή αέρα καθώς και οι στροφές εμφανίζονται με τις «διορθωμένες» τιμές τους που είναι ανεξάρτητες από τη πίεση και τη θερμοκρασία του αέρα στην είσοδο του συμπιεστή.

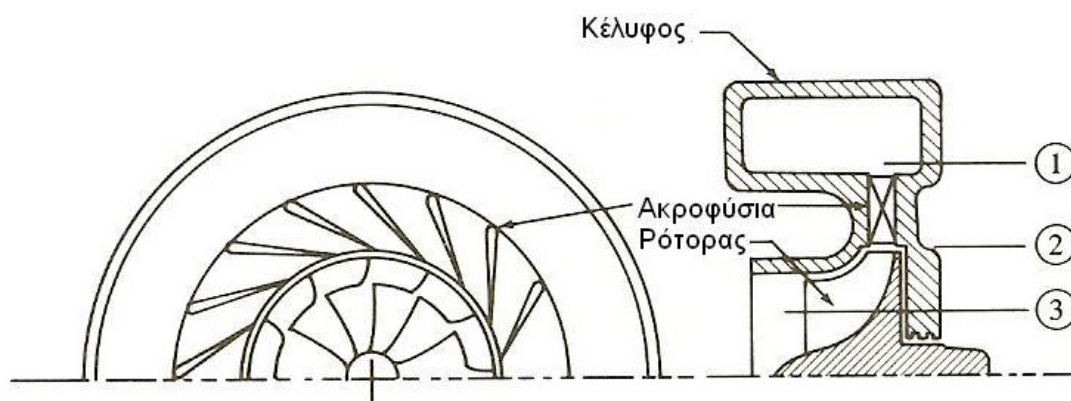
Στους χάρτες αυτούς διακρίνονται δύο περιοχές, μια ευσταθούς και μια ασταθούς λειτουργίας που διαχωρίζονται από τη γραμμή πάλμωσης. Επίσης, διακρίνεται η περιοχή στραγγαλισμού της ροής, στη δεξιά πλευρά του χάρτη, όπου οι καμπύλες σταθερών στροφών γίνονται σχεδόν κάθετες και η ροή διηχητική. Αυτό συμβαίνει συνήθως στην είσοδο ενός διαχύτη χωρίς πτερύγια ή στο λαιμό διαχύτη με πτερύγια. Στο σχήμα 2.7 φαίνεται ένα παράδειγμα χάρτη λειτουργίας συμπιεστή.



Σχήμα 2.7 – Χάρτης λειτουργίας ακτινικού συμπιεστή [4].

2.2.3 Ακτινικός Στρόβιλος

Ο ακτινικός στρόβιλος παρουσιάζει παρόμοια γεωμετρικά χαρακτηριστικά με το φυγοκεντρικό συμπιεστή, με βασική διαφορά ότι αποτελείται από πτερύγια ακροφυσίου αντί διάχυσης μεταξύ πτερωτής και κελύφους, και το γεγονός ότι η ροή είναι ακτινική με κατεύθυνση προς το κέντρο και όχι προς τα έξω. Επίσης, η κατάσταση στην είσοδο του στρόβιλου καθορίζεται από τη λειτουργία του κινητήρα ενώ στην έξοδο είναι απολύτως καθορισμένη (περιβάλλον), σε αντίθεση με αυτό που συμβαίνει στο συμπιεστή. Τυπική διάταξη ενός στρόβιλου ακτινικής ροής παρουσιάζεται στο σχήμα 2.8.

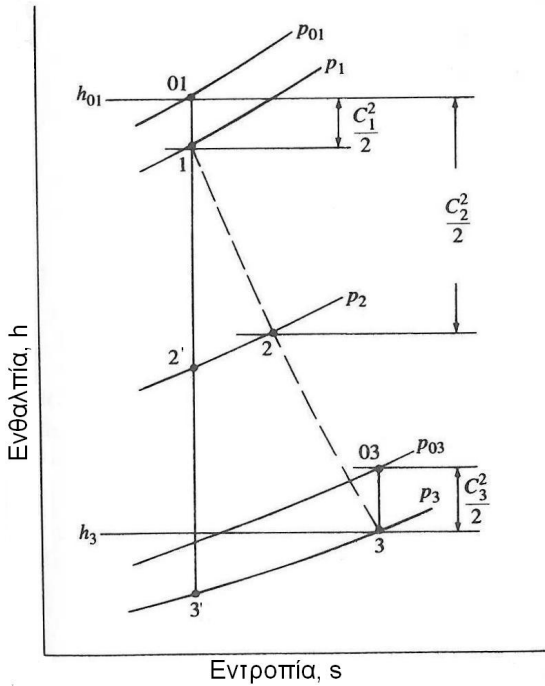


Σχήμα 2.8 – Στρόβιλος ακτινικής ροής: (1) κέλυφος, (2) ακροφύσια εισόδου, (3) κινητή πτερύγωση[10].

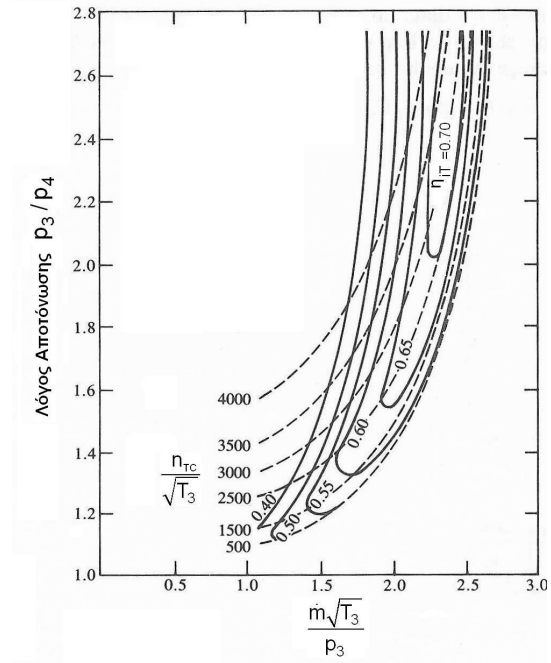
Οι στρόβιλοι γενικότερα αποτελούν συσκευές σχεδιασμένες να λειτουργούν υπό σταθερές-μόνιμες συνθήκες λειτουργίας, γεγονός που δεν ισχύει όταν τοποθετούνται σε συστήματα υπερπλήρωσης κινητήρων αυτοκινήτων. Παρόλα αυτά, η απόδοση του στρόβιλου ακόμα και κάτω από τέτοιες συνθήκες λειτουργίας παραμένει ικανοποιητική. Αυτό ακριβώς αποτελεί και το μεγάλο πλεονέκτημα της συσκευής αυτής σε συνδυασμό με τον αρκετά υψηλό λόγο αποτόνωσης που μπορεί να επιτύχει (έως 4:1) και την οικονομικότερη κατασκευή σε σχέση με τον αξονικό στρόβιλο.

Ο στρόβιλος μπορεί να έχει μία ή δύο εισόδους για το καυσαέριο ανάλογα με τον αριθμό των κυλίνδρων και τη διαμόρφωση της πολλαπλής εξαγωγής. Αποτελείται από τρία τμήματα όπως φαίνεται στο σχήμα 2.8, το κέλυφος, τα ακροφύσια εισόδου και την κινητή πτερύγωση. Τα καυσαέρια εξερχόμενα από τον κινητήρα φθάνουν στο κέλυφος και στη συνέχεια στα ακροφύσια, όπου πραγματοποιείται η μετατροπή της στατικής πίεσης σε κινητική ενέργεια. Στη συνέχεια η κινητική ενέργεια αυτή μετατρέπεται σε μηχανική καθώς τα καυσαέρια διέρχονται από την κινητή

περυγωση. Παρακάτω παρουσιάζονται το διάγραμμα ενθαλπίας-εντροπίας των μεταβολών που προαναφέρθηκαν (σχήμα 2.9) και ένας τυπικός χάρτης λειτουργίας ακτινικού στροβίλου (σχήμα 2.10).



Σχήμα 2.9 – Διάγραμμα ενθαλπίας-εντροπίας ακτινικού στροβίλου με τους δείκτες 1,2,3 να αναφέρονται στο σχήμα 2.8 [10].



Σχήμα 2.10 – Χάρτης λειτουργίας ακτινικού στροβίλου [4].

2.2.4 Ενδιάμεση Ψύξη του Αέρα Υπερπλήρωσης

Κύριος σκοπός της υπερπλήρωσης είναι η αύξηση της παραγόμενης ισχύος από έναν κινητήρα χωρίς αύξηση του μεγέθους του. Όπως έχει προαναφερθεί, η αύξηση της ισχύος επιτυγχάνεται μέσω της συμπίεσης του εισερχόμενου αέρα, η οποία αυξάνει τη παροχή μάζας προς τους κυλίνδρους, γεγονός που οδηγεί στη καύση περισσότερου καυσίμου. Η αύξηση της πίεσης στο συμπιεστή ουσιαστικά αυξάνει τη πυκνότητα του αέρα και επομένως τη παροχή αυτού. Ωστόσο, είναι γνωστό ότι είναι αδύνατο για ένα συμπιεστή να αυξήσει τη πίεση του αέρα χωρίς συγχρόνως να αυξήσει και τη θερμοκρασία αυτού. Αυτό αντισταθμίζει, εν μέρη, το όφελος από την ανύψωση της πίεσης, εφόσον κατά τα γνωστά από την καταστατική εξίσωση ισχύει για την πυκνότητα ότι:

$$\rho = \frac{p}{R * T}$$

Από την παραπάνω σχέση είναι φανερό ότι για την αύξηση της πυκνότητας στόχος είναι η αύξηση της πίεσης με την ελάχιστη δυνατή αύξηση της θερμοκρασίας. Από τη θερμοδυναμική είναι γνωστό ότι αυτό επιτυγχάνεται μέσω της ισεντροπικής συμπίεσης, κατά την οποία η θερμοκρασιακή αύξηση δίνεται από τη σχέση:

$$\Delta T_{is} = T_1 * \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

Στη πραγματικότητα, όμως, η συμπίεση που δέχεται ο αέρας καθώς διέρχεται από το συμπιεστή δεν είναι ποτέ ισεντροπική, με αποτέλεσμα η πραγματική αύξηση της θερμοκρασίας ΔT να είναι μεγαλύτερη από αυτή που φαίνεται παραπάνω. Για το λόγο αυτό ορίζεται ένας ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή:

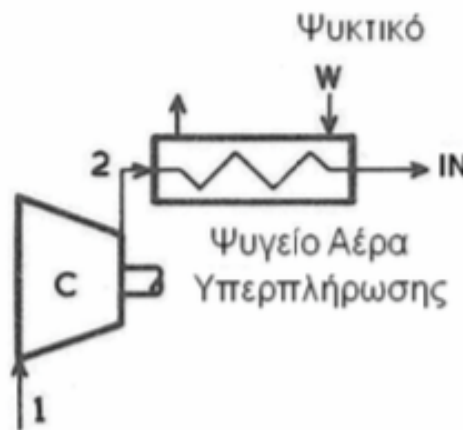
$$\eta_{ic} = \frac{\Delta T_{is}}{\Delta T}$$

Από συνδυασμό των παραπάνω σχέσεων προκύπτει ο λόγος πυκνοτήτων πριν και μετά το συμπιεστή (1: είσοδος συμπιεστή, 2: έξοδος συμπιεστή), ο οποίος δίνεται από τη σχέση [2]:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)}{\left\{1 + \frac{1}{\eta_{ic}} * \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]\right\}}$$

Από τη παραπάνω σχέση εξάγονται τα συμπεράσματα που ακολουθούν [2]:

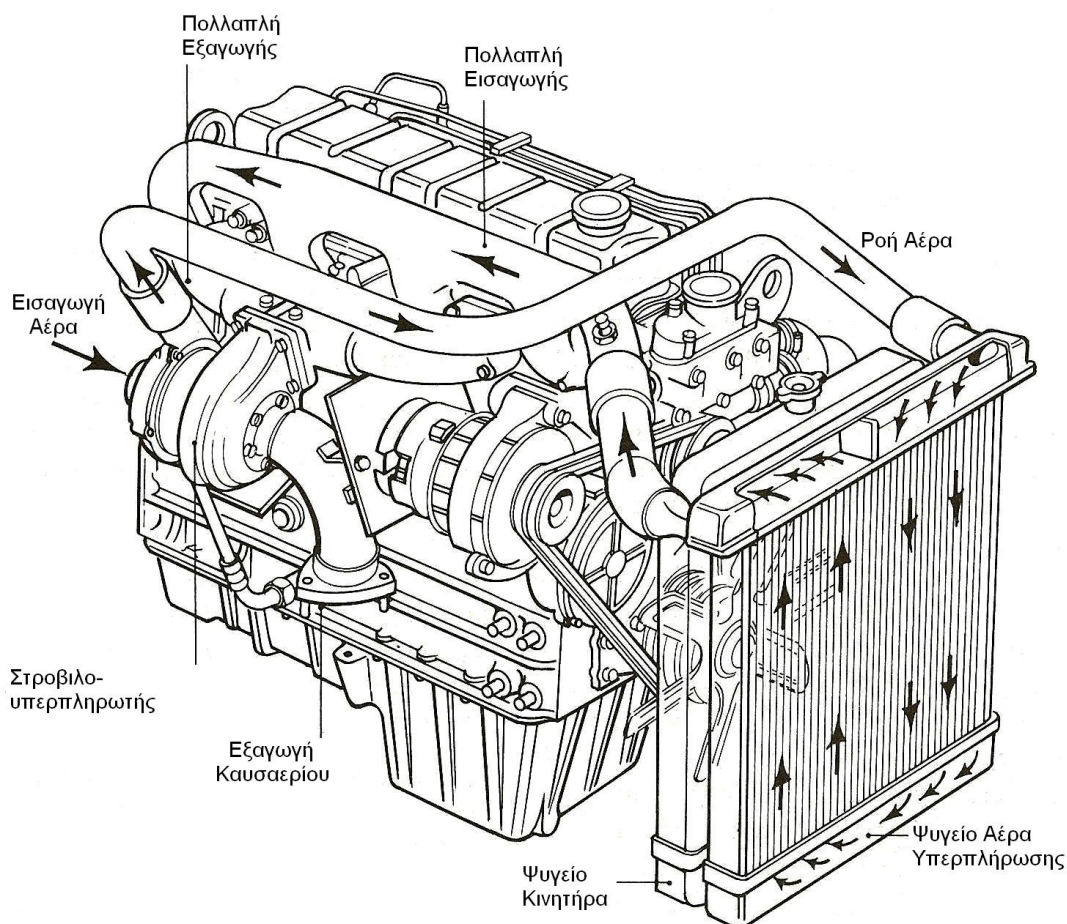
- Το όφελος από την ανύψωση της πίεσης εισαγωγής ελαττώνεται λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας, η οποία με τη σειρά της εξαρτάται από τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του συμπιεστή.
- Η συνεισφορά του υψηλού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή στο να κρατηθεί χαμηλά η θερμοκρασιακή ανύψωση είναι μικρή αλλά αξιοσημείωτη.
- Το όφελος που προκύπτει από την ψύξη του συμπιεσμένου αέρα έως μια θερμοκρασία κοντά σε αυτή του εξωτερικού περιβάλλοντος είναι ουσιαστικό, και αυξάνεται με το λόγο πιέσεων του συμπιεστή. Το ενδιάμεσο ψυγείο που πραγματοποιεί τη διεργασία αυτή τοποθετείται μεταξύ του συμπιεστή και της πολλαπλής εισαγωγής, όπως φαίνεται και από την αναπαράσταση του σχήματος 2.11.



Σχήμα 2.11 – Διάταξη Ψυγείου αέρα υπερπλήρωσης [10].

Χρησιμοποιώντας το ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης αυξάνεται η πυκνότητα του αέρα που οδεύει προς τους κυλίνδρους επιτρέποντας έτσι περισσότερο καύσιμο να καεί, γεγονός που ενισχύει την έννοια της υπερπλήρωσης. Το ψυκτικό μέσο που χρησιμοποιείται σε εφαρμογές οχημάτων είναι ο αέρας περιβάλλοντος, και τα ψυγεία αυτά ονομάζονται 'αέρα-αέρα', με μία τυπική διάταξη να απεικονίζεται στο σχήμα 2.12. Ένα επιπλέον πλεονέκτημα της μεθόδου αυτής είναι το γεγονός ότι

μειώνει και τις θερμοκρασίες του κύκλου λειτουργίας, οπότε η θερμική φόρτιση του κινητήρα είναι μικρότερη. Αυτό είναι ιδιαίτερα σημαντικό σε κινητήρες Otto, καθώς μειώνει τον κίνδυνο κρουστικής καύσης και τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου NO_x.



Σχήμα 2.12 – Ψυγείο αέρα-αέρα υπερπληρωτή κινητήρα οχήματος [10].

Η ελάττωση της θερμοκρασίας του αέρα στο ψυγείο εξαρτάται από τη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου (αέρας περιβάλλοντος) και από το βαθμό εκμετάλλευσης του ψυγείου. Ως φυσικό μέγεθος, ο βαθμός εκμετάλλευσης ή αποδοτικότητα η_{ψ} είναι ο λόγος της πραγματικά μεταδιδόμενης θερμότητας στο ψυγείο προς τη μέγιστη δυνατή θερμότητα που μπορεί να μεταδοθεί. Συμβολίζοντας με το δείκτη 'w' την εισαγωγή του ψυκτικού μέσου στο ψυγείο, ο βαθμός εκμετάλλευσης ορίζεται ως [2]:

$$\eta_{\psi} = \frac{T_2 - T_{in}}{T_2 - T_w}$$

Τα πλεονεκτήματα της ενδιάμεσης ψύξης είναι ξεκάθαρα· παρόλα αυτά η μέθοδος αυτή παρουσιάζει ένα βασικό μειονέκτημα, το οποίο είναι οι απώλειες

πίεσης, δεδομένου ότι ο αέρας ρέει διαμέσου στενών σωληνώσεων που απαιτούνται για αποδοτική ψύξη. Αυτές οι απώλειες πίεσης οδηγούν τελικά σε μικρότερη αύξηση της πυκνότητας του αέρα από την επιθυμητή.

2.3 Ειδικά Θέματα Υπερπλήρωσης Κινητήρων Otto

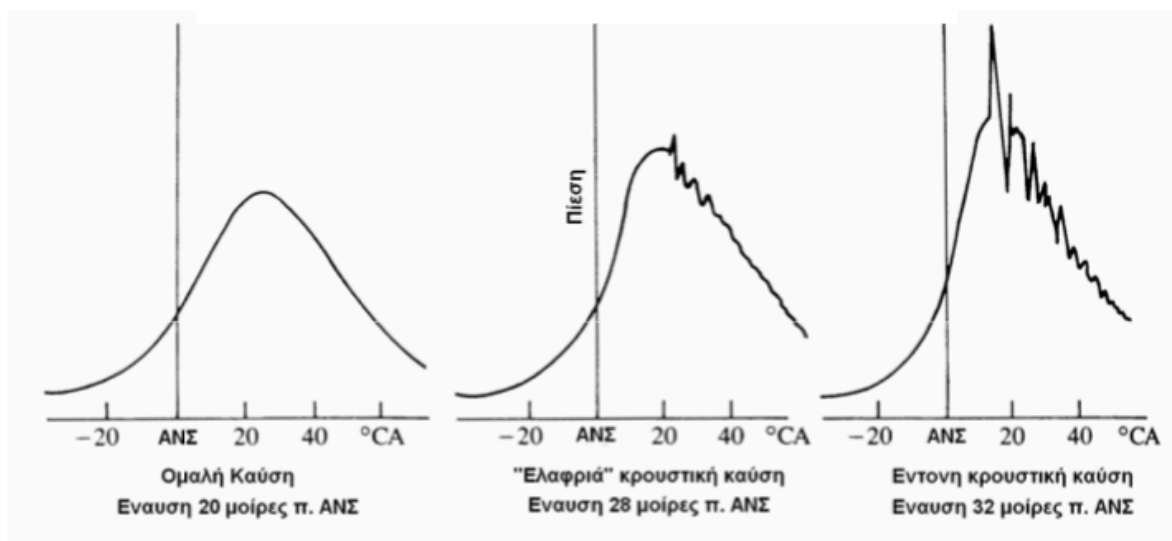
2.3.1 Κρουστική Καύση

Η προετοιμασία του καυσίμου σε κινητήρες βενζίνης έχει θεμελιώδεις διαφορές σε σχέση με τους κινητήρες Diesel. Στην περίπτωση των κινητήρων Diesel αναρροφάται μόνο αέρας, ο οποίος αφού εισέλθει στους κυλίνδρους συμπιέζεται και το καύσιμο εγχύεται τη στιγμή που είναι επιθυμητή η εκκίνηση της καύσης. Ο αέρας και το καύσιμο αναμιγνύονται και πραγματοποιείται αυτανάφλεξη του μείγματος, λόγω της υψηλής θερμοκρασίας του συμπιεσμένου αέρα. Σε αντίθεση με τα παραπάνω, καύσιμο και αέρας εισέρχονται προαναμεμιγμένα στους κυλίνδρους ενός βενζινοκινητήρα. Είτε γίνεται χρήση εξαεριωτή είτε εγχυτήρων καυσίμου, εντός του κυλίνδρου συμπιέζεται ομογενές μείγμα, το οποίο αναφλέγεται από την ηλεκτρική εκκένωση του σπινθηριστή. Από τη στιγμή της ανάφλεξης, η ταχύτητα καύσης εξαρτάται από τις συνθήκες μεταφοράς θερμότητας και μάζας από την περιοχή που έχει αναφλεγεί προς αυτή που αναμένεται να κάνει το ίδιο, καθώς και από τη θερμοκρασιακή αύξηση λόγω συμπίεσης μέχρι το ANΣ. Επομένως, η φλόγα διασχίζει τον θάλαμο καύσης, ξεκινώντας από τον σπινθηριστή μέχρι να καεί όλο το μείγμα.

Κατά την παραπάνω διαδικασία, η αυτανάφλεξη αποφεύγεται διατηρώντας το λόγο συμπίεσης σε κατάλληλα επίπεδα, ώστε η θερμοκρασία να μην υπερβεί το σημείο αυτανάφλεξης του καυσίμου. Επίσης, υπάρχει η δυνατότητα χρήσης καυσίμων με υψηλότερο σημείο αυτανάφλεξης. Στην περίπτωση που λόγω αυξημένης συμπίεσης η θερμοκρασία ξεπερνούσε το προαναφερθέν όριο, η ανάφλεξη θα πραγματοποιούνταν πριν την εκκένωση του σπινθηριστή. Εφόσον αέρας και καύσιμο αποτελούν ομογενές μείγμα, σχεδόν όλο θα αυτανάφλεγόταν την ίδια στιγμή, και η καύση θα αποκτούσε τόσο αυξημένη ταχύτητα ώστε να χαρακτηριστεί έκρηξη. Το φαινόμενο αυτό ονομάζεται κρουστική καύση και εφόσον επαναληφθεί αρκετές φορές μπορεί να προκαλέσει σοβαρές βλάβες στον κινητήρα, λόγω των έντονων κυμάτων πίεσης που αναπτύσσονται εντός του θαλάμου καύσης [4]. Στο σχήμα 2.13 παρουσιάζεται η απεικόνιση της κρουστικής καύσης στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα του κινητήρα.

Έχουν εφαρμοσθεί διάφοροι τρόποι αντιμετώπισης της κρουστικής καύσης. Ο βασικότερος είναι η διατήρηση του βαθμού συμπίεσης σε χαμηλά επίπεδα για τη διατήρηση των θερμοκρασιών εντός των αποδεκτών ορίων. Επίσης, υπάρχει η

δυνατότητα επιλογής καυσίμων με υψηλότερο σημείο αυτανάφλεξης, το οποίο εξαρτάται από τις χημικές ιδιότητες του καυσίμου, τη σύνθεση του μείγματος και την πίεση που επικρατεί. Η “αντίσταση” ενός καυσίμου σε κρουστική καύση μετριέται στη κλίμακα των οκτανίων, με τα καύσιμα που παρουσιάζουν μεγαλύτερο αριθμό οκτανίων να έχουν και υψηλότερο σημείο αυτανάφλεξης. Μια τρίτη μέθοδος είναι η διατήρηση της απόστασης μεταξύ σπινθηριστή και άκρου του θαλάμου καύσης σε όσο το δυνατόν χαμηλότερα επίπεδα. Αυτό θα μειώσει τη συμπίεση του μείγματος από την επέκταση της φλόγας που μπορεί επίσης να οδηγήσει σε κρουστική καύση.



Σχήμα 2.13 – Απεικόνιση κρουστικής καύσης σε δυναμοδεικτικά διαγράμματα [7].

Το βασικό νόημα είναι ότι οποιαδήποτε εφαρμογή συμβάλλει στην αύξηση της θερμοκρασίας εντός του κυλίνδρου κατά τη φάση της συμπίεσης είναι μη επιθυμητή προς αποφυγή του φαινομένου αυτού. Δυστυχώς η υπερπλήρωση αποτελεί ακριβώς αυτού του είδους εφαρμογή, καθώς η αύξηση της πίεσης που προκαλεί οδηγεί σε αυξημένη πίεση και θερμοκρασία προς το τέλος της συμπίεσης. Επομένως, το γεγονός αυτό αφήνει περιθώρια μόνο για την εφαρμογή ‘ελαφριάς’ υπερπλήρωσης, δηλαδή με το συμπιεστή να λειτουργεί σε χαμηλούς λόγους πίεσης και με σχετικά χαμηλό βαθμό απόδοσης. Για την αντιμετώπιση του μειονεκτήματος αυτού και την εφαρμογή αποδεκτών επιπέδων υπερπλήρωσης (1,5÷1,8 bar απόλυτη πίεση) εφαρμόζονται οι εξής τρεις μέθοδοι [4]:

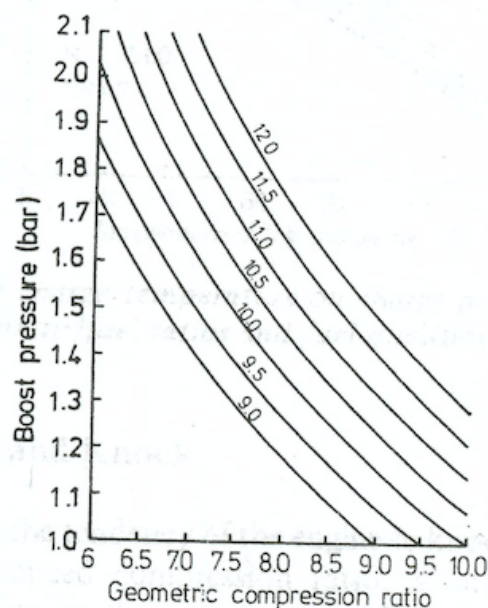
- Μείωση του βαθμού συμπίεσης του κινητήρα, ώστε να επανέλθει η τιμή της μέγιστης πίεσης εντός κυλίνδρου σε ασφαλείς τιμές έπειτα από την εφαρμογή της υπερπλήρωσης.

- Μείωση της προπορείας έναυσης, που επίσης οδηγεί σε μείωση των μέγιστων πιέσεων κύκλου.
- Ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης, που όπως έχει αναφερθεί μειώνει το επίπεδο των θερμοκρασιών όλου του κύκλου λειτουργίας.

2.3.2 Βαθμός Συμπίεσης Κινητήρα και Λόγος Πίεσης Συμπιεστή

Από αυτά που έχουν αναφερθεί παραπάνω, εξάγεται το συμπέρασμα ότι η υπερπλήρωση συνοδεύεται, σχεδόν πάντα, και από μείωση του γεωμετρικού βαθμού συμπίεσης του κινητήρα. Εξάιρεση αποτελούν οι κινητήρες σύγχρονης τεχνολογίας τύπου άμεσης έγχυσης και στρωματικής γόμωσης.

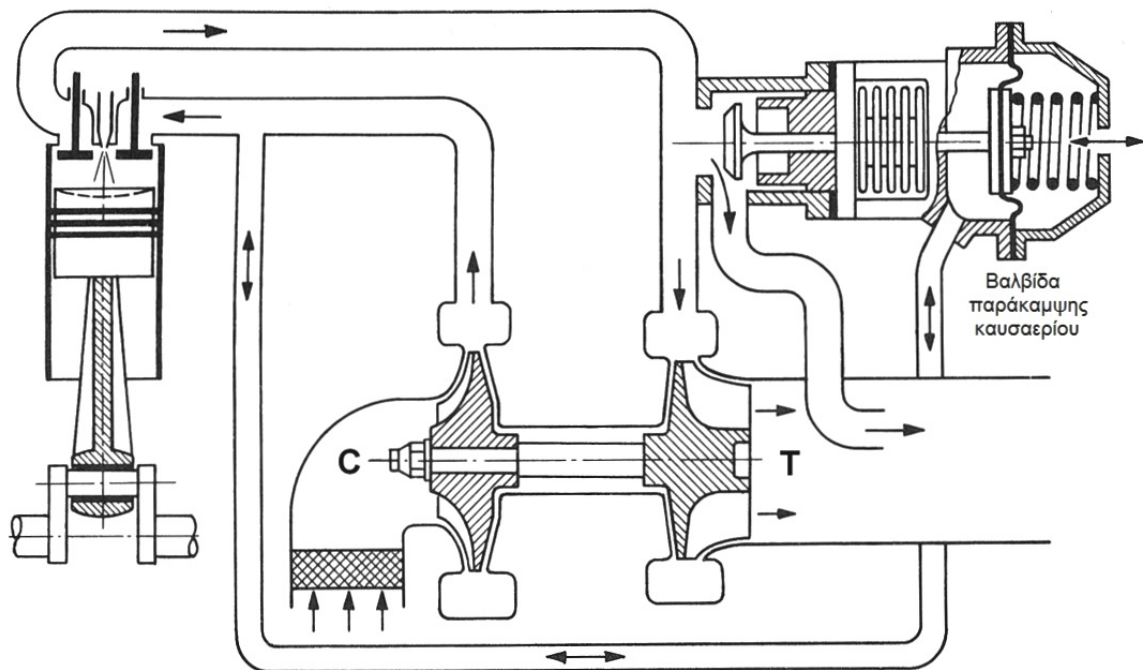
Στο σχήμα 2.14 απεικονίζεται η επίδραση της πίεσης υπερπλήρωσης στον «ενεργό» βαθμό συμπίεσης ενός βενζινοκινητήρα, ο οποίος ισοδυναμεί με το βαθμό συμπίεσης του αντίστοιχου κινητήρα φυσικής αναπνοής. Παραδείγματος χάριν για γεωμετρικό βαθμό συμπίεσης κινητήρα φυσική αναπνοής 9, μια πίεση υπερπλήρωσης 1,45 bar οδηγεί σε αύξηση του βαθμού συμπίεσης στο 11,5. Αντίθετα, για να διατηρηθεί ο «ενεργός» βαθμός συμπίεσης στο 9, ενώ εφαρμόζεται πίεση υπερπλήρωσης 1,6 bar, πρέπει να μειωθεί ο γεωμετρικός βαθμός συμπίεσης του κινητήρα στο 6,5. Αυτή η μείωση στο βαθμό συμπίεσης επηρεάζει αρνητικά τον ολικό βαθμό απόδοσης του κινητήρα και έτσι περιορίζει την αύξηση που δύναται να προκαλέσει σε αυτόν η εφαρμογή της υπερπλήρωσης.



Σχήμα 2.14 – Επίδραση της πίεσης υπερπλήρωσης στον «ενεργό» βαθμό συμπίεσης κινητήρα Otto [4].

2.3.3 Βαλβίδα Παράκαμψης Καυσαερίων

Η βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίων (waste-gate valve) είναι η συσκευή που επιτρέπει τον έλεγχο της πίεσης υπερπλήρωσης ώστε να μην ξεπεράσει τα προκαθορισμένα όρια, και χρησιμοποιείται πάντα σε υπερπληρωμένους κινητήρες οχημάτων σε συνδυασμό με ζεύγη υπερπλήρωσης μικρότερου μεγέθους για γρηγορότερη επιτάχυνση. Πρόκειται για τη μηχανική διάταξη που απεικονίζεται στο σχήμα 2.15. Όταν η πίεση στην πολλαπλή εισαγωγής ξεπεράσει ένα όριο το οποίο καθορίζεται από το ελατήριο του διαφράγματος, τότε το διάφραγμα μετακινείται ανοίγοντας μια θύρα στην εξαγωγή, η οποία επιτρέπει τη διέλευση μέρους του καυσαερίου χωρίς αυτό να περάσει από το στρόβιλο. Η απόρριψη του καυσαερίου πραγματοποιείται σε υψηλές στροφές και φορτία προς αποφυγή υπερτάχυνσης του ζεύγους υπερπλήρωσης και υπερβολικών πιέσεων εντός των κυλίνδρων (κρουστική καύση).



Σχήμα 2.15 – Απεικόνιση συστήματος waste-gate [10].

Εκτός από τον έλεγχο της πίεσης υπερπλήρωσης, η βαλβίδα αυτή προσφέρει ακόμη ένα βασικό πλεονέκτημα, το οποίο είναι η μείωση των διαστάσεων του συστήματος υπερπλήρωσης (ειδικά του στρόβιλου). Εφόσον δεν γίνεται εκμετάλλευση όλης της μάζας των καυσαερίων κατά το μέγιστο φορτίο, καθίσταται εφικτή η χρήση μικρότερου υπερπληρωτή, ο οποίος λειτουργεί σε υψηλότερους

λόγους πίεσης στις χαμηλές στροφές, αλλά αντιμετωπίζει έως ένα βαθμό και το πρόβλημα της υστέρησης (turbo lag), καθώς έχει μειωμένη αδράνεια [4].

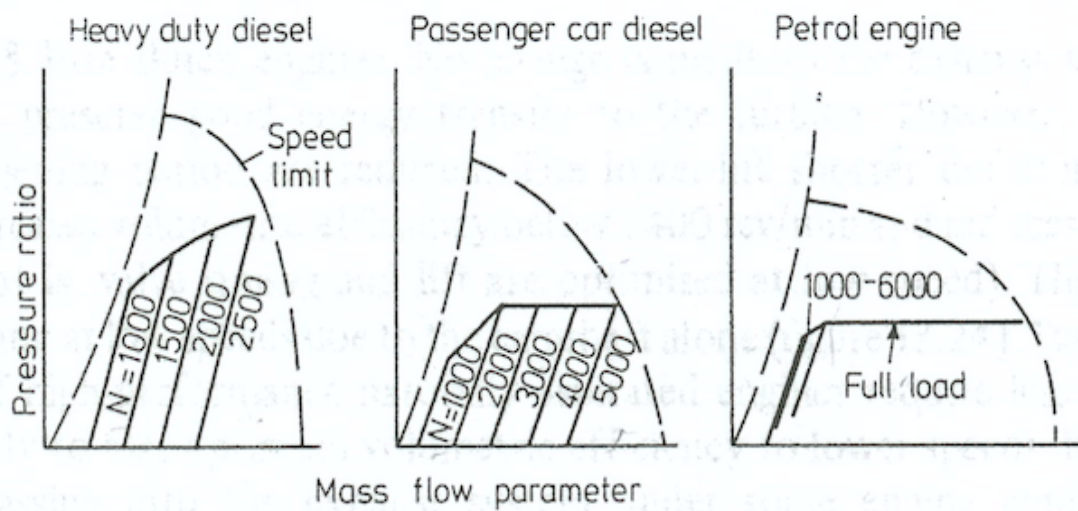
2.3.4 Θέση και Επιρροή Στραγγαλιστικής Δικλείδας

Όπως έχει αναφερθεί στο πρώτο κεφάλαιο, η ροή μέσω της στραγγαλιστικής δικλείδας (πεταλούδα) προκαλεί πτώση πίεσης ανάλογα με τη γωνία ανοίγματος της. Αν η πεταλούδα τοποθετηθεί μετά το συμπιεστή, αυτός αναρροφάει ατμοσφαιρικό αέρα, ο οποίος στη συνέχεια συμπιέζεται και στραγγαλίζεται πριν φθάσει στη βαλβίδα εισαγωγής. Αν η πεταλούδα βρίσκεται πριν το συμπιεστή, αυτό έχει ως αποτέλεσμα η πίεση εισόδου στο συμπιεστή να είναι χαμηλότερη της ατμοσφαιρικής (κατά τη λειτουργία σε μερικό φορτίο), στοιχείο που τελικά οδηγεί σε λειτουργία του συμπιεστή σε υψηλότερες στροφές, υψηλότερο λόγο πιέσεων, υψηλότερη θερμοκρασία εξόδου άρα και θερμοκρασία γόμωσης. Επιπρόσθετα, σε πολύ χαμηλά φορτία ενδέχεται ακόμα και η έξοδος από το συμπιεστή να είναι σε συνθήκες χαμηλότερες της ατμοσφαιρικής. Κατά συνέπεια, η τοποθέτηση της στραγγαλιστικής δικλείδας κατάντι του συμπιεστή έχει σχεδόν ολοκληρωτικά επικρατήσει [2].

Στο σχήμα 2.16 παρουσιάζεται το ταίριασμα των σημείων λειτουργίας για τρεις διαφορετικούς κινητήρες πάνω στους χάρτες λειτουργίας των συμπιεστών τους. Στα δύο πρώτα σχήματα απεικονίζονται κινητήρες Diesel, ενώ οι παράλληλες γραμμές που αφορούν διαφορετικές στροφές ξεκινούν από 0 και τελειώνουν σε 100% φορτίο. Το τελευταίο σχήμα αφορά βενζινοκινητήρα, και απεικονίζει τις ίδιες καμπύλες για το πλήρες φορτίο, καθώς και για τα μερικά φορτία από 1000 έως 6000rpm, με τις καμπύλες των μερικών φορτίων να αλληλοκαλύπτονται. Μια πρώτη παρατήρηση αφορά τη βαλβίδα παράκαμψης των καυσαερίων, της οποίας η χρήση είναι φανερή στα δύο τελευταία διαγράμματα, τα οποία παρουσιάζουν ευθεία παράλληλη στον οριζόντιο άξονα, η οποία είναι τμήμα της καμπύλης μέγιστου φορτίου. Η ευθεία αυτή σηματοδοτεί την πίεση στην εισαγωγή για την οποία ενεργοποιείται η βαλβίδα παράκαμψης και δεν επιτρέπει περαιτέρω αύξηση αυτής.

Η βασική διαφορά μεταξύ κινητήρων Diesel και βενζίνης σε αυτά τα διαγράμματα είναι το γεγονός ότι στους πρώτους οι καμπύλες μερικού φορτίου σχηματίζουν όλες μαζί μια επιφάνεια, ενώ στους δεύτερους οι καμπύλες φαίνεται να είναι όμοιες και αλληλοκαλύπτονται. Το φαινόμενο αυτό συνδέεται τελικά με τις διαφορές που υπάρχουν στη ρύθμιση ισχύος μεταξύ των δύο τύπων κινητήρων. Σε αντίθεση με τους κινητήρες Diesel, τα μερικά φορτία κινητήρων βενζίνης επιτυγχάνονται μέσω του στραγγαλισμού του εισερχόμενου αέρα. Επομένως, καθώς η πεταλούδα κλείνει σταδιακά από το σημείο μέγιστου φορτίου και στροφών, η βαλβίδα παράκαμψης διατηρεί αρχικά ένα σταθερό λόγο πίεσης και το σημείο λειτουργίας κινείται γρήγορα

προς τα αριστερά. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα όλα τα σημεία λειτουργίας χαμηλού φορτίου να μαζεύονται στο κάτω αριστερά τμήμα του χάρτη ανεξαρτήτως της ταχύτητας περιστροφής [4].



Σχήμα 2.16 – «Ταίριασμα» διαφορετικών κινητήρων πάνω στους χάρτες λειτουργίας των συμπιεστών [4].

Κεφάλαιο 3

Ο Κύκλος Miller

3.1 Η Πρόταση του Ralph Miller

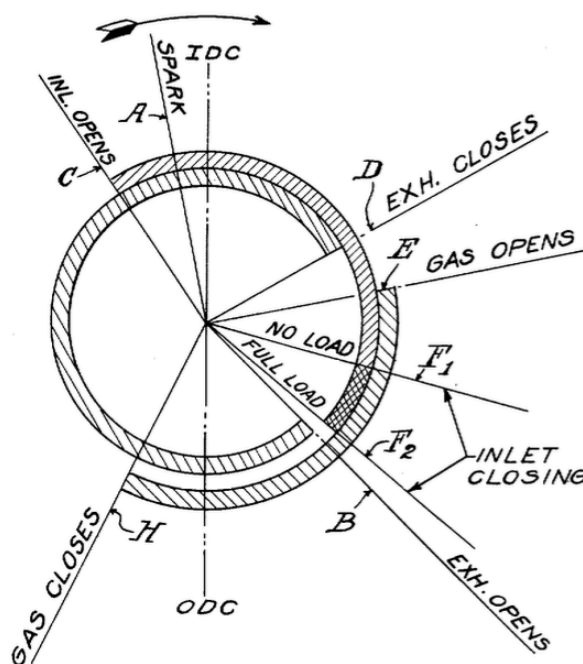
Στις 24 Δεκεμβρίου του 1957 δημοσιεύτηκε η ευρεσιτεχνία του Αμερικανού μηχανικού Ralph Miller (1890-1967), η οποία έκανε αναφορά σε μια παραλλαγή του συμβατικού κύκλου Otto, ικανή να οδηγήσει σε ασφαλέστερη και αποδοτικότερη λειτουργία των κινητήρων αερίων καυσίμων. Ωστόσο, τονίζεται αρκετές φορές στη δημοσίευση ότι η νέα αυτή μέθοδος δεν περιορίζεται μόνο σε κινητήρες αυτού του τύπου, αλλά η εφαρμογή της δύναται θεωρητικά να επεκταθεί τόσο σε βενζινοκινητήρες όσο και σε συγκεκριμένους τύπους κινητήρων Diesel.

Ένα από τα σημαντικότερα προβλήματα των κινητήρων αερίων καυσίμων, ειδικά για την τεχνολογία της εποχής εκείνης, ήταν ο αυξημένος κίνδυνος κρουστικής καύσης. Ο πιο διαδεδομένος τρόπος αντιμετώπισης του θέματος αυτού ήταν η μείωση του βαθμού συμπίεσης σε αρκετά χαμηλά επίπεδα (6:1), η οποία όμως οδηγούσε στη μείωση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα. Ο Miller επιχείρησε να συνδυάσει την ασφάλεια που παρέχει ένας κινητήρας χαμηλού βαθμού συμπίεσης ως προς την κρουστική καύση, με τα πλεονεκτήματα που παρέχει ένας κινητήρας υψηλού βαθμού συμπίεσης ως προς την απόδοση.

Για να γίνει αντιληπτός ο τρόπος με τον οποίο έγινε ο παραπάνω συνδυασμός πρέπει πρώτα να γίνει μια αναφορά στη διαφορά μεταξύ γεωμετρικού και ουσιαστικού βαθμού συμπίεσης. Ο γεωμετρικός βαθμός συμπίεσης εξαρτάται από τη γεωμετρία του κυλίνδρου του κινητήρα και προκύπτει από το πηλίκο του συνολικού όγκου όταν το έμβολο είναι στο ΚΝΣ προς το «νεκρό» όγκο όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΑΝΣ. Ο ουσιαστικός βαθμός συμπίεσης, από την άλλη, καθορίζεται από

το χρονισμό της βαλβίδας εισαγωγής και προκύπτει από το πηλίκο του συνολικού όγκου που έχει ο κύλινδρος όταν κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής και ξεκινάει η συμπίεση προς το «νεκρό» όγκο του κυλίνδρου. Από τα παραπάνω εξάγεται το συμπέρασμα ότι ο ουσιαστικός βαθμός συμπίεσης είναι πάντα μικρότερος του γεωμετρικού εκτός αν η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει ακριβώς στο ΚΝΣ.

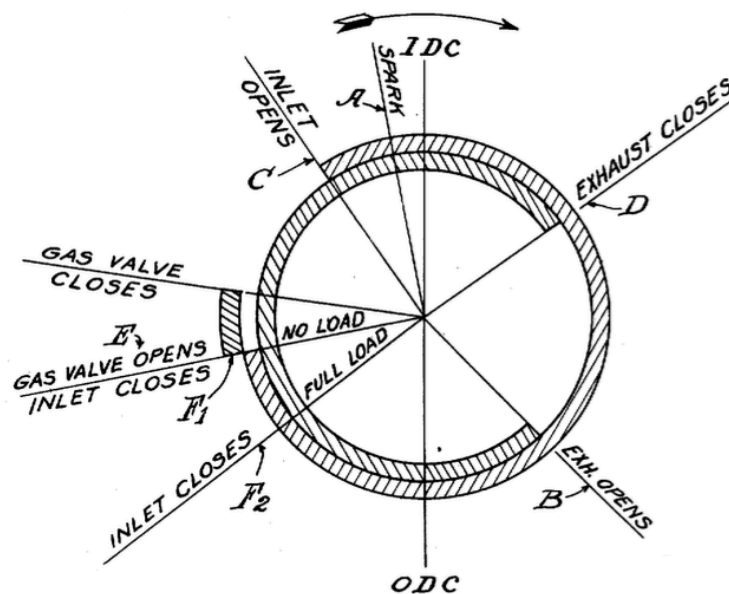
Ο Miller πραγματοποίησε τον προαναφερθέντα συνδυασμό παίρνοντας έναν κινητήρα υψηλού γεωμετρικού βαθμού συμπίεσης και μειώνοντας αισθητά τον ουσιαστικό βαθμό συμπίεσης, μέσω του κλεισίματος της βαλβίδας εισαγωγής αρκετά πριν ή μετά το ΚΝΣ. Έτσι, δημιούργησε έναν κινητήρα με χαμηλό ουσιαστικό βαθμό συμπίεσης (6:1), μειώνοντας τον κίνδυνο κρουστικής καύσης, ο οποίος όμως διατηρεί αυξημένο βαθμό αποτόνωσης (11:1), καθώς ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής δεν μεταβάλλεται. Ο κινητήρας αυτός εάν συγκριθεί με ένα συμβατικό κινητήρα βαθμού συμπίεσης 6:1, παρουσιάζει υψηλότερο ενδεικνύμενο βαθμό απόδοσης, λόγω του αυξημένου βαθμού αποτόνωσης. Στα σχήματα 3.1-3.2 απεικονίζονται οι χρονισμοί της εισαγωγής που χρησιμοποίησε ο Ralph Miller, οι οποίοι θα αναλυθούν παρακάτω.



Σχήμα 3.1 – Χρονισμός βαλβίδων του κινητήρα που παρουσίασε ο Miller με την εισαγωγή να κλείνει πριν το ΚΝΣ [8].

Σε ό,τι αφορά το χρονισμό της βαλβίδας εισαγωγής, το αποτέλεσμα ως προς το μειωμένο βαθμό συμπίεσης είναι το ίδιο είτε αυτή κλείνει πριν είτε μετά το ΚΝΣ.

Ωστόσο, ο Miller κάνει μια εκτενή αναφορά στις ευεργετικές ιδιότητες που μπορεί να παρουσιάσει το νωρίτερο κλείσιμο της εισαγωγής στο θερμοκρασιακό κύκλο του κινητήρα. Πιο συγκεκριμένα, όταν η βαλβίδα κλείνει πριν το ΚΝΣ, και με το έμβολο κινούμενο προς τα κάτω, παρατηρείται αυτό που ο ίδιος αποκαλεί “expansion cooling”, δηλαδή ψύξη του μείγματος λόγω της αποτόνωσης που πραγματοποιείται μέχρι το έμβολο να φθάσει το ΚΝΣ. Αυτή η θερμοκρασιακή πτώση μπορεί να αποτελέσει επιπλέον μέτρο ασφαλείας από την κρουστική καύση, αλλά συμβάλλει και στη μείωση των σχετικών με τη θερμοκρασία εκπομπών (NO_x). Εάν δεν χρησιμοποιηθεί σαν μέτρο ασφαλείας, το φαινόμενο αυτό επιτρέπει την καύση μείγματος πλησιέστερου στη στοιχειομετρία, γεγονός που αυξάνει τα θερμοκρασιακά επίπεδα αλλά και την παραγόμενη ισχύ. Επομένως, ο κινητήρας έχοντας την ίδια μέγιστη θερμοκρασία κύκλου, μπορεί να παράξει περισσότερη ισχύ λόγω της έγχυσης περισσότερου καυσίμου ώστε το λ να πλησιάσει τη μονάδα ($\lambda > 1$ σε κινητήρες αερίων καυσίμων της εποχής).



Σχήμα 3.2 – Χρονισμός βαλβίδων του κινητήρα που παρουσίασε ο Miller με την εισαγωγή να κλείνει μετά το ΚΝΣ [8].

