

**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ**



ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**«ΜΕΛΕΤΗ ΣΥΝΘΕΤΗΣ ΜΗΧΑΝΙΚΗΣ ΣΤΡΟΒΙΛΟΥΠΕΡΠΛΗΡΩΣΗΣ ΣΕ
ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ DIESEL ΜΕ ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΕΝΕΣ ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ»**



ΜΠΛΑΣΤΡΟΠΟΥΛΟΣ Γ. ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ

A.M. 02100141

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ: Δ.Θ. ΧΟΥΝΤΑΛΑΣ , ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ ΕΜΠ

ΑΘΗΝΑ, ΙΟΥΛΙΟΣ 2010

Ευχαριστίες

Η παρούσα διπλωματική εργασία αποτελεί τον επίλογο της φοίτησης μου στη σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Κατά την συγγραφή της διπλωματικής εργασίας έγινε πλέον ξεκάθαρη η πολυτιμότητα των γνώσεων και των εμπειριών που αποκόμισα κατά την διάρκεια της φοίτησης μου. Γνώσεις και εμπειρίες που θα με βοηθήσουν για τα υπόλοιπα χρόνια της ζωής.

Θέλω να ευχαριστήσω τον κ. Δ.Θ. Χουντάλα καταρχάς για την ευκαιρία που μου έδωσε να ασχοληθώ και να γνωρίσω καλύτερα ένα τόσο σημαντικό κομμάτι της καθημερινότητας μας όπως είναι οι κινητήρες και κατά δεύτερον για τις γνώσεις που μου παρείχε κατά την διεκπεραίωση της διπλωματικής εργασίας αλλά και μέσω του μαθήματος, Μηχανές Εσωτερικής Καύσης. Δεν μπορώ φυσικά να μην ευχαριστήσω τον καθηγητή κ. Κ. Ρακόπουλο και τον λέκτορα κ. Ε. Γιακουμή οι οποίοι εργαζόμενοι με τον κ. Χουντάλα έχουν δημιουργήσει ένα πλούσιο συγγραφικό υλικό που βοήθησε στην καλύτερη κατανόηση των βασικών αρχών των Μηχανών Εσωτερικής καύσης.

Τελειώνοντας, θέλω να ευχαριστήσω τους γονείς μου για την αμέριστη συμπαράσταση τους καθόλη την διάρκεια της φοίτησης μου.

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

1. ΠΡΟΛΟΓΟΣ & ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ.....	1
1.1 Εμβολοφόροι κινητήρες	1
1.2 Απαιτήσεις της Εποχής	2
1.3 Η Διπλωματική Εργασία.....	3
2. ΚΙΝΗΤΗΡΑΣ DIESEL	5
2.1 Εισαγωγή.....	5
2.2 Κινητήρας Diesel	5
2.2.1 Περιγραφή του τετράχρονου κινητήρα Diesel.....	6
2.3 Εκπεμπόμενοι ρύποι και οι επιπτώσεις τους.....	11
2.3.1 Οξείδια του αζώτου (NOx)	11
2.3.2 Μονοξείδιο του άνθρακα (CO).....	13
2.3.3 Αιθάλη (Soot).....	13
2.3.4 Άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC)	15
2.3.5 Αντίθετη μεταβολή αιθάλης και NOx.....	15
2.3.6 Όρια εκπομπής ρύπων κινητήρων Diesel	16
2.4 Αδιαβατικός κινητήρας Diesel	17
2.3.1 Υλικά κατασκευής.....	19
3. ΣΥΝΘΕΤΗ ΣΤΡΟΒΙΛΟΥΠΕΡΠΛΗΡΩΣΗ	23
3.1 Εισαγωγή.....	23
3.2 Ιστορικά στοιχεία	24
3.3 Βασικά υποσυστήματα	26
3.3.1 Απλή Στροβιλουπερπλήρωση.....	26
3.3.2 Στρόβιλος Μεταβλητής Γεωμετρίας.....	27
3.4 Σύνθετη μηχανική στροβιλουπερπλήρωση.....	31
3.5 Σύνθετη ηλεκτρική στροβιλουπερπλήρωση.....	36
4. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΧΡΗΣΙΜΟΠΟΙΟΥΜΕΝΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ	
ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ	40
4.1 Εισαγωγή.....	40

4.2	Μοντελοποίηση της λειτουργίας κινητήρων Diesel.....	41
4.2.1	Φαινομενολογικά μοντέλα.....	41
4.2.2	Ρευστομηχανικά μοντέλα.....	42
4.2.3	Σύγκριση των μοντέλων	43
4.3	Συνοπτική περιγραφή του χρησιμοποιούμενου Μοντέλου Προσομοίωσης.....	43
4.4	Προσομοίωση του Κυλίνδρου	44
4.4.1	Μοντέλο Μεταφοράς Θερμότητας (Heat Transfer Model).....	45
4.4.2	Μοντέλο της Συστροφής του Αέρα (Air Swirl Model).....	46
4.4.3	Μοντέλο της δέσμης καυσίμου (Spray Model).....	47
4.4.4	Μοντέλο για την συμπαράσυρση του αέρα (Air Entrainment Model)..	49
4.4.5	Μοντέλο για την διάσπαση του καυσίμου σε λεπτά σταγονίδια και την ατμοποίηση αυτού (Droplet Breakup and Evaporation Model)	50
4.4.6	Μοντέλο Καύσης (Combustion Model).....	51
4.4.7	Μοντέλο σχηματισμού των οξειδίων του αζώτου (NO _x Formation model).....	51
4.4.8	Μοντέλο σχηματισμού της αιθάλης (Soot Formation Model)	52
4.5	Προσομοίωση του συστήματος έγχυσης	53
4.6	Προσομοίωση του συστήματος εναλλαγής αερίων.....	54
4.7	Προσομοίωση του συστήματος υπερπλήρωσης.....	54
4.8	Προσομοίωση του συστήματος σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης ...	54
5.	ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ - ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ	56
5.1	Σκοπός της Προσομοίωσης.....	56
5.2	Παρουσίαση του μοντέλου NTUA – Performance and emissions Code	56
5.3.1	Εισαγωγή δεδομένων προσομοίωσης	57
5.3.2	Παρουσίαση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης	66
5.3	Βαθμονόμηση και αξιολόγηση του μοντέλου	72
5.4	Συνθήκες Λειτουργίας – Δεδομένα Προσομοίωσης	72
6.	ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ – ΣΧΟΛΙΑΣΜΟΣ	75
6.1	Εισαγωγή.....	75
6.2	Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος	76

6.3.1 Πίεση και θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον στροβιλουπερπληρωτή	76
6.3.2 Παραγόμενη ισχύς.....	81
6.3.3 Ειδική κατανάλωση καυσίμου	86
6.3.4 Εκπομπές NOx	91
6.3.5 Εκπομπές αιθάλης.....	96
6.3 Επίδραση του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.....	101
6.3.1 Πίεση και θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον στροβιλουπερπληρωτή	101
6.3.2 Παραγόμενη ισχύς.....	103
6.3.3 Ειδική κατανάλωση καυσίμου	105
6.3.4 Εκπομπές NOx	107
6.3.5 Εκπομπές αιθάλης.....	109
6.4 Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα	111
6.4.1 Πίεση και θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον στροβιλουπερπληρωτή	111
6.4.2 Παραγόμενη ισχύς.....	116
6.4.3 Ειδική κατανάλωση καυσίμου	121
6.4.4 Εκπομπές NOx	126
6.4.5 Εκπομπές αιθάλης.....	131
6.5 Βέλτιστος λόγος πίεσης	136
7. ΕΠΙΛΟΓΟΣ.....	138
7.1 Συμπεράσματα.....	138
7.2 Προτάσεις για μελλοντική εργασία	140
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ – ΑΝΑΦΟΡΕΣ	141