Στα σχήματα 3.1 και 3.2 φαίνονται οι χρονισμοί των βαλβίδων εισαγωγής για τις δύο περιπτώσεις που αναφέρθηκαν, όπως τις παρουσίασε ο Miller για να λάβει το δίπλωμα ευρεσιτεχνίας της εφεύρεσης του. Χαρακτηριστικό και στα δύο σχήματα είναι το γεγονός ότι το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής εξαρτάται από το φορτίο. Αυτό το φαινόμενο συνδέεται με τη ρύθμιση ισχύος του κινητήρα, η οποία δεν

περιλαμβάνει στραγγαλιστική δικλείδα και διαφέρει ανάλογα με το αν αυτός είναι υπερπληρωμένος ή όχι.

Στην περίπτωση κινητήρα φυσικής αναπνοής, και λόγω της απουσίας πεταλούδας, στην εισαγωγή επικρατεί η σταθερή πίεση περιβάλλοντος και η ρύθμιση ισχύος γίνεται αποκλειστικά μέσω του χρονισμού της βαλβίδας εισαγωγής. Εάν εξετασθεί το παράδειγμα του κλεισίματος της εισαγωγής πριν το ΚΝΣ, παρατηρείται ότι στα χαμηλά φορτία η εισαγωγή διαρκεί λιγότερο ώστε να παγιδεύει μικρότερη ποσότητα μείγματος, ενώ στο μέγιστο φορτίο έχει και τη μέγιστη διάρκεια. Η διαδικασία αυτή μπορεί να χαρακτηριστεί ως ποσοτική ρύθμιση, καθώς ρυθμίζει τη ποσότητα του παγιδευμένου μείγματος.

Στην περίπτωση υπερπληρωμένου κινητήρα, το φορτίο μεταβάλλεται μέσω ενός συνδυασμού ποσοτικής-ποιοτικής ρύθμισης. Μέσω ειδικού μηχανισμού που αναπτύχθηκε από τον ίδιο τον Miller και κατοχυρώθηκε σε επόμενη πατέντα του, ο χρονισμός και η ανύψωση της βαλβίδας εισαγωγής ρυθμίζεται από τη πίεση κατάντι του συμπιεστή, ώστε ο λόγος αέρα καυσίμου να είναι σχετικά σταθερός. Επίσης, υπάρχει και η δυνατότητα ρύθμισης του λόγου αέρα καυσίμου μέσα σε μια σχετικά μικρή περιοχή, οπότε για αυτόν το λόγο η ρύθμιση ισχύος δεν αποτελεί αποκλειστικά ποσοτική.

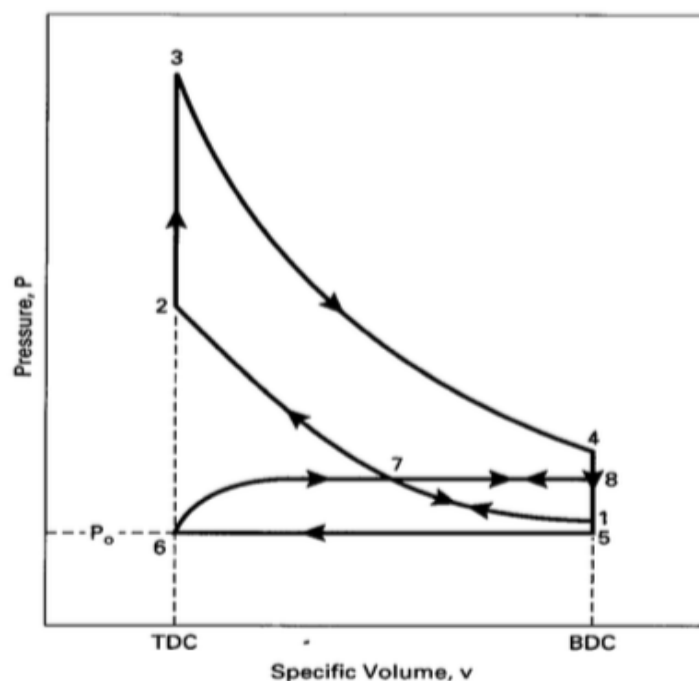
Τελικά, ο Miller αναφέρει ότι ο κινητήρας του συγκρινόμενος με ένα συμβατικό κινητήρα βαθμού συμπίεσης 6:1, μπορεί να παράξει έως και 28% περισσότερη ισχύ λόγω του αυξημένου βαθμού αποτόνωσης. Επίσης, λόγω της ψυκτικής αποτόνωσης όταν η εισαγωγή κλείνει πριν το ΚΝΣ, αυξάνεται έως και 17% η πυκνότητα του μείγματος. Ο συνδυασμός των δυο αυτών παραγόντων οδηγεί σε τελική αύξηση της ισχύος σχεδόν 50% σύμφωνα με τα λεγόμενά του [8]. Ωστόσο, η υπερπλήρωση είναι απαραίτητη για να αντισταθμιστεί η μειωμένη ποσότητα γόμωσης που παγιδεύεται στον κύλινδρο και να μπορεί ο κινητήρας να συγκριθεί με ένα συμβατικό υψηλότερου βαθμού συμπίεσης (11:1).

3.2 Διεξοδική Ανάλυση

3.2.1 Ο θερμοδυναμικός Κύκλος

Από αυτά που αναφέρθηκαν παραπάνω, είναι φανερό ότι ο Miller δημιούργησε ένα νέο θερμοδυναμικό κύκλο, ο οποίος βασίζεται στο μεταβλητό χρονισμό της βαλβίδας εισαγωγής. Η ειδοποιός διαφορά σε σχέση με το συμβατικό κύκλο Otto, είναι το γεγονός ότι ο χρόνος της εισαγωγής διαιρείται ουσιαστικά σε δύο διεργασίες. Η πρώτη είναι η εισαγωγή του αέρα στον κύλινδρο και η δεύτερη είναι η ψυκτική αποτόνωση (expansion cooling) ή η απώθηση αέρα από τη βαλβίδα εισαγωγής, γεγονός που εξαρτάται από το αν η εισαγωγή κλείνει πριν ή μετά το ΚΝΣ αντίστοιχα. Μέσω του διαχωρισμού του χρόνου εισαγωγής γίνεται κατανοητός ο λόγος για τον οποίο ο κύκλος Miller αποκαλείται πεντάχρονος (5-X), καθώς έχει μια παραπάνω διεργασία σε σχέση με τον 4-Χ κύκλο Otto [6].

Στο σχήμα 3.3 απεικονίζονται οι δύο παραλλαγές του θερμοδυναμικού κύκλου Miller (EIVC – LIVC) για υπερπληρωμένο κινητήρα με σπινθηριστή. Εάν η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει πριν το ΚΝΣ (Early Intake Valve Closing – EIVC), τότε ο κύκλος περιγράφεται από τη σειρά 6-7-1-7-2-3-4-5-6, ενώ αν κλείνει μετά το ΚΝΣ (Late Intake Valve Closing – LIVC) τότε περιγράφεται από τη σειρά 6-7-8-7-2-3-4-5-6.



Σχήμα 3.3 – Ο κύκλος Miller για υπερπληρωμένο κινητήρα έναυσης με σπινθηριστή [6].

Ο κύκλος Miller συχνά παρομοιάζεται με τον κύκλο Atkinson, ο οποίος αφορά επίσης κινητήρες με χαμηλότερο βαθμό συμπίεσης από το βαθμό αποτόνωσης και επιχειρεί να ενσωματώσει τα πλεονεκτήματα της πρακτικής αυτής. Παρόλα αυτά, οι δυο θερμοδυναμικοί κύκλοι έχουν τις εξής βασικές διαφορές:

- Ο κύκλος Miller, σε αντίθεση με τον κύκλο Atkinson, συνοδεύεται πάντα από τη χρήση υπερπλήρωσης.
- Σε ότι αφορά την εφαρμογή του θερμοδυναμικού κύκλου, ο κινητήρας του Atkinson έκανε χρήση περίπλοκων μηχανικών συνδέσμων στο στροφαλοφόρο, οι οποίοι μειώνουν τη διαδρομή του εμβόλου μόνο κατά τη φάση της συμπίεσης, σε αντίθεση με τον Miller που χρησιμοποιεί το μεταβλητό χρονισμό βαλβίδων.

Ωστόσο, ο μοντέρνος κύκλος Atkinson που ενσωματώθηκε σε υβριδικούς κινητήρες αυτοκινήτων, έκανε χρήση του μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων εισαγωγής και όχι των περίπλοκων και λιγότερο αποδοτικών μηχανικών συνδέσμων. Το γεγονός αυτό αναίρεσε τη δεύτερη διαφορά μεταξύ των δύο κύκλων και πλέον η υπερπλήρωση αποτελεί το μόνο στοιχείο που διαφοροποιεί τον ένα από τον άλλο.

3.2.2 Πλεονεκτήματα κύκλου Miller

Τα πλεονεκτήματα που μπορεί να επιφέρει η υπερπλήρωση κατά Miller εξαρτώνται από ορισμένους παράγοντες, όπως ο τύπος του κινητήρα στον οποίο εφαρμόζεται και από το αν η φιλοσοφία του σχεδιασμού στοχεύει σε μειωμένη κατανάλωση και ρύπους ή αύξηση της ισχύος. Εφόσον οι δύο αυτοί παράγοντες είναι καθορισμένοι, η μέθοδος δύναται να εφαρμοσθεί με διαφορετικές παραλλαγές ώστε να οδηγήσει στα επιθυμητά αποτελέσματα. Οι παραλλαγές αυτές προκύπτουν από τη ρύθμιση του χρονισμού της εισαγωγής (EIVC – LIVC) και από το επίπεδο της υπερπλήρωσης, το οποίο πρακτικά καθορίζει τη μάζα που παγιδεύεται εντός του κυλίνδρου.

Το βασικότερο πλεονέκτημα ενός κινητήρα κύκλου Miller είναι η αυξημένη αποτόνωση σε σχέση με τη συμπίεση που λαμβάνει το μείγμα. Η μέθοδος αυτή αυξάνει τον ενδεικνύμενο βαθμό απόδοσης, πάντα σε σχέση με ένα κινητήρα που έχει τον ίδιο βαθμό συμπίεσης αλλά μικρότερο βαθμό αποτόνωσης. Το πλεονέκτημα αυτό δεν εξαρτάται από τον τύπο του χρονισμού που θα εφαρμοσθεί (EIVC – LIVC).

Παρόλα αυτά, ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζουν τα πλεονεκτήματα της μεθόδου όταν η εισαγωγή κλείνει πριν το ΚΝΣ, τα οποία θα αναλυθούν παρακάτω.

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, εάν η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει πριν το ΚΝΣ (EIVC), η εκτονωτική δράση του εμβόλου ρίχνει τη θερμοκρασία του μείγματος, μειώνοντας έτσι τη θερμική καταπόνηση του κινητήρα. Οι μειωμένες θερμοκρασίες κύκλου, με δεδομένη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου του ψυγείου, μεταφράζονται σε χαμηλότερες απώλειες θερμότητας, γεγονός που οδηγεί σε αύξηση του ενδεικνύμενου βαθμού απόδοσης. Είναι λογικό ότι η μείωση της θερμοκρασίας συνοδεύεται και από τη μείωση των εκπομπών NO_x, ρύπος ιδιαίτερα σημαντικός για τους βενζινοκινητήρες. Στη περίπτωση που ο σχεδιασμός του κινητήρα έχει στόχο τα παραπάνω (αύξηση βαθμού απόδοσης, μείωση εκπομπών), τότε η υπερπλήρωση ρυθμίζεται έτσι ώστε να παγιδευτεί η ίδια ποσότητα γόμωσης εντός του κυλίνδρου, παρόλο που η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει νωρίτερα.

Ωστόσο, εάν σκοπός είναι η αύξηση της ισχύος, τότε η υπερπλήρωση πρέπει να φτάσει σε αρκετά υψηλά επίπεδα. Πιο συγκεκριμένα, στόχος είναι η πίεση της γόμωσης στο ΚΝΣ να έχει την ίδια τιμή με αυτή του συμβατικού κινητήρα, ακόμα και με την αποτόνωση που λαμβάνει χώρα μετά το κλείσιμο της εισαγωγής. Με αυτό τον τρόπο προκύπτουν ίδιες πιέσεις στο τέλος της συμπίεσης, σχεδόν ίδιες πιέσεις καύσης και χαμηλότερες θερμοκρασίες στην αρχή και στο τέλος της συμπίεσης, οι οποίες οδηγούν σε αύξηση της πυκνότητας και εν συνεχεία της παγιδευμένης εντός του κυλίνδρου μάζας. Για σταθερό λόγο αέρα καυσίμου, αυτό συνεπάγεται αύξηση της παραγόμενης ισχύος. Επίσης, περαιτέρω αύξηση της ισχύος μπορεί να επιφέρει και η αύξηση της προπορείας έναυσης, η οποία βέβαια συνεπάγεται επαναφορά των θερμοκρασιακών επιπέδων στα αρχικά τους επίπεδα.

Σύμφωνα με τα πλεονεκτήματα που έχουν αναφερθεί, αξίζει να σημειωθεί ότι ο κύκλος Miller έχει εφαρμοστεί με επιτυχία σε κινητήρες αερίων καυσίμων. Η μείωση των θερμοκρασιών του κύκλου προσφέρει περιθώρια αύξησης της ισχύος από 25% έως και 40%, με ασφάλεια ως προς την κρουστική καύση. Αυτό επιτυγχάνεται είτε με την καύση στοιχειομετρικότερου μείγματος, είτε με την αύξηση του επίπεδου υπερπλήρωσης. Επιπλέον, δεν είναι απαραίτητος ο μεταβλητός χρονισμός της βαλβίδας εισαγωγής, όπως στην περίπτωση των κινητήρων Diesel, όπου η ανάφλεξη εξαρτάται από τη θερμοκρασία στο τέλος της συμπίεσης. Η βαλβίδα εισαγωγής μπορεί να κλείνει σε καθορισμένη γωνία, π.χ. 40° πριν το ΚΝΣ. Αυτή η επιτυχής εφαρμογή στα αέρια καύσιμα οδηγεί στο συμπέρασμα ότι το σύστημα Miller έχει προοπτικές για αποδοτική λειτουργία και σε κινητήρες Otto.

3.2.2 Μειονεκτήματα Κύκλου Miller

Όπως ήταν αναμενόμενο, τα οφέλη της υπερπλήρωσης κατά Miller συνοδεύονται και από ορισμένα μειονεκτήματα, τα οποία έχουν περιορίσει την έως τώρα εμφάνισή της, παρά μόνο σε συγκεκριμένες εφαρμογές. Το βασικότερο από αυτά είναι ότι σε αρκετές περιπτώσεις απαιτούνται υψηλά επίπεδα υπερπλήρωσης, τα οποία ίσως να μην καλύπτονται από μονοβάθμιο στροβιλοσυμπιεστή. Αυτό καθιστά απαραίτητη τη χρήση διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης για την κάλυψη των απαιτήσεων σε πίεση, γεγονός που αυξάνει σημαντικά την πολυπλοκότητα και το κόστος, λόγω των συστημάτων ελέγχου που συνεπάγεται η διάταξη αυτή. Σε ορισμένες εφαρμογές έχει χρησιμοποιηθεί και συμπιεστής θετικής εκτόπισης, αλλά σε αυτή τη περίπτωση τα πλεονεκτήματα επισκιάζονται από τη μηχανική ισχύ που καταναλώνουν οι συμπιεστές αυτού του είδους.

Η υψηλή πίεση υπερπλήρωσης επιπλέον οδηγεί και σε αυξημένη πίεση αντιθλιψης του κινητήρα. Αρκετές φορές αναφέρεται σαν πλεονέκτημα της μεθόδου το γεγονός ότι η στροφαλοφόρος άτρακτος προσφέρει λιγότερη ενέργεια για τη συμπίεση του μείγματος επειδή η εισαγωγή κλείνει μετά το ΚΝΣ. Στην πραγματικότητα, το πλεονέκτημα αυτό αντισταθμίζεται από την αυξημένη αντίθλιψη λόγω υψηλών πιέσεων υπερπλήρωσης. Επιπλέον, το γεγονός ότι προσδίδεται ενέργεια για την εξώθηση του αέρα προς την πολλαπλή εισαγωγής μειώνει τον ενδεικνύμενο βαθμό απόδοσης του κύκλου.

Σε ό,τι αφορά το ζεύγος συμπιεστή και στροβίλου, εκτός από τους υψηλούς λόγους πίεσης που απαιτούνται σε όλο το εύρος στροφών και φορτίων, είναι απαραίτητος και ο υψηλός βαθμός απόδοσης των στοιχείων αυτών. Αυτό οφείλεται στο ότι για να είναι αποδοτικός ο κύκλος Miller, πρέπει το σύστημα στροβιλο-υπερπλήρωσης να συμπιέζει τον αέρα με λιγότερη ενέργεια από ότι θα καταλάωνε το έμβολο του κινητήρα. Επομένως, απαιτούνται συστήματα υπερπλήρωσης σύγχρονης τεχνολογίας με αυξημένους βαθμούς απόδοσης, γεγονός που επίσης αυξάνει το κόστος. Παρακάτω αναφέρονται επιγραμματικά ορισμένα μειονεκτήματα δευτερεύουσας σημασίας:

- Όταν εφαρμόζεται το LIVC, η οπισθοροή του αέρα προκαλεί ελαφριά αύξηση της θερμοκρασίας εντός του κυλίνδρου.
- Στα χαμηλά φορτία και κατά την εφαρμογή του EIVC, υπάρχει πιθανότητα δημιουργίας υποπίεσης στον κύλινδρο λόγω της ψυκτικής αποτόνωσης. Η υποπίεση αυτή είναι ικανή να αναρροφήσει λιπαντικό έλαιο εντός του κυλίνδρου, το οποίο με τη σειρά του λόγω της καύσης θα δημιουργήσει

εξανθρακώματα στα τοιχώματα. Επομένως, απαιτείται προσοχή κατά το σχεδιασμό του κυλίνδρου και των ελατηρίων λαδιού του εμβόλου.

3.2.3 Ιστορική Αναδρομή και Εφαρμογές

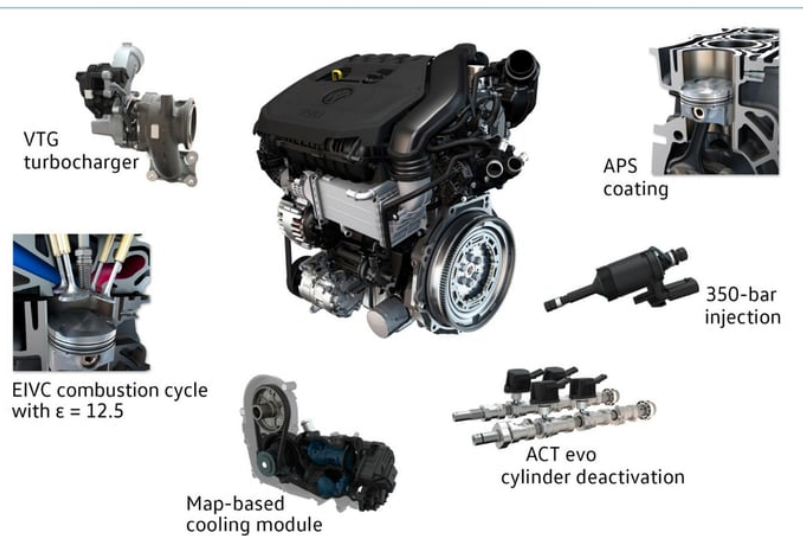
Μέσα από την ανάλυση των πλεονεκτημάτων αλλά και των μέχρι πρότινος περιορισμών που παρουσίαζε η υπερπλήρωση κατά Miller, είναι λογικό να συμπεράνει κανείς ότι οι πρώτες εφαρμογές εμφανίσθηκαν σε ναυτικούς κινητήρες και σε εργοστάσια παραγωγής ενέργειας που κάνουν χρήση εμβολοφόρων ΜΕΚ. Αρχικά εφαρμόσθηκε σε κινητήρες αερίων καυσίμων αυτού του τύπου, στους οποίους όπως προαναφέρθηκε παρατηρούνται οι περισσότερες ευεργετικές ιδιότητες, και στη συνέχεια ακολούθησαν ορισμένοι κινητήρες Diesel κυρίως για την καταπολέμηση των NO_x. Ένας επιπλέον κινητήρας μεγάλων διαστάσεων που έκανε χρήση του υπό εξέταση κύκλου, είναι ο PowerHaul P616 Diesel, ο οποίος σχεδιάστηκε το 2007 από την General Electric και χρησιμοποιήθηκε στους λεγόμενους “Diesel-Electric” συρμούς [11].

Στο χώρο της αυτοκινητοβιομηχανίας, η Mazda ήταν η πρώτη που ενσωμάτωσε τον κύκλο Miller το 1993 στον βενζινοκινητήρα KJ-ZEM V6, που χρησιμοποιήθηκε στο μοντέλο Millenia. Το σύστημα υπερπλήρωσης του κινητήρα αυτού αποτελούνταν από συμπιεστή θετικής εκτόπισης τύπου Lysholm, ώστε να προσδίδει υψηλούς λόγους πίεσης σε όλο ο εύρος στροφών και φορτίων. Παρόλο που το σύστημα αυτό κατάφερε να επιτύχει ελαφριά αύξηση της ισχύος, η έρευνα από τη Mazda δεν συνεχίστηκε, καθώς το πλεονέκτημα αυτό δεν θεωρήθηκε ικανό να αντισταθμίσει την πολυπλοκότητα και το κόστος του. Στη συνέχεια ακολούθησε η Subaru με έναν πρωτότυπο υβριδικό και υπερπληρωμένο κινητήρα που ονόμασε “Turbo Parallel Hybrid B5-TRH”, ο οποίος τελικά δε χρησιμοποιήθηκε σε κάποιο από τα μοντέλα της εταιρείας. Η Nissan παρουσίασε το 2010 τον HR12DDR, έναν τρικύλινδρο βενζινοκινητήρα άμεσης έγχυσης, ο οποίος έκανε χρήση του κύκλου Miller κατά τα μερικά φορτία και επέστρεφε στο συμβατικό κύκλο Otto στα υψηλά φορτία. Ο κινητήρας αυτός χρησιμοποιήθηκε στα μοντέλα Micra και Note [11].

Η υπερπλήρωση κατά Miller επανήλθε στο προσκήνιο το 2015, όταν η AUDI παρουσίασε τον νέο κινητήρα του μοντέλου A4, ο οποίος κάνει χρήση ενός “Millerized” κύκλου λειτουργίας. Αυτός ο χαρακτηρισμός χρησιμοποιήθηκε επειδή ο κινητήρας δεν ενσωματώνει εξ’ ολοκλήρου τον κύκλο Miller, παρά μόνο στα μερικά φορτία για τη μείωση της κατανάλωσης και των εκπομπών, και επιστρέφει στον κύκλο Otto όταν απαιτείται περισσότερη ισχύς. Ο κινητήρας είναι άμεσου ψεκασμού, κυβισμού 2000cc και χρησιμοποιεί στροβιλο-υπερπληρωτή μεταβλητής γεωμετρίας

(VGT) για να παρέχει τους επιθυμητούς λόγους πίεσης στα μερικά φορτία. Επίσης, η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει γύρω στις 40° πριν το ΚΝΣ όταν γίνεται χρήση του κύκλου Miller, για την εκμετάλλευση των ευεργετικών ιδιοτήτων της ψυκτικής αποτόνωσης. Το 2017 αναμένεται η κυκλοφορία της νέας σειράς κινητήρων του ομίλου Volkswagen, οι οποίοι θα ενσωματώνουν την υπερπλήρωση κατά Miller με τον ίδιο τρόπο που εφάρμοσε η AUDI. Βασικά στοιχεία αυτού του κινητήρα παρουσιάζονται στο σχήμα 3.4.

The main technical elements of the EA211 TSI evo



Σχήμα 3.4 – Χαρακτηριστικά του νέου βενζινοκινητήρα του ομίλου Volkswagen που ενσωματώνει τη μέθοδο υπερπλήρωσης κατά Miller (EIVC). (VTG: Variable Turbine Geometry, APS: Air Plasma Spray, ACT: Active Cylinder Technology)

Σε αυτό το σημείο, και με την ανάλυση που έχει προηγηθεί, αξίζει να σημειωθούν οι βασικοί λόγοι για τους οποίους φαίνεται να πραγματοποιήθηκε η επανεμφάνιση της υπερπλήρωσης κατά Miller σε κινητήρες αυτοκινήτων, και μάλιστα σε μεγάλη κλίμακα, μιας και οι δυο προαναφερθείσες εταιρείες έχουν σημαντικό μερίδιο επί της συνολικής αγοράς. Υπενθυμίζεται ότι η τεχνολογία αυτή εγκαταλείφθηκε στο παρελθόν κυρίως για οικονομικούς λόγους, γεγονός που οδηγεί στο συμπέρασμα ότι τα μέσα που απαιτούνταν για την εφαρμογή της ίσως να μην ήταν ευρέως διαθέσιμα και λειτουργικά. Οι λόγοι αυτοί παρουσιάζονται παρακάτω:

- Η εισαγωγή των κινητήρων άμεσου ψεκασμού οδήγησε στην αύξηση της επιτρεπόμενης μέγιστης πίεσης εντός του κυλίνδρου χωρίς τον κίνδυνο κρουστικής καύσης. Αυτό με τη σειρά του επιτρέπει λειτουργία του

συμπιεστή σε υψηλότερους λόγους πίεσης, προϋπόθεση απαραίτητη για την αποδοτική λειτουργία του κύκλου Miller.

- Η συστηματική έρευνα πάνω στα συστήματα υπερπλήρωσης, η οποία έχει οδηγήσει στην κατασκευή αποδοτικών και πολύπλοκων συστημάτων όπως ο στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας (VGT), επέτρεψε την εφαρμογή υψηλών λόγων πίεσης ακόμα και σε χαμηλότερα φορτία και την καλύτερη μεταβατική απόκριση, χωρίς τις μηχανικές απώλειες που συνοδεύουν τους συμπιεστές θετικής εκτόπισης.
- Τα συστήματα αυτομάτου ελέγχου που είναι απαραίτητα για τη διαχείριση των παραπάνω διατάξεων με σκοπό τη βέλτιστη λειτουργία, είναι πλέον πιο προσιτά από οικονομικής άποψης σε σχέση με προηγούμενες δεκαετίες.
- Τα συνεχώς μειούμενα όρια εκπομπών CO₂ (130g/km κατά μέσο όρο στόλου αυτοκινήτων στην Ευρώπη για το 2016), έχουν στρέψει τη φιλοσοφία των κατασκευαστών προς την αύξηση της απόδοσης με κάθε δυνατό τρόπο. Το γεγονός αυτό καθιστά τον κύκλο Miller ιδιαίτερα δελεαστικό, λόγω των πλεονεκτημάτων που μπορεί να προσφέρει σε αυτόν τον τομέα.

Κεφάλαιο 4

Μοντελοποίηση Κύκλου Miller με το Λογισμικό GT-Suite

4.1 Το Λογισμικό GT-Suite

4.1.1 Γενικά Χαρακτηριστικά

Το πρόγραμμα GT-Suite αναπτύσσεται από την εταιρεία Gamma Technologies και απευθύνεται στη βιομηχανία κινητήρων και οχημάτων. Το υπολογιστικό αυτό πακέτο αποτελείται από διάφορα υποπρογράμματα, ένα εκ των οποίων το GT-Power, που προσφέρουν τη δυνατότητα στο χρήστη να προσομοιώσει μια μεγάλη ποικιλία εφαρμογών σχετικών με τους κλάδους που προαναφέρθηκαν. Ορισμένες από τις κύριες εφαρμογές του λογισμικού είναι [9]:

- Μοντελοποίηση Κινητήρων (GT-Power).
- Ανάλυση δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων.
- Ακουστική συστήματος εισαγωγής και εξαγωγής.
- Επεξεργασία Καυσαερίων.
- Προσομοίωση μοντέλων πραγματικού χρόνου.
- Δυναμική Οχήματος.
- Υβριδικά συστήματα, ηλεκτροκίνητα οχήματα και κυψέλες καυσίμου.

- Συστήματα ψύξης κινητήρων.
- Θερμική και ενεργειακή διαχείριση οχημάτων.
- Συστήματα Air-Conditioning.
- Συστήματα λίπανσης.
- Συστήματα έγχυσης καυσίμου.
- Υδραυλικά και πνευματικά συστήματα.
- Κινηματική και δυναμική εκκεντροφόρου και συστήματος βαλβίδων.
- Κινηματική και δυναμική στροφαλοφόρου.
- Συστήματα μετάδοσης, κιβώτια ταχυτήτων και ιμαντοκίνηση.

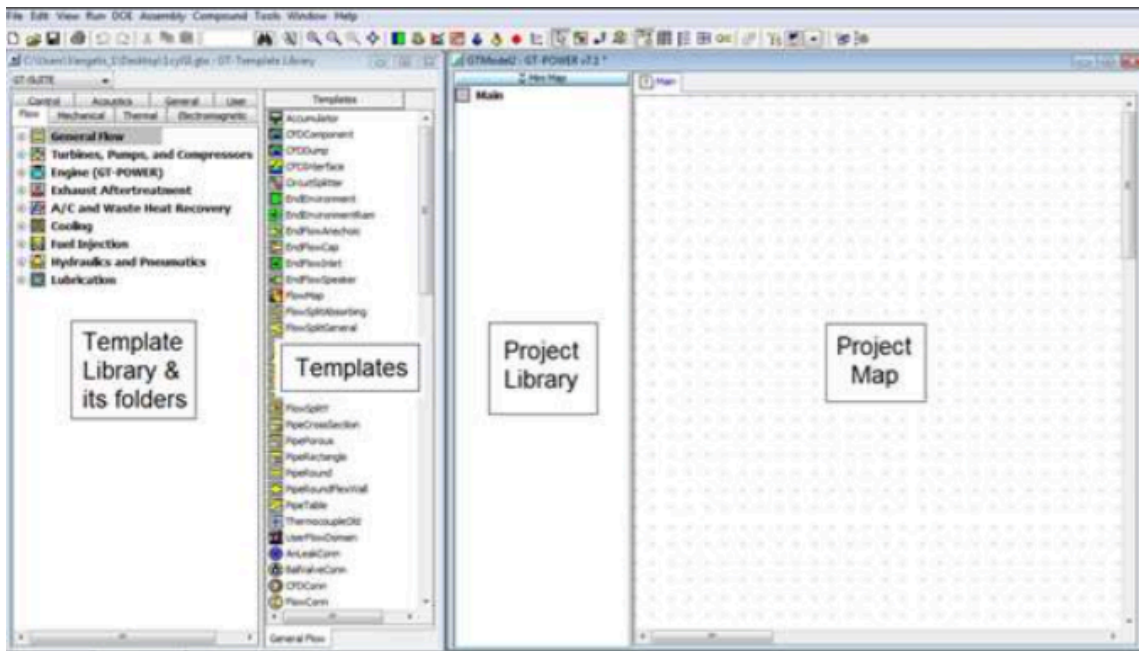
Από όλα τα παραπάνω γίνεται αντιληπτό το μεγάλο εύρος των δυνατοτήτων που προσφέρει το λογισμικό GT-Suite. Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας, έγινε χρήση του υποπρογράμματος GT-Power, το οποίο εξειδικεύεται στη μοντελοποίηση κινητήρων, άδεια (license) του οποίου υπάρχει στο Εργαστήριο Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π. εδώ και μερικά χρόνια.

4.1.2 Το Υποπρόγραμμα GT-Power

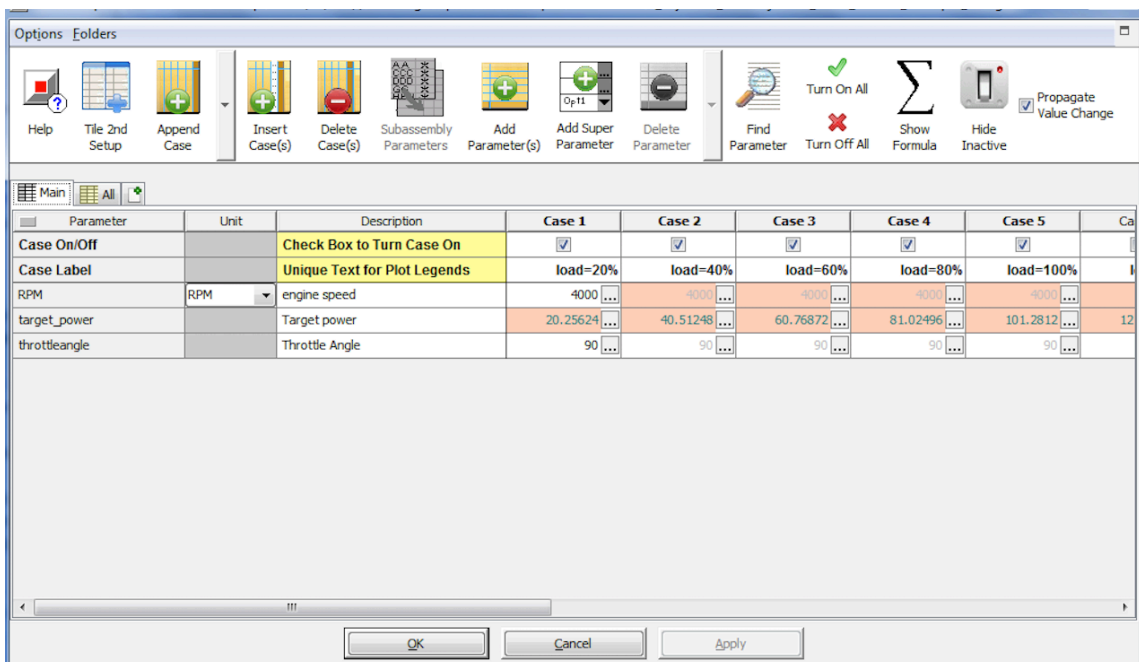
Το GT-Power παρέχει μια βιβλιοθήκη (library), η οποία προσφέρει όλα τα πρότυπα στοιχεία από τα οποία αποτελείται ένας κινητήρας (templates). Το κάθε στοιχείο χαρακτηρίζεται από ένα εικονίδιο ώστε να ξεχωρίζει από τα υπόλοιπα όταν τοποθετηθεί στο χάρτη εργασίας. Ο χρήστης επιλέγει τα στοιχεία από τα οποία αποτελείται η εκάστοτε εφαρμογή (π.χ. κύλινδρος, βαλβίδες, σωληνώσεις) και στη συνέχεια συμπληρώνει τα χαρακτηριστικά του καθενός στο παράθυρό του (π.χ. για τον εγχυτήρα ένα από τα στοιχεία είναι ο χρονισμός έγχυσης). Όταν τα στοιχεία οριστούν πλήρως, μεταφέρονται στη βιβλιοθήκη της εφαρμογής (project library), και στη συνέχεια στο χάρτη εργασίας (project map) όπου και συνδέονται μεταξύ τους για να οδηγήσουν στο σύνολο του κινητήρα. Στο σχήμα 4.1 απεικονίζεται ολόκληρο το περιβάλλον εργασίας του GT-Power [9].

Όταν πλέον ο κινητήρας είναι έτοιμος στο χάρτη εργασίας, τότε μοιάζει σαν ένα μονογραμμικό σχέδιο της εφαρμογής, κάνοντας έτσι την πλοήγηση αρκετά ευκολότερη. Όταν το μοντέλο είναι πλήρως λειτουργικό, δίνεται η δυνατότητα στο χρήστη να «τρέξει» διάφορα σενάρια μόνιμης ή μεταβατικής λειτουργίας καθορίζοντας τις αρχικές συνθήκες (π.χ. στροφές). Το κάθε σενάριο (case) διαφοροποιείται από τα υπόλοιπα επειδή μεταβάλλεται η τιμή μιας μεταβλητής ή

μιας αρχικής συνθήκης. Κλασικό παράδειγμα μεταβλητής είναι οι στροφές, όταν πρέπει να εξετασθεί η λειτουργία του κινητήρα σε μεγάλο εύρος αυτών.



Σχήμα 4.1 – Το περιβάλλον εργασίας του GT-Power.



Σχήμα 4.2 – Παράδειγμα διαφορετικών σεναρίων προς υπολογισμό.

Στο σχήμα 4.2 παρουσιάζονται διαφορετικά σεναρία ενός υπολογισμού. Εδώ οι στροφές παραμένουν σταθερές και η μεταβλητή είναι η ισχύς του κινητήρα που πρέπει να στοχεύει ο ελεγκτής της πεταλούδας για τη μοντελοποίηση των μερικών

φορτίων. Η μεταβλητή «throttle angle» είναι η τιμή εκκίνησης για τη γωνία της πεταλούδας. Κατά τη διάρκεια των υπολογισμών η τιμή αυτή μεταβάλλεται μέχρι η ισχύς να φτάσει την προκαθορισμένη από το χρήστη τιμή.

Τέλος, ο χρήστης έχει τη δυνατότητα να εξετάσει την απόκριση του κινητήρα που μοντελοποιήθηκε, μέσω του γραφικού περιβάλλοντος GT-Post. Σε αυτό το υποπρόγραμμα παρουσιάζονται όλα τα στοιχεία απόκρισης του κινητήρα σε μορφή πινάκων ή διαγραμμάτων.

4.2 Γενική Περιγραφή του Μοντέλου

Για την εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας δε χρησιμοποιήθηκε ήδη υπάρχον μοντέλο από το πρόγραμμα. Αρχικά, πραγματοποιήθηκε εξ' ολοκλήρου ο σχεδιασμός του συμβατικού βενζινοκινητήρα, πάνω στον οποίο έγινε στη συνέχεια εφαρμογή του κύκλου Miller. Πρόκειται για έναν υπερπληρωμένο τετρακύλινδρο κινητήρα βενζίνης αυτοκινήτου (4-X), συνολικού κυβισμού 2000 κυβικών εκατοστών. Το μοντέλο βασίστηκε πάνω στο νέο κινητήρα της AUDI AG που ενσωματώνει την υπερπλήρωση κατά Miller, επομένως όλα τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά πάρθηκαν από αυτόν τον κινητήρα. Αφού καθορίστηκαν τα στοιχεία αυτά, ακολούθησε η εισαγωγή του ζεύγους υπερπλήρωσης και το ταίριασμα αυτού με τον κινητήρα. Στη συνέχεια μοντελοποιήθηκε το ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης και ακολούθησε το σύστημα ελέγχου του υπερπληρωτή, προς αποφυγή υπερβολικών πιέσεων εντός των κυλίνδρων.

Εφόσον ορίστηκε ο συμβατικός κινητήρας βενζίνης και εξετάσθηκε η ορθότητα των αποτελεσμάτων, πραγματοποιήθηκε η εφαρμογή των κατάλληλων ρυθμίσεων στο μοντέλο ώστε να εφαρμοσθεί η υπερπλήρωση κατά Miller. Οι ρυθμίσεις αυτές αφορούν κυρίως τη μεταβολή του χρονισμού της βαλβίδας εισαγωγής, ώστε αυτή να κλείνει πριν ή μετά το ΚΝΣ, τη μεταβολή του ουσιαστικού βαθμού συμπίεσης και την αλλαγή των χαρακτηριστικών και του ελέγχου του ζεύγους υπερπλήρωσης ώστε να πραγματοποιείται αυξομείωση του λόγου πιέσεων του συμπιεστή. Συγκεκριμένα, το πρόγραμμα δίνει τη δυνατότητα μέσα από ορισμένους πολλαπλασιαστές (multipliers) να μεταβάλλονται ελαφρώς τα χαρακτηριστικά του χάρτη λειτουργίας συμπιεστή και στροβίλου, ώστε να επιτυγχάνονται οι επιθυμητοί λόγοι πίεσης.

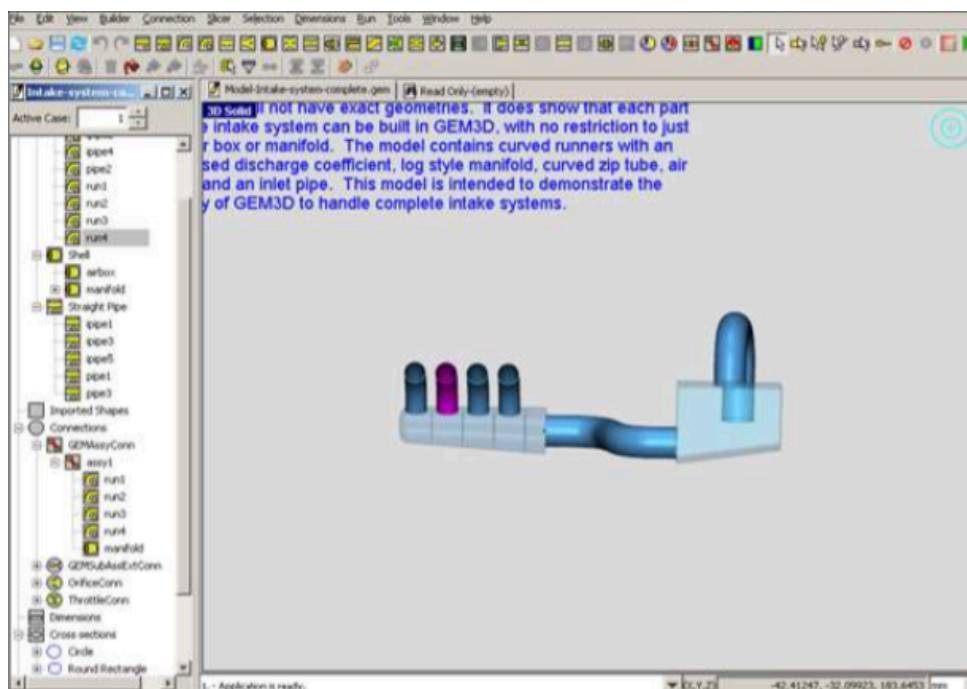
Σε αυτό το σημείο αξίζει να αναφερθεί πως στο παρόν μοντέλο του GT-Power όλες οι διεργασίες εντός του κυλίνδρου προσομοιώνονται σε επίπεδο γωνίας στροφάλου με τη μέθοδο “filling and emptying”. Συγκεκριμένα, για τη μοντελοποίηση της καύσης χρησιμοποιείται η συνάρτηση του Wiebe και για τις απώλειες θερμότητας η σχέση

του Woschni. Τέλος, σε ό,τι αφορά την επίλυση των εξισώσεων της πολλαπλής εξαγωγής, γίνεται χρήση της μεθόδου των χαρακτηριστικών (pressure wave action simulation).

4.3 Ο Τετρακύλινδρος Κινητήρας Βενζίνης

4.3.1 Η Πολλαπλή και οι Θυρίδες Εισαγωγής

Τα επιμέρους δομικά στοιχεία της πολλαπλής εισαγωγής είναι οι σωλήνες (pipes) και οι διακλαδώσεις (flowsplits) με αριθμημένες θυρίδες, ώστε να καθορίζεται αυστηρά η πορεία της ροής διαμέσου αυτών. Το πρόγραμμα δίνει τη δυνατότητα καθορισμού της γωνίας των διακλαδώσεων, αλλά για απλουστευτικούς λόγους αυτή θεωρήθηκε 90 μοίρες. Τα υπόλοιπα γεωμετρικά χαρακτηριστικά, όπως το μήκος και η διάμετρος των σωλήνων δίνονται από το GT-Power, για τυπικές εφαρμογές υπερπληρωμένων βενζινοκινητήρων αυτού του μεγέθους. Κατά τη μοντελοποίηση επιλέγεται και το υλικό της πολλαπλής εισαγωγής (smooth plastic), ώστε να λαμβάνεται υπόψη η τραχύτητα στις απώλειες πίεσης της ροής. Στο σχήμα 4.3 φαίνεται η τρισδιάστατη αναπαράσταση της πολλαπλής εισαγωγής τετρακύλινδρου κινητήρα.



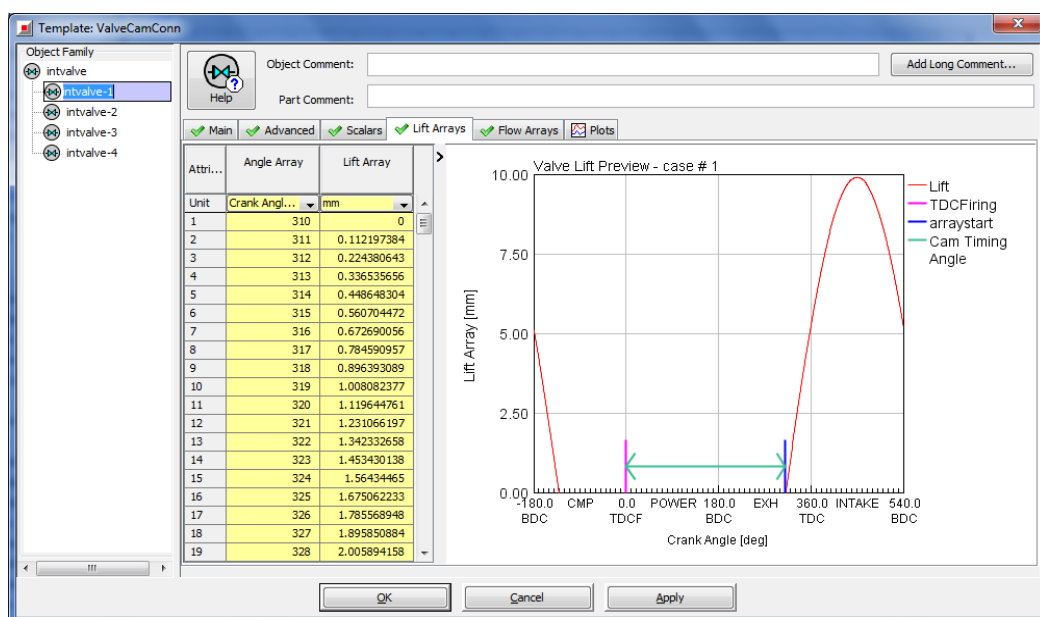
Σχήμα 4.3 – Τρισδιάστατη αναπαράσταση της πολλαπλής εισαγωγής του τετρακύλινδρου κινητήρα.

Οι θυρίδες εισαγωγής έχουν την ίδια διάμετρο με τις σωληνώσεις, ώστε να αποφεύγονται οι απώλειες πίεσης λόγω απότομης μεταβολής στις διαμέτρους των

διαφόρων στοιχείων. Καθορίζεται το μήκος τους 80mm και ο χυτοσίδηρος ως το υλικό κατασκευής. Για τις θυρίδες είναι απαραίτητη η καταχώρηση της θερμοκρασίας που θα έχουν κατά τη διάρκεια των υπολογισμών, η οποία για λόγους απλούστευσης θεωρείται σταθερή στους 450 K (imposed wall temperature). Επίσης, καθορίζεται ένας πολλαπλασιαστής μεταφοράς θερμότητας ίσος με 1,5 για να προσομοιωθεί η μεταφορά θερμότητας από τις βαλβίδες προς τις θυρίδες. Οι μεταβλητές αυτές είναι σημαντικές διότι έτσι λαμβάνεται υπόψη η θέρμανση του μείγματος, καθώς αυτό διέρχεται από τη θυρίδα εισαγωγής.

4.3.2 Οι Βαλβίδες Εισαγωγής και Εξαγωγής

Ο κάθε κύλινδρος αποτελείται από μια βαλβίδα εισαγωγής και μια εξαγωγής. Για το συμβατικό κινητήρα βενζίνης, η βαλβίδα εισαγωγής έχει διάμετρο 37mm, ανοίγει 50° πριν το ΑΝΣ και κλείνει επίσης 50° μετά το ΚΝΣ. Η βαλβίδα εξαγωγής έχει μικρότερη διάμετρο όπως ήταν αναμενόμενο, 30mm. Ανοίγει 20° πριν το ΚΝΣ και κλείνει 50° μετά το ΑΝΣ, οδηγώντας έτσι σε μια συνολική διάρκεια επικάλυψης βαλβίδων 100°. Οι τιμές αυτές είναι τυπικές για υπερπληρωμένους κινητήρες, καθώς η αυξημένη διάρκεια επικάλυψης των βαλβίδων είναι απαραίτητη για τη θερμική ανακούφιση του κυλίνδρου και την ανεκτή θερμοκρασία προς το στρόβιλο. Η μέγιστη βύθιση και για τις δύο βαλβίδες είναι 10mm. Στο σχήμα 4.4 απεικονίζεται το παράθυρο στο οποίο εισάγεται η καμπύλη ανύψωσης για τη βαλβίδα εισαγωγής.



Σχήμα 4.4 – Εισαγωγή της καμπύλης ανύψωσης της βαλβίδας εισαγωγής συναρτήσει της γωνίας στροφάλου.

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, η υπερπλήρωση κατά Miller βασίζεται στο μεταβλητό χρονισμό της βαλβίδας εισαγωγής, γεγονός που καθιστά αυτό το στοιχείο του μοντέλου ιδιαίτερα σημαντικό για την εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας. Αφού μοντελοποιηθεί πλήρως ο συμβατικός κινητήρας βενζίνης, στη συνέχεια εφαρμόζονται διαφορετικοί συνδυασμοί χρονισμού της εισαγωγής ώστε να προκύψει η σύγκριση του κινητήρα αυτού με τον αντίστοιχο κύκλο Miller. Από την άλλη, ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής δε θα μεταβληθεί, αλλά θα παραμείνει σταθερός στις τιμές που δόθηκαν.

Ειδικά σε ό,τι αφορά τη μορφή της καμπύλης ανύψωσης της βαλβίδας εισαγωγής, αυτή θεωρήθηκε για λόγους απλότητας ημιτονοειδής. Το σημείο στο οποίο ανοίγει η εισαγωγή (310°) και το μέγιστο ύψος (10mm) παραμένουν σταθερά, ενώ η συνολική διάρκεια ανύψωσης μεταβάλλεται, ώστε να οδηγεί στο επιθυμητό κλείσιμο. Εάν η συνολική διάρκεια εισαγωγής συμβολίζεται με φ_{total} και η στιγμιαία γωνία στροφάλου με φ , τότε η συνάρτηση που δίνει την καμπύλη ανύψωσης σύμφωνα με την παραδοχή της ημιτονοειδούς μορφής είναι η εξής:

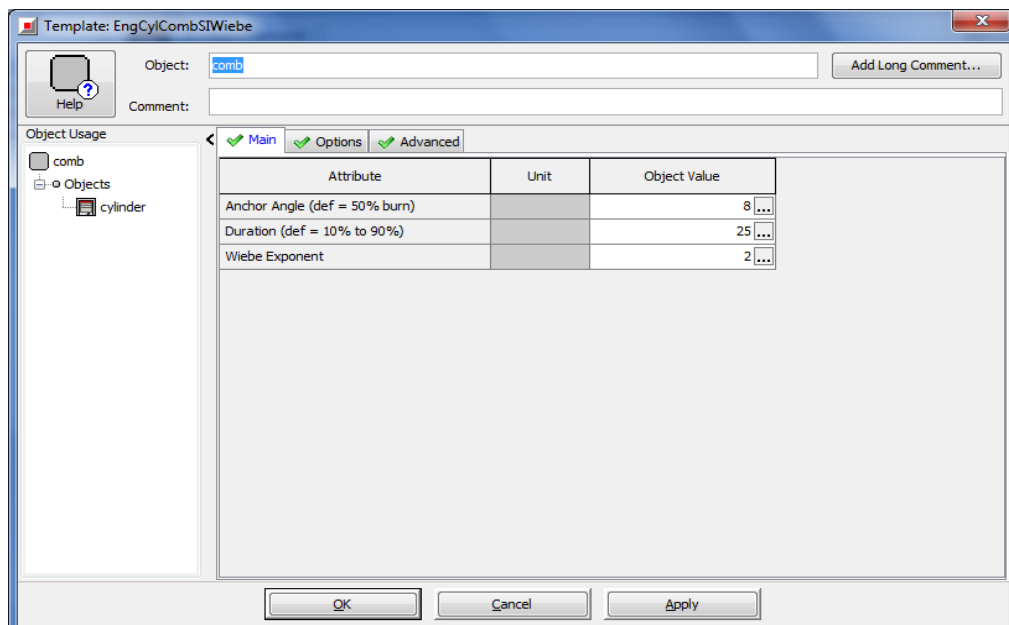
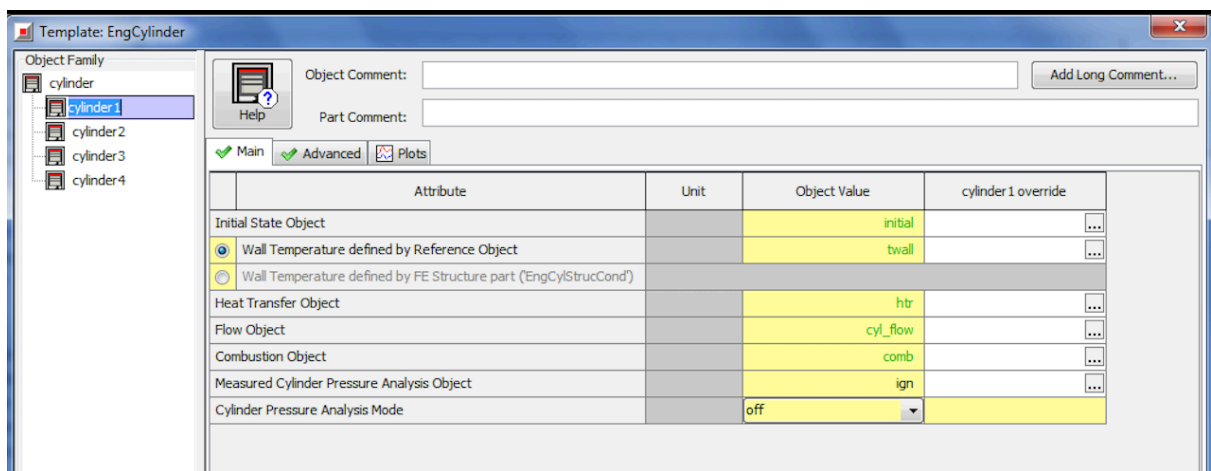
$$Valve Lift = \frac{10 * \sin[\pi * (\varphi - 310)]}{\varphi_{total}}$$

4.3.3 Οι Κύλινδροι

Σε αυτό το σημείο, το πρόγραμμα δίνει τη δυνατότητα στο χρήστη να εισάγει δεδομένα σχετικά με τις αρχικές συνθήκες εντός του κυλίνδρου και τις υπολογιστικές μεθόδους που θα χρησιμοποιηθούν για την επίλυση των διεργασιών που πραγματοποιούνται. Ορισμένα από τα δεδομένα αυτά απεικονίζονται στο σχήμα 4.5. Αρχικά, εισάγονται οι αρχικές συνθήκες ίδιες με αυτές του περιβάλλοντος. Στη συνέχεια καθορίζονται τρεις βασικές θερμοκρασίες, αυτή της κυλινδροκεφαλής (550K), του εμβόλου (590K), και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου (450K). Οι θερμοκρασίες αυτές παραμένουν σταθερές και θεωρούνται αρκετές για ένα απλό υπολογιστικό μοντέλο μεταφοράς, όπως αυτό που χρησιμοποιείται. Επίσης, για τους ακριβέστερους υπολογισμούς μεταφοράς θερμότητας χρησιμοποιούνται δύο συντελεστές, οι οποίοι ορίζονται ως “λόγος κεφαλής προς διάμετρο κυλίνδρου” (head/bore area ratio) και “λόγος εμβόλου προς διάμετρο” (piston/bore area ratio). Αυτή οι συντελεστές λαμβάνουν υπόψη τη γεωμετρία των επιφανειών και τον τρόπο με τον οποίο αυτή επηρεάζει τη μεταφορά θερμότητας.

Σε ό,τι αφορά την καύση, όπως έχει αναφερθεί παραπάνω έγινε χρήση της συνάρτησης του Wiebe, η οποία υπολογίζει την τιμή του κλάσματος του μείγματος

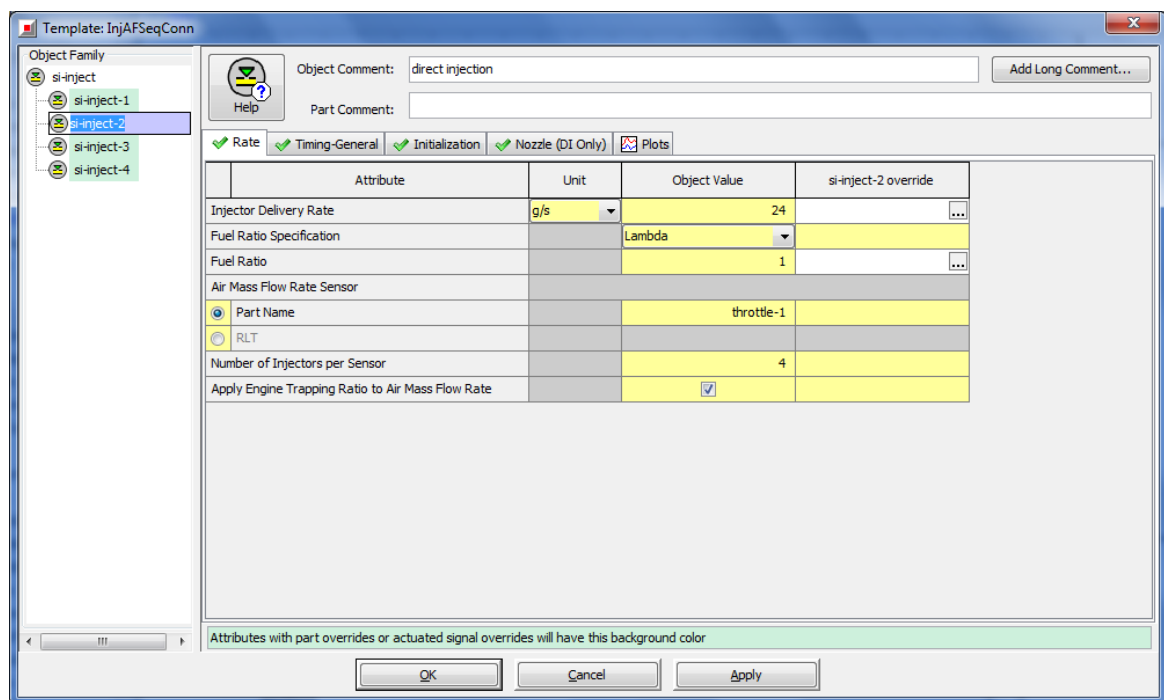
που έχει καεί συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Σε αυτό το σημείο είναι απαραίτητος και ο καθορισμός του σημείου έναρξης της καύσης, ο οποίος δεν πραγματοποιείται μέσω της γωνίας που ενεργοποιείται ο σπινθηριστής, όπως θα φανταζόταν κανείς. Αντιθέτως, το πρόγραμμα ζητάει το λεγόμενο “anchor angle”, δηλαδή τη γωνία στην οποία θεωρείται ότι έχει καεί το 50% του μείγματος. Αυτή η μεταβλητή σε συνδυασμό με τη διάρκεια καύσης που αναφέρεται αμέσως μετά, δίνει τη δυνατότητα ρύθμισης της προπορείας έναυσης, και τυπικές τιμές αυτής θεωρούνται από 8° έως 14°. Τέλος, καθορίζεται και η διάρκεια της καύσης (10% - 90%), τυπική τιμή της οποίας δίνεται από το πρόγραμμα 25° για τη συγκεκριμένη εφαρμογή.



Σχήμα 4.5 – Παράθυρο εισαγωγής δεδομένων για τους κυλίνδρους (πάνω) και παράθυρο εισαγωγής δεδομένων καύσης (κάτω).

4.3.4 Οι Εγχυτήρες Καυσίμου

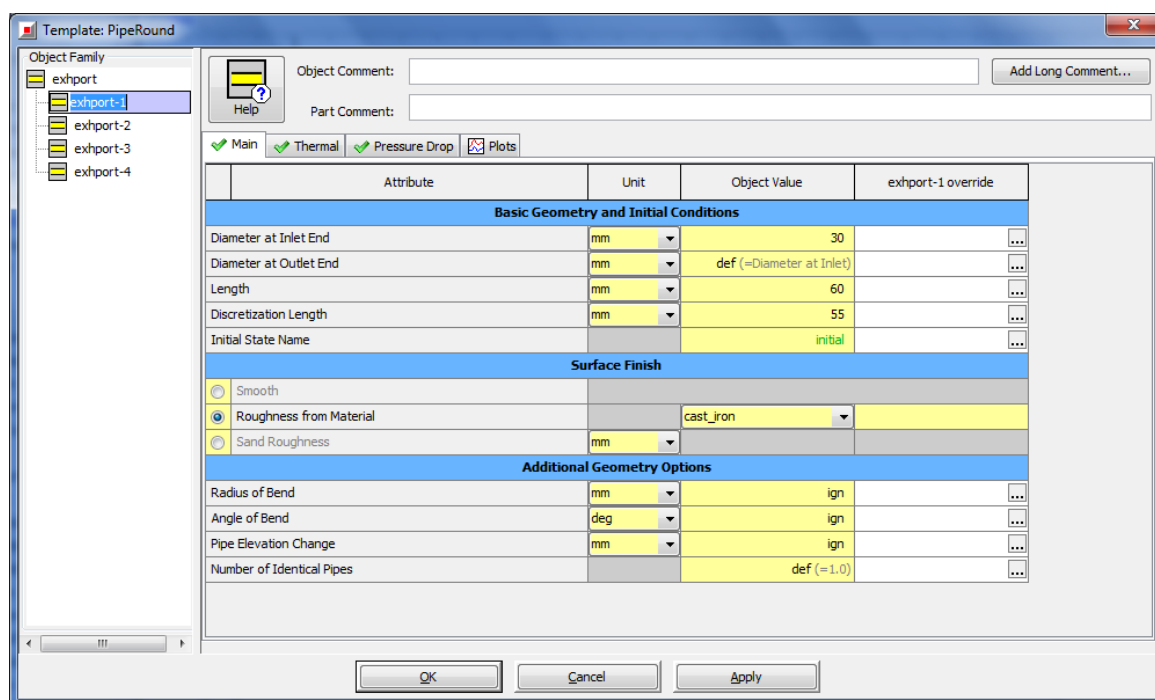
Οι εγχυτήρες καυσίμου τοποθετήθηκαν στις θυρίδες εισαγωγής, στο μέσον του συνολικού μήκους τους. Εγχύουν τυπικό καύσιμο βενζίνης σε θερμοκρασία 300 K και με ρυθμό 24g/sec. Όλοι οι εγχυτήρες συνδέονται με έναν αισθητήρα παροχής μάζας, ο οποίος τοποθετείται μετά την πεταλούδα, ώστε να υπολογίζεται η κατάλληλη ποσότητα καυσίμου που θα διατηρεί το λόγο αέρα καύσης στη μονάδα ($\lambda=1$). Στο σχήμα 4.6 παρουσιάζεται το παράθυρο εισαγωγής δεδομένων για το στοιχείο αυτό.



Σχήμα 4.6 – Παράθυρο εισαγωγής δεδομένων εγχυτήρων.

4.3.5 Οι Θυρίδες και η Πολλαπλή Εξαγωγή

Οι θυρίδες εξαγωγής των κυλίνδρων έχουν διάμετρο 30mm, συνολικό μήκος 60mm και το υλικό κατασκευής θεωρείται ο χυτοσίδηρος, όπως φαίνεται και στο σχήμα 4.7. Στην πολλαπλή εξαγωγή, οι σωληνώσεις συνδέονται έτσι ώστε η εξαγωγή του κυλίνδρου 1 να καταλήγει στην ίδια σωλήνωση με αυτήν του κυλίνδρου 4 και η εξαγωγή του κυλίνδρου 2 στην ίδια με του 3. Στη συνέχεια οι δύο σωληνώσεις συνδέονται σε μια πριν καταλήξουν στην είσοδο του στροβίλου. Ο λόγος για τον οποίο σχεδιάζεται με αυτόν τον τρόπο η γεωμετρία της πολλαπλής εξαγωγής είναι για την αποφυγή της οπισθοροής καυσαερίων από τον ένα κύλινδρο στον άλλο, λόγω της διαφοράς φάσης στην οποία βρίσκονται. Τέλος, ολόκληρη η πολλαπλή εξαγωγής βρίσκεται στη σταθερή θερμοκρασία των 900 K (imposed wall temperature).



Σχήμα 4.7 – Παράθυρο εισαγωγής δεδομένων θυρίδας εξαγωγής.

4.3.6 Η Στροφαλοφόρος Άτρακτος

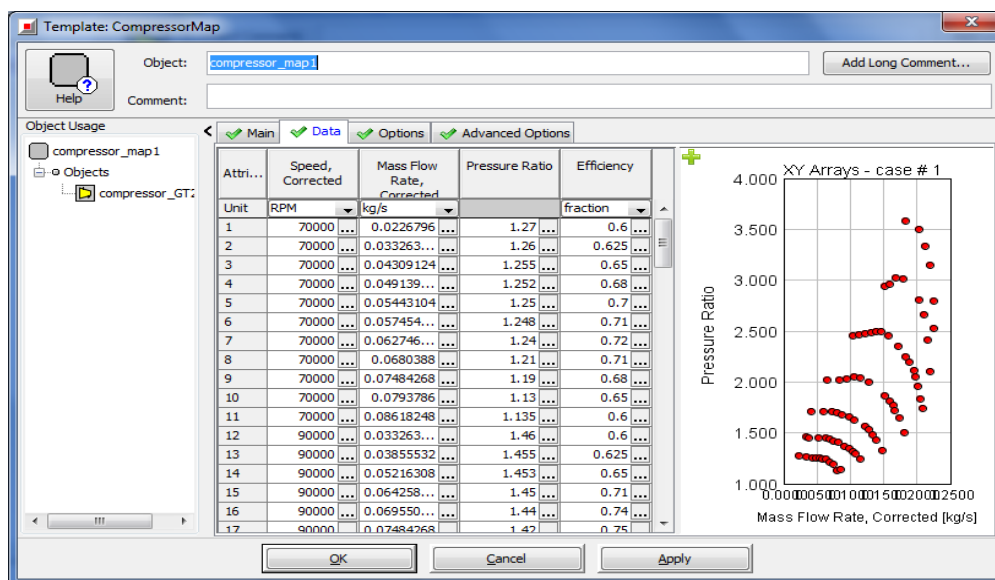
Το στοιχείο (template) της στροφαλοφόρου ατράκτου, είναι αυτό πάνω στο οποίο συνδέονται όλοι οι κύλινδροι του κινητήρα. Δίνει τη δυνατότητα καθορισμού του τύπου του κινητήρα (4-X), της σειράς ανάφλεξης, της γεωμετρίας των κυλίνδρων και των στροφών. Φυσικά όπως προαναφέρθηκε οι στροφές εισάγονται ως μεταβλητή, ώστε να υπάρχει η δυνατότητα ρύθμισής τους από το παράθυρο των διαφορετικών σεναρίων. Στον πίνακα 4.1 παρουσιάζονται τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του κινητήρα που καθορίζονται από αυτό το στοιχείο.

Πίνακας 4.1

Αριθμός Κυλίνδρων	$z = 4$
Διάμετρος Εμβόλου (bore)	$D = 82,5\text{mm}$
Διαδρομή Εμβόλου (stroke)	$S = 2r = 92,8\text{mm}$
Μήκος Διωστήρα	$L = 144\text{mm}$
Συνολικός Όγκος Εμβολισμού	$V_H = 1984,3 \text{ cc}$
Σειρά Ανάφλεξης	1-3-2-4
Βαθμός Συμπίεσης	$\epsilon = 7,5$

4.3.7 Το Σύστημα Στροβιλο-υπερπλήρωσης

Το σύστημα στροβιλο-υπερπλήρωσης αποτελείται από το συμπιεστή δυναμικής ροής, τον ακτινικό στρόβιλο και τον άξονα που συνδέει αυτά τα στοιχεία μεταξύ τους. Το βασικό δεδομένο που πρέπει να δοθεί για το συμπιεστή και το στρόβιλο είναι οι χάρτες λειτουργίας αυτών. Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας χρησιμοποιήθηκε ο χάρτης του συμπιεστή GT2252 της εταιρείας Garrett, ο οποίος χρησιμοποιείται ευρέως σε εφαρμογές αυτοκίνησης αυτού του κυβισμού και ο χάρτης λειτουργίας του απεικονίζεται στο σχήμα 4.9. Στην περίπτωση του στροβίλου χρησιμοποιήθηκε χάρτης που παρέχεται από το πρόγραμμα. Στο σχήμα 4.8 παρουσιάζεται το παράθυρο του προγράμματος, στο οποίο πραγματοποιείται η εισαγωγή των σημείων λειτουργίας του συμπιεστή.

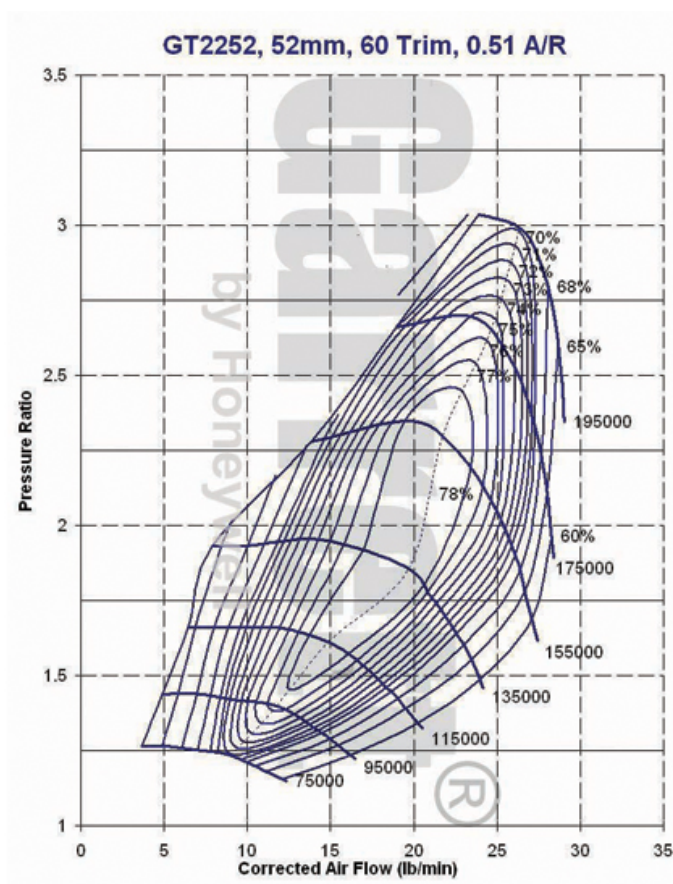


Σχήμα 4.8 – Παράθυρο εισαγωγής σημείων λειτουργίας του συμπιεστή.

Μια διαδικασία που απαιτεί ιδιαίτερη προσοχή είναι αυτή του ταιριάσματος κινητήρα και υπερπληρωτή. Αρχικά, είναι απαραίτητο να είναι γνωστό ένα σημείο λειτουργίας του κινητήρα, δηλαδή ότι σε συγκεκριμένες στροφές και μέγιστο φορτίο παράγει μια συγκεκριμένη ισχύ. Εφόσον είναι γνωστό αυτό το σημείο, τοποθετείται μόνο ο συμπιεστής στο μοντέλο, και γίνονται οι κατάλληλες ρυθμίσεις ώστε ο κινητήρας να λειτουργεί στις σταθερές στροφές αυτού του σημείου λειτουργίας και οι στροφές του συμπιεστή να μεταβάλλονται συνεχώς μέχρις ότου φθάσει ο κινητήρας στην επιθυμητή ισχύ. Επομένως είναι γνωστή πλέον η ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους, που δίνει τον κατάλληλο λόγο πίεσης ώστε να παράγεται η ονομαστική ισχύς. Επίσης, σημειώνεται η τιμή της ενέργειας που απαιτεί ο

συμπιεστής για να λειτουργεί σε αυτό το σημείο. Στη συνέχεια αφαιρείται ο συμπιεστής και τοποθετείται μόνο ο στρόβιλος. Στη θέση του συμπιεστή τοποθετείται ένα στοιχείο, το οποίο διατηρεί τη πίεση σταθερή, όπως αυτή προέκυψε από την προηγούμενη δοκιμή, και οι στροφές του στροβίλου διατηρούνται σταθερές στην τιμή που υπολογίστηκε προηγουμένως. Οι συντελεστές του στροβίλου (mass – efficiency multipliers) ρυθμίζονται ελαφρώς μέχρι αυτός να παράγει περίπου την ίδια ισχύ με αυτή που απαιτεί ο συμπιεστής. Το ενεργειακό αυτό ισοζύγιο αποτελεί τη συνθήκη επιτυχίας των δοκιμών και οδηγεί στο σωστό ταίριασμα του ζεύγους με τον κινητήρα.

Ωστόσο, η ορθότητα του ταίριασματος εξαρτάται και από τη θέση των σημείων λειτουργίας του κινητήρα πάνω στο χάρτη του συμπιεστή. Πρέπει τα σημεία αυτά να είναι τοποθετημένα έτσι ώστε να απέχουν από τη γραμμή πάλμωσης και να οδηγούν σε ικανοποιητικούς ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης για το συμπιεστή. Αυτό θα εξετασθεί στα επόμενα κεφάλαια που παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων.



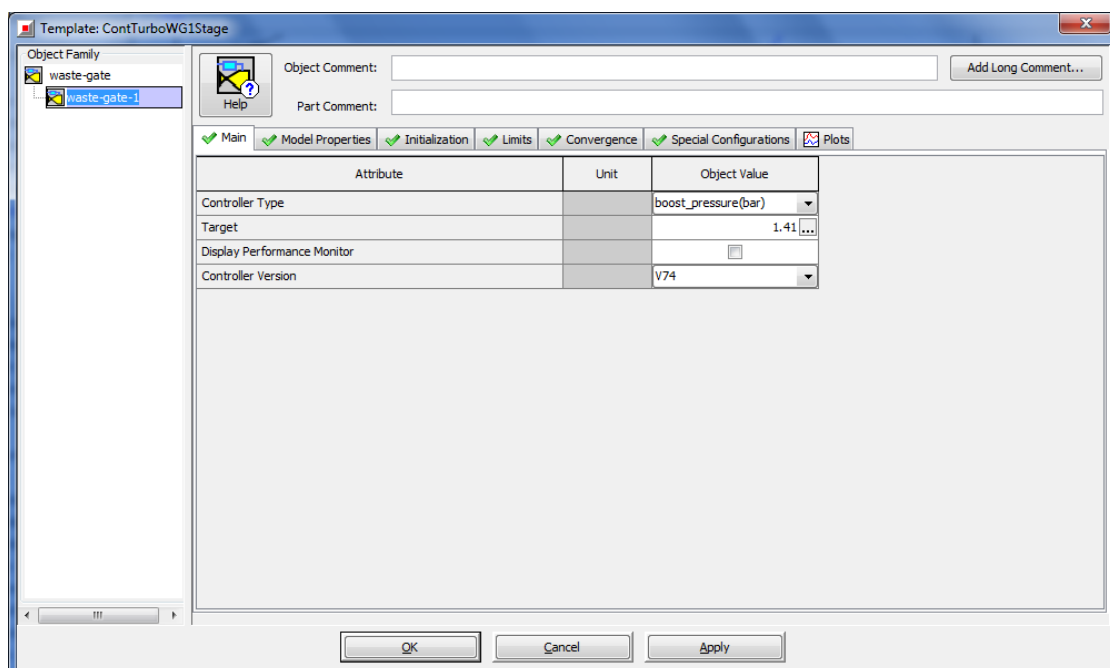
Σχήμα 4.9 – Χάρτης λειτουργίας του συμπιεστή που χρησιμοποιήθηκε στο μοντέλο.

Όπως και οι βαλβίδες εισαγωγής, έτσι και το ζεύγος στροβιλο-υπερπλήρωσης είναι ιδιαίτερα σημαντικό για τη μοντελοποίηση του κύκλου Miller. Ανάλογα με το χρονισμό της εισαγωγής, απαιτούνται διαφορετικά επίπεδα υπερπλήρωσης, τα οποία λαμβάνονται είτε μέσω ρύθμισης της βαλβίδας παράκαμψης καυσαερίων είτε από την μεταβολή του χάρτη λειτουργίας του συμπιεστή μέσω των συντελεστών του (mass – efficiency multipliers). Οι συντελεστές αυτοί προσφέρουν τη δυνατότητα χρήσης συμπιεστή με ελαφρώς διαφορετικά χαρακτηριστικά που οδηγούν σε διαφορετικούς λόγους πίεσης.

4.3.8 Η Βαλβίδα Παράκαμψης Καυσαερίων (Waste-gate)

Όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο, η βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίων χρησιμοποιείται για τον έλεγχο της μέγιστης επιτρεπόμενης πίεσης στην έξοδο του συμπιεστή. Στα πλαίσια του GT-Power η βαλβίδα αυτή μοντελοποιείται ως ένας ελεγκτής που παρακολουθεί μέσω ενός αισθητήρα την τιμή της πίεσης μετά το συμπιεστή, και όταν αυτή φτάσει μια προκαθορισμένη μέγιστη τιμή ενεργοποιεί τη βαλβίδα πριν το στρόβιλο, αποτρέποντας έτσι την αύξηση του λόγου πίεσης.

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας, οι συγκρίσεις γίνονται μεταξύ κινητήρων που παράγουν την ίδια ισχύ σε συγκεκριμένες στροφές. Επομένως, η βαλβίδα αυτή χρησιμοποιήθηκε έτσι ώστε ο μέγιστος επιτρεπόμενος λόγος πίεσης του κινητήρα Miller να οδηγεί σε σχεδόν ίσες καμπύλες ισχύος μεταξύ αυτού και του συμβατικού κινητήρα.

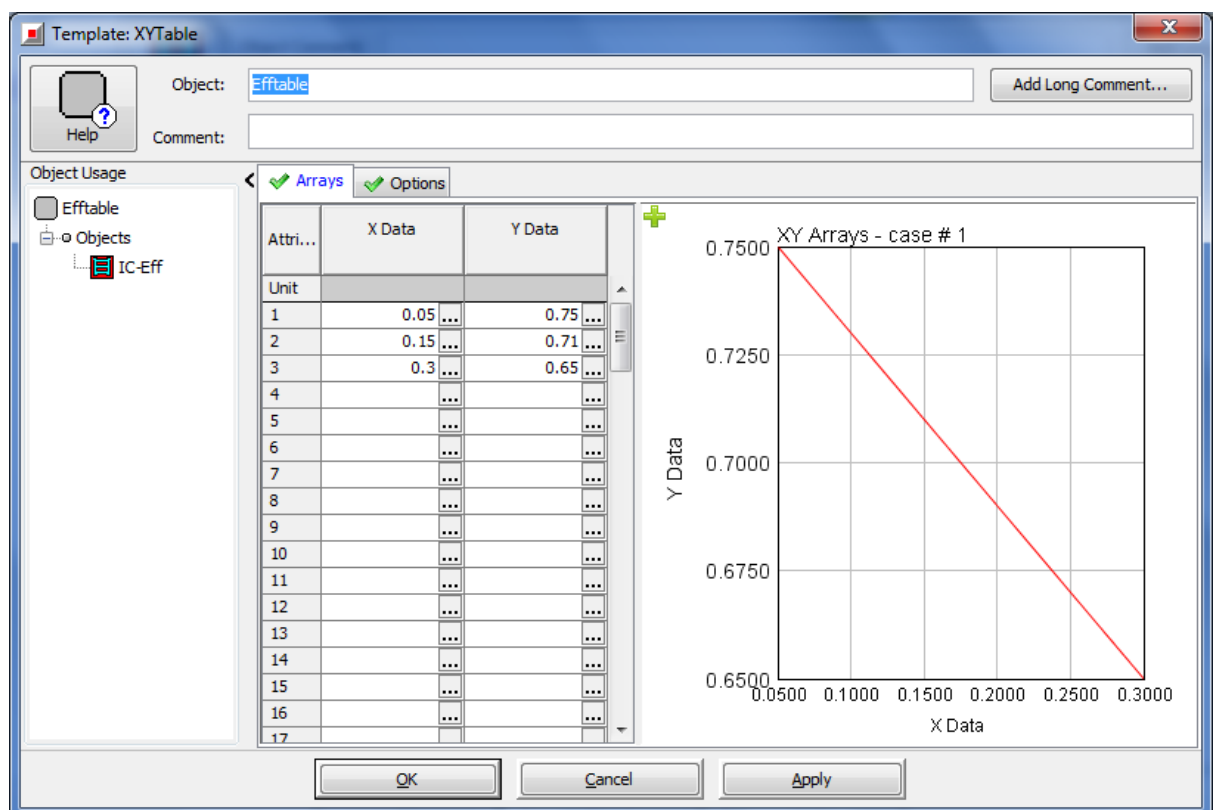


Σχήμα 4.10 – Παράθυρο εισαγωγής δεδομένων waste-gate.

4.3.9 Το Ψυγείο του Αέρα Υπερπλήρωσης

Είναι γνωστό ότι η ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης είναι απαραίτητη για την αύξηση της πυκνότητας του εισερχόμενου στον κύλινδρο αέρα. Το πρόγραμμα δίνει έτοιμο μοντέλο ψυγείου, στο οποίο η μόνη αλλαγή που έγινε ήταν στο συντελεστή απωλειών πίεσης, έτσι ώστε αυτές να φτάσουν ρεαλιστικές τιμές. Οι απώλειες πίεσης σε ψυγείο υπερπλήρωσης αυτοκινήτου ξεκινούν από χαμηλά επίπεδα και μπορούν να φτάσουν μέχρι και 200mbar για ταχύτητα περιστροφής 6000rpm.

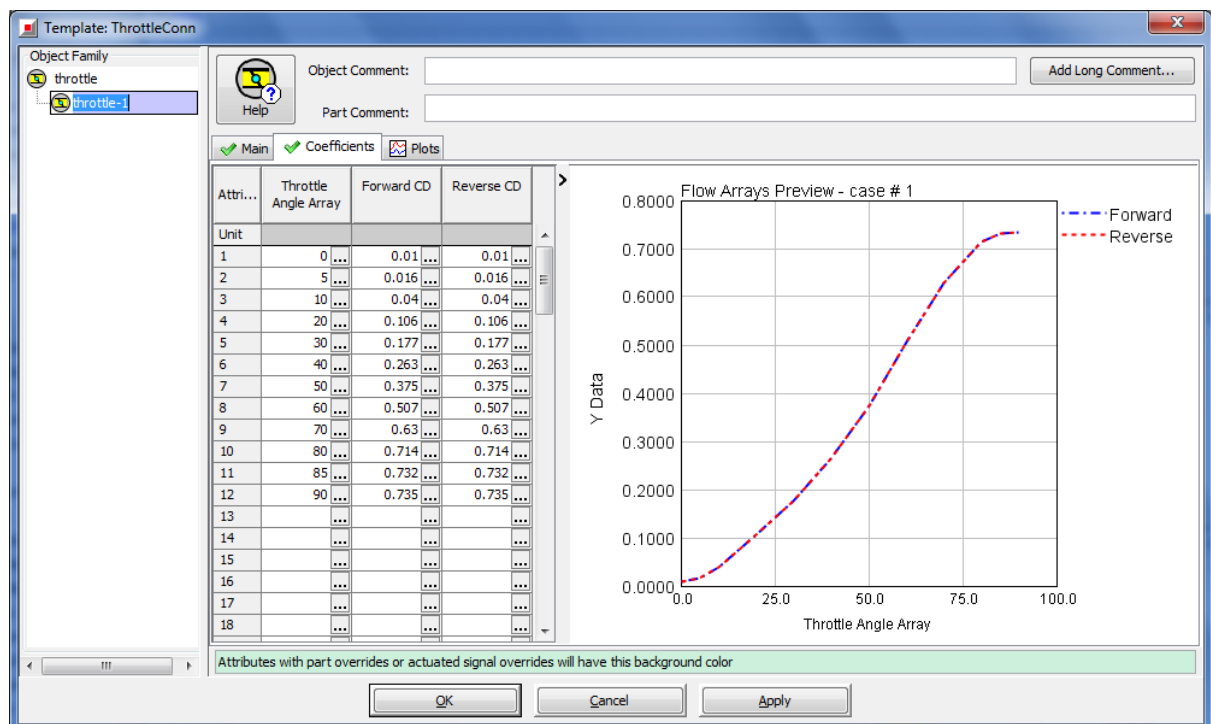
Η λειτουργία του ψυγείου σε ό,τι αφορά τη θερμοκρασιακή πτώση βασίζεται στο βαθμό εκμετάλλευσης αυτού. Το πρόγραμμα παρέχει τυπικές τιμές του βαθμού αυτού συναρτήσει της διερχόμενης παροχής μάζας σε [kg/sec], όπως φαίνεται και στο σχήμα 4.11. Εφόσον είναι γνωστή η θερμοκρασία του περιβάλλοντος και του αέρα που εξέρχεται από το συμπιεστή, μέσω του βαθμού εκμετάλλευσης πραγματοποιείται ο υπολογισμός της θερμοκρασίας στην έξοδο του ψυγείου.



Σχήμα 4.11 – Ο βαθμός εκμετάλλευσης του ψυγείου συναρτήσει της παροχής μάζας σε [kg/sec].

4.3.10 Η Ρυθμιστική Δικλείδα (Πεταλούδα)

Για την εξέταση της απόκρισης στα μερικά φορτία κινητήρων Otto είναι απαραίτητη η μοντελοποίηση της πεταλούδας, η οποία καθορίζει την παροχή του αέρα που οδεύει προς τον κινητήρα. Η ρύθμιση αυτή εξαρτάται από το συντελεστή εκροής της πεταλούδας σε κάθε θέση της (discharge coefficient). Η συνάρτηση συντελεστή εκροής – γωνιακής θέσης παρέχεται από το πρόγραμμα και παρουσιάζεται στο σχήμα 4.12.

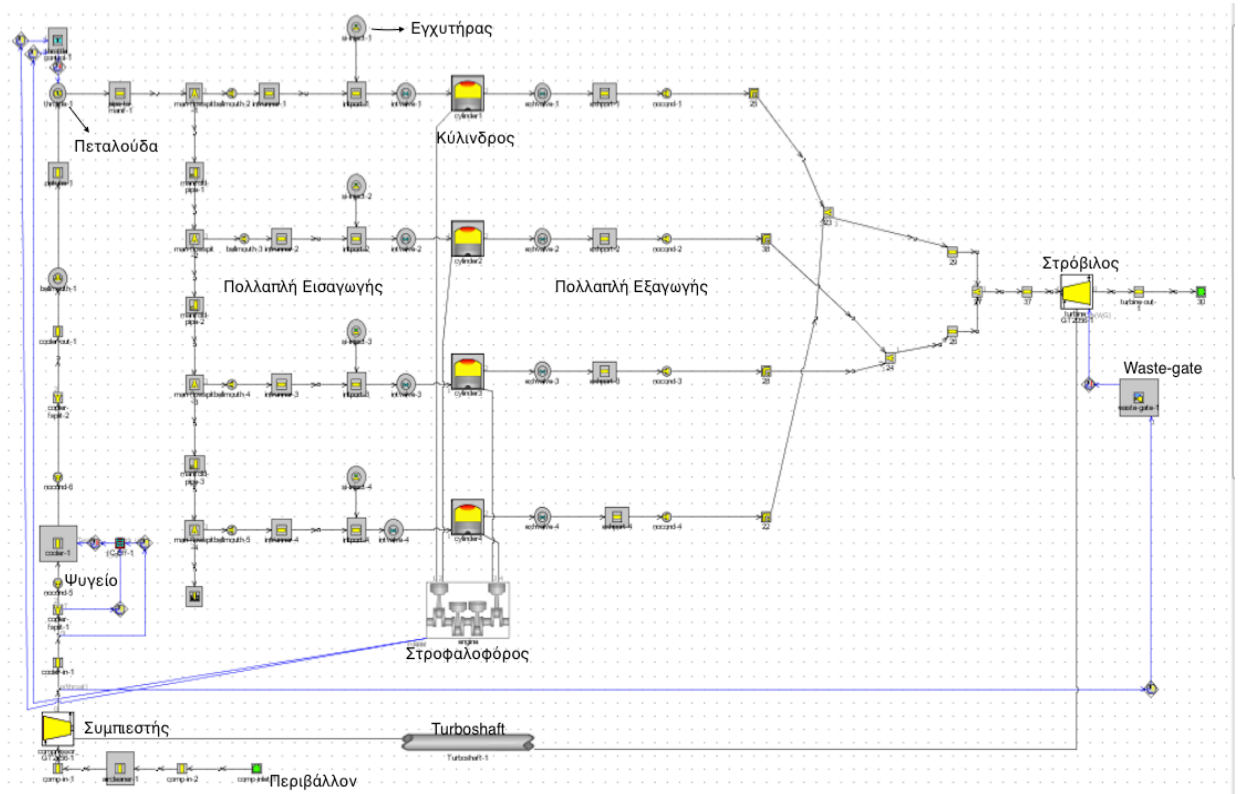


Σχήμα 4.12 – Συντελεστής εκροής της πεταλούδας συναρτήσει της γωνιακής θέσης αυτής.

Η ρυθμιστική δικλείδα δεν μπορεί να λειτουργήσει χωρίς τον ελεγκτή που προσφέρει το πρόγραμμα (Controller Throttle). Ο ελεγκτής αυτός προσφέρει διάφορες δυνατότητες, όπως τη ρύθμιση της γωνίας ώστε να προκύψει συγκεκριμένη ροπή, ισχύς ή μέση πραγματική πίεση (BMEP) στον κινητήρα. Στα πλαίσια αυτής της διπλωματικής εργασίας, ο ελεγκτής αυτός χρησιμοποιήθηκε για την επίτευξη συγκεκριμένων τιμών ισχύος, οι οποίες αποτελούσαν το 40%, 60% και 80% του φορτίου σε κάθε ταχύτητα περιστροφής. Για κάθε τιμή του φορτίου, υπολογίζεται η αντίστοιχη γωνία που πρέπει να έχει η πεταλούδα και παρουσιάζεται στο GT-Post.

Έχοντας πλέον ολοκληρωσει τη παρουσίαση του μοντέλου στο GT-Power, το οποίο φαίνεται ολοκληρωμένο στο σχήμα 4.13, γίνεται στη συνέχεια η παρουσίαση

των αποτελεσμάτων από τη μοντελοποίηση του συμβατικού κινητήρα κύκλου Otto και της υπερπλήρωσης κατά Miller, τόσο για μέγιστα όσο και για μερικά φορτία σε μεγάλο εύρος στροφών.



Σχήμα 4.13 – Ολοκληρωμένο μοντέλο υπερπληρωμένου κινητήρα βενζίνης στο περιβάλλον του προγράμματος GT-Power.

Κεφάλαιο 5

Αποτελέσματα Προσομοίωσης Συμβατικού Βενζινοκινητήρα

5.1 Εισαγωγή

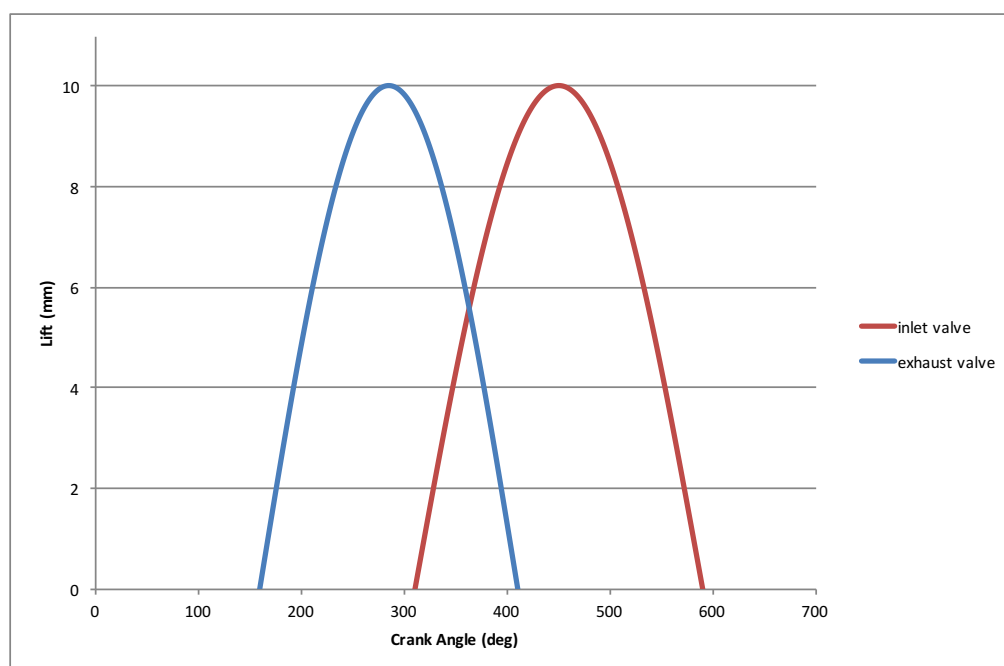
Η μοντελοποίηση της υπερπλήρωσης κατά Miller καθιστά απαραίτητη την ύπαρξη ενός κινητήρα κύκλου Otto, πάνω στον οποίο θα γίνει η εφαρμογή της μεθόδου αυτής. Επιπλέον, η εξαγωγή των συμπερασμάτων σχετικά με τις ιδιότητες του κύκλου Miller θα πραγματοποιηθεί μέσω της σύγκρισης των δυο αυτών κινητήρων που ενσωματώνουν τους δυο διαφορετικούς κύκλους λειτουργίας. Όπως έχει ήδη αναφερθεί, ο συμβατικός κινητήρας λειτουργεί με βενζίνη και το μοντέλο του σχεδιάστηκε εκ του μηδενός, σύμφωνα με τις οδηγίες που παρέχει το GT-Power.

Στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει παρουσίαση των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από τη μοντελοποίηση του συμβατικού κινητήρα βενζίνης, καθώς και των ρυθμίσεων που οδήγησαν σε αυτά. Η μοντελοποίηση γίνεται τόσο στα μέγιστα όσο και στα μερικά φορτία, σε ένα εύρος στροφών από 1500 έως 7000rpm με βήμα 500rpm. Τα βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά, τα οποία παρουσιάστηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο, πάρθηκαν από πραγματικό κινητήρα της εταιρείας AUDI AG και επαναλαμβάνονται για λόγους πληρότητας στον πίνακα του επόμενου κεφαλαίου, που αφορά τις ρυθμίσεις του μοντέλου.

5.2 Ρυθμίσεις Προσομοίωσης

Ένα από τα γεωμετρικά στοιχεία του κινητήρα που επιλέχθηκε έπειτα από αρκετές δοκιμές στο μοντέλο ήταν ο βαθμός συμπίεσης. Το μέγεθος αυτό σε συνδυασμό με το λόγο πίεσης του συμπιεστή, καθορίζει τη μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου, η οποία για τη συγκεκριμένη εφαρμογή δεν μπορεί να ξεπεράσει τα 65 – 68 bar. Επομένως, πρέπει να βρεθεί ένας βαθμός συμπίεσης, ο οποίος θα επιτρέπει τη λειτουργία του συμπιεστή σε καλό βαθμό απόδοσης και συγχρόνως τη λειτουργία του κινητήρα σε αποδεκτές πιέσεις. Έπειτα από μια σειρά δοκιμών επιλέχθηκε βαθμός συμπίεσης $\varepsilon=7,5$, που αποτελεί τυπική τιμή για υπερπληρωμένους κινητήρες βενζίνης.

Σε ό,τι αφορά το χρονισμό των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής, πάρθηκαν επίσης τυπικές τιμές για υπερπληρωμένο βενζινοκινητήρα, όπως φαίνεται και στο σχήμα 5.1. Σε αυτό το σημείο υπενθυμίζεται ότι κατά την εφαρμογή της υπερπλήρωσης κατά Miller, ο χρονισμός της εξαγωγής θα παραμείνει αμετάβλητος, ενώ ο χρόνος κλεισίματος της εισαγωγής θα αποτελέσει βασική μεταβλητή της μοντελοποίησης.



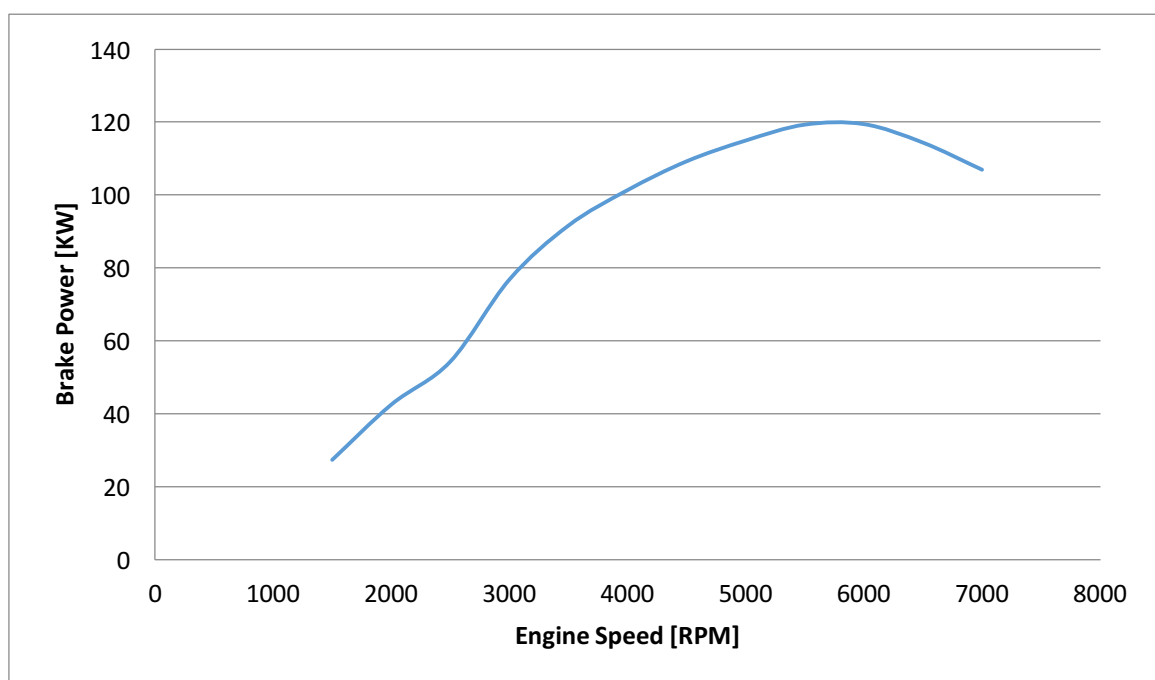
Σχήμα 5.1 – Χρονισμός και ανύψωση βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής συμβατικού κινητήρα βενζίνης.