Λατινικά σύμβολα

A	=επιφάνεια [m ²]
A _f	=σταθερά στο μηχανισμό σχηματισμού αιθάλης
A _b	=σταθερά στο μηχανισμό οξειδωσης αιθάλης
\dot{b}_e	=ειδική κατανάλωση καυσίμου (gr/kwh)
c	=σταθερά στην σχέση μεταφοράς θερμότητας
c _r	=σταθερά ακτινοβολίας [W/m ² K ⁴]
c _v	=ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο [J/kg K]
d _{inj}	=διάμετρος οπής εγχυτήρα [m]
D	=διάμετρος εμβόλου [m]
D _b	=διάμετρος της κοιλότητας του εμβόλου [m]
D _d	=διάμετρος σταγονιδίου [m]
D _v	=συντελεστής διάχυσης μάζας, m ² /s
D _{SM}	=μέση διάμετρος Sauter [m]
E	=ενέργεια ενεργοποίησης [J/kmol]
h _c	= συντελεστής μεταφοράς θερμότητας [W/m ² K]
k	=τυρβώδης κινητική ενέργεια [J]
l	=μήκος [m]
l _{car}	=χαρακτηριστικό μήκος [m]
L	=μήκος διάσπασης δέσμης (break up length) [m]
m	=μάζα [kg]
\dot{m}	=παροχή μάζας [kg/s]
n	=συνολικός αριθμός ζωνών
n _m	=μηχανικός βαθμός απόδοσης
n _i	=ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης
n _g	=βαθμός ποιότητας της μηχανής
n _{ts}	=θεωρητικός πρότυπος βαθμός αποδόσεως
P	=πίεση [Pa]
P _{O2}	=μερική πίεση του οξυγόνου [bar]
\dot{Q}	=ρυθμός μεταφοράς θερμότητας [W]
r	=ακτίνα σταγονιδίου [m]
r _c	=ακτίνα δέσμης, [m]
R	=ακτίνα [m]
R _{mol}	=γενική σταθερά αερίων [J/kmol K]
t	=χρόνος [s]
T	=θερμοκρασία [K]
u	=ταχύτητα [m/s]
u _a	=ταχύτητα περιστροφής (swirl velocity) [m/s]
u _p	=ταχύτητα διείσδυσης (penetration velocity) [m/s]
V	=όγκος [m ³]
W	=γωνιακή ταχύτητα αέρα [rad/s]

Ελληνικά σύμβολα

α	=αρχική γωνία δέσμης [rad]
ΔP	=πτώση πίεσης στο ακροφύσιο εγχύσεως [Pa]
ε _t	=ρυθμός καταστροφής κινητικής ενέργειας ανά μονάδα μάζας [W/kg]
Θ	=γωνία που σχηματίζει η προβολή του άξονα του εγχυτήρα με τον άξονα "x" στο επίπεδο "x,r"

Θ_u	= θερμογόνος δύναμη καυσίμου (kJ/kg)
λ	=θερμική αγωγιμότητα [W/m K]
ρ	=πυκνότητα [kg/m ³]
Φ	=γωνία του εγχυτήρα με το “x,r” επίπεδο
Φ_{eq}	=λόγος ισοδυναμίας (καύσιμο προς αέρα)

Δείκτες

a	=αέρας
b	=καμένο
f	=καύσιμο
g	=αέριο
i	=δείκτης ζώνης στην κατεύθυνση r
j	=δείκτης ζώνης στην κατεύθυνση z
inj	=έγχυση
l	=υγρό καύσιμο
m	=μέσος
mac	=macromixed
mic	=micromixed
o	=αρχικό σύστημα συντεταγμένων
r	=κατεύθυνση r
st	=στοιχειομετρικός
w	=τοιχώμα
x	= κατεύθυνση x (αρχικά κατεύθυνση δέσμης)
z	= κατεύθυνση z