Απαραίτητη ήταν και η ρύθμιση του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης και του ελέγχου αυτού. Συγκεκριμένα, πραγματοποιήθηκε ρύθμιση των συντελεστών του στροβίλου (mass – efficiency multipliers), έτσι ώστε να προκύψει ταίριασμα σε

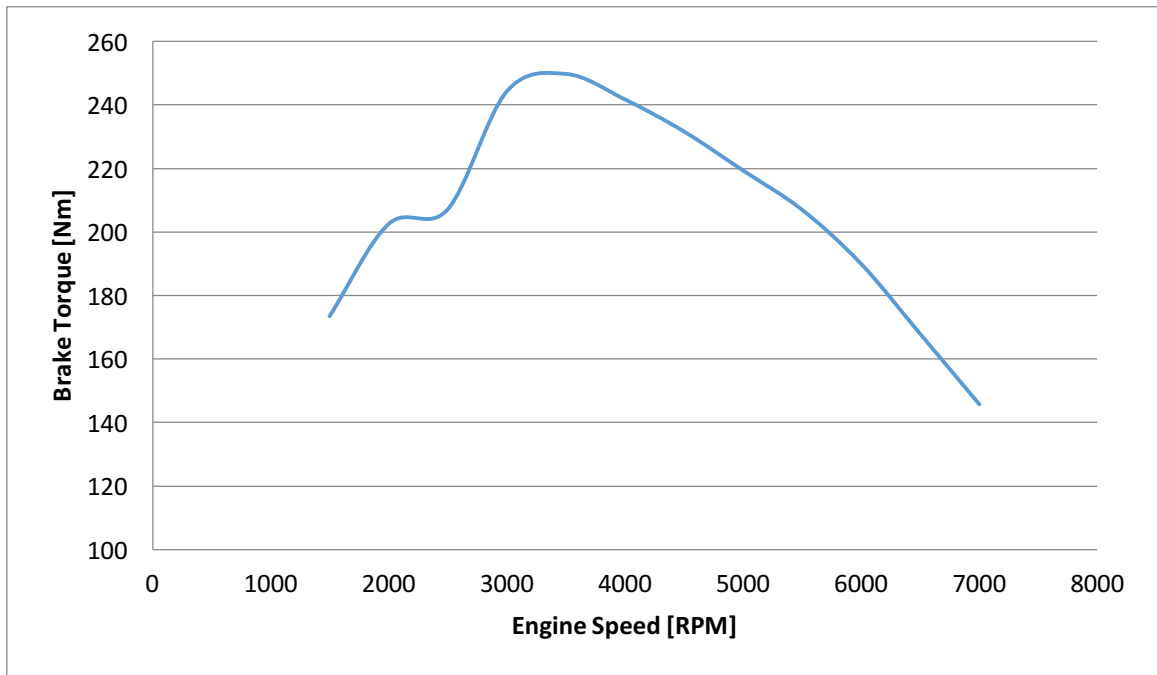
ασφαλή απόσταση από τη γραμμή πάλμωσης του συμπιεστή, αλλά και σε εύλογους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης. Ο χάρτης λειτουργίας του στροβίλου πάρθηκε έτοιμος από το GT-Power, επομένως η ρύθμιση των συντελεστών ήταν αναγκαία ώστε να χρησιμοποιηθεί σε αυτή την εφαρμογή. Οι συντελεστές του συμπιεστή δε μεταβλήθηκαν, καθώς ο χάρτης λειτουργίας προήλθε από το συμπιεστή GT2252 της εταιρείας Garrett, που χρησιμοποιείται συχνά σε εφαρμογές αυτού του κυβισμού. Τέλος, η βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίου ρυθμίστηκε έτσι ώστε η μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση μετά το συμπιεστή να είναι 1,41 bar, τιμή που διατηρεί το επίπεδο μέγιστων πιέσεων κυλίνδρου σε ασφαλή επίπεδα.

5.3 Αποτελέσματα Προσομοίωσης στο Μέγιστο Φορτίο

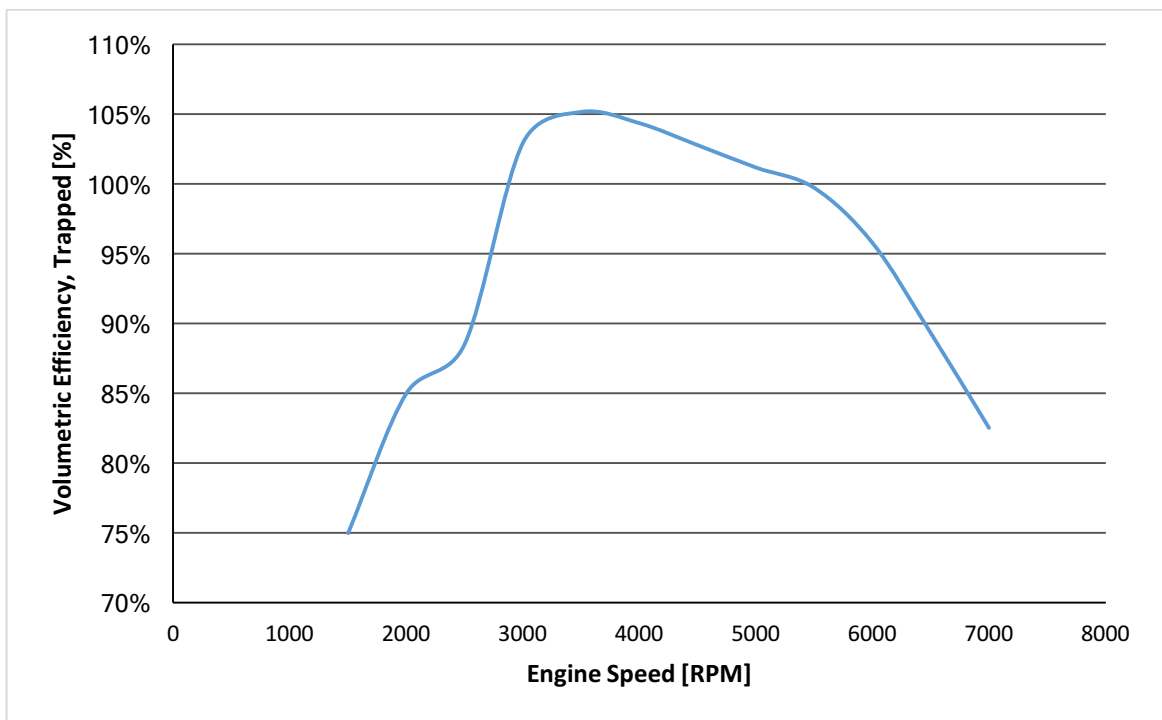
Κατά τη λειτουργία στο μέγιστο φορτίο, η πεταλούδα διατηρείται πλήρως ανοικτή (Wide Open Throttle – WOT) ώστε να ελαχιστοποιούνται οι απώλειες της ροής που διέρχεται από αυτήν. Ορισμένα από τα βασικότερα λειτουργικά χαρακτηριστικά του κινητήρα λήφθηκαν μετά το τέλος της προσομοίωσης από το GT-Post και παρουσιάζονται παρακάτω στα σχήματα 5.2 έως 5.7 (ισχύς, ροπή, βαθμός πλήρωσης, ειδική κατανάλωση, μέγιστη πίεση κυλίνδρων, ειδικές εκπομπές NO_x). Τα στοιχεία αυτά είναι ιδιαίτερα σημαντικά για τις συγκρίσεις που θα ακολουθήσουν στα επόμενα κεφάλαια.



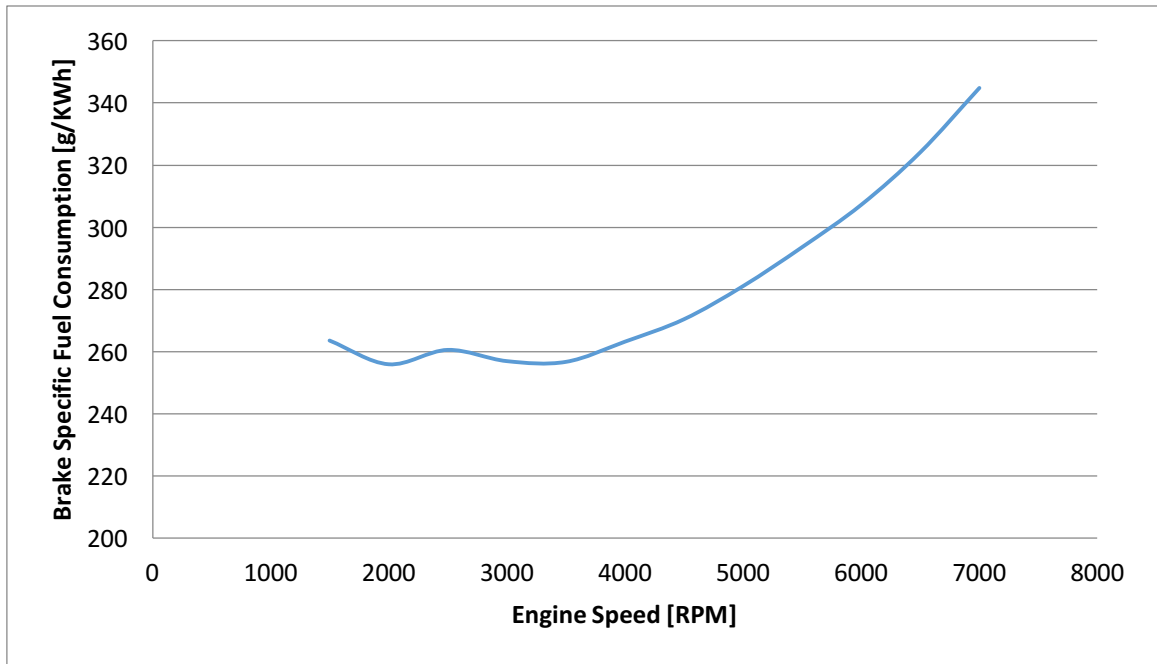
Σχήμα 5.2 – Αποδιδόμενη ισχύς από τον κινητήρα συναρτήσει των στροφών.



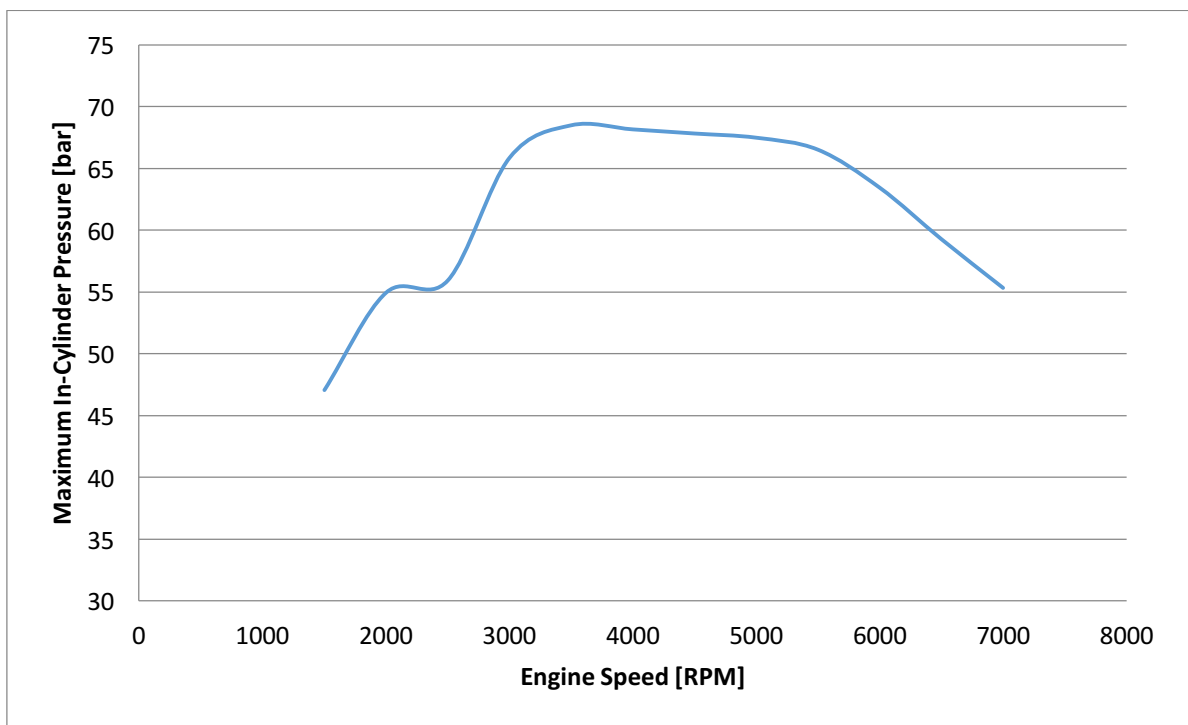
Σχήμα 5.3 – Αποδιδόμενη ροπή από τον κινητήρα συναρτήσει των στροφών.



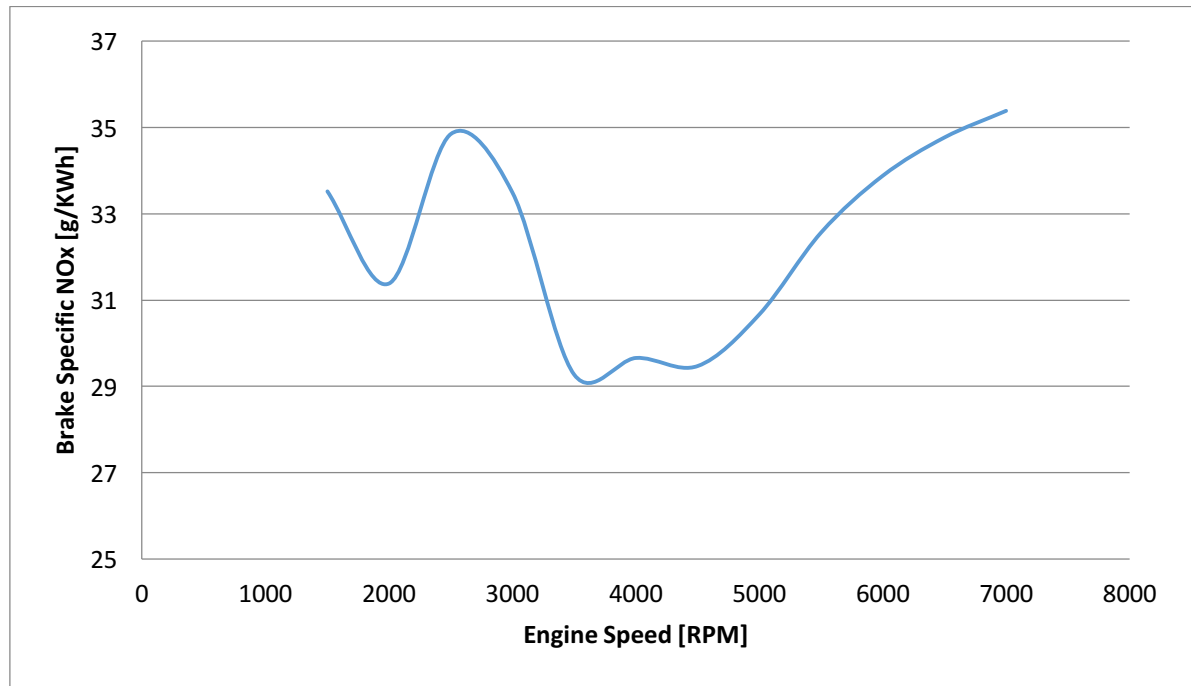
Σχήμα 5.4 – Βαθμός πλήρωσης συναρτήσει των στροφών.



Σχήμα 5.5 – Ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει των στροφών.



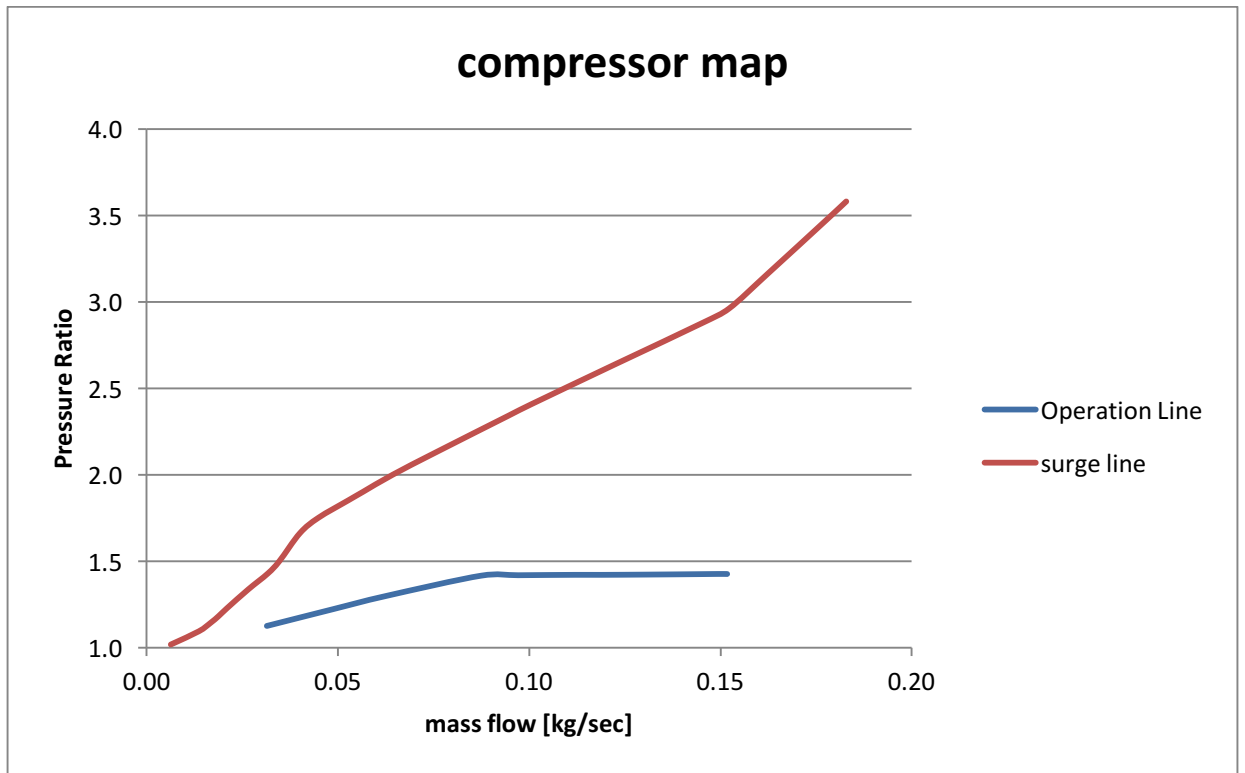
Σχήμα 5.6 – Μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου συναρτήσει των στροφών.



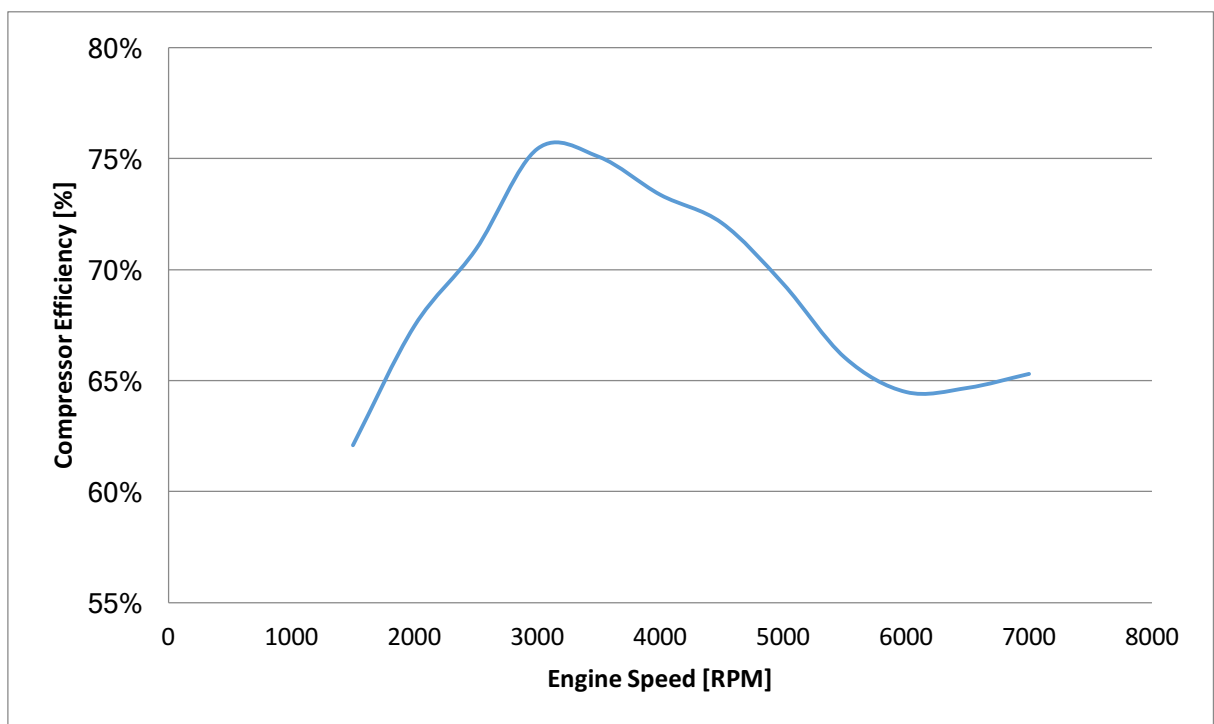
Σχήμα 5.7 – Ειδικές εκπομπές οξειδίων του αζώτου [NO_x] συναρτήσεως των στροφών.

Όπως φαίνεται από τα παραπάνω διαγράμματα, ο κινητήρας παρουσιάζει μέγιστη ισχύ 120KW (160HP) στις 6000rpm και μέγιστη ροπή 250Nm στις 3500rpm, που αποτελούν συνήθεις τιμές για υπερπληρωμένο κινητήρα αυτού του κυβισμού. Οι μέγιστες πιέσεις εντός του κυλίνδρου διατηρούνται εντός αποδεκτών επιπέδων, για να αποφευχθεί ο κίνδυνος κρουστικής καύσης. Το μέγεθος της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου αποτελεί μέτρο σύγκρισης της απόδοσης του κινητήρα και οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου θα χρησιμοποιηθούν για την εξαγωγή συμπερασμάτων σχετικά με τη βελτίωση των εκπομπών αυτού του ρύπου με χρήση της υπερπλήρωσης κατά Miller.

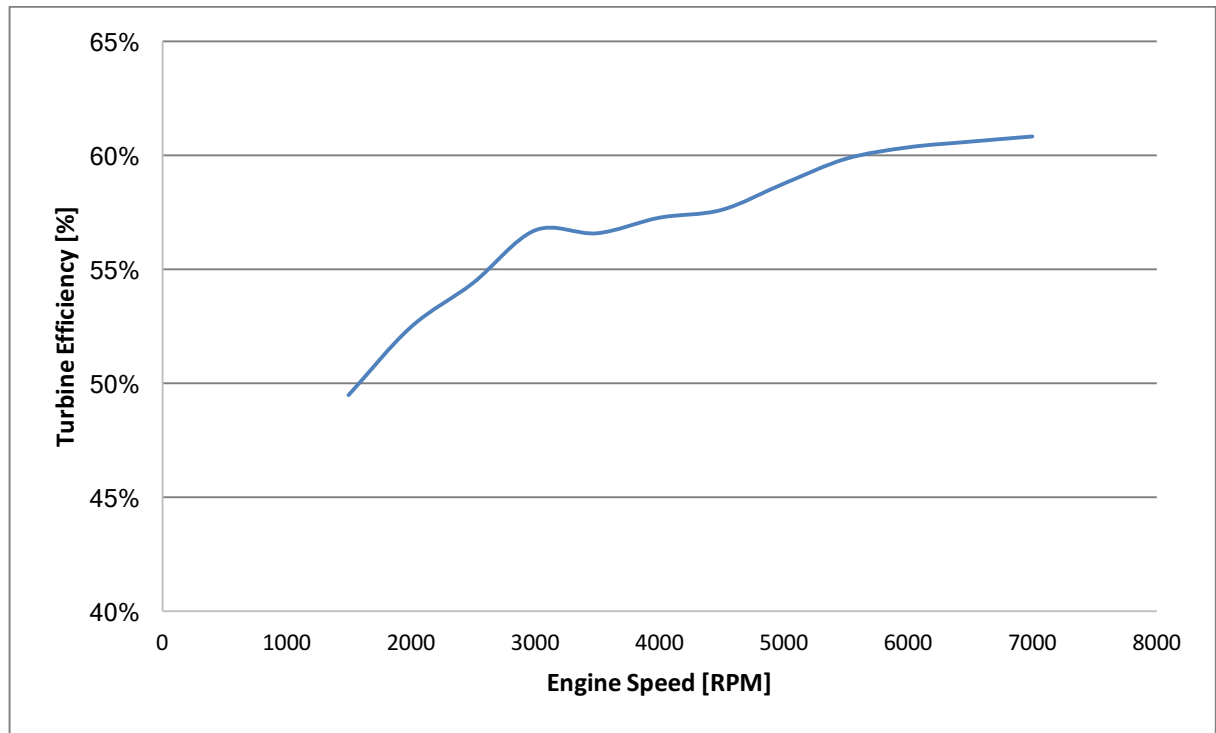
Στα επόμενα διαγράμματα παρουσιάζονται λειτουργικά στοιχεία που αφορούν την υπερπλήρωση του κινητήρα και το ταίριασμα αυτού με το ζεύγος συμπιεστή και στροβίλου. Στο σχήμα 5.8 απεικονίζεται το ταίριασμα του κινητήρα κατά το μέγιστο φορτίο πάνω στο χάρτη λειτουργίας του συμπιεστή και στα σχήματα 5.9 και 5.10 παρουσιάζονται οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης για το συμπιεστή και το σρόβιλο αντίστοιχα.



Σχήμα 5.8 – Απεικόνιση της λειτουργίας σε μέγιστο φορτίο στο χάρτη λειτουργίας του συμπιεστή.



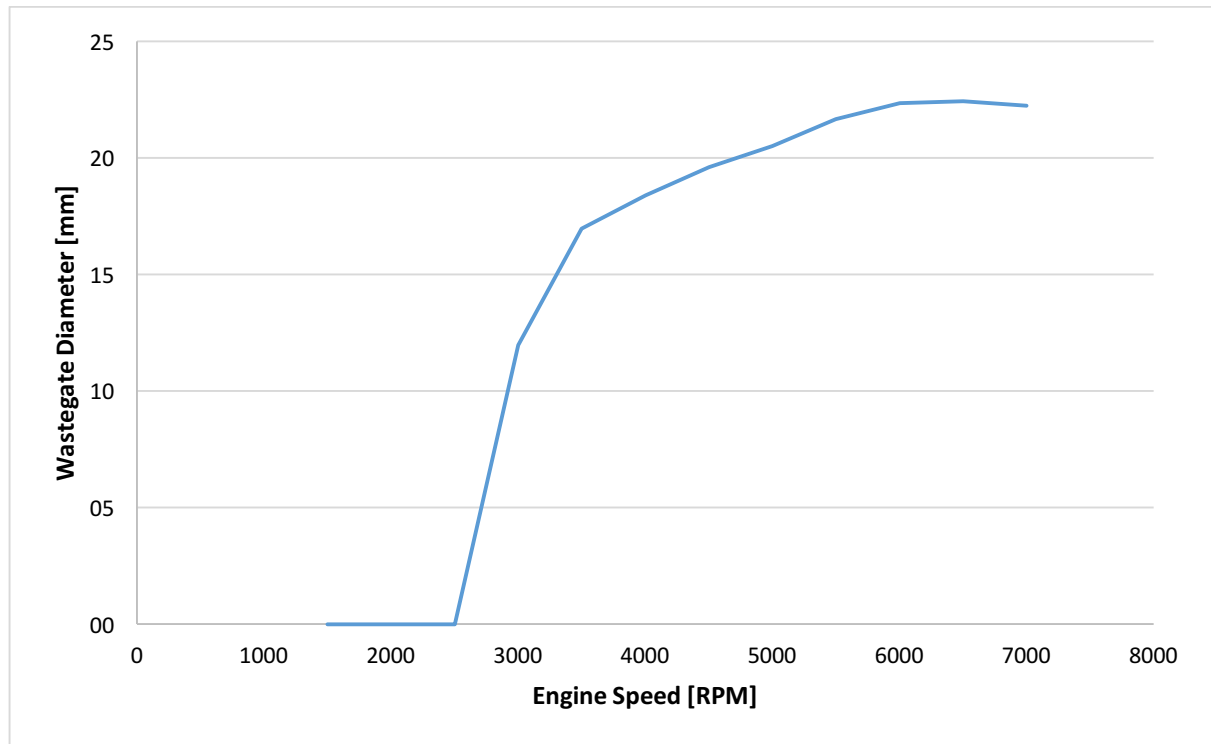
Σχήμα 5.9 – Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή.



Σχήμα 5.10 – Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στρόβιλου.

Στο σχήμα 5.8 παρουσιάζεται το ταίριασμα του κινητήρα στο χάρτη του συμπιεστή για τα σημεία μέγιστου φορτίου. Στο διάγραμμα αυτό γίνεται φανερή η χρήση της βαλβίδας παράκαμψης καυσαερίου (Waste-gate), η οποία περιορίζει τους λόγους πίεσης του συμπιεστή και προκαλεί μια ευθεία στην καμπύλη λειτουργίας από ένα σημείο και έπειτα. Οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης βρίσκονται σε λογικά επίπεδα που παρατηρούνται συνήθως στις εφαρμογές της αυτοκινητοβιομηχανίας.

Σε ό,τι αφορά τη βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίου, το πρόγραμμα δίνει τη δυνατότητα υπολογισμού της διαμέτρου που πρέπει αυτή να έχει, έτσι ώστε να επιτρέπει τη ρύθμιση της πίεσης στο επιθυμητό σταθερό σημείο. Αρχικά υπολογίζεται η παροχή μάζας καυσαερίων που πρέπει να παρακάμπτει το στρόβιλο για να λειτουργεί ο συμπιεστής σε σταθερό λόγο πίεσης και από την παροχή αυτή προκύπτει η απαραίτητη διάμετρος της βαλβίδας, η οποία παρουσιάζεται στο σχήμα 5.11.



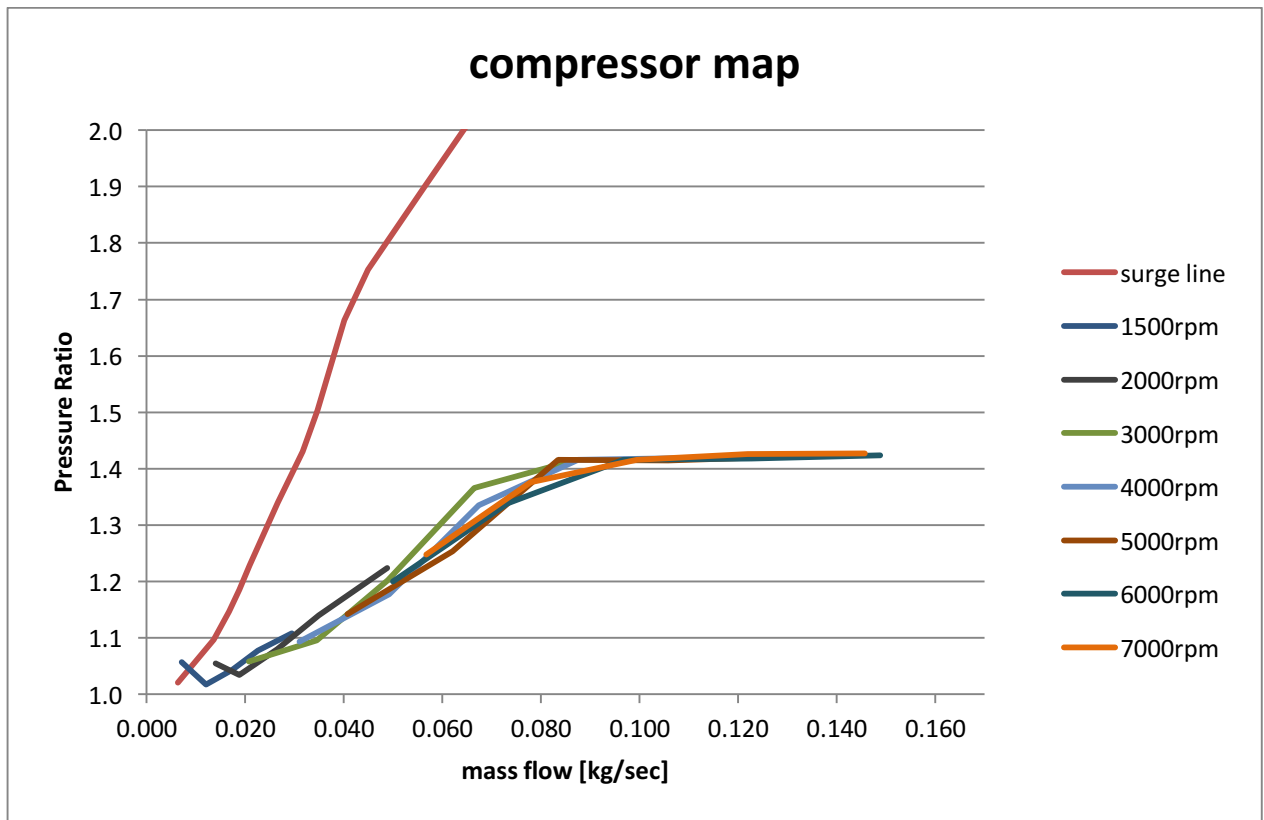
Σχήμα 5.11 – Διάμετρος βαλβίδας παράκαμψης καυσαερίων συναρτήσει των στροφών.

Είναι λογικό ότι η βαλβίδα παράκαμψης πρέπει να έχει τη μέγιστη διάμετρο για ταχύτητα περιστροφής 7000rpm, διότι σε αυτήν την ταχύτητα επικρατεί και η μέγιστη παροχή μάζας καυσαερίων. Η τιμή αυτή είναι περίπου ίση με 22,5mm, γεγονός που δηλώνει ότι για τη συγκεκριμένη εφαρμογή θα πρέπει η διάμετρος του Waste-gate που θα επιλεγεί να είναι σίγουρα μεγαλύτερη από αυτήν ($D_{WG} > 22,5\text{mm}$).

5.4 Αποτελέσματα Προσομοίωσης σε Μερικά Φορτία

Κατά τη μοντελοποίηση της λειτουργίας του κινητήρα σε μερικά φορτία, ο ελεγκτής της πεταλούδας ρυθμίζεται έτσι ώστε να δίνει την κατάλληλη γωνία σε αυτήν, η οποία για κάθε ταχύτητα περιστροφής οδηγεί στα μερικά φορτία 20%, 40%, 60% και 80%. Η τιμή της ισχύος για κάθε ένα από αυτά τα φορτία και ταχύτητα περιστροφής είναι γνωστή, καθώς στο προηγούμενο κεφάλαιο υπολογίσθηκε η ισχύς μέγιστου φορτίου συναρτήσει των στροφών. Επομένως, εάν στις 3000rpm αντιστοιχεί μέγιστη ισχύς 76,754 KW, τότε το φορτίο 40% στις στροφές αυτές ισούται με $76,754 \cdot 0,4 = 30,701$ KW. Ο ελεγκτής της πεταλούδας δέχεται τις τιμές της ισχύος που αντιστοιχούν στα μερικά φορτία, και για κάθε ένα από αυτά υπολογίζει τη γωνία που πρέπει να πάρει η πεταλούδα, ώστε ο κινητήρας να λειτουργήσει σε αυτό το φορτίο. Σε αυτό το σημείο αξίζει να μελετηθεί η συμπεριφορά του βενζινοκινητήρα πάνω στο

χάρτη λειτουργίας του συμπιεστή για όλο το εύρος στροφών και φορτίων, που παρουσιάζεται στο σχήμα 5.12.



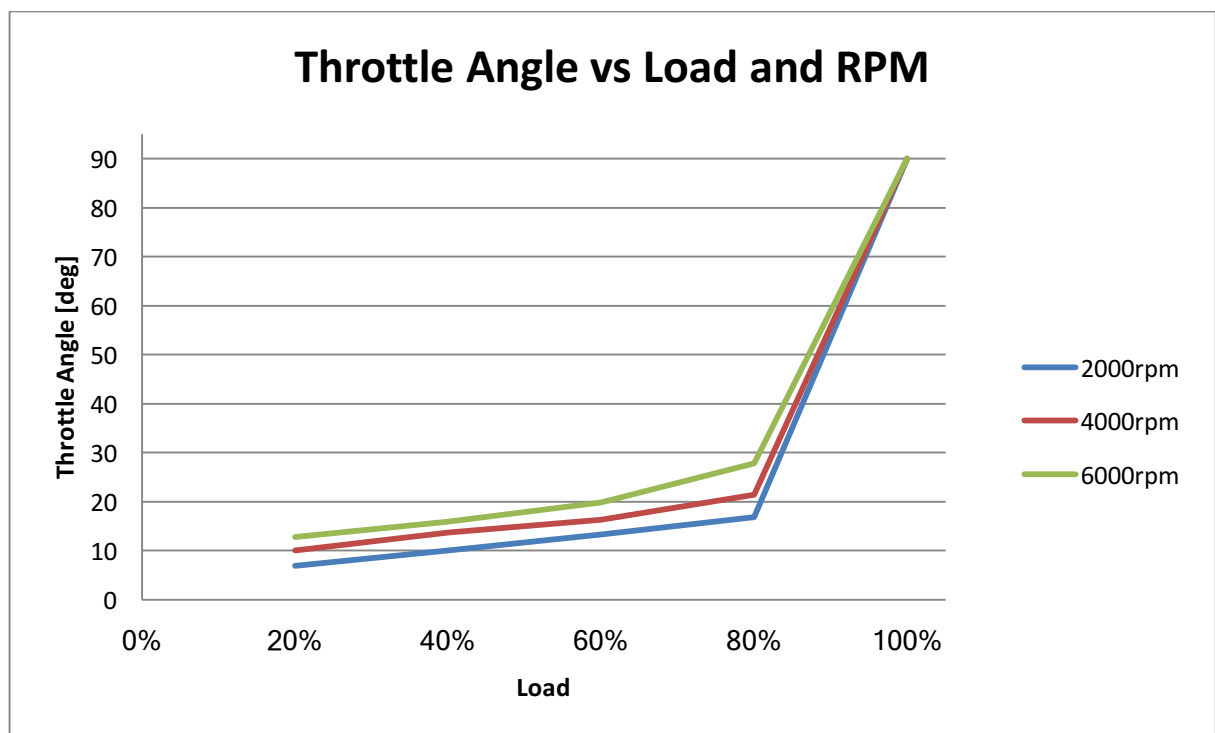
Σχήμα 5.12 – Χάρτης λειτουργίας του κινητήρα για όλο το εύρος στροφών και φορτίων.

Στο παραπάνω διάγραμμα απεικονίζεται ο χάρτης λειτουργίας του βενζινοκινητήρα σε όλο το εύρος στροφών και φορτίων, πάνω στο χάρτη του συμπιεστή. Κάθε μια από τις καμπύλες με διαφορετικό χρώμα αντιστοιχεί σε διαφορετική ταχύτητα περιστροφής, εκτός από τη γραμμή πάλμωσης που αντιστοιχεί στο κόκκινο χρώμα. Το σημείο έναρξης της κάθε καμπύλης αναπαριστά το 20% του φορτίου για αυτήν την ταχύτητα, φτάνοντας μέχρι το τελικό σημείο με κίνηση προς τα δεξιά, που αποτελεί το 100% του φορτίου για την ταχύτητα αυτή. Επομένως, στο παραπάνω διάγραμμα παρουσιάζονται όλα τα σημεία λειτουργίας για κάθε ταχύτητα περιστροφής, τα οποία αντιστοιχούν σε διαφορετικά φορτία.

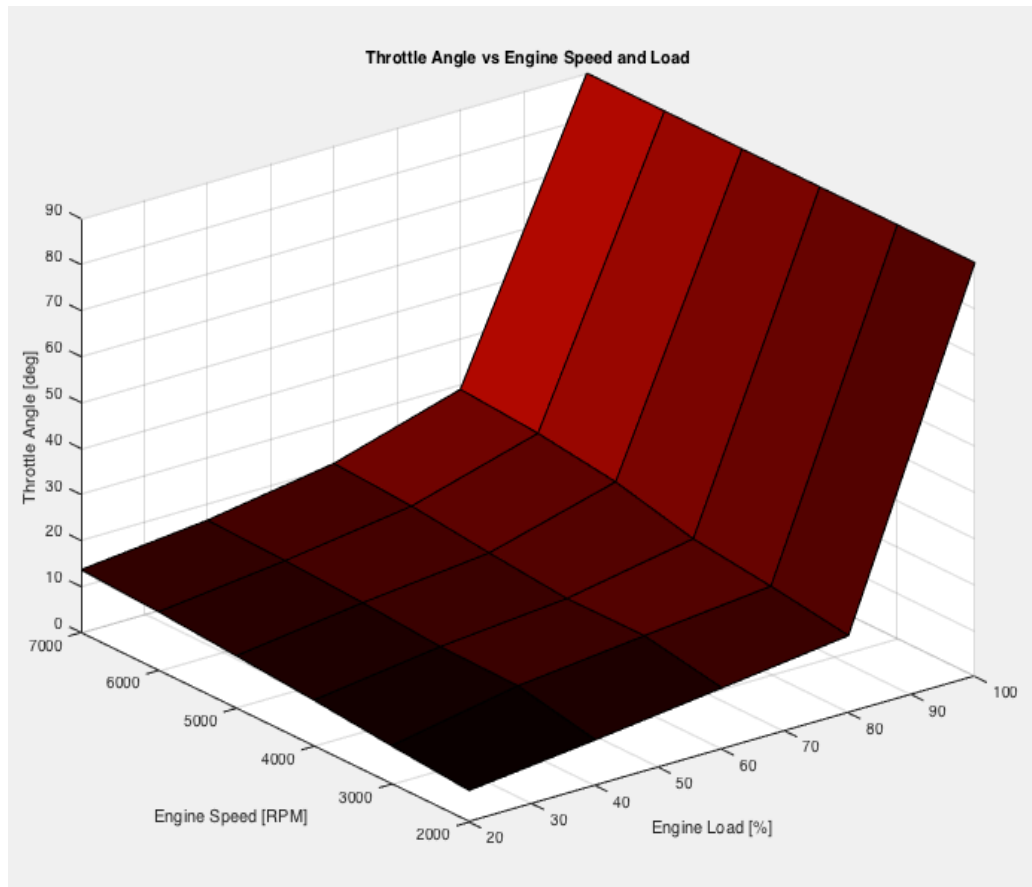
Η μορφή του διαγράμματος αυτού για κινητήρες βενζίνης είναι αρκετά διαφορετική από ότι σε κινητήρες πετρελαίου, στους οποίους η μορφή θυμίζει περισσότερο ρόμβο παρά ενιαία καμπύλη. Αυτό οφείλεται, όπως έχει αναφερθεί και σε προηγούμενο κεφάλαιο, στις διαφορές που υπάρχουν στη ρύθμιση ισχύος μεταξύ των δύο τύπων κινητήρων. Στους κινητήρες βενζίνης, καθώς η πεταλούδα κλείνει σταδιακά από το σημείο μέγιστου φορτίου, η βαλβίδα παράκαμψης διατηρεί αρχικά ένα σταθερό λόγο πίεσης και το σημείο λειτουργίας κινείται γρήγορα προς τα αριστερά. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα όλα τα σημεία λειτουργίας χαμηλού φορτίου να

μαζεύονται στο κάτω αριστερά τμήμα του χάρτη ανεξαρτήτως ταχύτητας περιστροφής. Για τον ίδιο λόγο, όλες οι καμπύλες διαφορετικών στροφών πέφτουν η μια πάνω στην άλλη, χωρίς να σχηματίζουν μια επιφάνεια πάνω στο χάρτη του συμπίεστη.

Άλλο ένα σημείο που αξίζει αναφοράς είναι η σχέση μεταξύ γωνίας πεταλούδας και φορτίου συναρτήσεως των στροφών. Στο σχήμα 5.13 παρουσιάζεται η σχέση αυτή για τρεις διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής. Αυτό που παρατηρείται είναι ότι δεν απαιτείται ιδιαίτερα μεγάλο άνοιγμα της πεταλούδας για την επίτευξη μεγάλων φορτίων, π.χ. στις 4000rpm με άνοιγμα 21° ο κινητήρας λειτουργεί σε φορτίο 80%. Η συμπεριφορά αυτή εξαρτάται βέβαια και από τη συνολική διάμετρο της πεταλούδας, καθώς όσο μικρότερη είναι αυτή τόσο μεγαλύτερο άνοιγμα απαιτείται για λειτουργία στο ίδιο φορτίο. Σε γενικές γραμμές, αυτή είναι η συνήθης μορφή της υπό εξέταση καμπύλης που έχει μετρηθεί πειραματικά σε πληθώρα αυτοκινήτων, καθώς προσφέρει τις απαιτούμενες επιταχύνσεις του οχήματος χωρίς να αναγκάζει τον οδηγό να πατήσει το πεντάλ του γκαζιού μέχρι την τελική του θέση. Στο σχήμα 5.14 παρουσιάζεται η ίδια σχέση, αλλά σε όλες τις ταχύτητες περιστροφής για λόγους πληρότητας και ουσιαστικά αποτελεί τον τρισδιάστατο χάρτη της γωνίας πεταλούδας συναρτήσεως στροφών και φορτίου.



Σχήμα 5.13 – Γωνία πεταλούδας συναρτήσεως φορτίου και στροφών.



Σχήμα 5.14 – Τρισδιάστατος χάρτης γωνίας πεταλούδας για όλο το εύρος στροφών και φορτίων.