Συνομογραφίες

bme _p	=μέση πραγματική πίεση (break mean effective pressure)
bsfc	=ειδική κατανάλωση καυσίμου (break specific fuel consumption)
ppm	=parts per million (by volume)
ANΣ, TDC	= άνω νεκρό σημείο
KNΣ, BDC	=κάτω νεκρό σημείο
T/C	=στροβιλουπερπληρωτής
P/T	=στρόβιλος ισχύος
RPM	=στροφές ανά λεπτό
ETC	=electric turbocompound Caterpillar
VGT	=variable geometry turbine, στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας

Αδιάστατοι αριθμοί

Nu	= αριθμός Nusselt
Pr	=αριθμός Prandtl
Re	= αριθμός Reynolds
We	= αριθμός Weber

Οι αριθμοί και τα γράμματα στις αγκύλες παραπέμπουν τον αναγνώστη στις αντίστοιχες βιβλιογραφικές πηγές που δίνονται στο τέλος της εργασίας.

1. ΠΡΟΛΟΓΟΣ & ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

1.1 Εμβολοφόροι κινητήρες

Οι εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης αποτελούν σήμερα τον πιο διαδεδομένο τύπο θερμικής μηχανής. Χρησιμοποιούνται σχεδόν κατ' αποκλειστικότητα στον τομέα των μεταφορών (δίκυκλα, αυτοκίνητα, πλοία, τραίνα, όπως και σε αεροσκάφη χαμηλής ταχύτητας) αλλά και στον τομέα της ηλεκτροπαραγωγής η χρήση τους είναι ιδιαίτερα εκτεταμένη.

Από άποψη εσωτερικής λειτουργίας γίνεται η βασική διάκριση των εμβολοφόρων ΜΕΚ σε

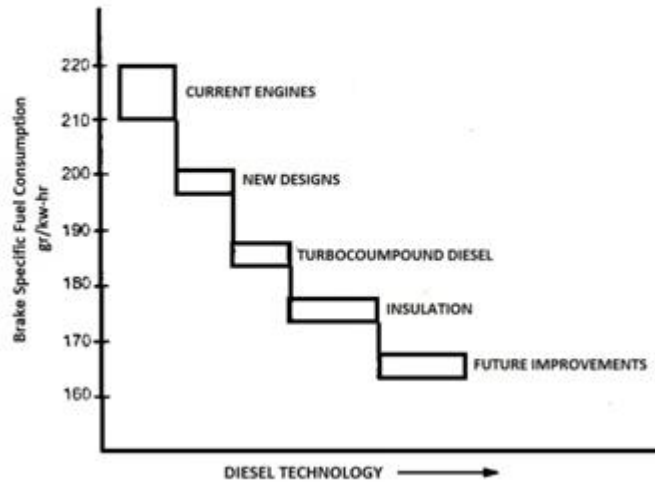
- Κινητήρες Otto ή εναύσεως με σπινθήρα,
- Κινητήρες Diesel ή εναύσεως με συμπίεση (αυτανάφλεξη).

Η διάκριση αυτή, ως γνωστόν, βασίζεται στον τρόπο αναφλέξεως ο οποίος καθορίζει τη διαδικασία της καύσης και συνεπώς τα τεχνικά και λειτουργικά χαρακτηριστικά του κινητήρα.

Οι κινητήρες Otto, κοινώς γνωστοί ως βενζινοκινητήρες, χρησιμοποιούνται πλέον σχεδόν αποκλειστικά στην αυτοκίνηση. Σε αντίθεση με τους βενζινοκινητήρες, οι κινητήρες Diesel έχουν ευρύτερο πεδίο εφαρμογής. Χρησιμοποιούνται στους τομείς της ναυτιλίας, της ηλεκτροπαραγωγής και των επίγειων μεταφορών όπου υπάρχουν απαιτήσεις για αυξημένη παραγωγή ισχύος (τραίνα, φορτηγά κ.α.). Σε πολλές περιπτώσεις οι κινητήρες Diesel αντικαθιστούν τους βενζινοκινητήρες και στο αυτοκίνητο, όπως για παράδειγμα στα επαγγελματικά οχήματα ελαφρού τύπου και τα επιβατικά. Οι λόγοι που καθιστούν τον κινητήρα Diesel πιο ελκυστικό από το βενζινοκινητήρα είναι :