Κεφάλαιο 6

Αποτελέσματα Προσομοίωσης με Μεταβλητή το Χρονισμό Εισαγωγής

6.1 Εισαγωγή

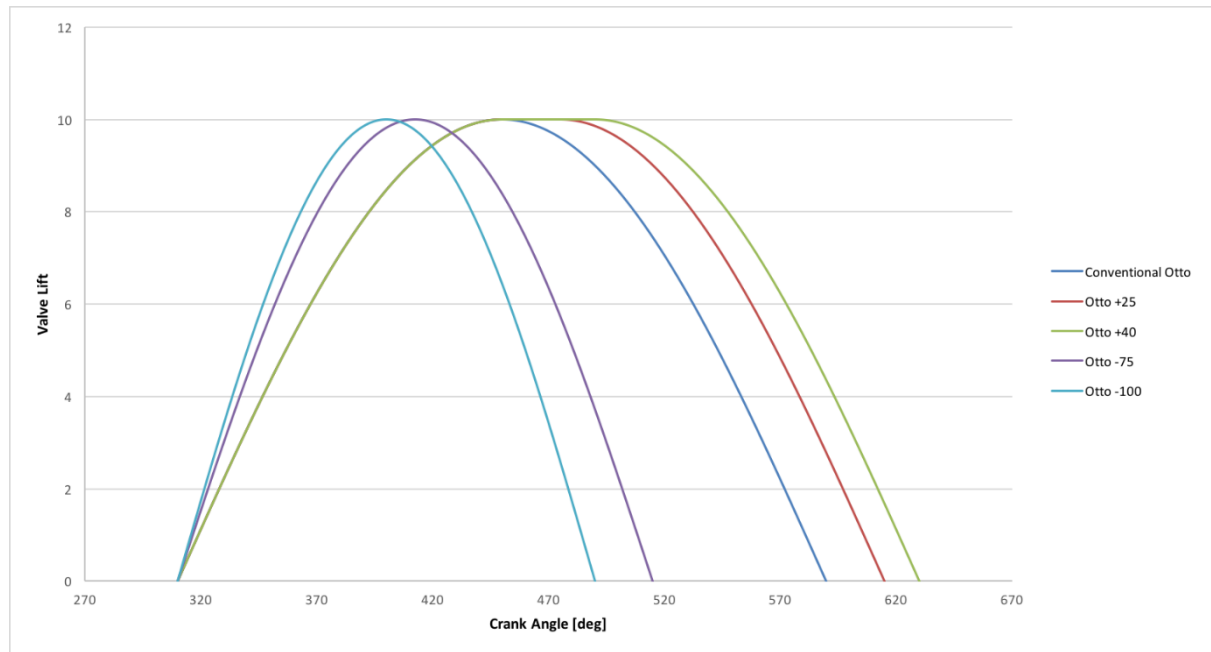
Όπως αναφέρθηκε κατά τη διάρκεια της θεωρητικής ανάλυσης, η μέθοδος της υπερπλήρωσης κατά Miller αφορά το χρονισμό της βαλβίδας εισαγωγής, ώστε αυτή να κλείνει πριν ή μετά το ΚΝΣ και η σύγκριση γίνεται μεταξύ κινητήρων που έχουν τον ίδιο βαθμό συμπίεσης και διαφορετικό βαθμό αποτόνωσης. Εάν στο μοντέλο του συμβατικού βενζινοκινητήρα, ο οποίος έχει γεωμετρικό βαθμό συμπίεσης 7,5, εφαρμοσθούν διαφορετικοί χρόνοι κλεισίματος της εισαγωγής, αυτό θα οδηγήσει στη μεταβολή του ουσιαστικού βαθμού συμπίεσης, γεγονός που με τη σειρά του θα μεταβάλλει ορισμένα σημαντικά λειτουργικά χαρακτηριστικά του κινητήρα. Παρόλο που με την απλή μεταβολή του χρόνισμού εισαγωγής δεν εφαρμόζεται ο κύκλος Miller, η προσομοίωση ενός τέτοιου μοντέλου μπορεί να οδηγήσει σε ορισμένα συμπεράσματα σχετικά με την επίδραση που έχει η μεταβλητή αυτή στον κινητήρα (χρονισμός εισαγωγής). Επίσης, με αυτόν τον τρόπο θα γίνουν εμφανείς και οι διαφορές που προκύπτουν ανάμεσα στο κλείσιμο πριν και μετά το ΚΝΣ (EIVC-LIVC).

Από τα παραπάνω γίνεται αντιληπτό ότι το μοντέλο που θα αναλυθεί στο παρόν κεφάλαιο δεν αποτελεί αντιπροσωπευτικό της υπερπλήρωσης κατά Miller. Σκοπός είναι η μεταβολή του χρόνου στον οποίο κλείνει η εισαγωγή στον συμβατικό κινητήρα και στη συνέχεια η μελέτη των αποτελεσμάτων που επιφέρει η ρύθμιση αυτή για διαφορετικά σενάρια χρονισμού. Στη συνέχεια θα ακολουθήσει η ανάλυση των ρυθμίσεων του μοντέλου, καθώς και τα αποτελέσματα της κάθε προσομοίωσης μαζί με τα συμπεράσματα που προκύπτουν από αυτά.

6.2 Ρυθμίσεις Προσομοίωσης

Η βασική μεταβλητή που ρυθμίζεται διαφορετικά για κάθε προσομοίωση είναι η γωνία στροφάλου στην οποία κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής. Η ρύθμιση αυτή πραγματοποιείται μέσω της χρήσης διαφορετικών καμπυλών για το διάγραμμα ανύψωσης της βαλβίδας. Σε αυτό το σημείο υπενθυμίζεται ότι στο μοντέλο του συμβατικού κινητήρα κύκλου Otto η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει 50° μετά το ΚΝΣ. Στα πλαίσια της παρούσας μελέτης έγινε ανάλυση δυο σεναρίων στα οποία η εισαγωγή κλείνει μετά το συμβατικό αυτό σημείο και ακόμα δυο στα οποία η εισαγωγή κλείνει πριν από αυτό. Πιο συγκεκριμένα, όπως φαίνεται στο σχήμα 6.1, η βαλβίδα εισαγωγής ρυθμίστηκε ώστε να κλείνει 25° και 40° μετά από το συμβατικό σημείο, δηλαδή συνολικά στις 75° και 90° μετά το ΚΝΣ, με τα μοντέλα αυτά να ονομάζονται “Otto +25” και “Otto +40” αντίστοιχα. Στο ίδιο σχήμα παρουσιάζονται και τα σενάρια που αφορούν το νωρίτερο κλείσιμο, κατά τα οποία η βαλβίδα εισαγωγής ρυθμίστηκε ώστε να κλείνει 75° και 100° πριν από το συμβατικό σημείο, δηλαδή συνολικά στις 25° και 50° πριν από το ΚΝΣ, με τα μοντέλα αυτά να ονομάζονται “Otto -75” και “Otto -100” αντίστοιχα.

Βασική προϋπόθεση για τη σύγκριση που θα ακολουθήσει είναι τα διαφορετικά μοντέλα κινητήρων που προκύπτουν να παράγουν ίδια ισχύ με αυτή του αρχικού συμβατικού κινητήρα κύκλου Otto. Ωστόσο, επειδή είναι αδύνατον το μοντέλο που προκύπτει να έχει ακριβώς την ίδια καμπύλη ισχύος με τον προηγούμενο κινητήρα, στόχος είναι η μοντελοποίηση κατά τέτοιο τρόπο ώστε οι δυο συγκρινόμενοι κινητήρες να παράγουν την ίδια ισχύ στις 4000rpm, και για τις υπόλοιπες στροφές οι καμπύλες να είναι κατά το δυνατόν όμοιες. Το γεγονός αυτό συνεπάγεται ότι οποιαδήποτε σύγκριση γίνει μεταξύ αυτών των κινητήρων θα βασίζεται στις 4000rpm, όπου η ισχύς είναι ίδια, παρόλο που τα αποτελέσματα παρουσιάζονται για ένα μεγάλο εύρος στροφών.



Σχήμα 6.1 – Απεικόνιση των διαφορετικών καμπυλών ανύψωσης βαλβίδας εισαγωγής που χρησιμοποιήθηκαν στη μοντελοποίηση.

Είναι προφανές ότι με τη μεταβολή του χρονισμού της βαλβίδας εισαγωγής αλλάζει η ζήτηση του κινητήρα σε αέρα, γεγονός που με τη σειρά του επηρεάζει το ταίριασμα αυτού με το σύστημα υπερπλήρωσης. Επομένως, είναι απαραίτητη η ρύθμιση της υπερπλήρωσης μέσω του μοντέλου, ώστε η ισχύς στις προαναφερθείσες στροφές να παραμείνει στην ίδια τιμή. Η διαδικασία που ακολουθήθηκε για τη μοντελοποίηση του κάθε χρονισμού εισαγωγής ξεκινούσε με τη κατάλληλη ρύθμιση των συντελεστών efficiency – mass multipliers του ζεύγους στροβίλο-υπερπλήρωσης, ώστε να αυξηθούν οι λόγοι πίεσης του συμπιεστή, και οι καμπύλες ισχύος να έχουν παρόμοιες τιμές για τις χαμηλότερες στροφές. Στη συνέχεια γινόταν ρύθμιση του μέγιστου λόγου πίεσης μέσω της βαλβίδας παράκαμψης στις 4000rpm, έτσι ώστε σε αυτές τις στροφές η ισχύς να είναι σχεδόν ίση με αυτή του συμβατικού κινητήρα. Ο μέγιστος λόγος πίεσης που προέκυπτε παρέμενε σταθερός για τις μεγαλύτερες στροφές και φυσικά γινόταν έλεγχος ότι οι μέγιστες πιέσεις εντός του κυλίνδρου είναι σε αποδεκτά επίπεδα.

Η προσομοίωση πραγματοποιήθηκε σε μέγιστο φορτίο για κάθε σενάριο χρονισμού και με εύρος στροφών από 2000 έως 5000rpm με βήμα 500rpm. Στην περίπτωση που η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει πριν από το ΚΝΣ, προσομοιώθηκε η λειτουργία και σε μερικό φορτίο, ώστε να εξετασθεί εάν οι ευεργετικές ιδιότητες της ρύθμισης αυτής ισχύουν σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Τέλος, για την επεξήγηση ορισμένων αποτελεσμάτων, χρησιμοποιήθηκε ειδική ανάλυση απόδοσης (efficiency analysis) που προσφέρει το GT-Power, η οποία υπολογίζει αναλυτικά τις

απώλειες του κινητήρα, που οφείλονται στο γεγονός ότι δε λειτουργεί σύμφωνα με τον ιδανικό κύκλο Otto.

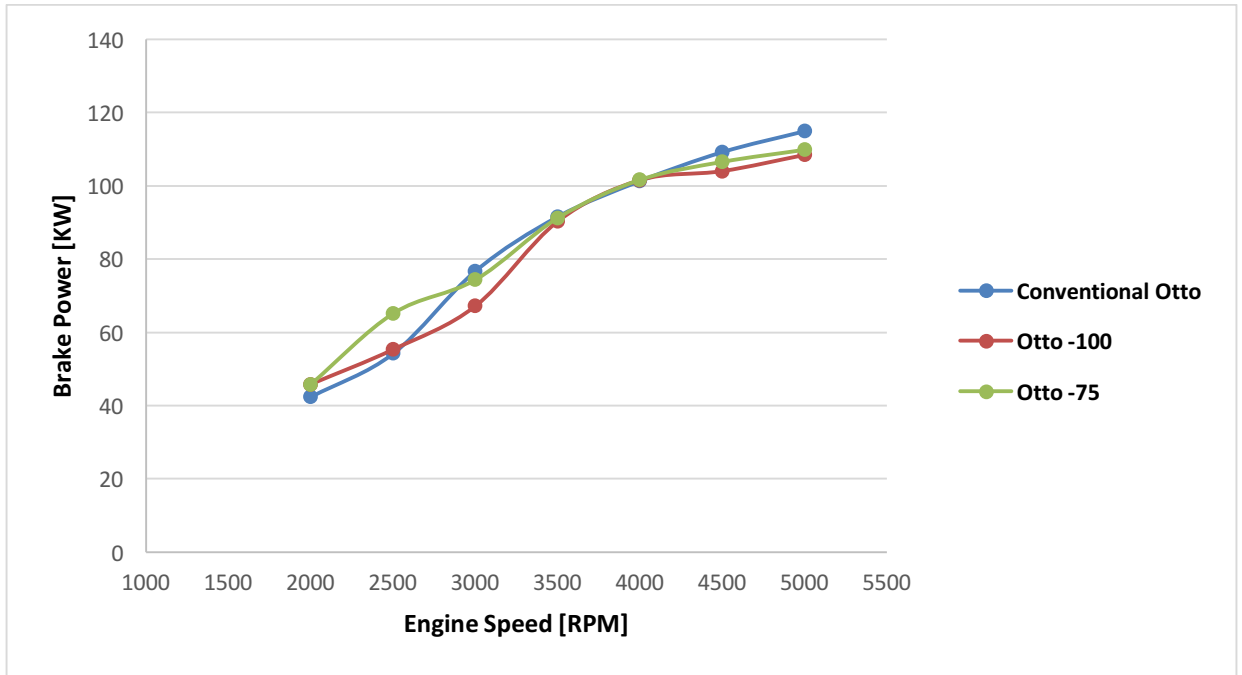
6.3 Κλείσιμο Εισαγωγής πριν το ΚΝΣ (EIVC)

6.3.1 Αποτελέσματα Προσομοίωσης Μέγιστου Φορτίου

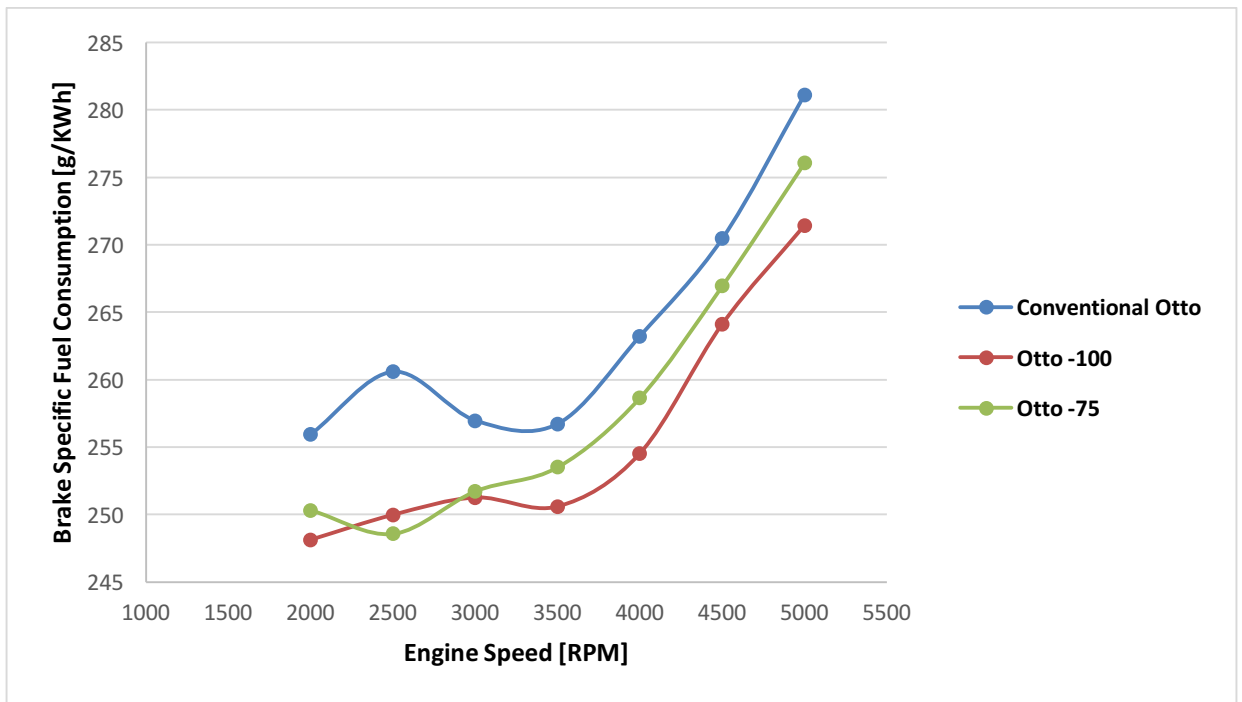
Παρακάτω θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τη προσομοίωση του χρονισμού της εισαγωγής ώστε αυτή να κλείνει πριν το ΚΝΣ, για λειτουργία σε μέγιστο φορτίο. Υπενθυμίζεται ότι δε μεταβλήθηκε ο γεωμετρικός βαθμός συμπίεσης του κινητήρα, παρά μόνο ο χρονισμός της εισαγωγής και η ρυθμίσεις υπερπλήρωσης ώστε να προκύπτουν παρόμοιες καμπύλες ισχύος. Για την ταχύτητα περιστροφής των 4000rpm, το σύστημα της βαλβίδας παράκαμψης καυσαερίου ρυθμίστηκε έτσι ώστε να προκύπτει ίδια ισχύς με το συμβατικό κινητήρα κύκλου Otto στις αντίστοιχες στροφές, επομένως πάνω σε αυτή την τιμή θα βασιστούν οι συγκρίσεις.

Στα παρακάτω διαγράμματα ο όρος “Conventional Otto” αντιπροσωπεύει το συμβατικό κινητήρα Otto, του οποίου τα χαρακτηριστικά παρουσιάστηκαν στο κεφάλαιο 5. Η ονομασία “Otto -75” αφορά το μοντέλο στο οποίο η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει 75° πριν από το σημείο στο οποίο έκλεινε για τον “Conventional Otto”, δηλαδή 25° πριν από το ΚΝΣ. Αντίστοιχα ο όρος “Otto -100” αφορά το χρονισμό του κλεισίματος στις 50° πριν από το ΚΝΣ. Τα αποτελέσματα που θα παρουσιαστούν παρακάτω σε εύρος στροφών από 2000rpm έως 5000rpm είναι τα εξής:

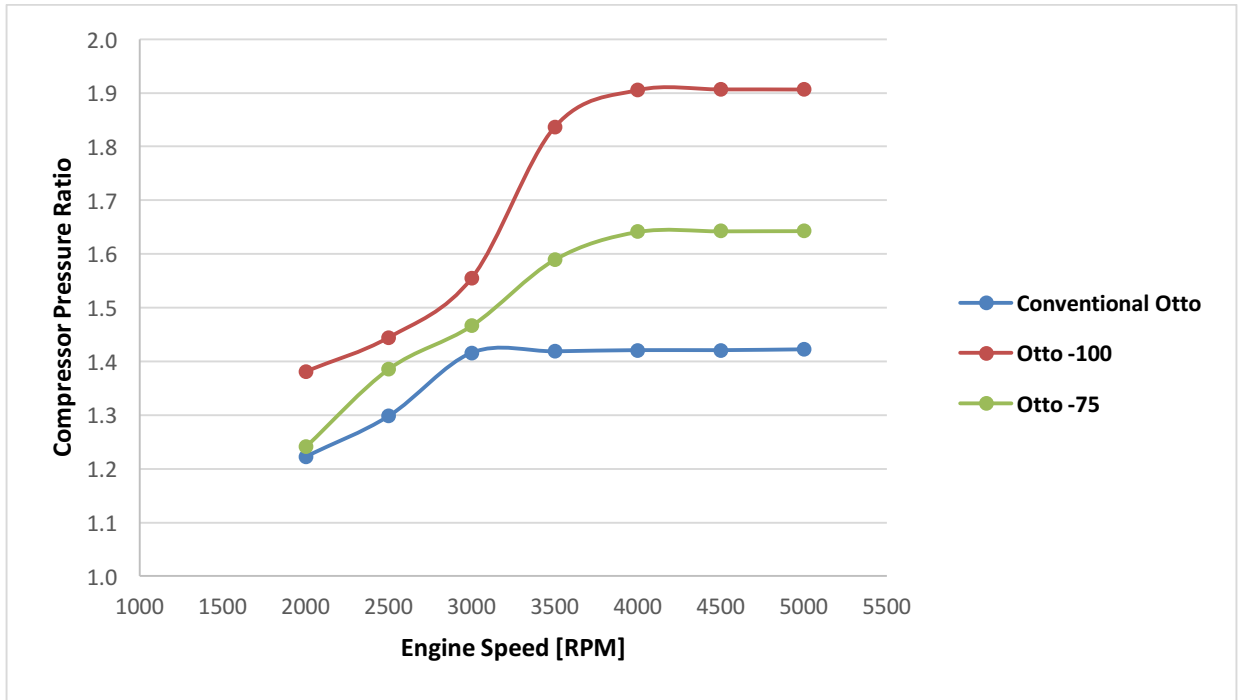
- **Brake Power:** Ισχύς που παράγεται από τον κινητήρα. Παρουσιάζεται ώστε να φαίνεται ότι οι καμπύλες των διαφορετικών κινητήρων είναι κατά το δυνατόν όμοιες (Σχήμα 6.2).
- **Brake Specific Fuel Consumption:** Ειδική κατανάλωση καυσίμου, η οποία είναι αντιστρόφως ανάλογη της απόδοσης του κινητήρα (Σχήμα 6.3).
- **Compressor Pressure Ratio:** Οι λόγοι πίεσης του συμπιεστή αντιπροσωπεύουν τα επίπεδα υπερπλήρωσης που ήταν απαραίτητα ώστε να προκύψουν οι επιθυμητές καμπύλες ισχύος (Σχήμα 6.4).
- **Temperature at BDC:** Θερμοκρασία στο ΚΝΣ (Σχήμα 6.5).
- **Average In-Cylinder Heat Transfer:** Οι θερμικές απώλειες εντός του κυλίνδρου που θα χρησιμοποιηθούν για την επεξήγηση ορισμένων αποτελεσμάτων (Σχήμα 6.6).
- **Brake Specific NO_x:** Ειδικές εκπομπές οξειδίων του αζώτου μετρημένες σε [g/KWh] (Σχήμα 6.7).



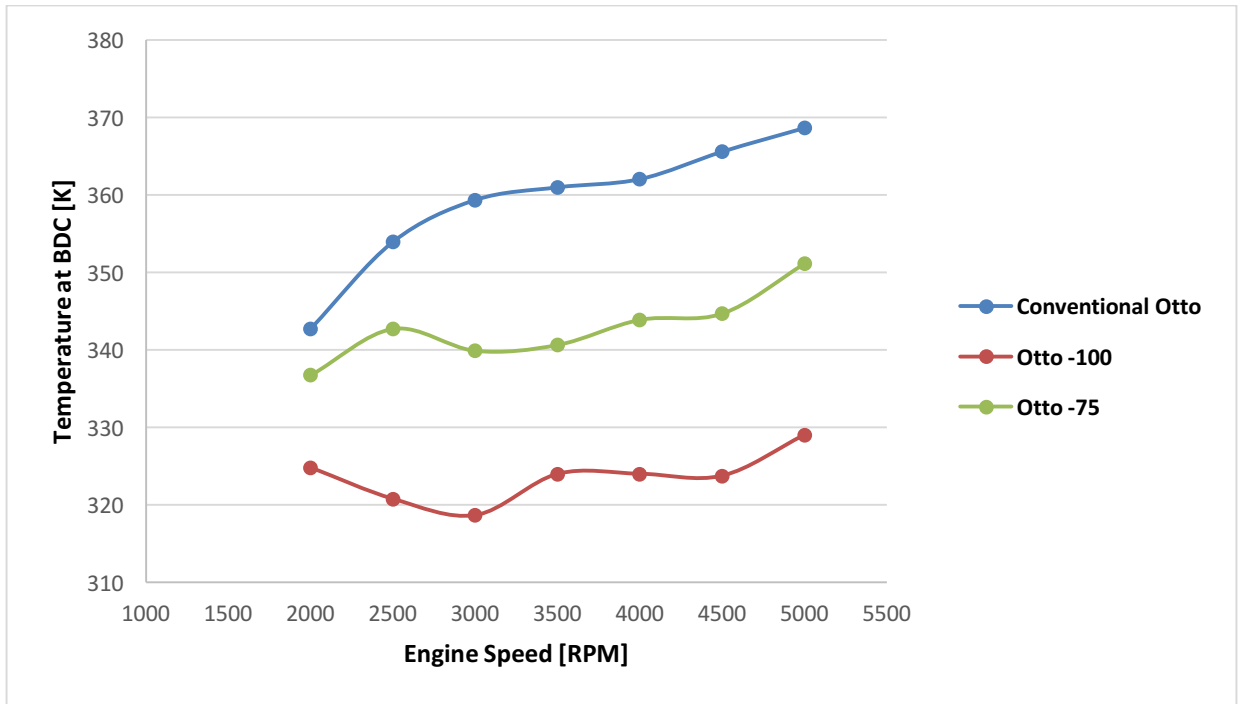
Σχήμα 6.2 – Αποδιδόμενη ισχύς των κινητήρων.



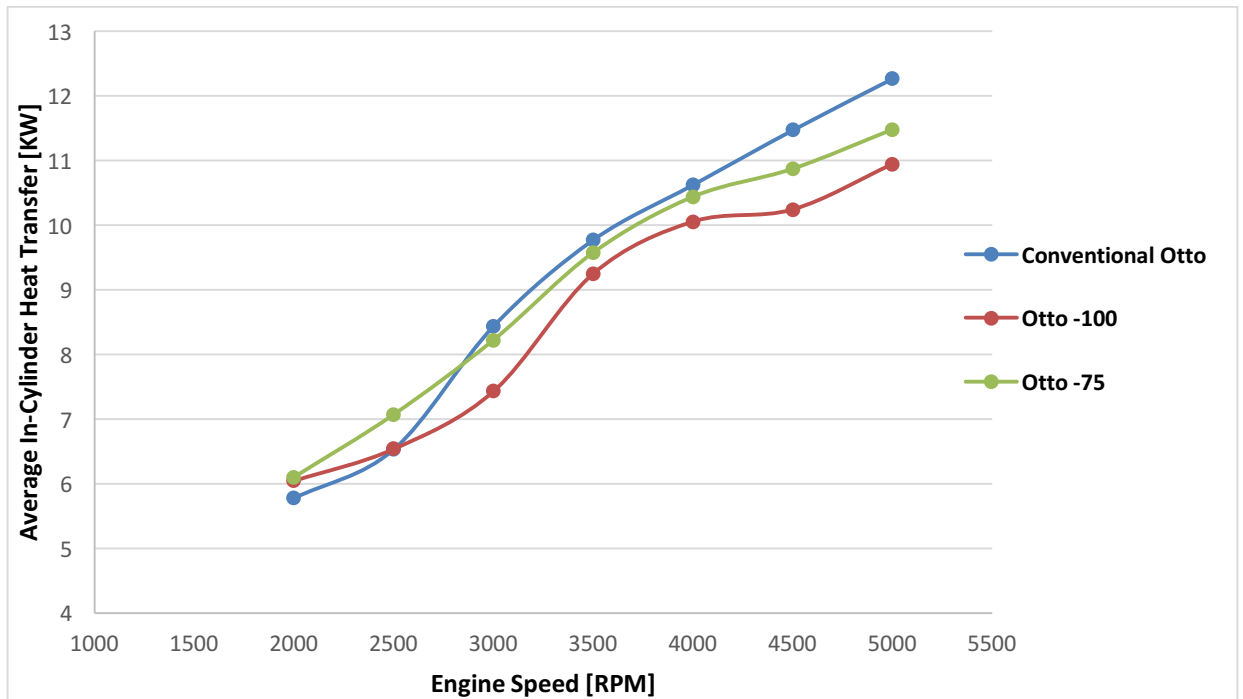
Σχήμα 6.3 – Ειδική κατανάλωση καυσίμου.



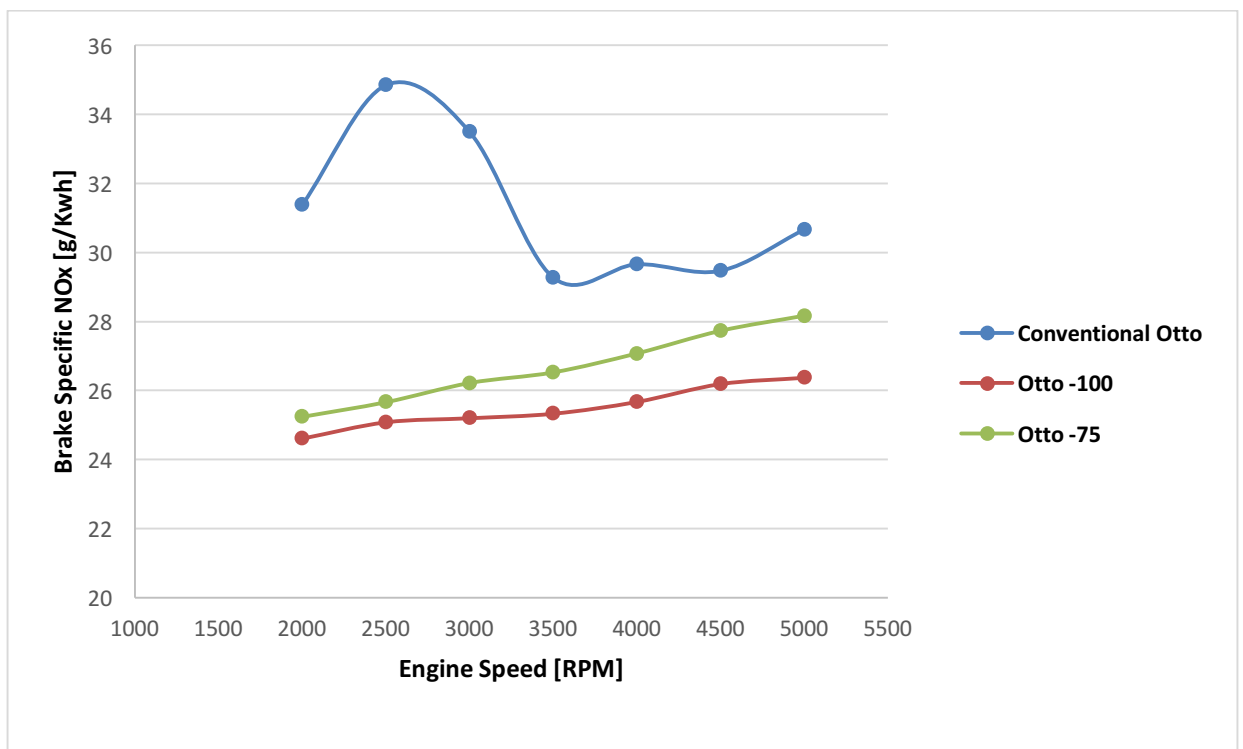
Σχήμα 6.4 – Λόγοι πίεσης του συμπιεστή.



Σχήμα 6.5 – Θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου στο ΚΝΣ κατά την εισαγωγή.



Σχήμα 6.6 – Απώλειες θερμότητας στον κύλινδρο.



Σχήμα 6.7 – Ειδικές εκπομπές NO_x.

Συμπεράσματα

Στο σχήμα 6.2 είναι φανερό ότι οι κινητήρες των μοντέλων “Otto -75” και “Otto -100” παράγουν την ίδια ισχύ με τον συμβατικό βενζινοκινητήρα για ταχύτητα περιστροφής 4000rpm, με την τιμή αυτή να παραμένει σταθερή στα 101 KW. Για τις υπόλοιπες ταχύτητες, οι καμπύλες ισχύος έχουν κοντινές τιμές, εκτός από τον κινητήρα “Otto -75” στις 2500rpm, που παρουσιάζει μια απόκλιση περίπου 15%. Γενικά, οι αποκλίσεις αυτές μεταξύ των καμπυλών ισχύος είναι υπεύθυνες για ορισμένες μεταβολές στα υπόλοιπα διαγράμματα, που αλλοιώνουν την ισχύ των συμπερασμάτων που θα ακολουθήσουν. Για το λόγο αυτό, όπως έχει ήδη αναφερθεί, όλα τα συμπεράσματα θα βασίζονται στα σημεία της ταχύτητας 4000rpm, στην οποία η ισχύς που παράγεται είναι σταθερή.

Επιπλέον, στο σχήμα 6.4 παρουσιάζονται οι λόγοι πίεσης στους οποίους πρέπει να λειτουργεί ο συμπιεστής, έτσι ώστε να προκύπτουν κοντινές καμπύλες ισχύος. Από το σχήμα αυτό προκύπτει το αναμενόμενο συμπέρασμα, ότι οι πιέσεις που απαιτούνται αυξάνονται όσο αυξάνεται η απόσταση από το ΚΝΣ, στην οποία κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής. Για το μοντέλο “Otto -75” η βαλβίδα παράκαμψης ρυθμίστηκε ώστε να διατηρεί το μέγιστο λόγο πίεσης στην τιμή 1,64, ενώ για το μοντέλο “Otto -100” στην τιμή 1,9. Επίσης, αυτό που παρατηρείται είναι ότι απαιτούνται υψηλοί λόγοι πίεσης ακόμα και σε χαμηλές στροφές (ειδικά για το μοντέλο “Otto -100”), γεγονός που έχει αναφερθεί ως ένα από τα μειονεκτήματα της μεταβολής του χρονισμού εισαγωγής. Το μοντέλο της στροβιλο-υπερπλήρωσης ρυθμίστηκε ώστε να παράγει αυτούς τους υψηλούς λόγους πίεσης, αλλά υπάρχει περίπτωση στην πραγματικότητα οι τιμές αυτές να επιτυγχάνονται μόνο με χρήση στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας (VGT).

Ίσως το σημαντικότερο συμπέρασμα που μπορεί να διεξαχθεί από τα παραπάνω διαγράμματα, αφορά την ιδιότητα της ψυκτικής αποτόνωσης (expansion cooling), η οποία πραγματοποιείται όταν η εισαγωγή κλείνει πριν το ΚΝΣ και το έμβολο συνεχίζει κινούμενο προς τα κάτω. Το μέγεθος που υποδεικνύει την ύπαρξη αυτού του φαινομένου παρουσιάζεται στο σχήμα 6.5 και είναι η θερμοκρασία που επικρατεί εντός του κυλίνδρου, όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΚΝΣ κατά το τέλος της φάσης εισαγωγής. Στο διάγραμμα αυτό φαίνεται ότι η ψυκτική δράση αυξάνεται όσο η εισαγωγή κλείνει πιο νωρίς, δηλαδή όσο περισσότερο διαρκεί ο χρόνος αποτόνωσης, καθώς η θερμοκρασίες μειώνονται με την αύξηση της μεταβλητής αυτής. Το γεγονός αυτό εξηγείται πλήρως σύμφωνα με τους νόμους της θερμοδυναμικής, καθώς πρόκειται για απλή αποτόνωση αερίου, η οποία πάντα οδηγεί σε μείωση της θερμοκρασίας του. Στις 4000rpm παρατηρείται ποσοστιαία πτώση θερμοκρασίας 5,2% για τον κινητήρα “Otto -75” και 10,8% για τον “Otto -100”.

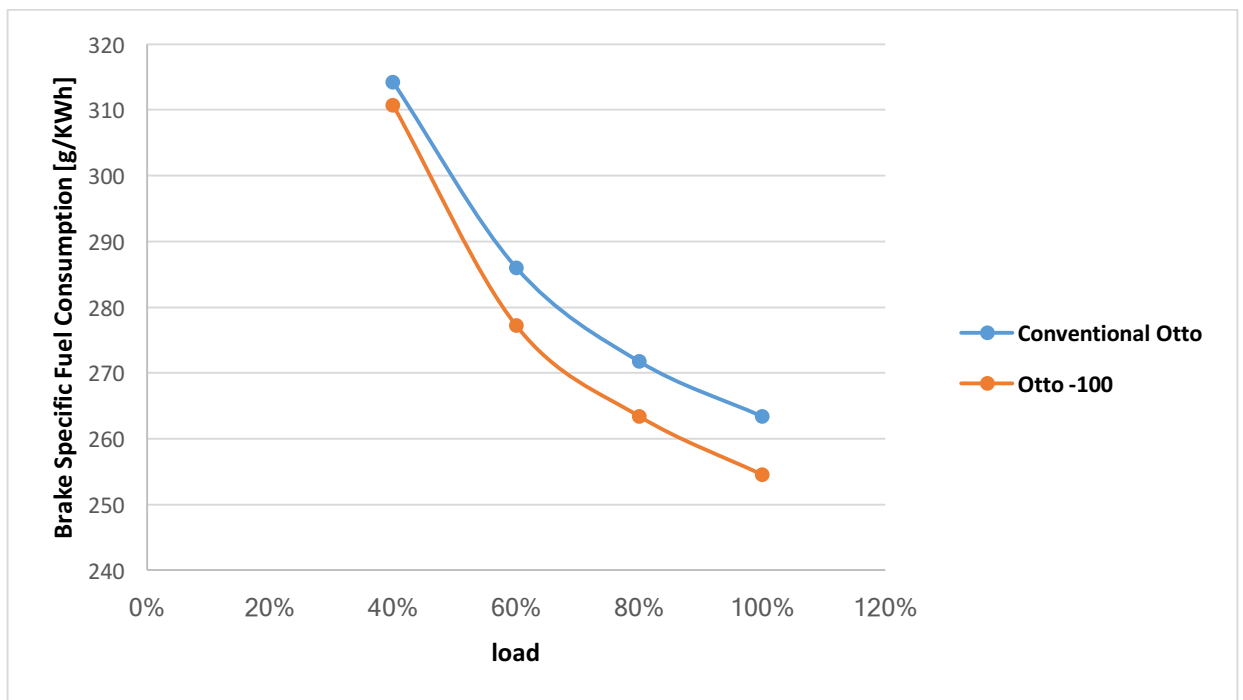
Το παραπάνω φαινόμενο επιτρέπει και τη δικαιολόγηση της πτώσης που παρατηρείται στην ειδική κατανάλωση του καυσίμου στο σχήμα 6.3. Για τη σωστή ερμηνεία απαραίτητο είναι και το σχήμα 6.6, το οποίο απεικονίζει τις απώλειες θερμότητας του κυλίνδρου για σταθερή θερμοκρασία ψυκτικού μέσου. Είναι φανερό ότι με την αύξηση της διάρκειας αποτόνωσης και τη θερμοκρασιακή πτώση που ακολουθεί, μειώνεται η διαφορά θερμοκρασιών μεταξύ αερίου και ψυκτικού μέσου, επομένως το ίδιο συμβαίνει και με τα μεταφερόμενα ποσά θερμότητας. Μειωμένη μεταφορά θερμότητας οδηγεί σε πτώση των θερμικών απωλειών, γεγονός ιδιαίτερα ευεργετικό για το βαθμό απόδοσης του κινητήρα. Επομένως, καθίσταται κατανοητό πως οι μειωμένες θερμοκρασίες οδηγούν σε μειωμένες θερμικές απώλειες, οι οποίες με τη σειρά τους σημαίνουν αύξηση του βαθμού απόδοσης και μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά ένα μικρό ποσοστό. Ωστόσο, η ελαφριά αυτή αύξηση στον βαθμό απόδοσης συνοδεύεται από τα αρκετά υψηλά επίπεδα υπερπλήρωσης που απαιτούνται για την παραγωγή της ίδιας ισχύος. Επίσης, πιθανές αμφιβολίες για το βαθμό στον οποίο ισχύει το πλεονέκτημα αυτό προκύπτουν από το γεγονός ότι η μελέτη βασίστηκε σε σταθερή θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου, προϋπόθεση που δε συναντάται συχνά στην πραγματικότητα.

Τέλος, είναι φανερό από τα διαγράμματα 6.7-6.8 ότι η θερμοκρασιακή πτώση έχει ευεργετικές ιδιότητες σε ό,τι αφορά τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου. Υπενθυμίζεται ότι ο εν λόγω ρύπος εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τις θερμοκρασίες που επικρατούν εντός του κυλίνδρου, άρα ήταν αναμενόμενο ότι το φαινόμενο της ψυκτικής αποτόνωσης θα οδηγούσε σε μείωση των ειδικών εκπομπών NO_x [g/KWh], η οποία πλησίασε το 10%.

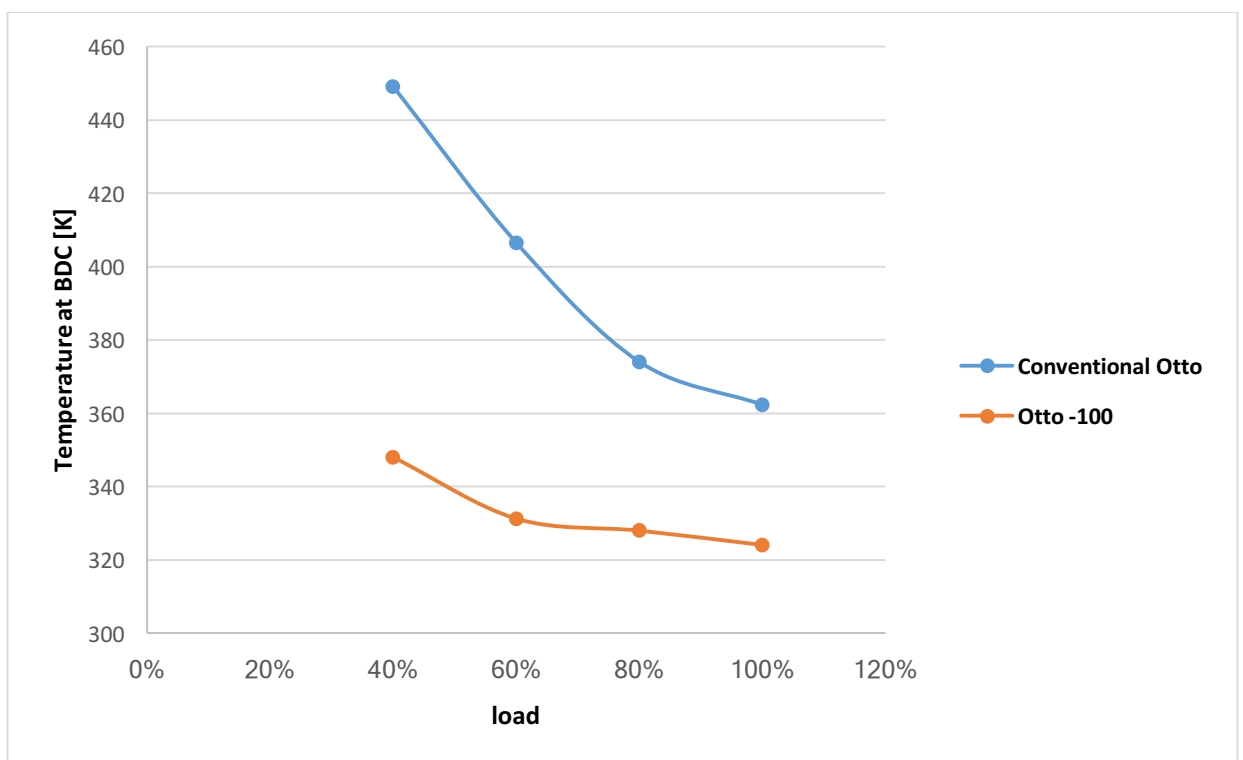
6.3.2 Αποτελέσματα Προσομοίωσης Μερικών Φορτίων

Από τα αποτελέσματα που προέκυψαν παραπάνω, είναι φανερό ότι το κλείσιμο της εισαγωγής πριν από το ΚΝΣ, μέσω του οποίου πραγματοποιείται η ψυκτική αποτόνωση, μπορεί να επιδράσει θετικά ορισμένες λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα. Για το λόγο αυτό πραγματοποιήθηκε προσομοίωση των μερικών φορτίων, ώστε να εξετασθεί εάν οι ευεργετικές αυτές ιδιότητες συνεχίζουν να ισχύουν σε όλο το εύρος λειτουργίας. Πιο συγκεκριμένα, η προσομοίωση έγινε για τον κινητήρα “Otto -100”, για σταθερή ταχύτητα περιστροφής 4000rpm και μερικά φορτία 40%, 60% και 80%. Στη συνέχεια τα αποτελέσματα που προέκυψαν συγκρίθηκαν με αυτά από την προσομοίωση μερικών φορτίων του συμβατικού βενζινοκινητήρα για την εξαγωγή συμπερασμάτων. Είναι δεδομένο ότι εφόσον οι δύο κινητήρες παράγουν την ίδια μέγιστη ισχύ στις 4000rpm, τότε και στα μερικά φορτία που μελετήθηκαν θα ισχύει η ίδια συνθήκη. Στα διαγράμματα 6.8 έως 6.10 παρουσιάζονται η ειδική

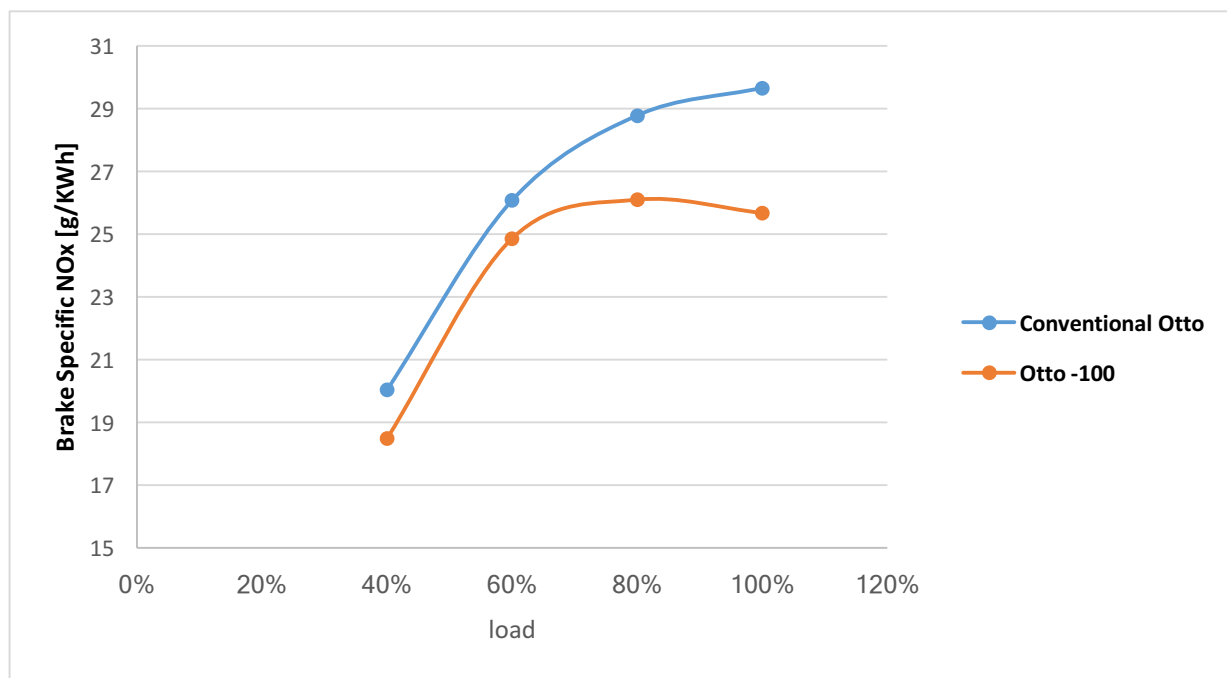
κατανάλωση καυσίμου, η θερμοκρασία στο ΚΝΣ και οι ειδικές εκπομπές NO_x για τους δύο κινητήρες.



Σχήμα 6.8 – Ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει του φορτίου.



Σχήμα 6.9 – Θερμοκρασία στο ΚΝΣ συναρτήσει του φορτίου.



Σχήμα 6.10 – Ειδικές εκπομπές οξειδίων του αζώτου συναρτήσει του φορτίου.

Συμπεράσματα

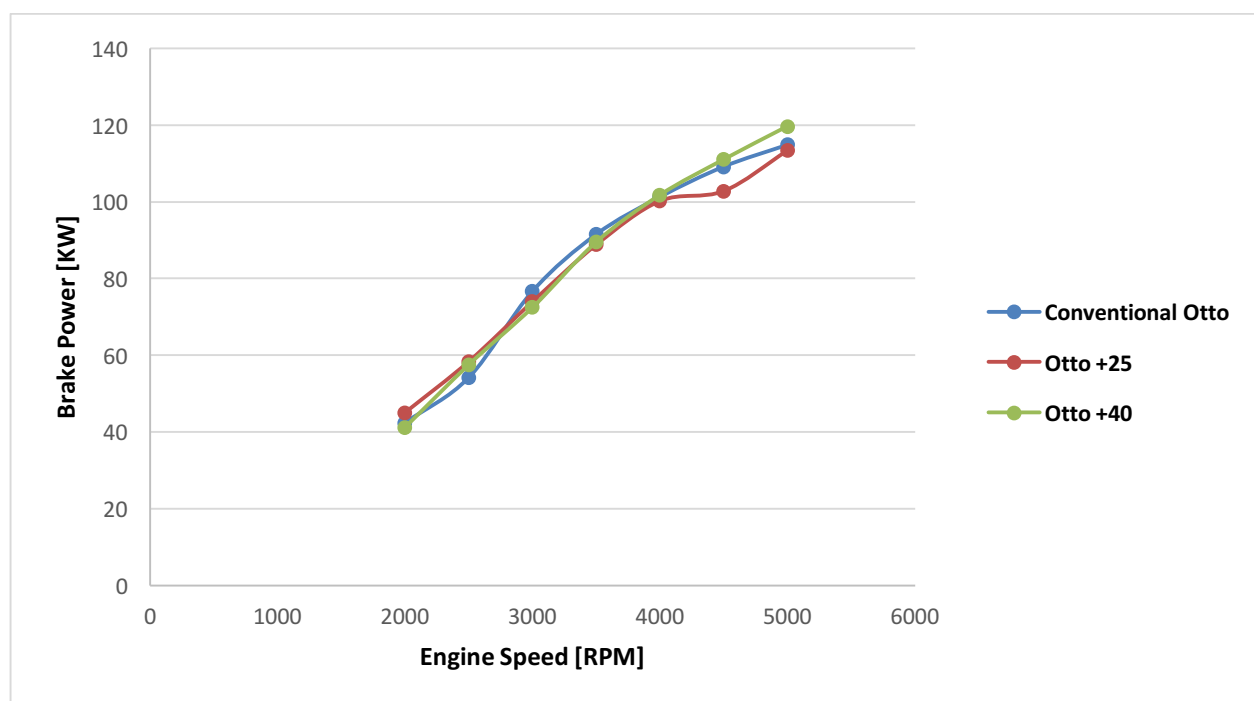
Στα παραπάνω σχήματα παρουσιάζονται η ειδική κατανάλωση καυσίμου, η θερμοκρασία όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΚΝΣ και οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου συναρτήσει του φορτίου. Από το διάγραμμα 6.9 είναι φανερό ότι το φαινόμενο της ψυκτικής αποτόνωσης συνεχίζει να ισχύει στα μερικά φορτία, καθώς οι θερμοκρασίες βρίσκονται σε χαμηλότερα επίπεδα για τον κινητήρα “Otto -100”. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τα επίπεδα των εκπομπών να είναι επίσης μειωμένα σε σχέση με το συμβατικό κινητήρα Otto. Το ίδιο ισχύει και για την ειδική κατανάλωση καυσίμου, όπως φαίνεται στο σχήμα 6.8, καθώς τα χαμηλότερα θερμοκρασιακά επίπεδα οδηγούν για άλλη μια φορά σε μειωμένες θερμικές απώλειες, οι οποίες αυξάνουν το βαθμό απόδοσης του κινητήρα. Επομένως, μπορεί με ασφάλεια να διεξαχθεί το συμπέρασμα ότι τα πλεονεκτήματα του “EIVC” (Early Intake Valve Closing) συνεχίζουν να ισχύουν και κατά τη λειτουργία του κινητήρα σε μερικά φορτία.

6.4 Κλείσιμο Εισαγωγής μετά το ΚΝΣ (LIVC)

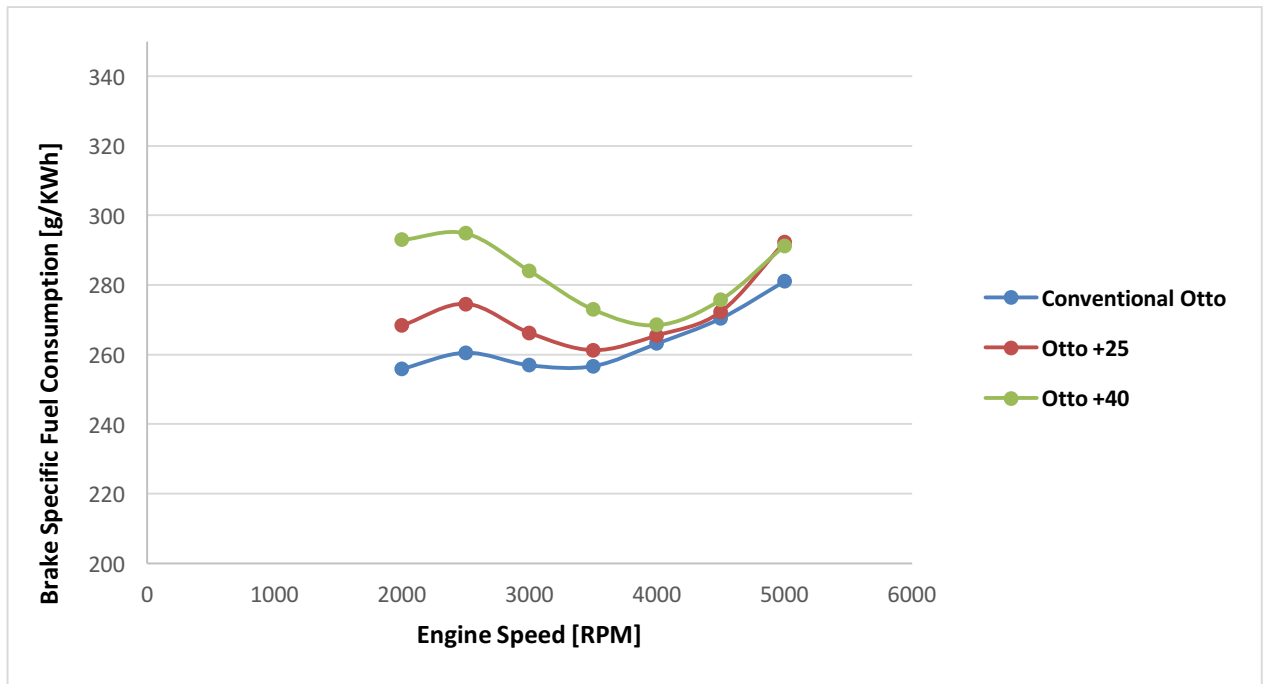
6.4.1 Αποτελέσματα Προσομοίωσης

Παρακάτω θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τη προσομοίωση του χρονισμού της εισαγωγής ώστε αυτή να κλείνει μετά το ΚΝΣ, για λειτουργία σε μέγιστο φορτίο. Για άλλη μια φορά η σύγκριση των αποτελεσμάτων θα γίνει στις 4000rpm, όπου η ισχύς παραμένει σταθερή μεταξύ των κινητήρων μέσω αύξησης της υπερπλήρωσης. Στα παρακάτω διαγράμματα ο όρος “Conventional Otto” αντιπροσωπεύει όπως και πριν το συμβατικό κινητήρα Otto. Η ονομασία “Otto +25” αφορά το μοντέλο στο οποίο η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει 25° μετά από το σημείο στο οποίο έκλεινε για τον “Conventional Otto”, δηλαδή 75° μετά από το ΚΝΣ. Αντίστοιχα ο όρος “Otto +40” αφορά το χρονισμό του κλεισίματος στις 90° μετά από το ΚΝΣ.

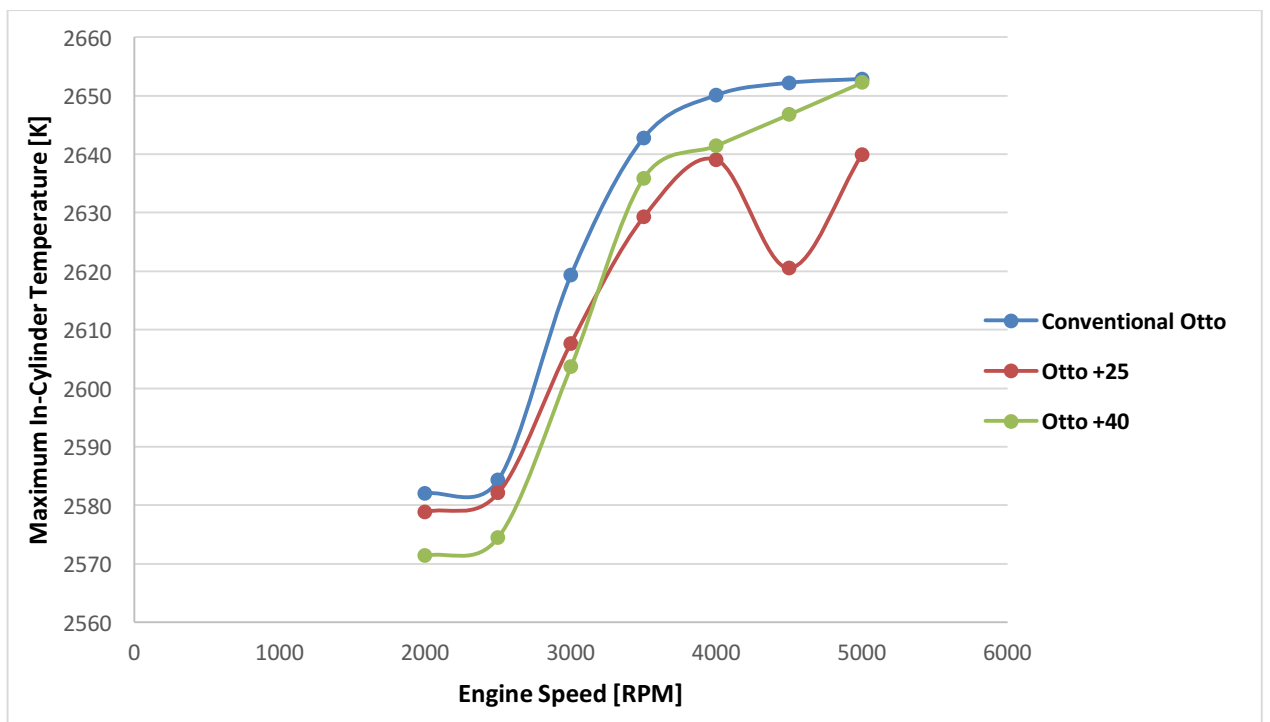
Τα αποτελέσματα που θα παρουσιαστούν είναι ίδια με αυτά του κεφαλαίου 6.3, με βασική διαφορά ότι στη θέση της θερμοκρασίας στο ΚΝΣ μπαίνει η μέγιστη θερμοκρασία κυλίνδρου, για λόγους που θα εξηγηθούν παρακάτω. Επίσης, δεν χρησιμοποιείται το διάγραμμα θερμικών απωλειών των κυλίνδρων.



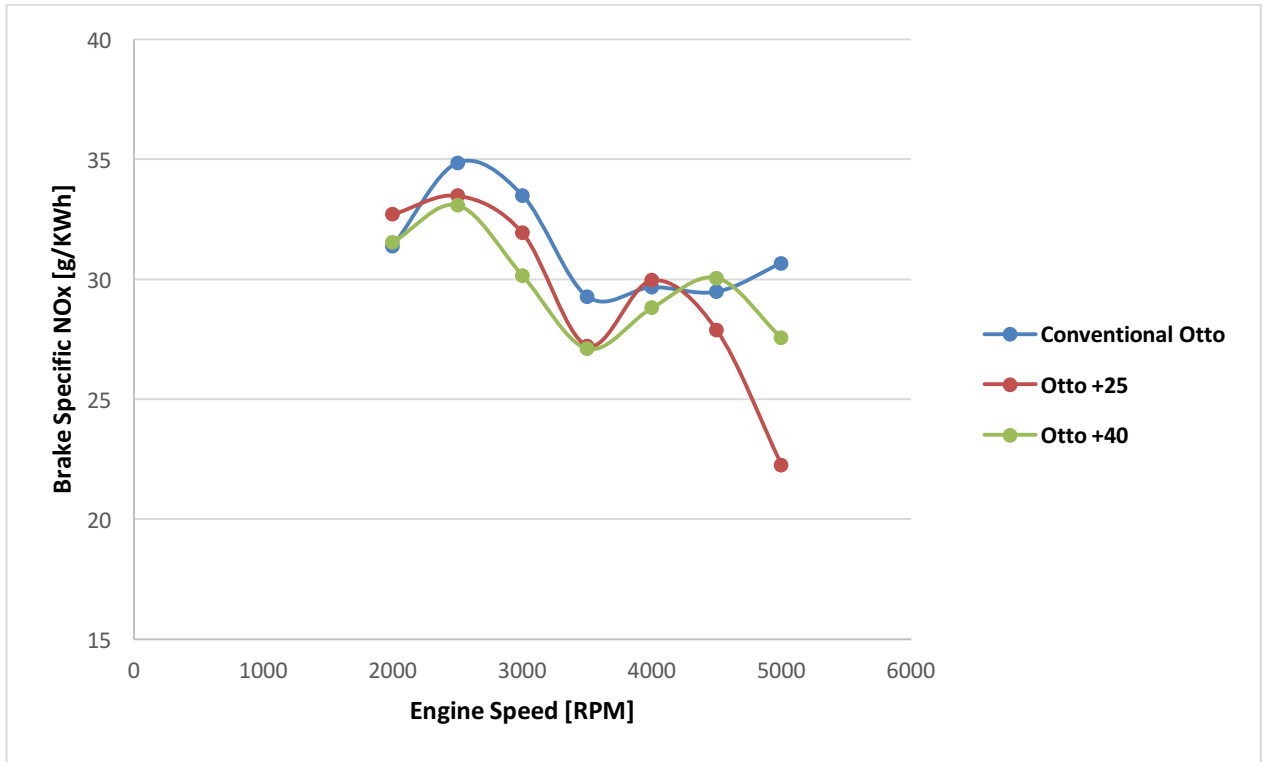
Σχήμα 6.11 – Αποδιδόμενη ισχύς των κινητήρων.



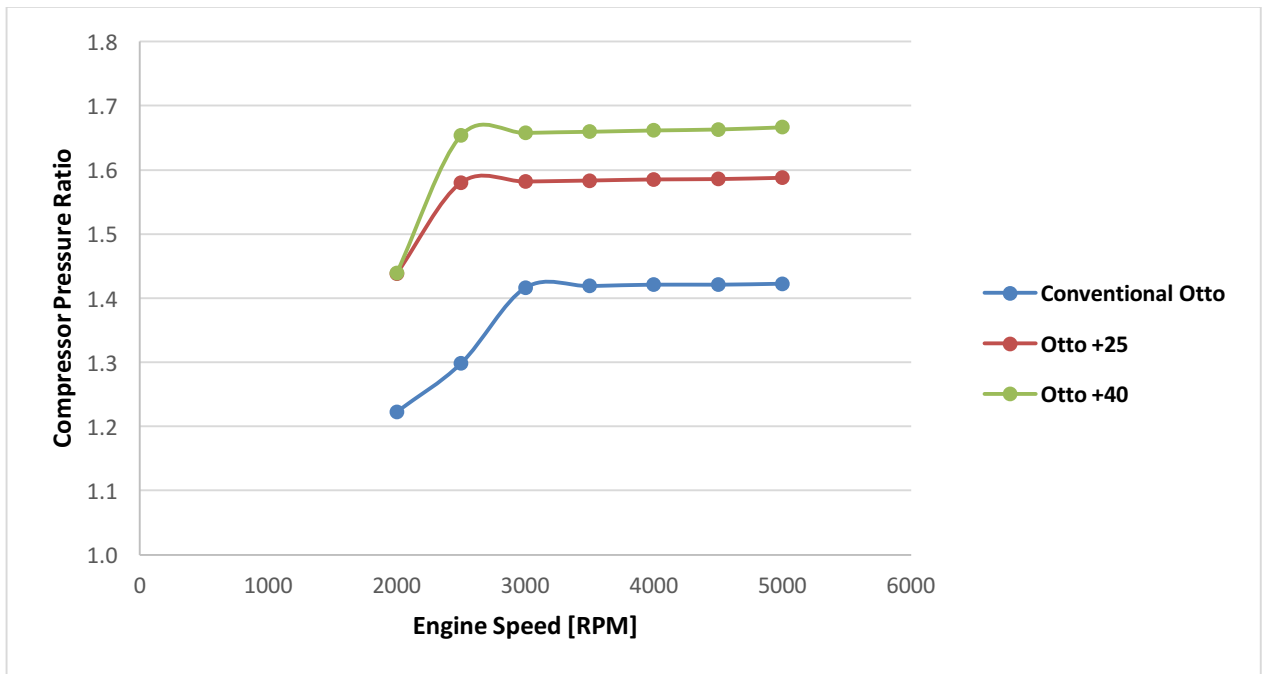
Σχήμα 6.12 – Ειδική κατανάλωση καυσίμου.



Σχήμα 6.13 – Μέγιστη θερμοκρασία κύκλου εντός του κυλίνδρου.



Σχήμα 6.14 – Ειδικές εκπομπές NO_x.



Σχήμα 6.15 – Λόγοι πίεσης του συμπιεστή.

6.4.2 Συμπεράσματα – Ανάλυση Αποδοτικότητας

Για άλλη μια φορά παρουσιάζεται στο σχήμα 6.11 το διάγραμμα των καμπυλών ισχύος, στο οποίο φαίνεται ότι οι τρεις συγκρινόμενοι κινητήρες έχουν παρόμοιες τιμές σε όλο το εξεταζόμενο εύρος στροφών, και ειδικά στις 4000rpm οι τιμές είναι σχεδόν ίσες. Στο σχήμα 6.15 απεικονίζονται οι λόγοι πίεσης που οδήγησαν σε αυτές τις καμπύλες ισχύος, για τους οποίους ισχύει ότι πρέπει να είναι αυξημένοι σε σχέση με το συμβατικό κινητήρα, όπως και στην περίπτωση που η εισαγωγή κλείνει πριν από το ΚΝΣ. Η βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίων ρυθμίστηκε έτσι ώστε να οδηγεί σε μέγιστο λόγο πίεσης 1,58 για τον κινητήρα “Otto +25” και 1,66 για τον κινητήρα “Otto +40”, αποτρέποντας έτσι τη λειτουργία σε επικίνδυνες μέγιστες πιέσεις.

Εφόσον ο αέρας συμπιέζεται περισσότερο στο συμπιεστή στις περιπτώσεις που η εισαγωγή κλείνει αρκετά μετά το ΚΝΣ (υψηλότεροι λόγοι πίεσης), αυτό σημαίνει ότι θα έχει και μεγαλύτερη θερμοκρασία κατά τη διάρκεια της εισαγωγής του στον κύλινδρο. Επομένως, δεν έχει νόημα η απεικόνιση των θερμοκρασιών όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΚΝΣ, καθώς είναι δεδομένο ότι αυτές θα είναι ανάλογες του λόγου πίεσης. Αυτό δεν ισχύει στην περίπτωση που η εισαγωγή κλείνει πριν το ΚΝΣ, λόγω του φαινομένου της ψυκτικής αποτόνωσης. Σύμφωνα με τα παραπάνω γίνεται αντιληπτός ο λόγος για τον οποίο δεν παρουσιάστηκαν οι θερμοκρασίες στο ΚΝΣ, αλλά τη θέση τους πήραν οι μέγιστες θερμοκρασίες κύκλου.

Από το σχήμα 6.13 είναι φανερό ότι οι μέγιστες θερμοκρασίες παραμένουν στα ίδια επίπεδα με το συμβατικό βενζινοκινητήρα, εφόσον παρουσιάζουν μηδαμινή πτώση της τάξεως του 0,3%. Το γεγονός ότι τα θερμοκρασιακά επίπεδα παραμένουν αμετάβλητα επαληθεύεται και από τις ειδικές εκπομπές NO_x (σχήμα 6.14), οι οποίες επίσης βρίσκονται στα ίδια επίπεδα και στους τρεις κινητήρες.

Στο σχήμα 6.12 παρατηρείται ότι με την αύξηση της γωνίας στην οποία κλείνει η εισαγωγή αυξάνεται και η ειδική κατανάλωση καυσίμου. Αυτό έρχεται σε αντίθεση με τα αποτελέσματα του προηγούμενου κεφαλαίου, στο οποίο παρατηρήθηκε πτώση της ειδικής κατανάλωσης. Ωστόσο, η πτώση αυτή οφείλεται όπως αποδείχθηκε παραπάνω στην ψυκτική αποτόνωση, η οποία δεν πραγματοποιείται για αυτή τη σειρά προσομοιώσεων.

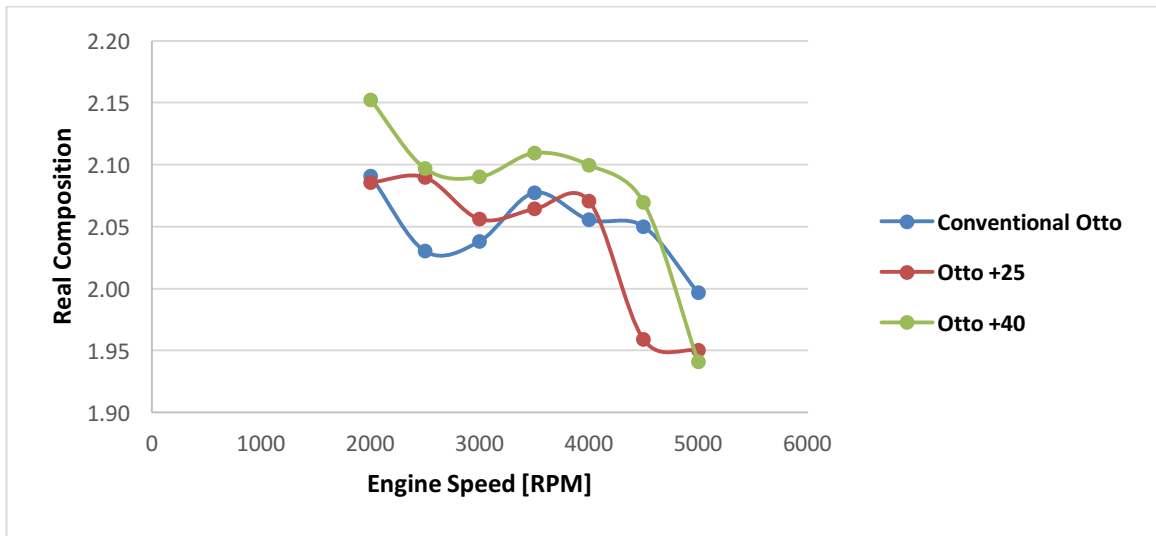
Για την εύρεση του λόγου για τον οποίο αυξάνεται η ειδική κατανάλωση του κινητήρα έγινε χρήση ενός εργαλείου του GT-Power, το οποίο ονομάζεται “Cylinder Efficiency Analysis”. Το εργαλείο αυτό δίνει τη δυνατότητα εύρεσης όλων των χαρακτηριστικών του μοντέλου που οδηγούν σε μείωση του βαθμού απόδοσης, σε σχέση με τον ιδανικό βαθμό απόδοσης του θερμοδυναμικού κύκλου Otto. Υπενθυμίζεται ότι ο ιδανικός βαθμός απόδοσης Otto, δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_{otto} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}}$$

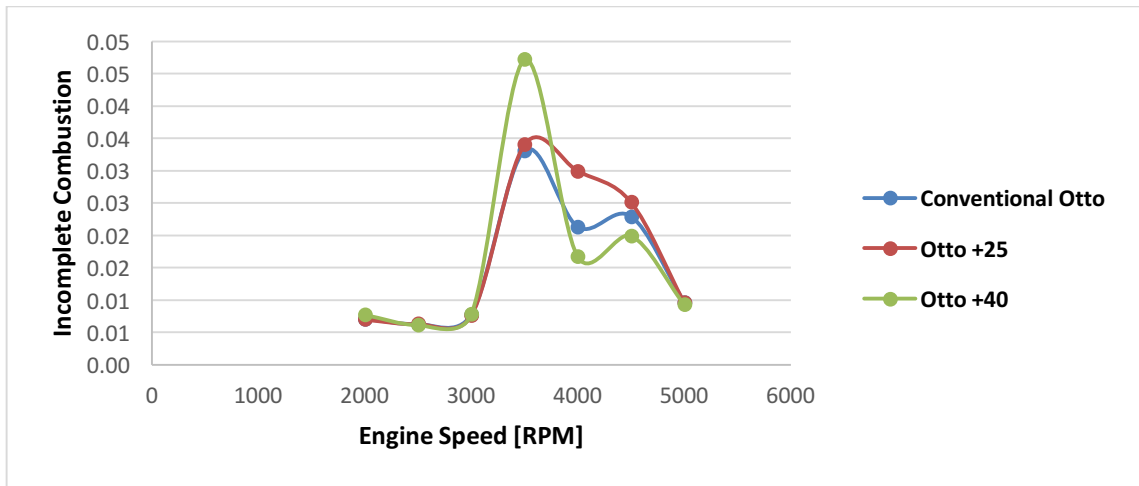
Στην παραπάνω σχέση με 'ε' συμβολίζεται ο γεωμετρικός βαθμός συμπίεσης και με 'γ' ο εκθέτης ισεντροπικής μεταβολής. Επομένως, το εργαλείο που χρησιμοποιήθηκε υπολογίζει την πτώση, σε ποσοστιαίες μονάδες, που προκαλείται στον ιδανικό βαθμό απόδοσης από διάφορα χαρακτηριστικά που οδηγούν στην απόκλιση από την ιδανική λειτουργία. Τα χαρακτηριστικά αυτά περιγράφονται παρακάτω:

- **Real Composition:** Απόκλιση από ιδανικό κύκλο Otto, λόγω χρήσης πραγματικής σύνθεσης του μείγματος, και όχι σύνθεση αέρα. (Σχήμα 6.16)
- **Incomplete Combustion:** Απόκλιση λόγω υπολογισμού άκαυστων. (Σχήμα 6.17)
- **Real Burn Rate:** Χρήση πραγματικού ρυθμού καύσης, και όχι στιγμιαίας καύσης στο ΑΝΣ, όπως θεωρείται στον ιδανικό κύκλο Otto (Σχήμα 6.18)
- **Real Fluid Properties:** Υπολογισμός των πραγματικών θερμοδυναμικών ιδιοτήτων ανάλογα με τη θερμοκρασία και την πίεση (όχι 1bar, 298K για όλα τα σημεία). (Σχήμα 6.19)
- **Heat Transfer:** Υπολογισμός απωλειών θερμότητας, που μειώνουν το βαθμό απόδοσης του κύκλου. (Σχήμα 6.20)
- **Compression:** Πτώση βαθμού απόδοσης, λόγω του έργου που δαπανάται για την εξώθηση μέρους του μείγματος έξω από τον κύλινδρο, όταν η εισαγωγή κλείνει μετά το ΚΝΣ. (Σχήμα 6.21)
- **Real Gas Exchange:** Χρήση των πραγματικών πιέσεων για τον υπολογισμό της εναλλαγής αερίων. Αυτή η μεταβλητή είναι η μοναδική που έχει αρνητική τιμή, δηλαδή δεν μειώνει αλλά αυξάνει το βαθμό απόδοσης. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι πρόκειται για υπερπληρωμένο κινητήρα, για τον οποίο ισχύει ο θετικός βρόχος άντλησης. (Σχήμα 6.23)
- **Friction:** Πτώση του βαθμού απόδοσης λόγω συνυπολογισμού των τριβών. (Σχήμα 6.22)

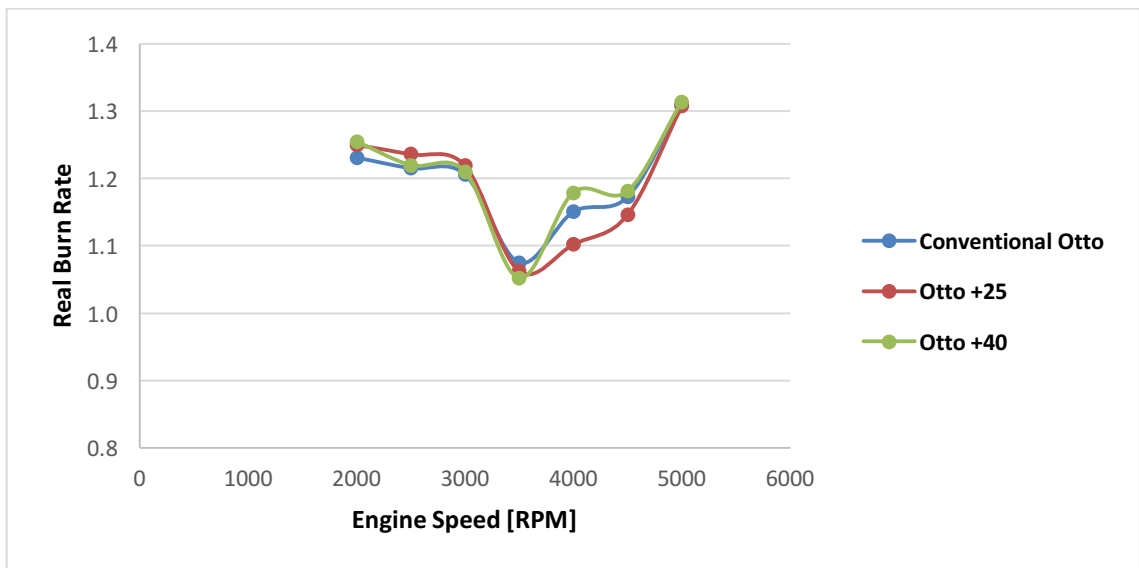
Υπενθυμίζεται ότι τα παραπάνω χαρακτηριστικά υπολογίζονται σε ποσοστιαίες μονάδες, οι οποίες στη συνέχεια αφαιρούνται από τον ιδανικό βαθμό απόδοσης του κύκλου Otto, ώστε να προκύψει ο πραγματικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα. Η ανάλυση αυτή θα επιτρέψει την εύρεση του χαρακτηριστικού που οδηγεί σε μεγαλύτερη απόκλιση από τον ιδανικό κύκλο, κατά το κλείσιμο της εισαγωγής μετά το ΚΝΣ, και συνεπώς σε υψηλότερη ειδική κατανάλωση. Παρακάτω παρουσιάζονται τα διαγράμματα για κάθε ένα από αυτά τα χαρακτηριστικά:



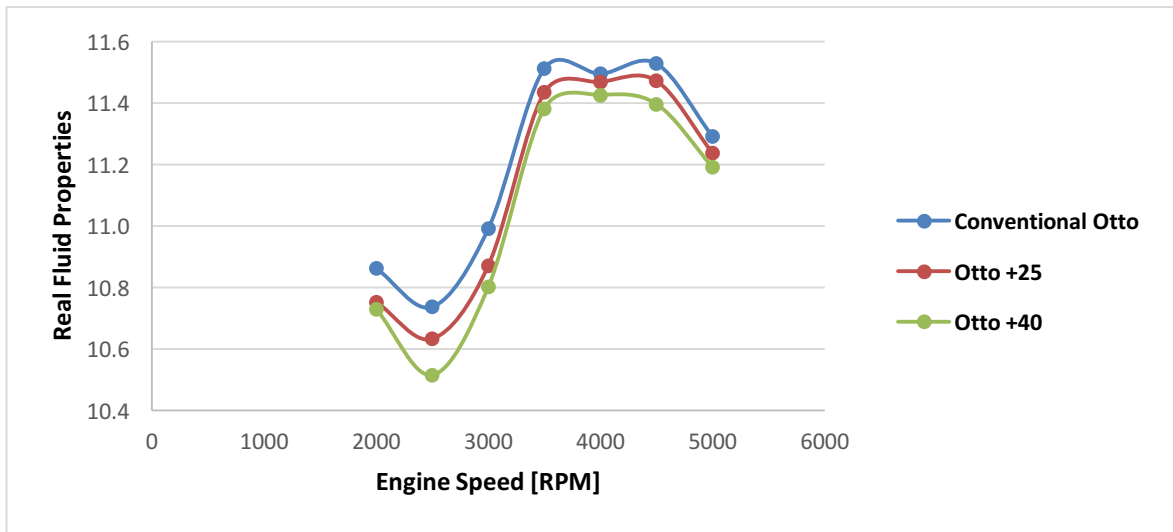
Σχήμα 6.16 – Real Composition.



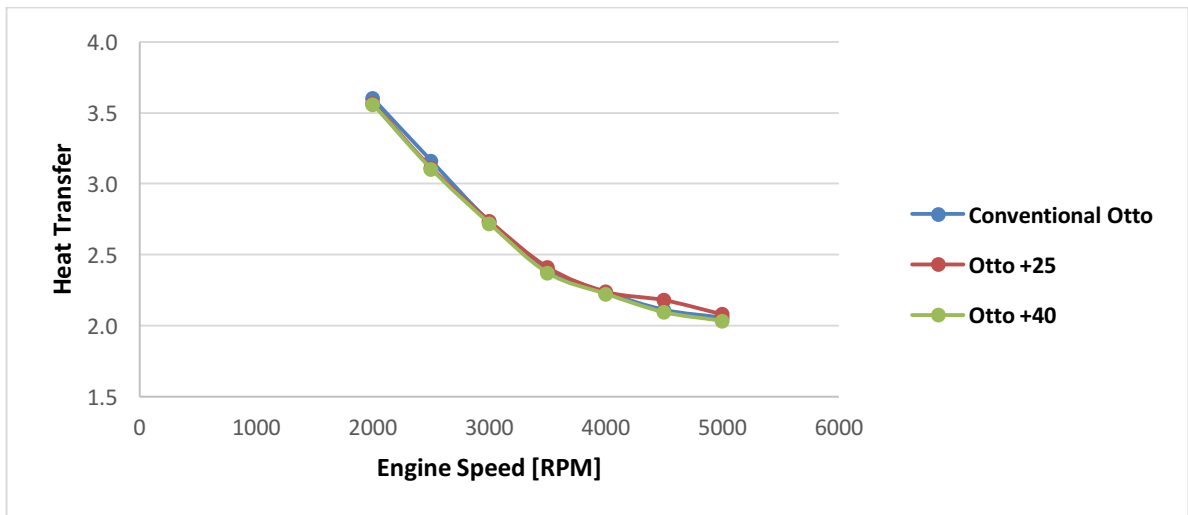
Σχήμα 6.17 – Incomplete Combustion.



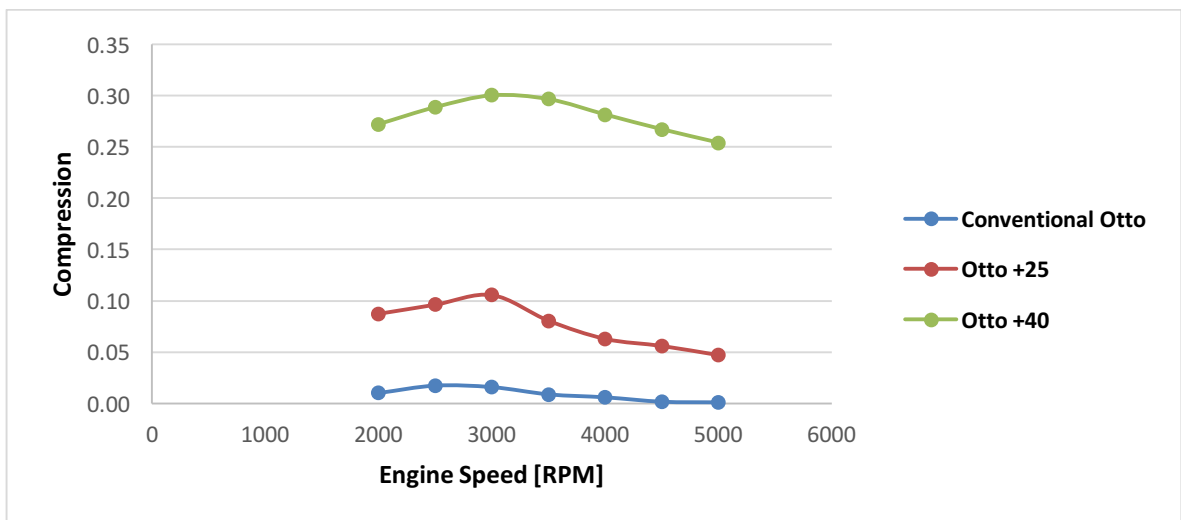
Σχήμα 6.18 – Real Burn Rate.



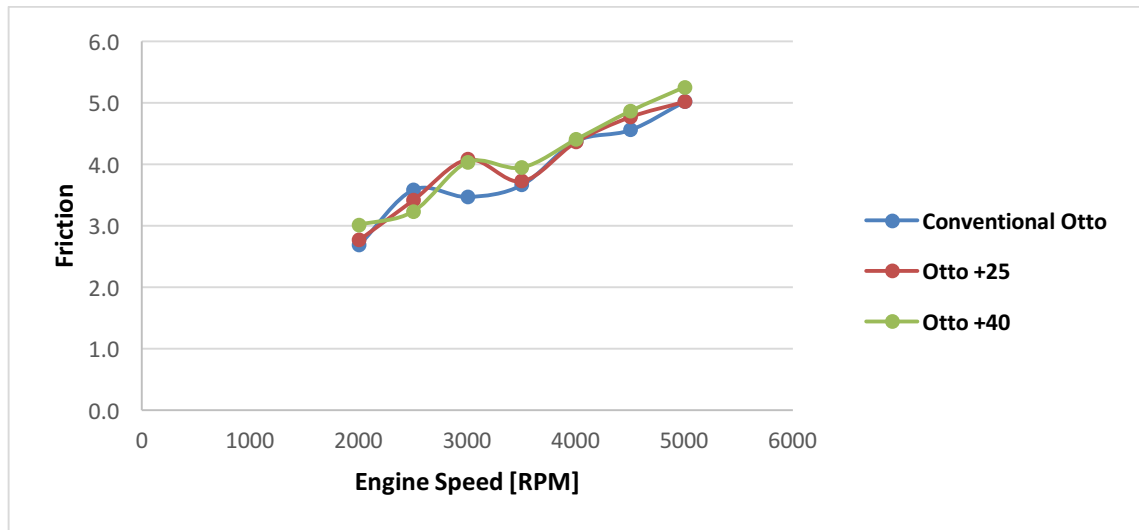
Σχήμα 6.19 – Real Fluid Properties.



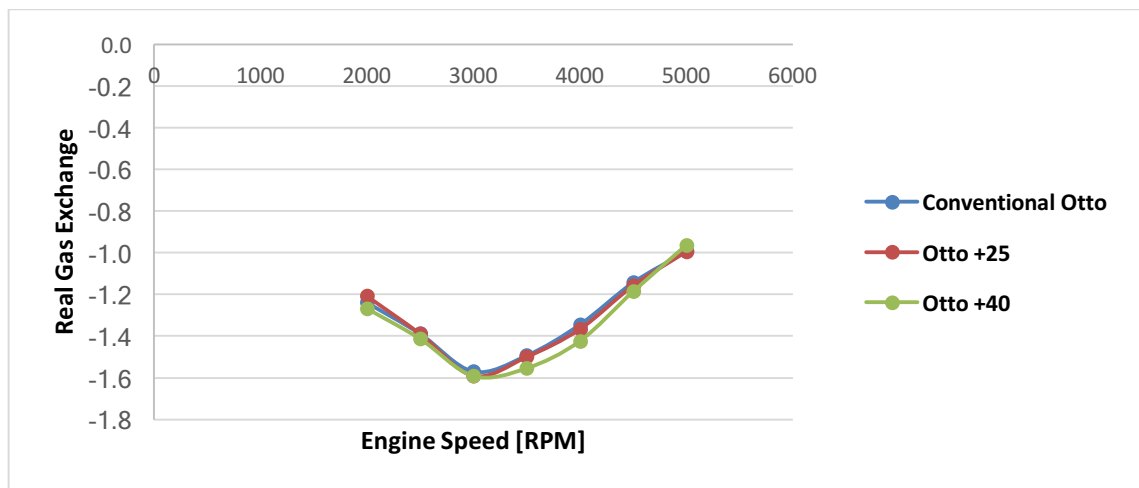
Σχήμα 6.20 – Heat Transfer.



Σχήμα 6.21 – Compression.



Σχήμα 6.22 – Friction.



Σχήμα 6.23 – Real Gass Exchange.

Στα περισσότερα από τα παραπάνω διαγράμματα παρατηρούνται πολύ μικρές μεταβολές, γεγονός το οποίο φαίνεται και από τις υποδιαιρέσεις στους κάθετους άξονες ορισμένων. Εμφανής είναι η διαφορά στο σχήμα 6.21, στο οποίο φαίνεται ότι με την αύξηση του χρόνου στον οποίο κλείνει η εισαγωγή, αυξάνονται και οι απώλειες που οφείλονται στη δαπάνη έργου για την εξώθηση αέρα από τον κύλινδρο, οι οποίες παρόλο που είναι μικρές σε απόλυτη τιμή, είναι ικανές να προκαλέσουν ελαφριά αύξηση της ειδικής κατανάλωσης. Αυτό είναι λογικό, καθώς όταν η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει όλο και πιο μακριά από το ΚΝΣ, τότε απωθεί όλο και περισσότερο αέρα από τον κύλινδρο. Η απωθητική αυτή δράση του εμβόλου είναι που ελαττώνει το βαθμό απόδοσης και επομένως προκαλεί την αύξηση της ειδικής κατανάλωσης που παρατηρήθηκε στο σχήμα 6.12.

Στο παρόν κεφάλαιο μελετήθηκαν οι επιπτώσεις της εφαρμογής διάφορων σεναρίων χρονισμού εισαγωγής σε ένα συμβατικό υπερπληρωμένο κινητήρα

βενζίνης. Μέσω των αποτελεσμάτων γίνεται φανερό ότι το κλείσιμο της εισαγωγής πριν το ΚΝΣ (EIVC) έχει ιδιαίτερα οφέλη για τον κινητήρα, καθώς η ρύθμιση αυτή είναι ικανή να ελαττώσει ελαφρώς την ειδική κατανάλωση αλλά ακόμη περισσότερο τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου. Αντιθέτως, τα δυο τελευταία σενάρια που μελετήθηκαν οδήγησαν στο συμπέρασμα ότι το κλείσιμο της εισαγωγής μετά το ΚΝΣ (LIVC) δεν παρουσιάζει πλεονεκτήματα για τον κινητήρα. Στο επόμενο κεφάλαιο παρουσιάζεται η μελέτη του κύκλου Miller, στην οποία η βαλβίδα εισαγωγής ρυθμίζεται ώστε να κλείνει πριν αλλά και μετά το ΚΝΣ, με τη διαφορά ότι αυτή τη φορά γίνεται ταυτόχρονη μεταβολή του ουσιαστικού βαθμού συμπίεσης. Αυτό οδηγεί σε κινητήρες με ίδιο βαθμό συμπίεσης και διαφορετικό βαθμό αποτόνωσης, γεγονός που αποτελεί θεμελιώδη αρχή της υπερπλήρωσης κατά Miller.

Κεφάλαιο 7

Αποτελέσματα Προσομοίωσης Κύκλου Miller

7.1 Εισαγωγή

Όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο, η εφαρμογή του κύκλου Miller στο υπάρχον μοντέλο του συμβατικού βενζινοκινητήρα απαιτεί ρύθμιση του χρονισμού εισαγωγής και του γεωμετρικού βαθμού συμπίεσης. Ο γενικός στόχος είναι η δημιουργία ενός κινητήρα, ο οποίος θα έχει ίδιο ουσιαστικό βαθμό συμπίεσης με το αρχικό μοντέλο (Conventional Otto), παρόλο που ο χρόνος στον οποίο κλείνει η εισαγωγή μεταβάλλεται. Αυτό θα οδηγήσει στη σύγκριση κινητήρων με ίδιο βαθμό συμπίεσης αλλά διαφορετικό βαθμό αποτόνωσης, εφόσον ο χρονισμός της εξαγωγής παραμένει αμετάβλητος. Έτσι, θα προκύψουν συμπεράσματα σχετικά με την επίδραση που έχει η αύξηση του βαθμού αποτόνωσης (με αμετάβλητο ουσιαστικό βαθμό συμπίεσης) στον υπερπληρωμένο βενζινοκινητήρα.

Στο προηγούμενο κεφάλαιο παρουσιάστηκε η μελέτη της επιρροής που έχουν διάφορα σενάρια χρονισμού της εισαγωγής στα λειτουργικά χαρακτηριστικά του κινητήρα. Πραγματοποιήθηκε δηλαδή ρύθμιση μιας εκ των δυο παραμέτρων για την εφαρμογή της υπερπλήρωσης κατά Miller, γεγονός που καθιστά το κεφάλαιο 6

απαραίτητη προεργασία για τη μελέτη που θα παρουσιαστεί παρακάτω. Προέκυψε ότι όταν η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει πριν από το ΚΝΣ, το φαινόμενο της ψυκτικής αποτόνωσης βελτιώνει τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου και μειώνει τις θερμικές απώλειες του κινητήρα. Αντιθέτως, όταν η εισαγωγή ρυθμίστηκε ώστε να κλείνει αρκετά μετά από το ΚΝΣ παρατηρήθηκε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, ενώ τα υπόλοιπα στοιχεία παρέμειναν αμετάβλητα. Για το λόγο αυτό, η μοντελοποίηση που θα παρουσιαστεί παρακάτω βασίστηκε περισσότερο σε αυτήν την περίπτωση, καθώς προσομοιώθηκαν δύο σενάρια χρονισμού “LIVC” στο μέγιστο φορτίο, ένα εκ των οποίων μελετήθηκε και στα μερικά φορτία. Στόχος είναι να εξετασθεί εάν ο κύκλος Miller μπορεί να βελτιώσει τις αρνητικές ιδιότητες που παρουσιάστηκαν προηγουμένως για αυτή τη ρύθμιση. Αντιθέτως, στην περίπτωση του “EIVC” προσομοιώθηκε ένα σενάριο χρονισμού, ώστε να επιβεβαιωθεί ότι συνδυάζονται τα πλεονεκτήματα του προηγούμενου κεφαλαίου με οφέλη που παρουσιάζει η υπερπλήρωση κατά Miller.

7.2 Ρυθμίσεις Προσομοίωσης

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, στο παρόν κεφάλαιο μελετάται η περίπτωση στην οποία η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει μετά από το συμβατικό σημείο του κινητήρα “Conventional Otto” (50° μετά το ΚΝΣ), αλλά αυτή τη φορά με ταυτόχρονη μεταβολή του βαθμού συμπίεσης. Τα σενάρια χρονισμού που προσομοιώθηκαν είναι τα ίδια με του προηγούμενου κεφαλαίου, δηλαδή η εισαγωγή κλείνει συνολικά 75° και 90° μετά το ΚΝΣ (αντίστοιχα μοντέλα “Otto +25”, “Otto +40”). Για το κλείσιμο της εισαγωγής πριν από το ΚΝΣ επιλέχθηκε νέος χρονισμός, με τη βαλβίδα να κλείνει πλέον 120° πριν από το συμβατικό σημείο, δηλαδή συνολικά 75° πριν από το ΚΝΣ. Πάνω σε αυτά τα μοντέλα εφαρμόστηκαν διαφορετικοί γεωμετρικοί βαθμοί συμπίεσης, ώστε να προσομοιωθεί η λειτουργία της υπερπλήρωσης κατά Miller. Οι νέοι κινητήρες που προέκυψαν θα παρουσιάζονται από εδώ και πέρα με τις ονομασίες “Miller +25”, “Miller +40” και “Miller -125” αντίστοιχα.

Είναι φανερό ότι με το κλείσιμο της εισαγωγής μετά από το συμβατικό σημείο και με το γεωμετρικό βαθμό συμπίεσης σταθερό, το μοντέλο του νέου κινητήρα θα έχει μειωμένο ουσιαστικό βαθμό συμπίεσης (η διαφορά των δύο όρων αναφέρεται στο κεφάλαιο 3.1). Ωστόσο, για την εφαρμογή του κύκλου Miller, πρέπει οι συγκρινόμενοι κινητήρες να έχουν τον ίδιο ουσιαστικό βαθμό συμπίεσης. Επομένως, όσο πιο αργά κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής, τόσο περισσότερο πρέπει να αυξάνεται ο γεωμετρικός βαθμός συμπίεσης, μέχρι το σημείο που θα επαναφέρει τον ουσιαστικό βαθμό

συμπίεσης στην επιθυμητή σταθερή τιμή του. Μέσω της αύξησης του γεωμετρικού βαθμού συμπίεσης, ο κινητήρας αποκτά και αυξημένο βαθμό αποτόνωσης, εφόσον ο χρονισμός της εξαγωγής παραμένει αμετάβλητος. Τελικά, το μοντέλο καταλήγει σε κινητήρα με ίδιο ουσιαστικό βαθμό συμπίεσης με τον συμβατικό βενζινοκινητήρα, αλλά αυξημένο βαθμό αποτόνωσης σε σχέση με αυτόν. Τα ίδια ισχύουν αντίστοιχα και για το κλείσιμο της εισαγωγής 75° πριν από το ΚΝΣ.

Οι τρεις πίνακες που παρουσιάζονται παρακάτω απεικονίζουν τους γεωμετρικούς βαθμούς συμπίεσης που είναι απαραίτητοι ώστε τα μοντέλα “Miller +25”, “Miller +40” και “Miller -125” να έχουν τον ίδιο ουσιαστικό βαθμό συμπίεσης με το μοντέλο “Conventional Otto”. Σε αυτό το σημείο υπενθυμίζεται ότι ο συμβατικός κινητήρας Otto έχει CR=7,5 και λόγω του χρονισμού της εισαγωγής κατέληγε σε ουσιαστικό βαθμό συμπίεσης 6,6 (με τον όρο CR εννοείται ο γεωμετρικός βαθμός συμπίεσης).