- Ο υψηλότερος θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης, της τάξης του 40% - 45%, σε αντίθεση με το βαθμό απόδοσης της τάξης του 30-35% ενός βενζινοκινητήρα.
- Η μικρή εξάρτηση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα Diesel από το φορτίο στο οποίο λειτουργεί, με αποτέλεσμα να παρουσιάζει καλούς βαθμούς απόδοσης σε όλα σχεδόν τα φορτία, σε αντίθεση με τον βενζινοκινητήρα που σε χαμηλά φορτία παρουσιάζει αρκετά πιο χαμηλή απόδοση.
- Η μικρότερη κατανάλωση καυσίμου λόγω του φτωχού μείγματος που απαιτείται για την καύση.
- Η χρήση καυσίμου σχετικά φθηνότερου σε συνδυασμό με την μικρότερη κατανάλωση και τον υψηλότερο βαθμό απόδοσης καθιστούν το κινητήρα Diesel αρκετά οικονομικότερο από έναν βενζινοκινητήρα.
- Οι εκπομπές CO στον κινητήρα Diesel είναι αισθητά χαμηλότερες από τις εκπομπές στον κινητήρα Otto. Βέβαια οι εκπομπές αιθάλης είναι ένα μειονέκτημα του κινητήρα Diesel ενώ οι εκπομπές NOx είναι παρόμοιες στους δύο κινητήρες.
- Και τέλος το γεγονός ότι οι κινητήρες Diesel έχουν σημαντικά περιθώρια βελτίωσης της τεχνολογίας τους κυρίως λόγω του χρησιμοποιούμενου καυσίμου. Παρακάτω δίνεται ένα γράφημα που παρουσιάζει την εξέλιξη των κινητήρων Diesel συναρτήσει της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου τους.

Fuel consumption vs. Diesel Technology



Σχήμα 1.1 : Τεχνολογία Diesel και κατανάλωση καυσίμου

Οι κινητήρες Diesel διακρίνονται σε έμμεσης και άμεσης έγχυσης, IDI- indirection injection και DI- direct injection αντίστοιχα .Οι τεχνολογικές εξελίξεις στα συστήματα έγχυσης οδήγησαν στην πλήρη επικράτηση των κινητήρων άμεσης έγχυσης εξαιτίας των καλύτερων τιμών που εμφανίζουν στους δείκτες της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπεμπόμενων ρύπων.

1.2 Απαιτήσεις της Εποχής

Η συνεχής και εκτεταμένη χρήση των ορυκτών καυσίμων για την παραγωγή ενέργειας είχε ως αποτέλεσμα την μείωση των αποθεμάτων τους και την αύξηση της τιμής τους. Οι επιπτώσεις όμως από αυτήν την εκτεταμένη χρήση δεν περιορίζονται μόνο σε οικονομικό επίπεδο. Παρατηρούμε την αρνητική επίδραση που έχει στο περιβάλλον η συνεχής αυτή χρήση με ότι αυτό συνεπάγεται.

Η πλήρης και άμεση αντικατάσταση των ορυκτών καυσίμων ως πρώτη ύλη είναι ιδιαίτερα δύσκολη αφ' ενός μεν γιατί ένα μεγάλο μέρος του βιομηχανικού και οικονομικού συστήματος στηρίζεται σε αυτά και αφ' ετέρου διότι η τεχνολογία των εναλλακτικών καυσίμων είτε βρίσκεται σε πρώιμο ακόμη στάδιο είτε είναι ακριβή ακόμα για ευρεία χρήση. Συνεπώς η όποια μελλοντική αντικατάσταση προκύψει πρέπει να είναι σταδιακή και μελετημένη για να μην προκληθούν κραδασμοί στο οικονομικό σύστημα.