	Otto CR= 7,5	Otto +25 CR=7,5	Miller +25 CR=9
Ουσιαστικός Βαθμός Συμπίεσης	6,6	5,5	6,6

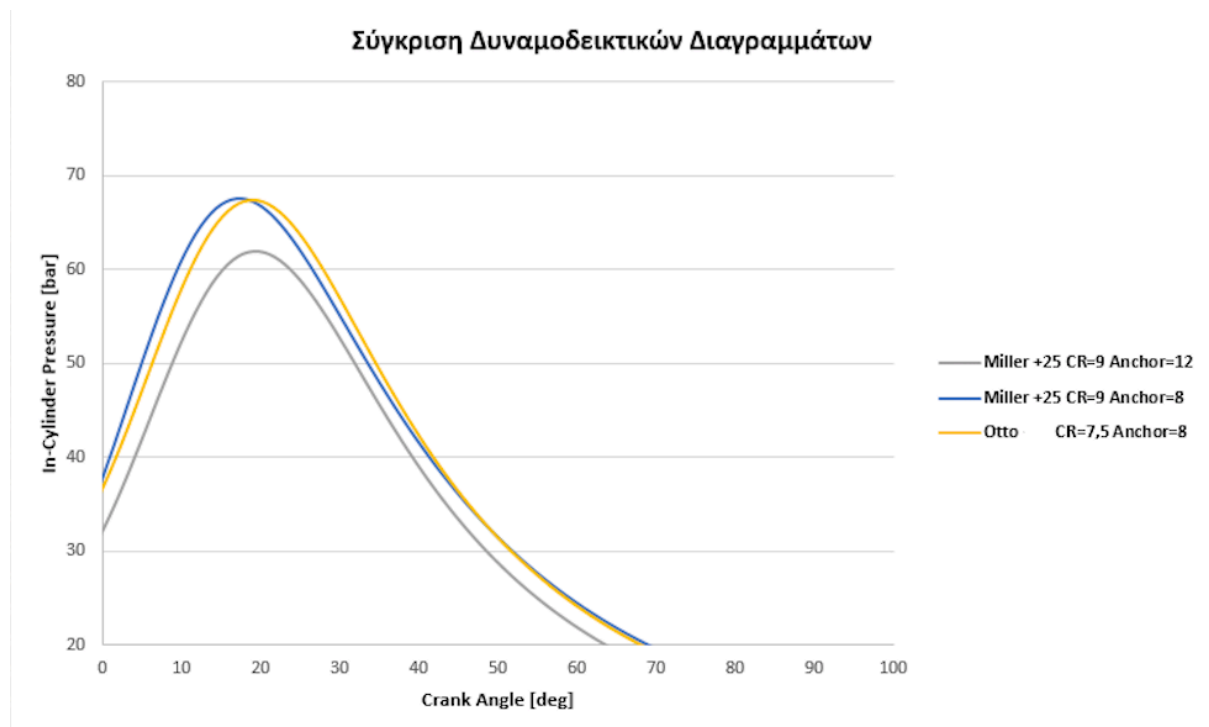
	Otto CR= 7,5	Otto +40 CR=7,5	Miller +40 CR=10,7
Ουσιαστικός Βαθμός Συμπίεσης	6,6	4,7	6,6

	Otto CR= 7,5	Otto -125 CR=7,5	Miller -125 CR=9
Ουσιαστικός Βαθμός Συμπίεσης	6,6	5,5	6,6

Είναι φανερό ότι κατά το κλείσιμο της εισαγωγής 25° μετά από το συμβατικό σημείο, ο ουσιαστικός βαθμός συμπίεσης πέφτει από την τιμή 6,6 στην τιμή 5,5, με το γεωμετρικό βαθμό συμπίεσης σταθερό στην τιμή CR=7,5. Για να επανέλθει ο ουσιαστικός βαθμός συμπίεσης στη τιμή 6,6 πρέπει ο γεωμετρικός να αυξηθεί, φθάνοντας την τιμή CR=9. Αντίστοιχα, ο κινητήρας “Miller +40” πρέπει να ρυθμιστεί με γεωμετρικό βαθμό συμπίεσης CR=10,7, ώστε ο ουσιαστικός βαθμός συμπίεσης να επανέλθει στην τιμή 6,6. Τέλος, παρατηρείται ότι ο κινητήρας “Otto -125” έχει την ίδια τιμή ουσιαστικού βαθμού συμπίεσης με τον “Otto +25”. Ο λόγος για τον οποίο ισχύει αυτό είναι επειδή όπως προκύπτει και από την ονοματολογία, το κλείσιμο της εισαγωγής για τους δύο αυτούς κινητήρες απέχει την ίδια απόσταση από το ΚΝΣ, η οποία είναι 75° (το συμβατικό σημείο είναι 50° μετά το ΚΝΣ).

Κατά την αύξηση του βαθμού συμπίεσης και με την έναρξη των προσομοιώσεων, παρατηρήθηκε ότι ο κινητήρας δε μπορούσε να φθάσει την ίδια ισχύ με το συμβατικό, δεδομένων των ορίων που υπάρχουν για τις μέγιστες πιέσεις εντός των

κυλίνδρων. Ο λόγος για τον οποίο συνέβαινε αυτό είναι επειδή η αλλαγή στο βαθμό συμπίεσης προκάλεσε μεταβολή στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα του κινητήρα. Πιο συγκεκριμένα, το δυναμοδεικτικό που αφορούσε την αυξημένη συμπίεση παρουσίαζε μεγαλύτερη κλίση από ένα σημείο και μετά, το οποίο είχε ως αποτέλεσμα να φθάνει στη μέγιστη πίεση σε μικρότερη τιμή της γωνίας στροφάλου από ότι το δυναμοδεικτικό του συμβατικού κινητήρα. Αυτό είχε ως αποτέλεσμα το τμήμα του διαγράμματος που αφορούσε τη φάση παραγωγής ισχύος να είναι μετατοπισμένο προς τα αριστερά, και επομένως να παρουσιάζει μικρότερες τιμές από το δυναμοδεικτικό του συμβατικού κινητήρα, γεγονός που εξηγεί το λόγο για τον οποίο δεν μπορούσε να παράξει την ίδια ισχύ. Το φαινόμενο αυτό απεικονίζεται στο σχήμα 7.1 για καλύτερη κατανόηση.



Σχήμα 7.1 – Διαδικασία μεταβολής των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων.

Ο τρόπος με τον οποίο αντιμετωπίστηκε το πρόβλημα αυτό ήταν μέσω της προπορείας έναυσης του κινητήρα. Με τη μείωση της μεταβλητής αυτής πραγματοποιήθηκε «μεταφορά» του δυναμοδεικτικού διαγράμματος προς τα δεξιά, αλλά συγχρόνως μειώθηκε και η τιμή της μέγιστης πίεσης. Για την αύξηση της τιμής αυτής έγινε κατάλληλη ρύθμιση της υπερπλήρωσης ώστε το νέο δυναμοδεικτικό να πέσει σχεδόν πάνω στο αρχικό του συμβατικού κινητήρα. Υπενθυμίζεται ότι η προπορεία έναυσης ρυθμίζεται μέσω της μεταβλητής “anchor angle”, που είναι η τιμή της γωνίας στροφάλου στην οποία θεωρείται ότι έχει καεί το 50% του μείγματος. Η τιμή αυτής της μεταβλητής ήταν 8° για τον κινητήρα “Conventional Otto” και

ρυθμίστηκε στις 12° για τους κινητήρες “Miller +25” και “Miller -125” και στις 14° για τον κινητήρα “Miller +40”, για την επίτευξη του επιθυμητού αποτελέσματος.

Στο σχήμα 7.1 φαίνεται σχηματικά η διαδικασία που ακολουθήθηκε για την επαναφορά του δυναμοδεικτικού στο μοντέλο “Miller +25” στις 4000rpm. Με κίτρινο χρώμα απεικονίζεται το δυναμοδεικτικό διάγραμμα για το συμβατικό κινητήρα Otto. Στη συνέχεια με μπλε χρώμα φαίνεται το αντίστοιχο διάγραμμα όταν αυξήθηκε ο βαθμός συμπίεσης σε CR=9, στο οποίο παρατηρείται η μετακίνηση προς τα αριστερά και πως αυτή οδήγησε σε χαμηλότερες τιμές στο τμήμα ισχύος. Με γκρι χρώμα απεικονίζεται η καμπύλη που προέκυψε από τη μείωση της προπορείας, η οποία φαίνεται ότι έχει ευθυγραμμιστεί με την αρχική καμπύλη, αλλά έχει μειωμένες τιμές πίεσης. Επομένως, με αύξηση της υπερπλήρωσης η γκρι καμπύλη ανέβηκε και έφθασε πολύ κοντά στην κίτρινη του αρχικού κινητήρα.

Ωστόσο, η μείωση της προπορείας έναυσης προκαλεί ορισμένες μεταβολές στον κινητήρα, οι οποίες πρέπει να σημειωθούν για την αποφυγή παρεξηγήσεων κατά την εξαγωγή των συμπερασμάτων. Εκτός από την πτώση της πίεσης, η οποία αντιμετωπίστηκε με την αύξηση των επιπέδων υπερπλήρωσης, προκαλείται επίσης μείωση των θερμοκρασιών εντός του κυλίνδρου και ελαφριά μείωση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα. Επομένως, εάν κατά τη μελέτη των αποτελεσμάτων του “LIVC” παρατηρηθούν μειωμένες θερμοκρασίες και ρύποι, αυτό δε θα οφείλεται στον κύκλο Miller, αλλά στη μείωση της προπορείας έναυσης. Επίσης, η πτώση του βαθμού απόδοσης θα ληφθεί υπόψιν κατά την εξαγωγή συμπερασμάτων σχετικών με την ειδική κατανάλωση καυσίμου.

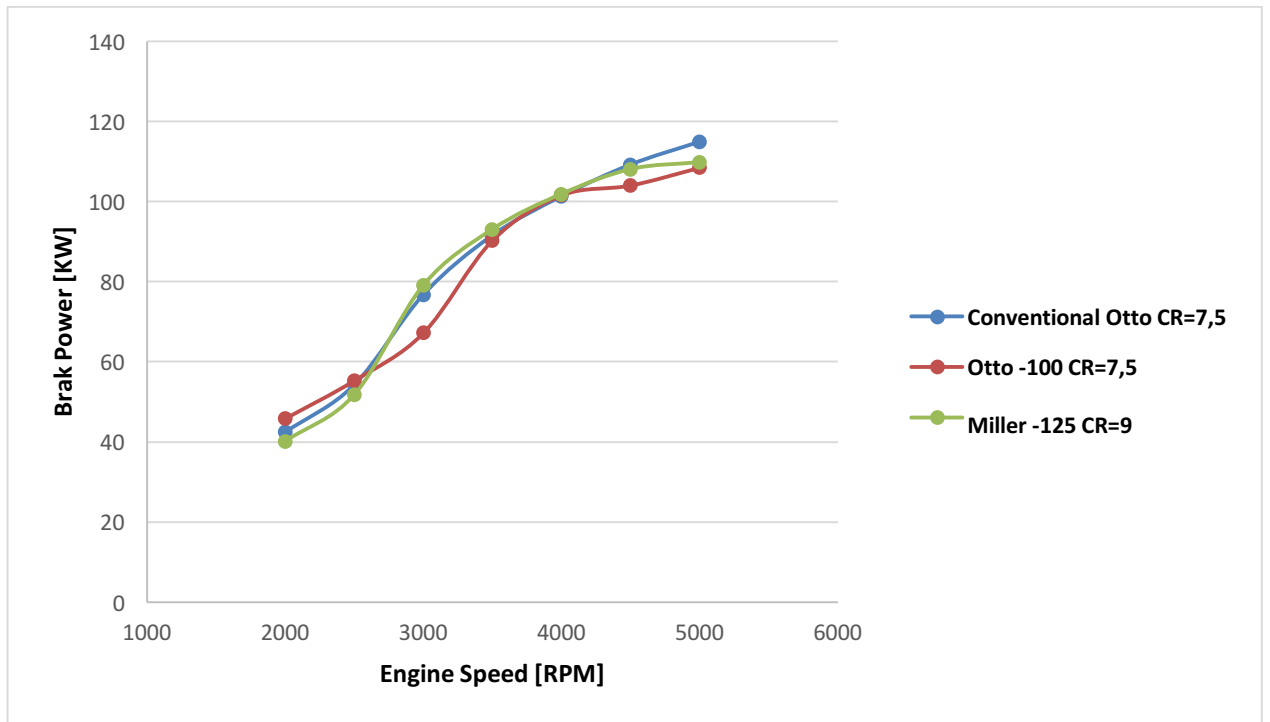
Όπως προαναφέρθηκε, το σύστημα υπερπλήρωσης ρυθμίστηκε ώστε το δυναμοδεικτικό διάγραμμα να επανέλθει στην αρχική του μορφή και έτσι ο κινητήρας να παράγει την ίδια ισχύ. Η βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίων ρυθμίστηκε για κάθε προσομοίωση έτσι ώστε να τηρούνται τα όρια ασφάλειας των μέγιστων πιέσεων. Η μεταβλητή αυτή (μέγιστη πίεση εντός του κυλίνδρου) θα παρουσιάζεται στα αποτελέσματα προς επαλήθευση της συνθήκης αυτής. Όπως και στο προηγούμενο κεφάλαιο, οποιαδήποτε σύγκριση θα γίνεται για ταχύτητα περιστροφής 4000rpm, στην οποία η παραγόμενη ισχύς είναι ίδια για όλους τους κινητήρες.

7.3 Αποτελέσματα στην Περίπτωση “Early Intake Valve Closing”

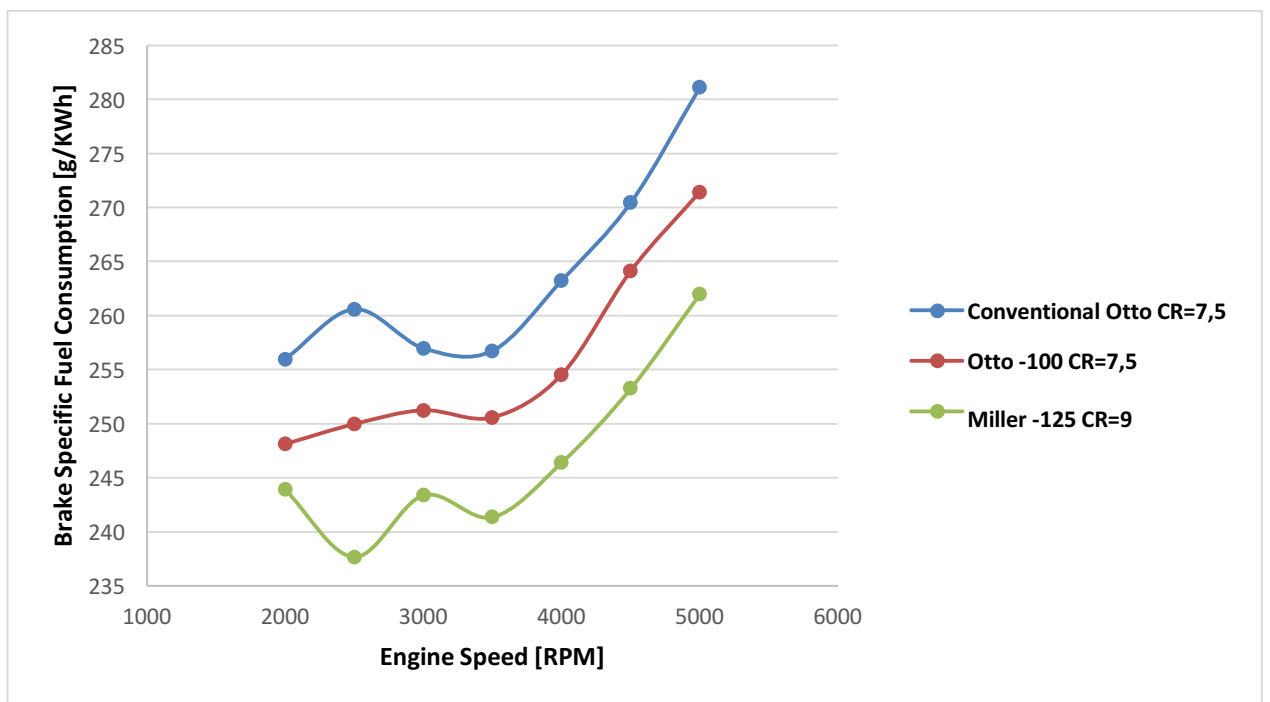
Όπως έχει αναφερθεί παραπάνω, σε αυτήν την περίπτωση θα μελετηθεί ένα σενάριο χρονισμού, το οποίο είναι ο κινητήρας “Miller -125”. Ο λόγος για τον οποίο δεν επιλέχθηκαν τα σενάρια χρονισμού του προηγούμενου κεφαλαίου είναι επειδή ο κινητήρας “Conventional Otto” κλείνει τη βαλβίδα εισαγωγής 50° μετά από το ΚΝΣ. Αυτό σημαίνει ότι για την περίπτωση του “EIVC” πρέπει να επιλεγεί χρονισμός, ο οποίος θα απέχει περισσότερο από το ΚΝΣ σε σχέση με τον χρονισμό του συμβατικού κινητήρα. Αυτή η συνθήκη θα οδηγήσει σε κινητήρα με μειωμένο ουσιαστικό βαθμό συμπίεσης, επομένως με την αύξηση του αντίστοιχου γεωμετρικού, θα προκύψει ένα μοντέλο με ίδιο βαθμό συμπίεσης και αυξημένο βαθμό αποτόνωσης.

Στα κάθε ένα από τα παρακάτω διαγράμματα θα παρουσιάζονται καμπύλες για τρία διαφορετικά μοντέλα κινητήρων. Το ένα είναι φυσικά αυτό που προέκυψε από τη μοντελοποίηση του κύκλου Miller “Miller -125”, το δεύτερο είναι το μοντέλο του συμβατικού βενζινοκινητήρα “Conventional Otto” και το τρίτο είναι το μοντέλο που παρουσιάστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο “Otto -100”. Στόχος αυτής της απεικόνισης είναι να γίνονται ταυτόχρονα δύο συγκρίσεις, η μια μεταξύ του κύκλου Miller και του συμβατικού κύκλου Otto και η δεύτερη μεταξύ του Miller και του μοντέλου “Otto -100”. Επίσης, με αυτόν τον τρόπο θα γίνει παρουσίαση των αποτελεσμάτων ακολουθώντας τα ίδια βήματα με τα οποία έγιναν οι υπολογισμοί. Το πρώτο βήμα είναι η μοντελοποίηση κινητήρα κύκλου Otto με μεταβλητό χρονισμό εισαγωγής (Conventional Otto – Otto -100) και το δεύτερο βήμα είναι η ταυτόχρονη αύξηση του βαθμού συμπίεσης για να προκύψει ο κύκλος Miller (Otto -100 – Miller -125).

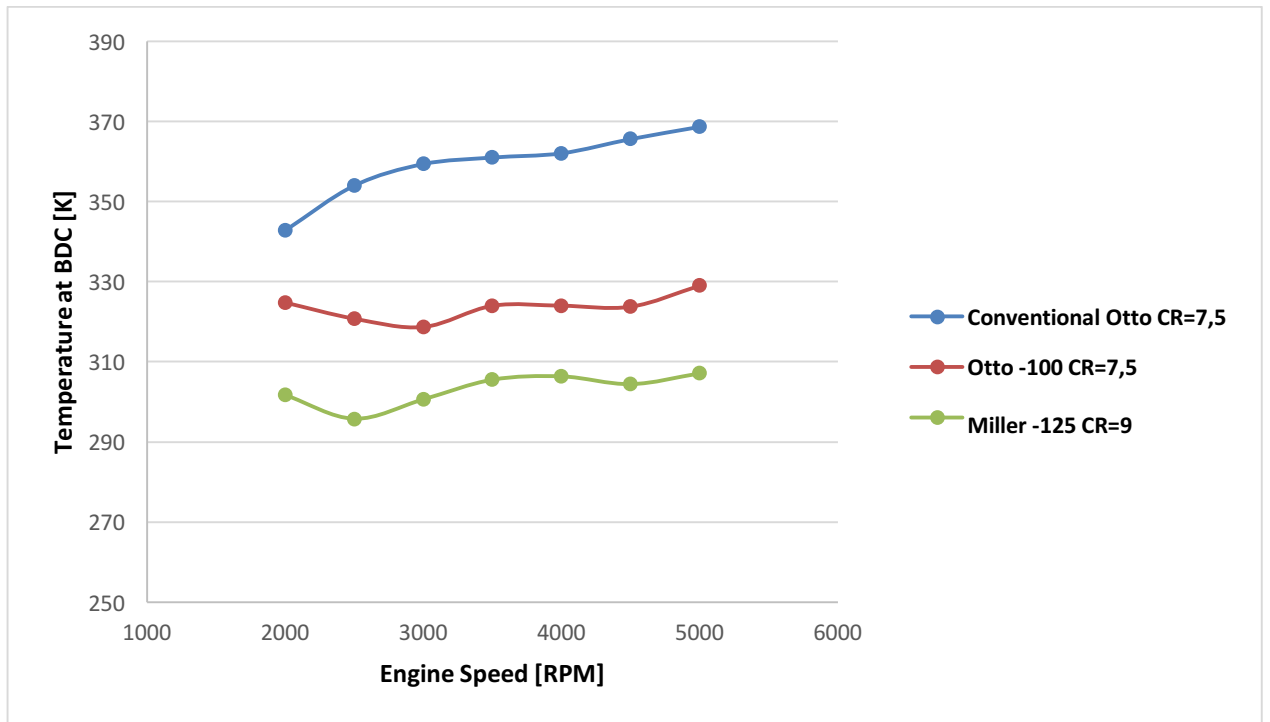
Στα διαγράμματα απεικονίζεται αρχικά η καμπύλη ισχύος του κάθε κινητήρα προς επαλήθευση της ομοιότητας τους και της ισότητας στις 4000rpm (Σχήμα 7.2). Στη συνέχεια παρουσιάζονται η ειδική κατανάλωση καυσίμου (Σχήμα 7.3), η θερμοκρασία στο ΚΝΣ (Σχήμα 7.4) και οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου (Σχήμα 7.5). Τέλος, απεικονίζονται και οι μέγιστες πιέσεις εντός των κυλίνδρων, για να επαληθευτεί ότι αυτές είναι σε αποδεκτά επίπεδα μετά από τις μεταβολές που πραγματοποιήθηκαν στα δυναμοδεικτικά διαγράμματα (Σχήμα 7.6). Όλα τα αποτελέσματα παρουσιάζονται για το μέγιστο φορτίο των στροφών.



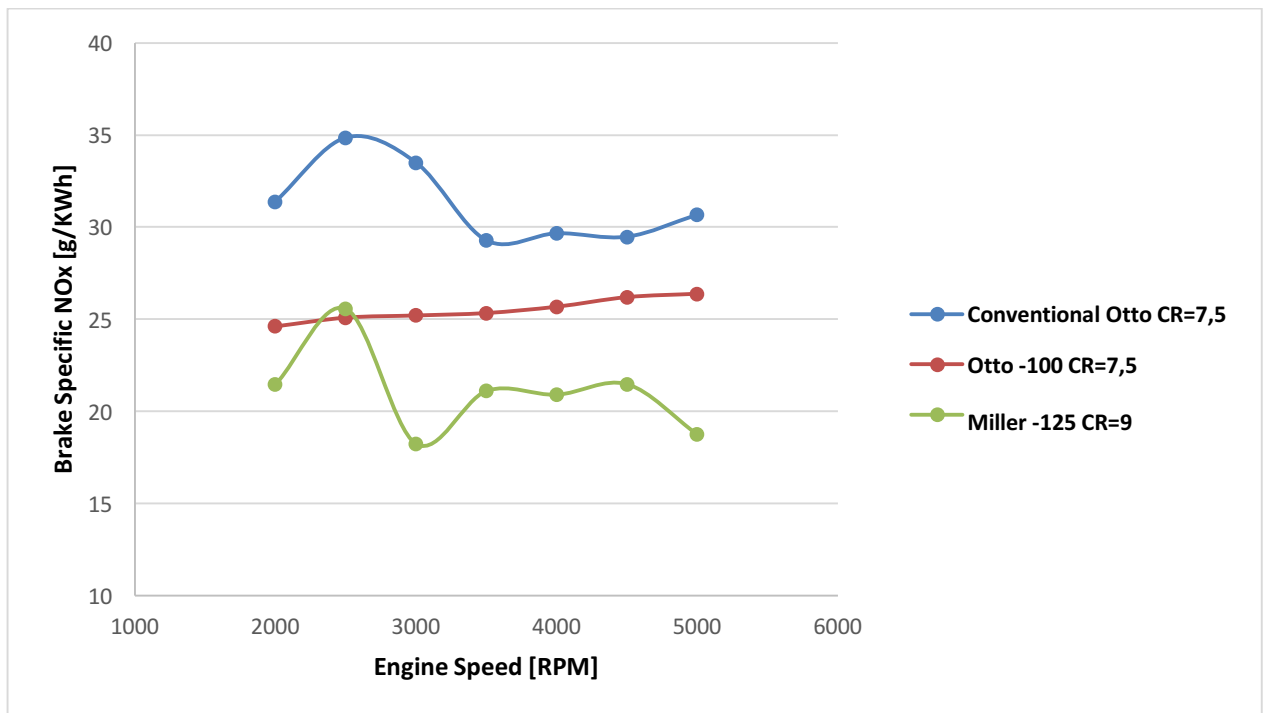
Σχήμα 7.2 – Αποδιδόμενη ισχύς των κινητήρων.



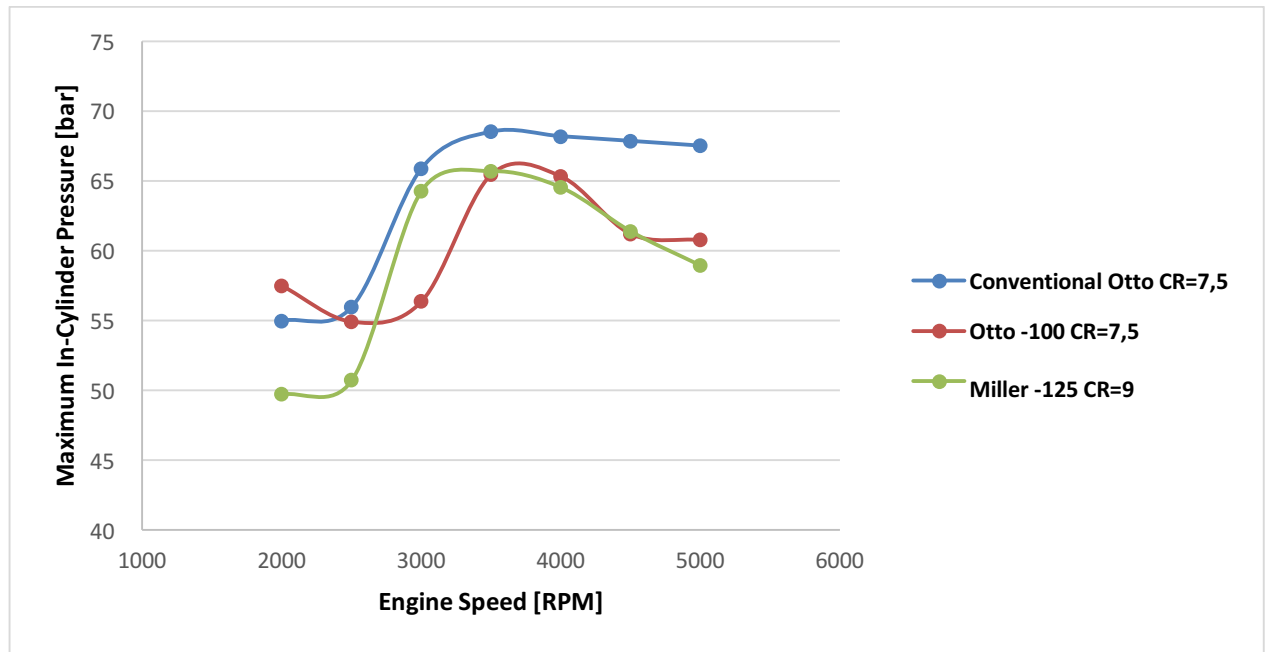
Σχήμα 7.3 – Ειδική κατανάλωση καυσίμου.



Σχήμα 7.4 – Θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου στο ΚΝΣ κατά την εισαγωγή.



Σχήμα 7.5 – Ειδικές εκπομπές οξειδίων του αζώτου NO_x.



Σχήμα 7.6 – Μέγιστη πίεση εντός των κυλίνδρων.

Συμπεράσματα

Στα σχήματα 7.2 και 7.6 φαίνεται ότι τηρήθηκαν οι συνθήκες σταθερής ισχύος και ασφαλών τιμών μέγιστης πίεσης κατά την προσομοίωση. Στο σχήμα 7.4 παρατηρείται περεταίρω πτώση των θερμοκρασιών όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΚΝΣ της εισαγωγής, όταν εφαρμόζεται ο κύκλος Miller. Αυτό βασικά οφείλεται στο γεγονός ότι στον κινητήρα “Miller -125” πραγματοποιείται για μεγαλύτερη διάρκεια το φαινόμενο της ψυκτικής αποτόνωσης (συνολική απόσταση από το ΚΝΣ 75°), με αποτέλεσμα την αυξημένη θερμοκρασιακή πτώση έως το ΚΝΣ. Οι μειωμένες εκπομπές οξειδίων του αζώτου οφείλονται τόσο στην αύξηση της αποτόνωσης μετά την εισαγωγή, όσο και στην ελαφριά μείωση της προπορείας έναυσης που εφαρμόσθηκε για τη διόρθωση των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων. Επομένως, η ποσοστιαία πτώση της τάξεως του 25% στις εκπομπές NO_x δεν οφείλεται αποκλειστικά στο φαινόμενο “expansion cooling”, αλλά ευθύνεται σε ένα βαθμό και η μείωση της προπορείας. Το σημαντικό είναι ότι όπως ήταν αναμενόμενο, η ψυκτική δράση στην περίπτωση “EIVC” συνεχίζει να ισχύει, όπως φαίνεται από το διάγραμμα 7.4.

Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει το σχήμα 7.3, στο οποίο παρουσιάζεται η ειδική κατανάλωση του καυσίμου για τα τρία μοντέλα κινητήρων που εξετάζονται. Στο κεφάλαιο 6 αναφέρθηκε πως η ψύξη που προκαλείται από αυτή τη ρύθμιση της εισαγωγής οδηγεί σε μειωμένες θερμικές απώλειες ικανές να βελτιώσουν το βαθμό

απόδοσης του κινητήρα. Συγκεκριμένα, το μοντέλο “Otto -75” είχε προκαλέσει μείωση στην ειδική κατανάλωση περίπου 1,5% και το μοντέλο “Otto -100” περίπου 3%. Επομένως, για τον κινητήρα “Miller -125” η αναμενόμενη πτώση θα ήταν κοντά στο 4,5%. Ωστόσο, υπενθυμίζεται ότι για τα μοντέλα του κύκλου Miller έχει εφαρμοσθεί μείωση της προπορείας έναυσης, η οποία οδηγεί σε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης, άρα η αναμενόμενη πτώση θα έπρεπε να είναι κάτω από 4,5%. Παρόλα αυτά, από τα αποτελέσματα είναι φανερό ότι η μείωση στην ειδική κατανάλωση προσεγγίζει το 7% για τον κύκλο Miller, γεγονός που υποδηλώνει ότι υπάρχει και άλλος παράγοντας, ο οποίος τελικά οδήγησε σε σημαντική πτώση της μεταβλητής αυτής. Ο παράγοντας αυτός αναφέρθηκε στη θεωρητική ανάλυση της υπερπλήρωσης κατά Miller, και είναι ουσιαστικά το γεγονός ότι ο κινητήρας “Miller -125” έχει αυξημένο βαθμό αποτόνωσης, σε σχέση με τον ουσιαστικό βαθμό συμπίεσης που είναι σταθερός για όλα τα μοντέλα. Οι κινητήρες με αυτήν την ιδιότητα παρουσιάζουν μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης, και επομένως χαμηλότερη ειδική κατανάλωση, χαρακτηριστικό που αποτελεί ένα από τα σημαντικότερα πλεονεκτήματα του κύκλου Miller. Όπως θα φανεί παρακάτω, τα οφέλη αυτής της ιδιότητας του Miller ισχύουν και στην περίπτωση του “LIVC”.

7.4 Αποτελέσματα στην Περίπτωση “Late Intake Valve Closing”

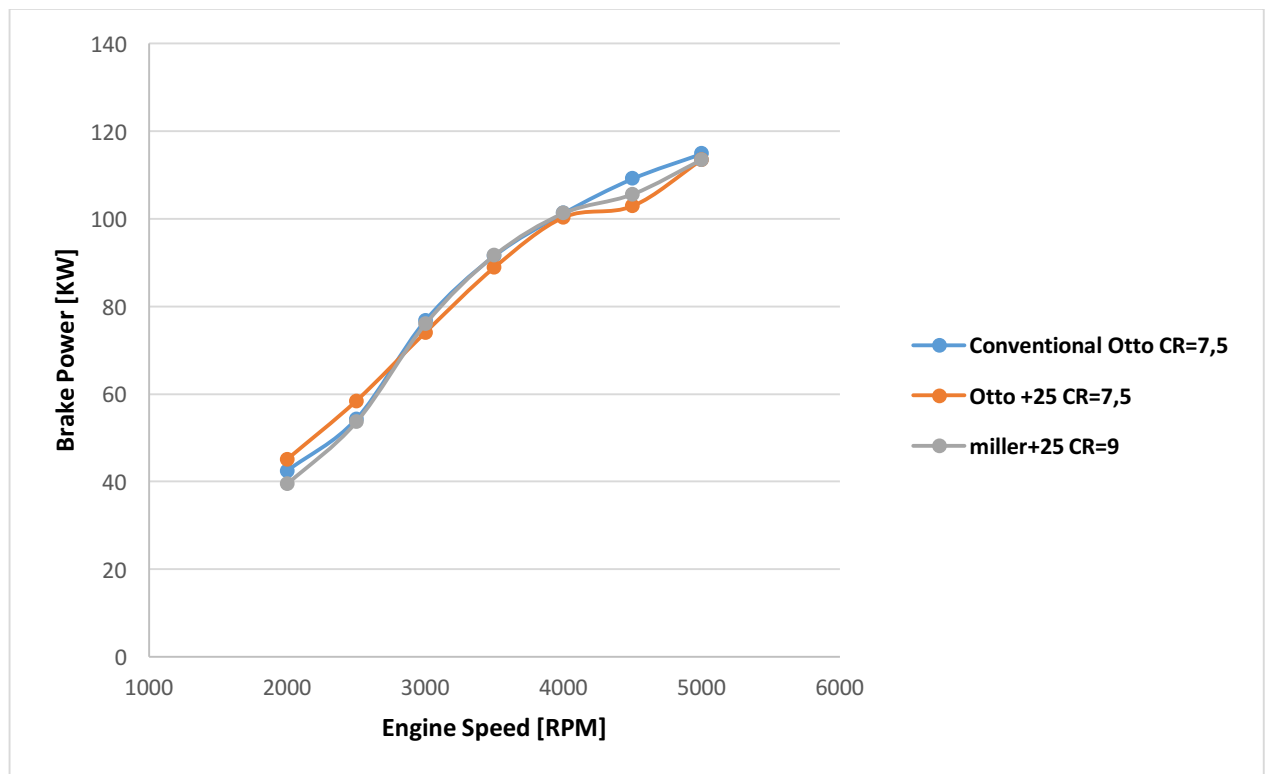
Στο παρόν κεφάλαιο θα παρουσιαστούν όλα τα διαγράμματα που προέκυψαν από τη μοντελοποίηση των κινητήρων “Miller +25” και “Miller +40” για λειτουργία σε μέγιστο φορτίο. Τα διαγράμματα είναι ίδια με αυτά που χρησιμοποιήθηκαν για την περίπτωση του “EIVC”, με μοναδική διαφορά ότι στη θέση της μεταβλητής “Temperature at BDC” μπαίνει η μέγιστη θερμοκρασία κύκλου “Maximum In-Cylinder Temperature”, για τους ίδιους λόγους που εξηγήθηκαν και στο κεφάλαιο 6. Επίσης, στην περίπτωση του μοντέλου “Miller +25” θα παρουσιαστεί ο βαθμός πλήρωσης των κυλίνδρων συναρτήσει των στροφών, μεταβλητή η οποία στο GT-Power έχει το όνομα “Volumetric Efficiency, Trapped”.

Στη συνέχεια θα ακολουθήσουν τα αποτελέσματα από τη μοντελοποίηση των μερικών φορτίων του κινητήρα “Miller +25”, ώστε να εξετασθεί εάν τα συμπεράσματα από το μέγιστο φορτίο συνεχίζουν να ισχύουν σε όλο το χάρτη λειτουργίας του κινητήρα. Κάθε σειρά διαγραμμάτων θα ακολουθείται από τα συμπεράσματα που αντιστοιχούν σε αυτή.

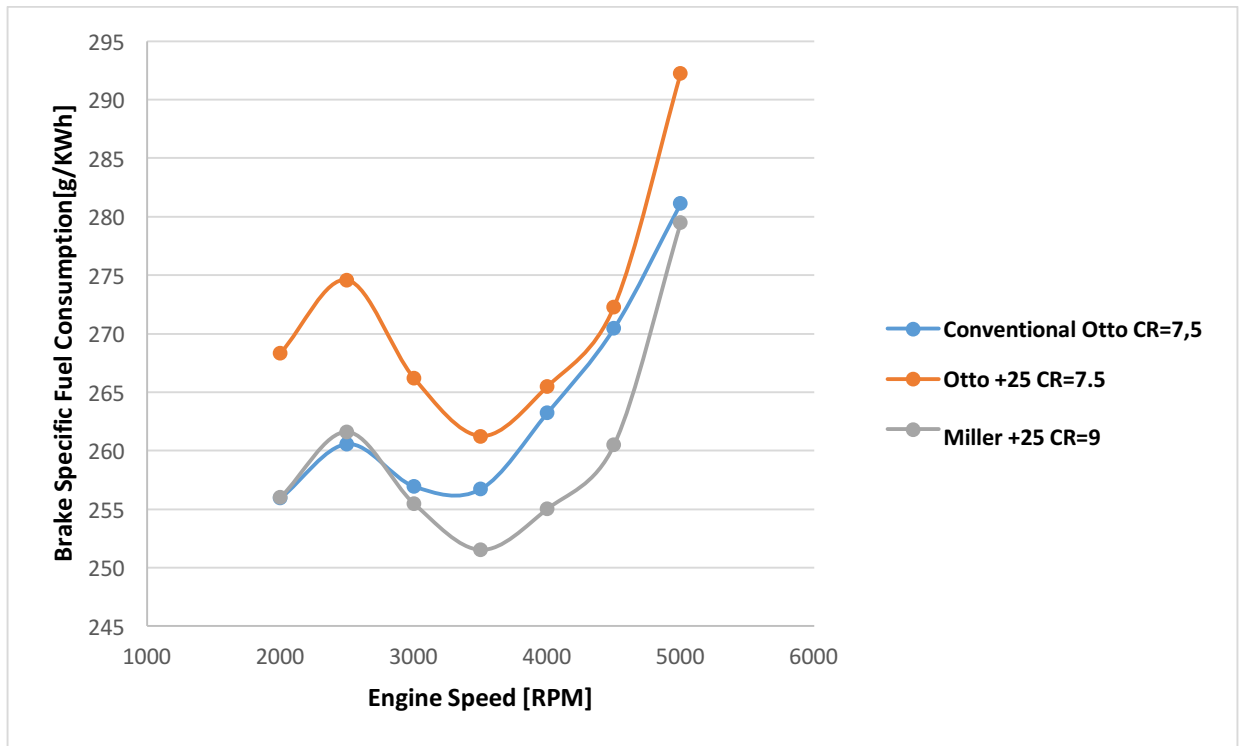
7.4.1 Αποτελέσματα Προσομοίωσης Μέγιστου Φορτίου

Ο Κινητήρας “Miller +25”

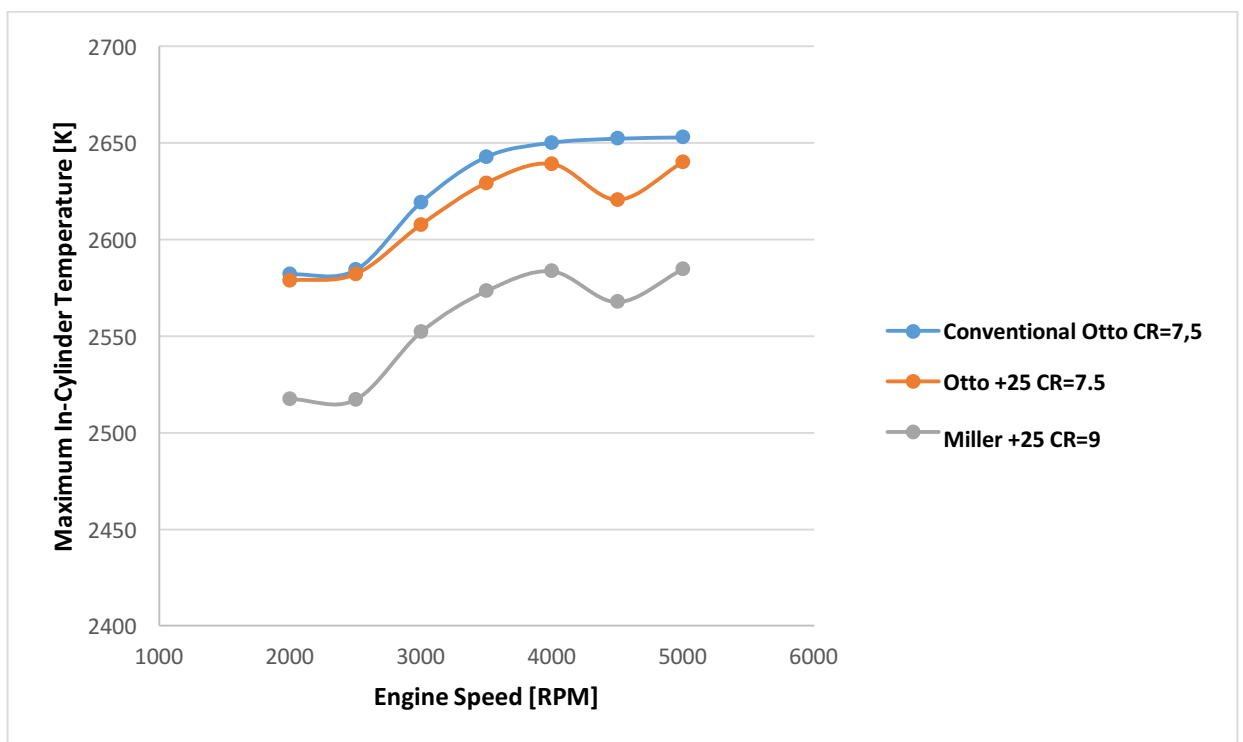
Θα χρησιμοποιηθεί η ίδια λογική παρουσίασης όπως και στο κεφάλαιο 7.3, δηλαδή σε κάθε διάγραμμα θα παρουσιάζονται τα στοιχεία των κινητήρων “Conventional Otto”, “Otto +25”, “Miller +25”. Αυτή τη φορά οι δύο τελευταίοι κινητήρες χαρακτηρίζονται από τον ίδιο χρονισμό εισαγωγής, καθώς δεν αντιμετωπίζεται το ίδιο πρόβλημα όπως στην περίπτωση του “EIVC”. Για άλλη μια φορά τα συμπεράσματα θα βασίζονται στην ταχύτητα περιστροφής 4000rpm, όπου η ισχύς είναι σταθερή. (Σχήμα 7.7: Αποδιδόμενη ισχύς, Σχήμα 7.8: Ειδική κατανάλωση καυσίμου, Σχήμα 7.9: Μέγιστη Θερμοκρασία, Σχήμα 7.10: Εκπομπές NO_x, Σχήμα 7.11: Μέγιστη πίεση εντός των κυλίνδρων, Σχήμα 7.12: Βαθμός πλήρωσης των κυλίνδρων)



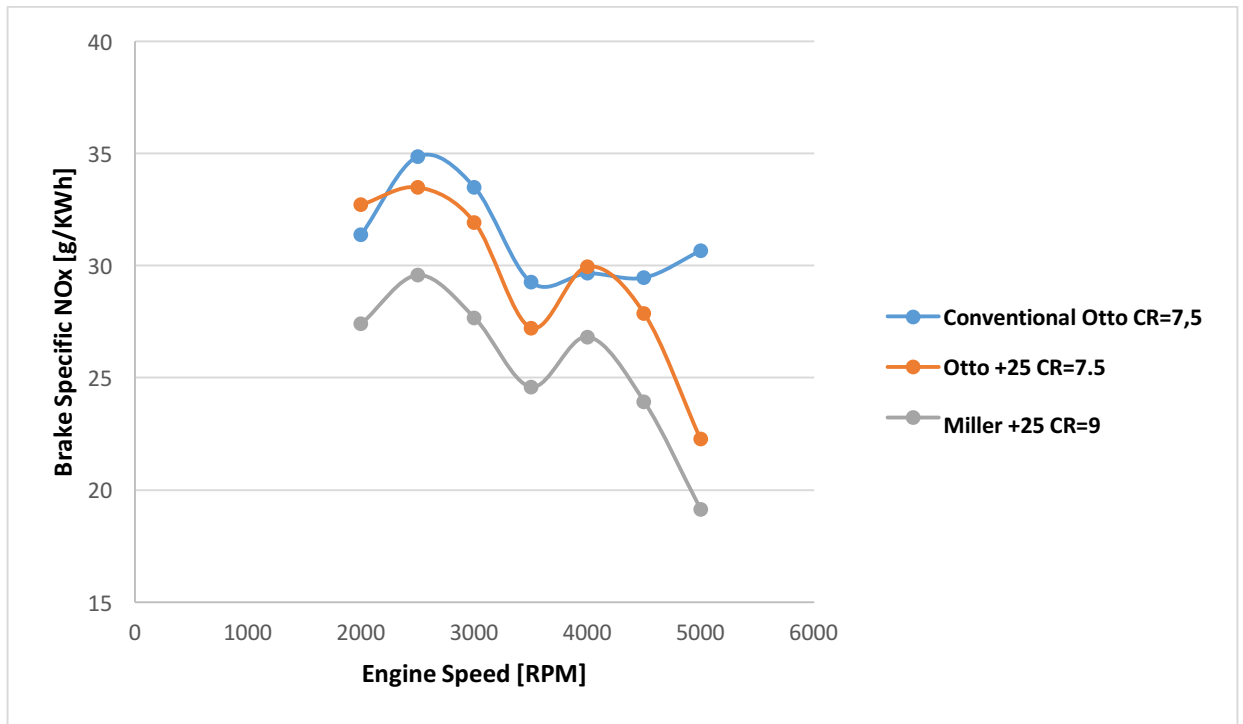
Σχήμα 7.7 – Αποδιδόμενη ισχύς των κινητήρων.



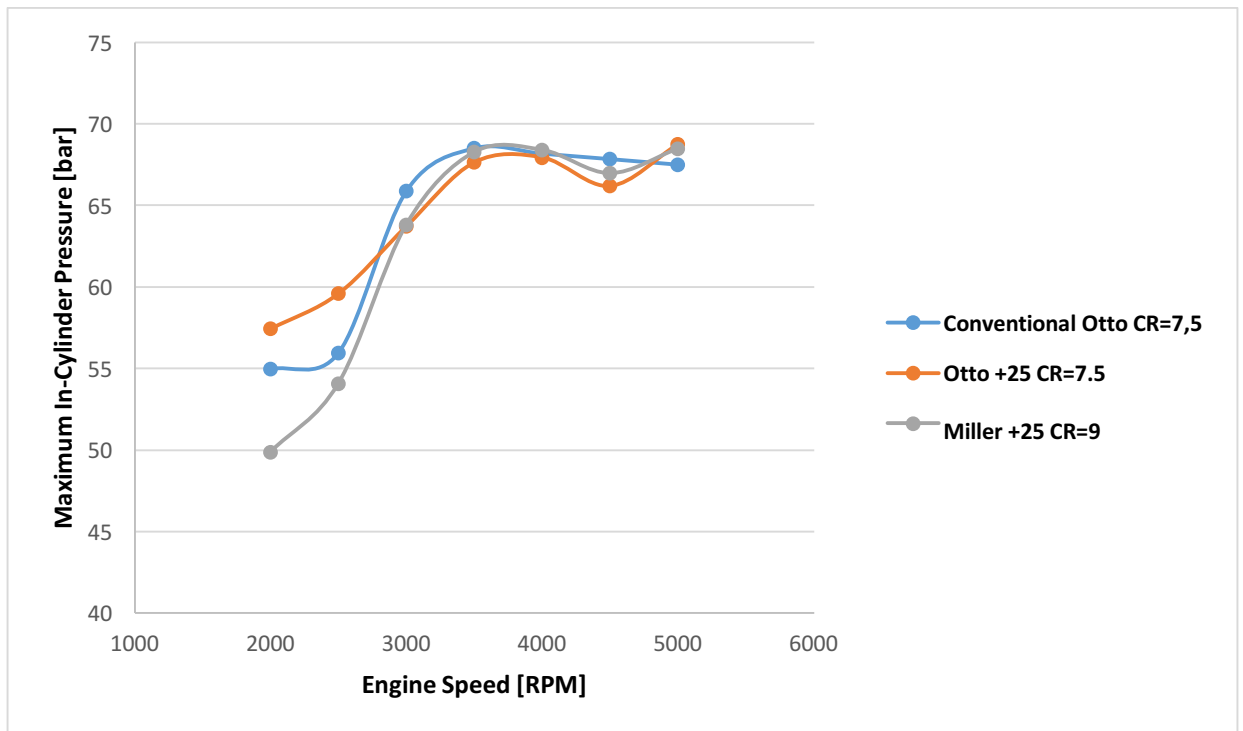
Σχήμα 7.8 – Ειδική κατανάλωση καυσίμου.