Αποτέλεσμα λοιπόν των παραπάνω παρατηρήσεων ήταν η προσπάθεια για δημιουργία κινητήρων, πιο οικονομικών και πιο φιλικών προς το περιβάλλον. Με την πάροδο του χρόνου όμως οι ολοένα και αυστηρότεροι κανονισμοί που θεσπίζονται σχετικά με τις εκπομπές ρύπων καθιστούν πιο επιτακτική την ανάγκη ανάπτυξης τεχνολογιών με σκοπό την μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων, χωρίς αυτό να έχει αρνητική επίδραση στην συγκέντρωση ισχύος και στην ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Στην προσπάθεια ανάπτυξης των τεχνολογιών που θα οδηγήσουν στην μείωση των ρύπων και της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου έγινε κατανοητό πως η δημιουργία

υπολογιστικών μοντέλων προσομοίωσης του κινητήρα ήταν απαραίτητη και αυτό γιατί μέσω της προσομοίωσης είναι δυνατόν, σε μικρό χρονικό διάστημα και με σχεδόν μηδενικό κόστος, να πραγματοποιηθούν δοκιμές για την μελέτη της επίδρασης διαφόρων παραμέτρων στην λειτουργία των κινητήρων. Σε αντίθετη περίπτωση θα έπρεπε να διεξαχθούν πειράματα, γεγονός που συνεπάγεται υψηλό κόστος και φυσικά πολύ χρόνο χωρίς να βέβαιη η εξαγωγή αξιόπιστων συμπερασμάτων.

1.3 Η Διπλωματική Εργασία

Με σκοπό την μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπεμπόμενων ρύπων στα μέσα μεταφοράς οι προσπάθειες εστιάζονται στην βελτίωση των κατασκευαστικών στοιχείων του οχήματος, όπως η μείωση του συνολικού βάρους, η καλύτερη αεροδυναμική σχεδίαση, και η αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα.

Οι μηχανές εσωτερικής καύσης έχουν μικρότερους θερμικούς βαθμούς απόδοσης σε σχέση με τον αντίστοιχο ιδανικό κύκλο, διότι ένα μεγάλο μέρος της θερμότητας που αποδίδεται από την καύση αποβάλλεται ανεκμετάλλευτο στο περιβάλλον μέσω του καυσαερίου. Οι σημαντικότερες τεχνικές αύξησης του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα είναι :

- Η μείωση των απωλειών τριβής του κινητήρα,
- Η αύξηση του βαθμού συμπίεσης και
- Η εκμετάλλευση μέρους της αποβαλλόμενης θερμότητας των καυσαερίων από τον κινητήρα για την παραγωγή πρόσθετης ισχύος.

Σκοπός της διπλωματικής εργασίας είναι η μελέτη ενός συστήματος αξιοποίησης της αποβαλλόμενης θερμότητας από τα καυσαέρια, γνωστό ως σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση ή turbo- compound, σε κινητήρα Diesel με περιορισμένες απώλειες θερμότητας. Η μελέτη πραγματοποιήθηκε με την βοήθεια ενός πολυζωνικού μοντέλου καύσης. Το μοντέλο NTUA-Engine Performance & Emissions Code έχει αναπτυχθεί υπό την εποπτεία του καθηγητή Δ.Θ. Χουντάλα στο εργαστήριο των μηχανών εσωτερικής καύσης του τομέα θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, με σκοπό την πρόβλεψη των παραμέτρων λειτουργίας και των εκπομπών ρύπων κινητήρων Diesel άμεσης έγχυσης.