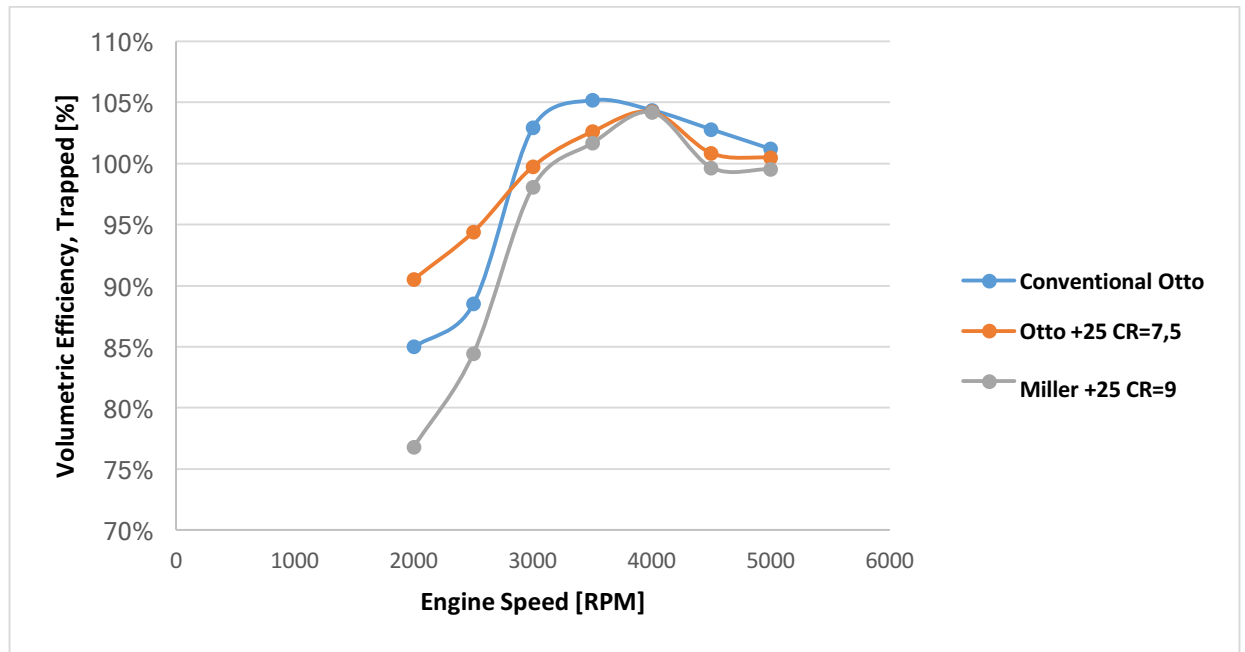
Σχήμα 7.9 – Μέγιστη θερμοκρασία εντός των κυλίνδρων.



Σχήμα 7.10 – Ειδικές εκπομπές οξειδίων του αζώτου NO_x.



Σχήμα 7.11 – Μέγιστη πίεση εντός των κυλίνδρων.



Σχήμα 7.12 – Βαθμός πλήρωσης των κυλίνδρων.

Συμπεράσματα

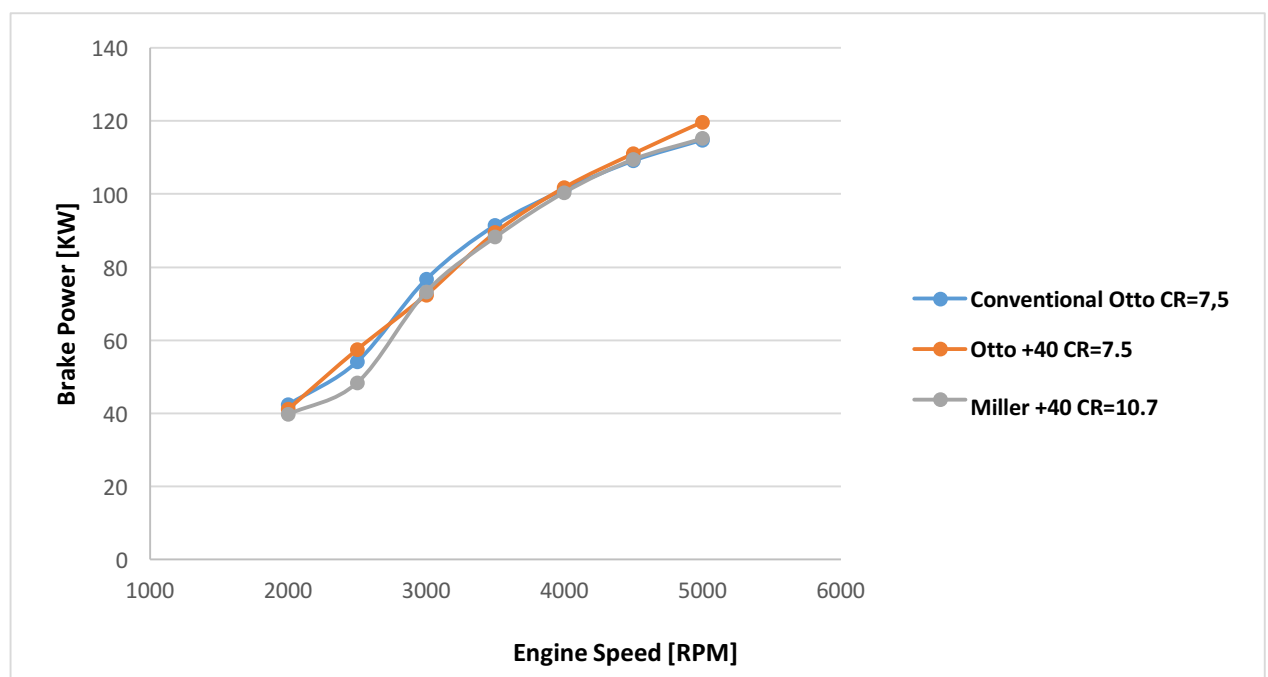
Οι συνθήκες για τις καμπύλες ισχύος και μέγιστης πίεσης τηρήθηκαν για άλλη μια φορά κατά τη μοντελοποίηση, όπως φαίνεται στα σχήματα 7.7 και 7.11. Επίσης, από το σχήμα 7.12, στο οποίο απεικονίζεται ο βαθμός πλήρωσης του κάθε κινητήρα, είναι φανερό ότι στις 4000rpm η υπερπλήρωση ρυθμίστηκε κατά τέτοιο τρόπο, ώστε να προκύπτει περίπου η ίδια τιμή για τη μεταβλητή αυτή. Η σταθερή αυτή τιμή για το βαθμό πλήρωσης σημαίνει ότι στον κύλινδρο παγιδεύτηκε η ίδια ποσότητα αέρα σε κάθε μοντέλο, γεγονός που οδήγησε στην παραγωγή της ίδιας ισχύος σε αυτήν την ταχύτητα περιστροφής. Για το υπόλοιπο εύρος στροφών, οι διαφορές στο βαθμό πλήρωσης είναι που τελικά οδηγούν σε διαφορετικές καμπύλες ισχύος μεταξύ των τριών μοντέλων.

Μια βασική διαφορά που παρατηρείται στο μοντέλο “Miller +25”, είναι ότι σε αντίθεση με το “Otto +25”, αυτή τη φορά έχει επιτευχθεί μείωση των θερμοκρασιών και κατ’ επέκταση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου. Η ποσοστιαία μείωση για τη θερμοκρασία σε σχέση με το μοντέλο “Conventional Otto” είναι περίπου 3% και για τις εκπομπές NO_x 7%. Όπως έχει ήδη αναφερθεί, πιθανές μεταβολές στα θερμοκρασιακά επίπεδα στην περίπτωση του “Miller LIVC” οφείλονται στη μείωση της προπορείας έναυσης, και δεν αποτελούν πλεονέκτημα της ρύθμισης αυτής. Επομένως, δεν μπορεί να διεξαχθεί το συμπέρασμα ότι το κλείσιμο της εισαγωγής μετά το ΚΝΣ επιδρά με κάποιο τρόπο στις θερμοκρασίες του κινητήρα ή στις εκπομπές NO_x , καθώς δεν εμφανίζεται φαινόμενο ανάλογο του “expansion cooling”.

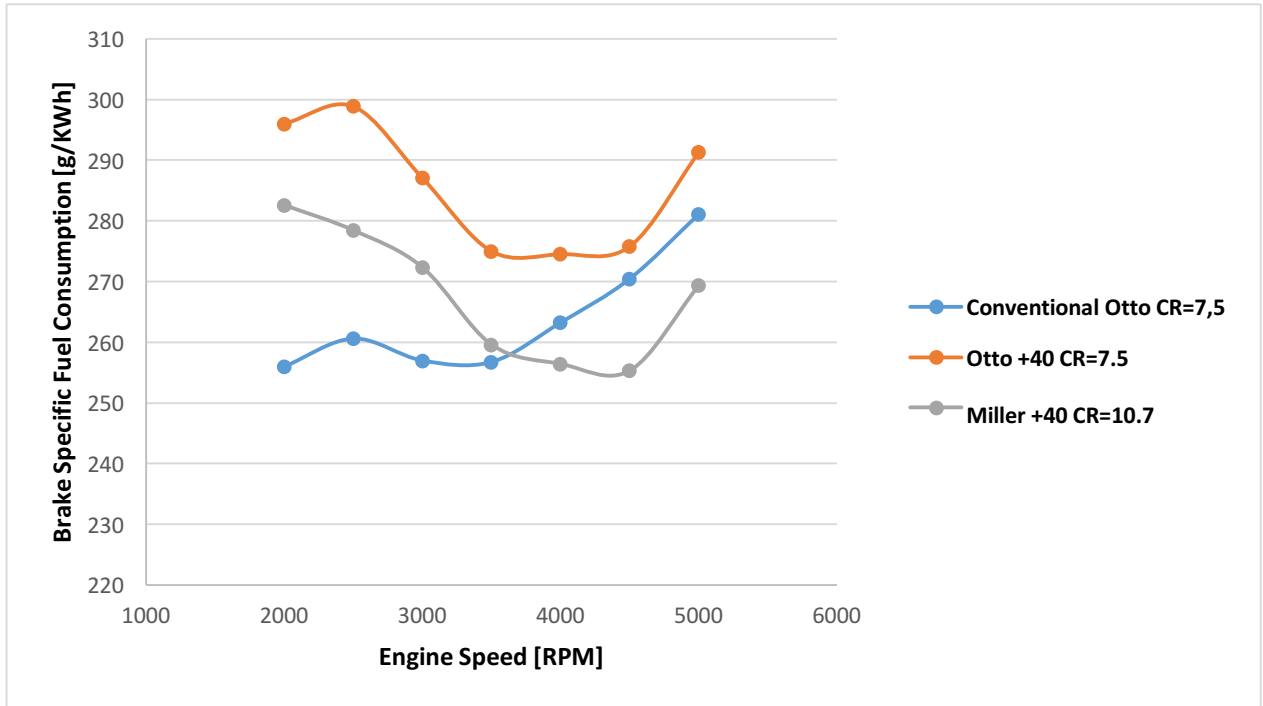
Στο σχήμα 7.8 παρουσιάζεται το βασικό πλεονέκτημα του κύκλου Miller με αυτή τη ρύθμιση χρονισμού, που είναι η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα. Είναι φανερό ότι η μέθοδος αυτή καταφέρνει να ρίξει τις τιμές της μεταβλητής (BSFC) κάτω από τις αντίστοιχες του συμβατικού κύκλου Otto, βελτιώνοντας έτσι τα μειονεκτήματα που παρουσιάστηκαν για τη ρύθμιση “LIVC” στο κεφάλαιο 6. Υπενθυμίζεται ότι η μείωση της προπορείας έναυσης συμβάλλει στην αύξηση της ειδικής κατανάλωσης, αλλά παρόλα αυτά το πλεονέκτημα του αυξημένου βαθμού αποτόνωσης στον κύκλο Miller καταφέρνει να υπερνικήσει το μειονέκτημα αυτό και να οδηγήσει σε θετικά αποτελέσματα. Παρακάτω θα μελετηθούν τα ίδια διαγράμματα για τον κινητήρα “Miller +40”, τα οποία παρόλο που προσφέρουν κοινά ποιοτικά συμπεράσματα, θα παρουσιαστούν για λόγους πληρότητας.

Ο Κινητήρας “Miller +40”

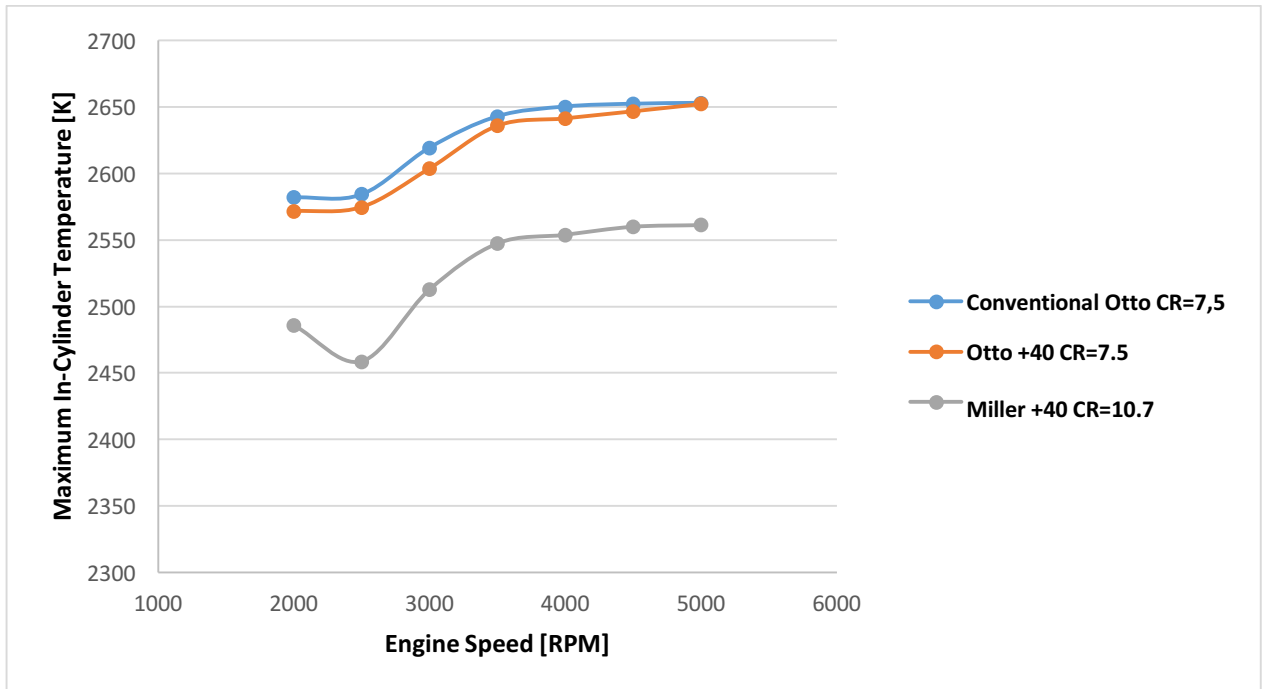
Θα χρησιμοποιηθεί η ίδια λογική παρουσίασης όπως και στο μοντέλο “Miller +25”, δηλαδή σε κάθε διάγραμμα θα παρουσιάζονται τα στοιχεία των κινητήρων “Conventional Otto”, “Otto +40”, “Miller +40”. Αυτή τη φορά οι δύο τελευταίοι κινητήρες χαρακτηρίζονται επίσης από τον ίδιο χρονισμό εισαγωγής. Για άλλη μια φορά τα συμπεράσματα θα βασίζονται στην ταχύτητα περιστροφής 4000rpm, όπου η ισχύς είναι σταθερή. Τα παρακάτω αποτελέσματα υπολογίστηκαν επίσης σε μέγιστο φορτίο.



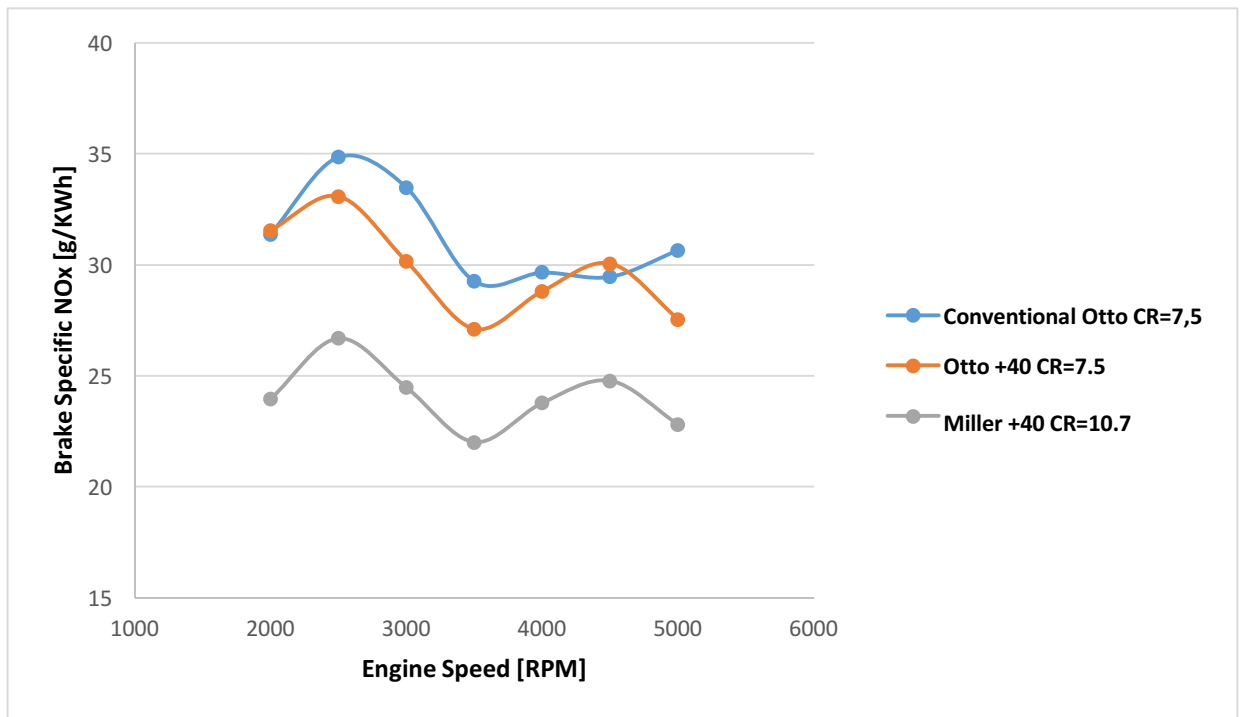
Σχήμα 7.13 – Αποδιδόμενη ισχύς των κινητήρων.



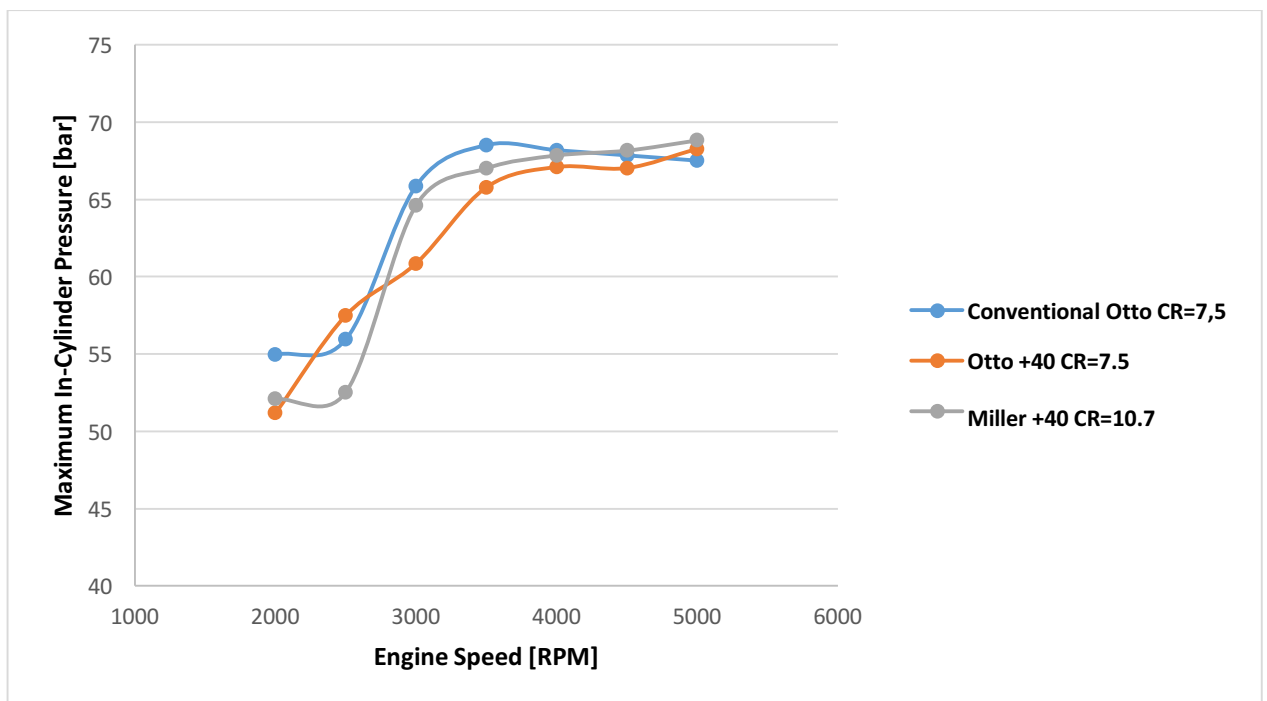
Σχήμα 7.14 – Ειδική κατανάλωση καυσίμου.



Σχήμα 7.15 – Μέγιστη θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου.



Σχήμα 7.16 – Ειδικές εκπομπές οξειδίων του αζώτου NO_x.



Σχήμα 7.17 – Μέγιστη πίεση εντός των κυλίνδρων.

Συμπεράσματα

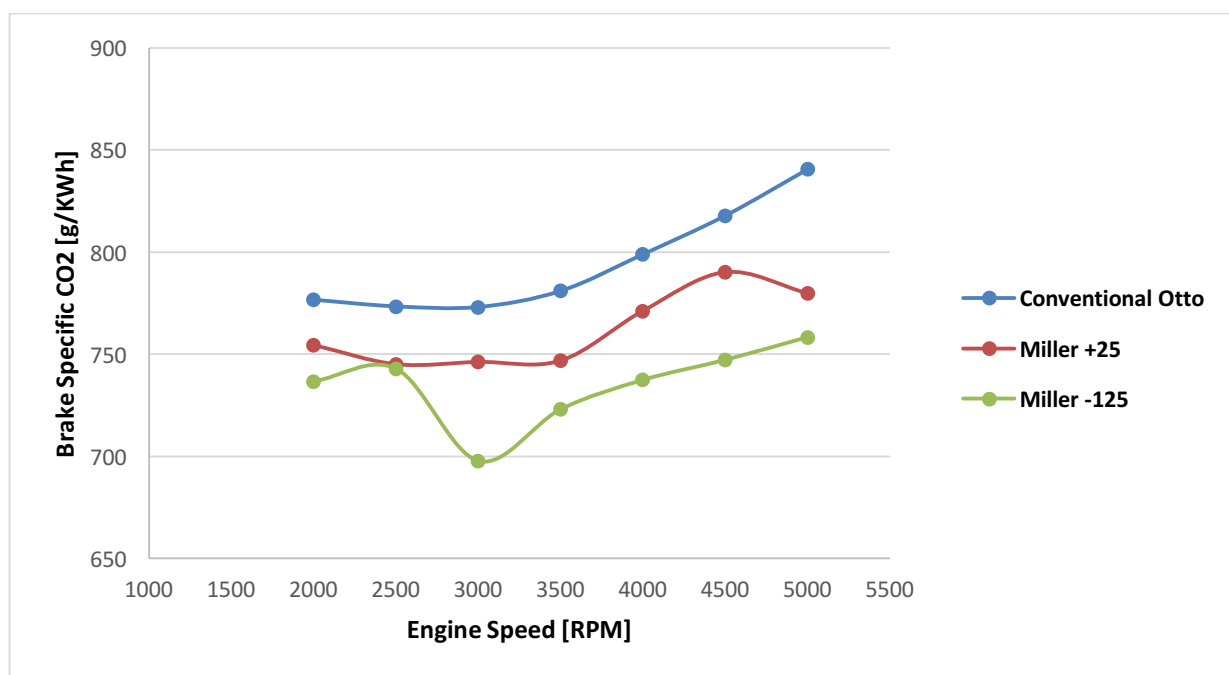
Τα σχήματα 7.13 και 7.17 παρουσιάζονται όπως και στις υπόλοιπες περιπτώσεις για την επαλήθευση των απαραίτητων συνθηκών στις οποίες βασίζονται οι υπόλοιπες συγκρίσεις. Από τα διαγράμματα 7.15 και 7.16 είναι φανερό ότι για τις θερμοκρασίες και τις εκπομπές NO_x ισχύουν τα ίδια που ειπώθηκαν και για τον κινητήρα “Miller +25”. Αυτό σημαίνει ότι οι μειωμένες τιμές των μεταβλητών αυτών δεν οφείλονται στο χρονισμό της εισαγωγής ή στην αύξηση του βαθμού συμπίεσης, αλλά στη μείωση της προπορείας έναυσης που ήταν απαραίτητη για τη διόρθωση των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων. Υπενθυμίζεται ότι η προπορεία έναυσης ρυθμίζεται στο πρόγραμμα από τη μεταβλητή “anchor angle”, η οποία αυξήθηκε από την τιμή 8 στο μοντέλο “Conventional Otto” στην τιμή 14 για το μοντέλο “Miller +40”.

Σε ό,τι αφορά την ειδική κατανάλωση καυσίμου που απεικονίζεται στο σχήμα 7.14, παρατηρείται ότι το μοντέλο “Miller +40” έχει μικρότερες τιμές από αυτές του μοντέλου “Otto +40”, μόνο που αυτή τη φορά δεν καταφέρνει να φθάσει αρκετά χαμηλότερα από τον κινητήρα “Conventional Otto” στις 4000rpm. Σε κάθε περίπτωση, η βελτίωση που προκύπτει από την αύξηση του βαθμού αποτόνωσης είναι φανερή λόγω της διαφοράς που υπάρχει μεταξύ “Miller +40” και “Otto +40”. Ένα βασικός λόγος για τον οποίο μπορεί να μην παρατηρήθηκε επαρκής μείωση είναι το γεγονός ότι η σχέση μεταξύ προπορείας και βαθμού απόδοσης δεν είναι γραμμική. Επομένως, είναι πιθανό η τιμή που επιλέχθηκε για την προπορεία έναυσης (Anchor Angle= 14) να προκάλεσε μεγαλύτερη μείωση του βαθμού απόδοσης από ότι στην περίπτωση του μοντέλου “Miller +25”.

Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα CO_2

Στο σημείο αυτό αξίζει να σημειωθεί ένα σημαντικό όφελος που προκύπτει από τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, το οποίο δεν είναι άμεσα αντιληπτό από τα αποτελέσματα που έχουν παρουσιαστεί μέχρι τώρα. Το πλεονέκτημα βασίζεται στο γεγονός ότι μείωση της κατανάλωσης συνεπάγεται πτώση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα του κινητήρα, ρύπος που συμβάλλει στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Στο σχήμα 7.18 που παρουσιάζεται παρακάτω, απεικονίζονται οι ειδικές εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα για τους κινητήρες “Conventional Otto”, “Miller +25” και “Miller -125”. Υπενθυμίζεται ότι σύμφωνα με τα αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν παραπάνω, τα δυο μοντέλα Miller

παρουσίασαν μειωμένη ειδική κατανάλωση, με τον κινητήρα “Miller -125” να προκαλεί την μεγαλύτερη ποσοστιαία πτώση. Επομένως, το ίδιο μοτίβο θα πρέπει να ισχύει και για τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα, το οποίο επαληθεύεται στο σχήμα 7.18, και αποδεικνύει τη σημασία που έχει η μείωση της ειδικής κατανάλωσης στη προσπάθεια για την καταπολέμηση των αερίων του θερμοκηπίου.



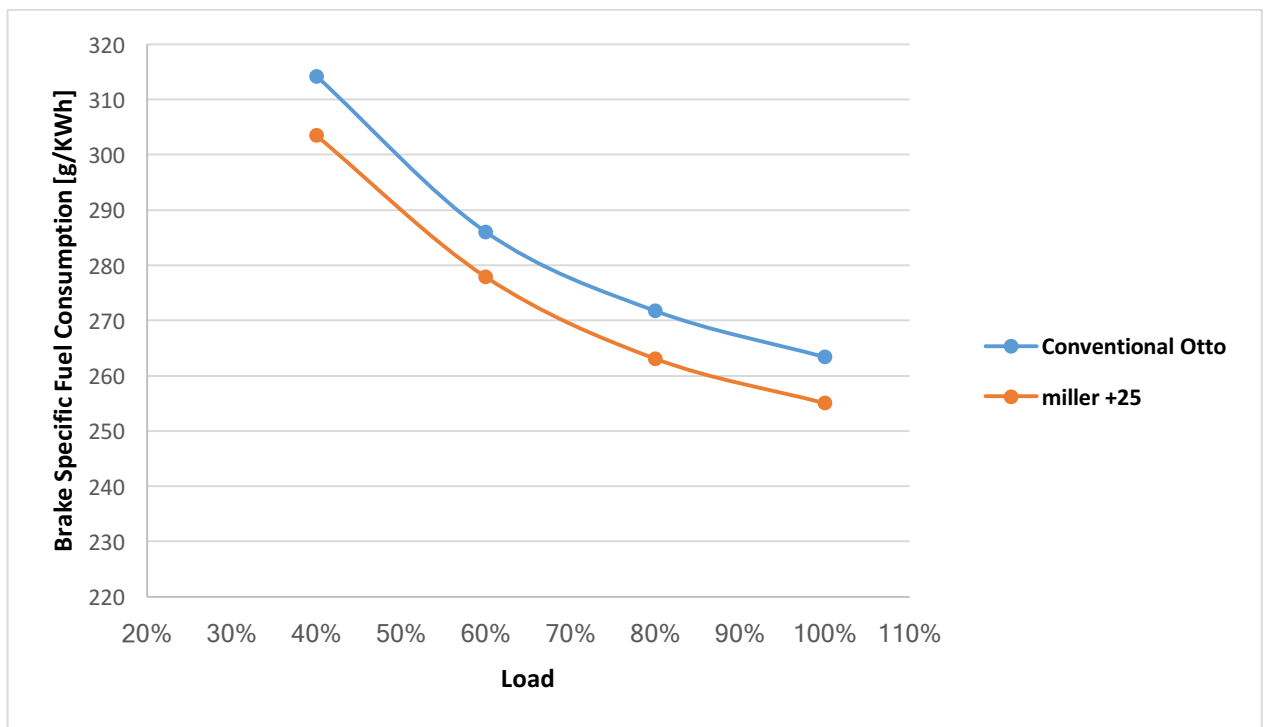
Σχήμα 7.18 – Ειδικές εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα CO₂.

7.4.2 Αποτελέσματα Προσομοίωσης Μερικού Φορτίου

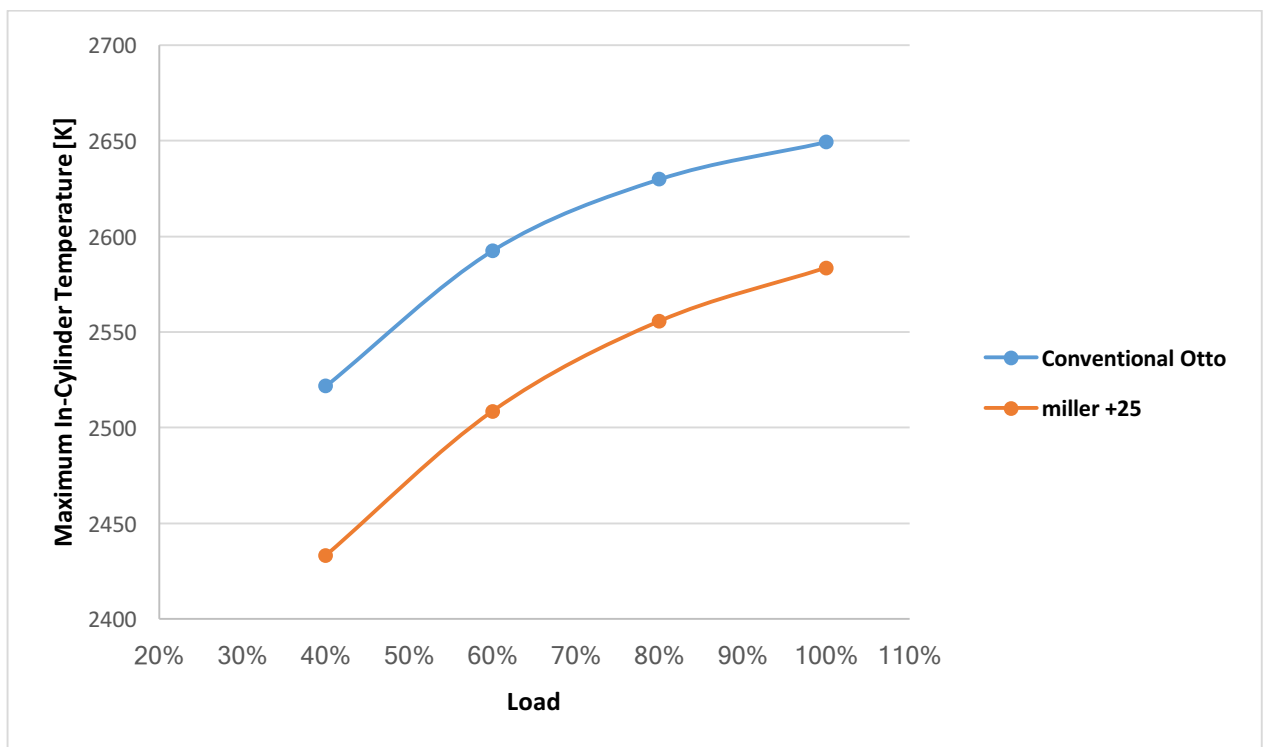
Σε αυτό το σημείο θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα από την προσομοίωση των μερικών φορτίων του κινητήρα “Miller +25”. Στόχος είναι να επαληθευθεί ότι τα οφέλη του κύκλου Miller που παρουσιάστηκαν στα προηγούμενα κεφάλαια έχουν ισχύ και κατά τα μερικά φορτία. Αυτό είναι ιδιαίτερα σημαντικό, καθώς η εφαρμογή που εξετάζεται είναι για κινητήρες αυτοκινήτων, των οποίων η λειτουργία χαρακτηρίζεται περισσότερο από μερικά φορτία.

Ο ελεγκτής της πεταλούδας ρυθμίστηκε έτσι ώστε να παράγει τα μερικά φορτία 40%, 60% και 80% στην ταχύτητα περιστροφής 4000rpm όπου η ισχύς είναι σταθερή. Θα παρουσιαστούν τρία διαγράμματα, τα οποία περιλαμβάνουν την ειδική κατανάλωση καυσίμου (Σχήμα 7.19), τη μέγιστη θερμοκρασία κυλίνδρου (Σχήμα 7.20)

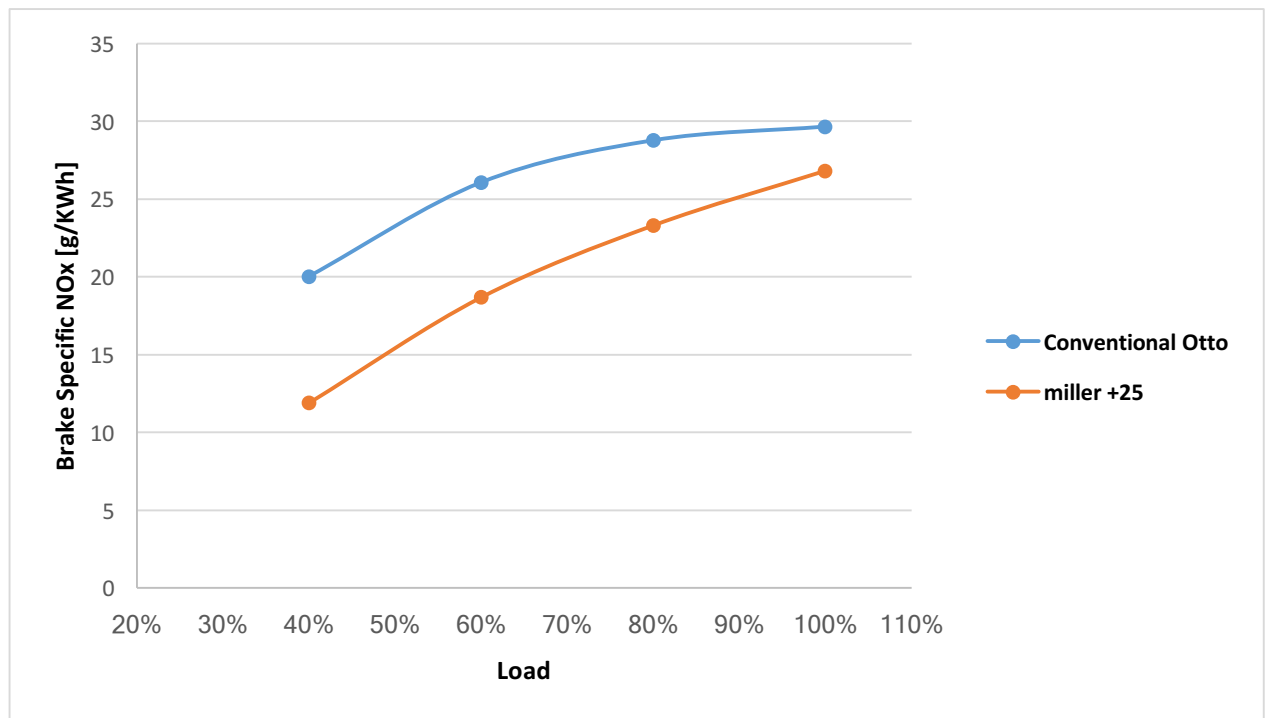
και τις ειδικές εκπομπές NO_x (Σχήμα 7.21). Τα αποτελέσματα αυτά θα συγκριθούν με τα αντίστοιχα για τον συμβατικό βενζινοκινητήρα “Conventional Otto”.



Σχήμα 7.19 – Ειδική κατανάλωση συναρτήσει του φορτίου.



Σχήμα 7.20 – Μέγιστη θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου.



Σχήμα 7.21 – Ειδικές εκπομπές οξειδίων του αζώτου NO_x.

Συμπεράσματα

Από τα δύο τελευταία διαγράμματα είναι φανερό ότι οι μειωμένες θερμοκρασίες και συνεπώς εκπομπές οξειδίων του αζώτου συνεχίζουν να ισχύουν κατά τη λειτουργία σε μερικά φορτία. Υπενθυμίζεται ότι το αποτέλεσμα αυτό οφείλεται στη μειωμένη προπορεία έναυσης, η οποία ισχύει για όλα τα φορτία, επομένως είναι λογικό που η μείωση αυτή παρατηρείται για όλο το εύρος λειτουργίας. Σε καμία περίπτωση όμως, δεν έχει σχέση το πλεονέκτημα αυτό με τη λειτουργία του κινητήρα σε κύκλο Miller LIVC. Αντιθέτως, όταν ο κινητήρας ρυθμίζεται ώστε η εισαγωγή να κλείνει πριν από το ΚΝΣ, τότε όπως αποδείχθηκε στο κεφάλαιο 6, αυτό οδηγεί σε ιδιαίτερα ωφέλιμες ιδιότητες για το θερμοκρασιακό κύκλο και τις εκπομπές NO_x. Πιο συγκεκριμένα, στο κεφάλαιο 6.3.2 αποδείχθηκε ότι το φαινόμενο του “expansion cooling” διατηρείται ανεξαρτήτως του φορτίου. Το γεγονός αυτό επιτρέπει να διεξαχθεί το συμπέρασμα ότι το ίδιο θα ισχύει και για τον κινητήρα “Miller -125”, επομένως για αυτό το λόγο δε μελετήθηκαν τα μερικά του φορτία.

Στο σχήμα 7.19 παρουσιάζεται το διάγραμμα ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει του φορτίου. Είναι φανερό ότι ο κινητήρας “Miller +25” συνεχίζει να έχει χαμηλότερη ειδική κατανάλωση από τον κινητήρα “Conventional Otto”, λόγω του

αυξημένου βαθμού αποτόνωσης σε σχέση με το σταθερό για όλους τους κινητήρες ουσιαστικό βαθμό συμπίεσης. Παρατηρείται ότι για όλα τα διαφορετικά φορτία, η ποσοστιαία πτώση της ειδικής κατανάλωσης παραμένει σταθερή, περίπου στο 3%. Επομένως, εφόσον παρατηρείται ότι το πλεονέκτημα του αυξημένου βαθμού αποτόνωσης παραμένει στα μερικά φορτία για την περίπτωση του LIVC, μπορεί με ασφάλεια να διεξαχθεί το συμπέρασμα ότι το ίδιο θα ισχύει και για την περίπτωση του EIVC, καθώς ο μηχανισμός με τον οποίο πραγματοποιείται αυτή η ιδιότητα είναι ίδιος και στις δύο περιπτώσεις (αυξημένη αποτόνωση).

Κεφάλαιο 8

Τελικά Συμπεράσματα

Ο κύκλος Miller έχει επανέλθει στο προσκήνιο, με ορισμένες από τις μεγαλύτερες αυτοκινητοβιομηχανίες να βασίζονται στο σχεδιασμό των κινητήρων τους σε αυτή τη μέθοδο. Οι κατασκευαστές υποστηρίζουν ότι με τον τρόπο αυτό έχουν πετύχει αύξηση του βαθμού απόδοσης (άρα μείωση της ειδικής κατανάλωσης και των εκπομπών CO₂) και πτώση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου. Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας πραγματοποιήθηκε εφαρμογή του κύκλου Miller σε υπερπληρωμένο κινητήρα βενζίνης. Σκοπός ήταν να εξετασθεί εάν η μέθοδος αυτή μπορεί να οδηγήσει στα προαναφερθέντα αποτελέσματα ή σε οποιαδήποτε άλλα, σύμφωνα με τα μοντέλα που προσομοιώθηκαν.

Στο κεφάλαιο 6 αποδείχθηκε ότι με το κλείσιμο της εισαγωγής πριν από το ΚΝΣ (EIVC) πραγματοποιείται το φαινόμενο της ψυκτικής αποτόνωσης, το οποίο είναι ικανό να προκαλέσει πτώση των θερμοκρασιών στο ΚΝΣ κατά την εισαγωγή έως και 10%. Το όφελος αυτό συνεχίζει να ισχύει και κατά τη λειτουργία σε μερικά φορτία, γεγονός που επιβεβαιώθηκε από τα αποτελέσματα του ίδιου κεφαλαίου. Όπως έχει σημειωθεί αρκετές φορές, τα οξείδια του αζώτου (NO_x) αποτελούν ρύπους άμεσα εξαρτώμενους από τα θερμοκρασιακά επίπεδα εντός του κυλίνδρου. Επομένως, είναι φανερός ο λόγος για τον οποίο ο κύκλος Miller με νωρίτερο κλείσιμο της εισαγωγής “EIVC” μπορεί να οδηγήσει σε χαμηλότερα επίπεδα εκπομπών NO_x, όπως αποδείχθηκε και από τα αποτελέσματα του κεφαλαίου 7.

Σε ό,τι αφορά την ειδική κατανάλωση καυσίμου, αποδείχθηκε ότι ο κύκλος Miller είναι ικανός να τη μειώσει, συμπέρασμα το οποίο εξήχθη από το συνδυασμό των αποτελεσμάτων των κεφαλαίων 6 και 7. Συγκεκριμένα, οι προσομοιώσεις του κεφαλαίου 6 απέδειξαν ότι το κλείσιμο της εισαγωγής μετά το ΚΝΣ (LIVC) δεν είναι ικανό να μειώσει με κάποιο τρόπο τη μεταβλητή αυτή. Ωστόσο, στο κεφάλαιο 7

χρησιμοποιήθηκαν τα ίδια μοντέλα, με μοναδική διαφορά το γεγονός ότι αυξήθηκε ο γεωμετρικός βαθμός συμπίεσης, έτσι ώστε οι συγκρινόμενοι κινητήρες να έχουν ίδιο ουσιαστικό βαθμό συμπίεσης αλλά διαφορετικό βαθμό αποτόνωσης. Αυτό που προέκυψε ήταν ότι τα μοντέλα με αυξημένο βαθμό αποτόνωσης παρουσίασαν μειωμένες τιμές ειδικής κατανάλωσης έως και 4% (για την περίπτωση LIVC), με την ιδιότητα αυτή να ισχύει και κατά τη λειτουργία του κινητήρα σε μερικό φορτίο. Η πτώση αυτή ήταν εντονότερη για την περίπτωση του “EIVC”, φθάνοντας έως και 7% για το μοντέλο “Miller -125”.

Ανάμεσα στις δύο μεθόδους χρονισμού της εισαγωγής (EIVC - LIVC), από τα αποτελέσματα είναι φανερό ότι όταν η εισαγωγή κλείνει πριν από το ΚΝΣ, ο κύκλος Miller μπορεί να αποφέρει περισσότερα πλεονεκτήματα. Αυτό οφείλεται στο φαινόμενο της ψυκτικής αποτόνωσης (expansion cooling), που οδηγεί σε χαμηλότερες θερμοκρασίες και εκπομπές NO_x. Επίσης, όπως παρατηρήθηκε στο κεφάλαιο 6, η ψύξη αυτή μπορεί να προκαλέσει μείωση των θερμικών απωλειών και επομένως ελαφριά αύξηση του βαθμού απόδοσης. Σε κάθε περίπτωση, το γεγονός ότι ο χρονισμός “EIVC” συνδυάζει τη βελτιωμένη απόδοση του κύκλου Miller με τα θερμικά πλεονεκτήματα της ψυκτικής αποτόνωσης, καθιστά τη ρύθμιση αυτή αρκετά πιο δελεαστική από την περίπτωση του “LIVC”. Αυτός είναι και ο λόγος για τον οποίο οι κατασκευαστές που ενσωματώνουν πλέον τη μέθοδο υπερπλήρωσης κατά Miller στους κινητήρες τους, εφαρμόζουν κλείσιμο της εισαγωγής πριν από το ΚΝΣ.

Το μοναδικό μειονέκτημα που σημειώθηκε κατά την παρουσίαση των αποτελεσμάτων είναι το γεγονός ότι το κλείσιμο της εισαγωγής αρκετά πριν ή μετά το ΚΝΣ απαιτεί λειτουργία του συμπιεστή σε αρκετά υψηλούς λόγους πίεσης, ακόμα και σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής, ώστε να διατηρηθεί σταθερή η καμπύλη ισχύος (κεφάλαιο 6). Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του κόστους, καθώς πρέπει να χρησιμοποιηθούν ζεύγη στροβιλο-υπερπλήρωσης με αυξημένο βαθμό απόδοσης ή συστήματα με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας (VGT). Συγκεκριμένα, οι νέοι κινητήρες που θα κυκλοφορήσουν από το 2017 και ενσωματώνουν την υπό εξέταση μέθοδο, κάνουν χρήση στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας για την επίτευξη των επιθυμητών λόγων πίεσης.

Το αυξημένο κόστος και η πολυπλοκότητα, αποτελούσαν στο παρελθόν σημαντικά εμπόδια για την εισαγωγή του κύκλου Miller στο χώρο των αυτοκινήτων. Πλέον, με τα όρια εκπομπών ρύπων να μειώνονται συνεχώς, οι κατασκευαστές έχουν στρέψει τη φιλοσοφία τους σε διαφορετική κατεύθυνση. Στόχος τους πλέον είναι η αύξηση της απόδοσης και η μείωση των εκπομπών με κάθε δυνατό τρόπο, γεγονός που καθιστά τον κύκλο Miller ιδιαίτερα δελεαστικό για περαιτέρω έρευνα, λόγω των πλεονεκτημάτων που μπορεί να προσφέρει σε αυτόν τον τομέα.

Βιβλιογραφία

- 1) Κ.Δ. Ρακόπουλος (1988) «Αρχές Εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης. Εισαγωγή – Λειτουργία – Θερμοδυναμική», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 2) Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής (2011) «Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση ΜΕΚ», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 3) Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας (1998) «Καύση Ρύπανση Εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 4) N. Watson, M. S. Janota (1982) «Turbocharging the Internal Combustion Engine», Springer, London.
- 5) H. Hiereth, P. Prenninger (2007) «Charging the Internal Combustion Engine», Springer-Verlag, Wien.
- 6) W. W. Pulkrabek (1997) «Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine», Prentice Hall, New Jersey.
- 7) J. B. Heywood (1988) «Internal Combustion Engine Fundamentals», McGraw-Hill, New York.
- 8) R. Miller (1956) «High Expansion, Spark Ignited, Gas Burning, Internal Combustion Engines», Patent US2773490.
- 9) Gamma Technologies, Inc. (2015) «GT-SUITE Engine Performance Tutorials, Version 7.5»
- 10) Ε. Γ. Γιακουμής (2015) «Παρουσιάσεις μαθημάτων ΕΑΚΥ-ΜΕΚ και Καύση Ρύπανση Εμβολοφόρων ΜΕΚ»
- 11) https://en.wikipedia.org/wiki/Miller_cycle