Η διπλωματική εργασία οργανώνεται σε 7 κεφάλαια ως ακολούθως:

- Στο 1^ο κεφάλαιο, αναλύονται οι λόγοι που επιτάσσουν την βελτίωση των μηχανών εσωτερικής καύσης και δόθηκε το γενικό πλαίσιο στο οποίο στηρίχθηκε η διπλωματική αυτή εργασία.
- Στο 2^ο κεφάλαιο, δίνονται ορισμένα γενικά στοιχεία για τον κινητήρα Diesel και τις εκπομπές ρύπων αυτού. Παρουσιάζεται επίσης ο αδιαβατικός κινητήρας Diesel με σκοπό την σύγκριση της λειτουργίας του με τους συνηθισμένους κινητήρες Diesel.

Στόχος της σύγκρισης είναι να δούμε αν είναι εφικτή η κατασκευή του αδιαβατικού κινητήρα καθώς και αν τα οφέλη που αποκομίζουμε είναι ανάλογα του κόστους.

- Στο 3^ο κεφάλαιο, δίνονται αναλυτικά στοιχεία για την σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση όπως αυτά έχουν προκύψει από παλαιότερες μελέτες, ενώ περιγράφονται και βασικά υποσυστήματα της.
- Στο 4^ο κεφάλαιο, παρουσιάζονται εν συντομία οι βασικότερες κατηγορίες των ήδη υπαρχόντων μοντέλων προσομοίωσης και περιγράφεται συνοπτικά το παρόν. Δίνονται επίσης οι βασικές εξισώσεις που χρησιμοποιούνται για την προσομοίωση του κάθε φαινομένου.
- Στο 5^ο κεφάλαιο, γίνεται περιγραφή της διαδικασίας που ακολουθήθηκε για την εξαγωγή αποτελεσμάτων και παρουσιάζεται το μοντέλο προσομοίωσης. Επίσης παραθέτουμε της συνθήκες λειτουργίας για τις οποίες εκτελέστηκαν οι προσομοιώσεις.
- Στο 6^ο κεφάλαιο, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων και γίνεται σχολιασμός τους με βάση την στοιχειώδη θεωρία που περιγράφει έναν κινητήρα Diesel.
- Στο 7^ο κεφάλαιο, δίνονται τα συμπεράσματα της παρούσας διπλωματικής εργασίας και γίνονται προτάσεις για μελλοντική έρευνα.

2. ΚΙΝΗΤΗΡΑΣ DIESEL

2.1 Εισαγωγή

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

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται περιγραφή του κύκλου λειτουργίας ενός τετράχρονου κινητήρα Diesel, αφού ένα τέτοιο κινητήρα χρησιμοποιούμε στην διπλωματική εργασία, και γίνεται λόγος για τον αδιαβατικό κινητήρα Diesel. Μιλώντας για αδιαβατικό κινητήρα εννοούμε κινητήρα μονωμένο ώστε να έχουμε περιορισμό των θερμικών απωλειών.

2.2 Κινητήρας Diesel

Ο κινητήρας Diesel, γνωστός και ως πετρελαιομηχανή, αναρροφά ατμοσφαιρικό αέρα και χρησιμοποιεί τα βαρύτερα της βενζίνης υγρά καύσιμα της κατηγορίας των πετρελαίων. Σε αντίθεση με τους κινητήρες Otto, στους οποίους έχουμε την εισαγωγή ομογενούς μείγματος αέρα καυσίμου εντός του κυλίνδρου, στους κινητήρες Diesel ο σχηματισμός του καυσίμου μείγματος γίνεται με κατάλληλη έγχυση του καυσίμου στον κύλινδρο, διασκορπιζόμενο στον ήδη συμπιεσμένο αέρα με βοήθεια μηχανικής εγχύσεως, δηλαδή υπό την επίδραση ισχυρής πίεσης που δημιουργείται από το σύστημα αντλίας καυσίμου-εγχυτήρα.

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

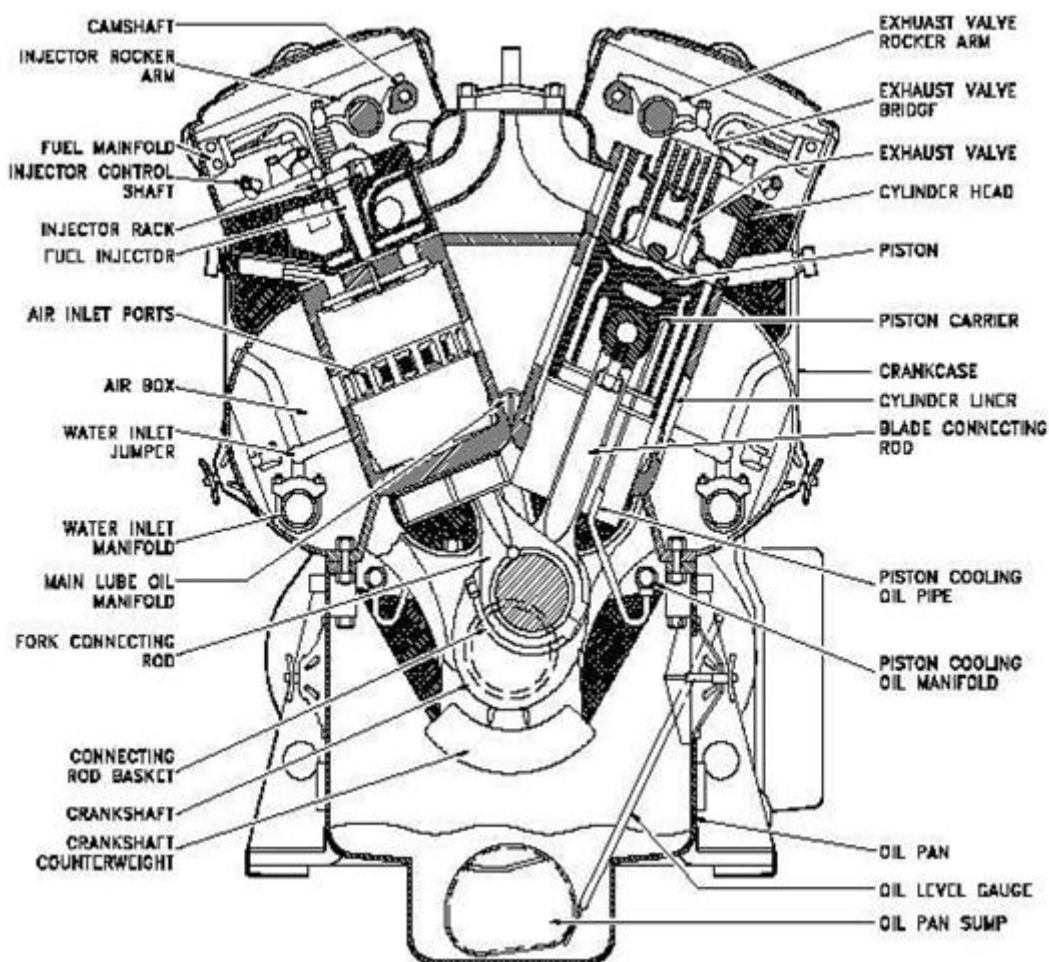
Η έναυση και ο ρυθμός καύσης ελέγχονται από τη στιγμή της εγχύσεως του καυσίμου και το ρυθμό εγχύσεως του καυσίμου, σε συνδυασμό κυρίως με το επίπεδο τύρβης του συμπιεσμένου αέρα, παρ' ότι επηρεάζονται και από την πίεση και από τη θερμοκρασία. Επειδή ο διατιθέμενος χρόνος για το σχηματισμό του μείγματος είναι σχετικά μικρός, αντιστοιχώντας μόνο σε λίγες μοίρες γωνίας στροφάλου, είναι πάντοτε αναγκαία η ύπαρξη μιας περίσσειας αέρα (ελάχιστος λόγος μαζών αέρα καυσίμου 14:1 έως 25:1) για την επίτευξη της τέλει καύσης, πράγμα όμως που οδηγεί σε μειωμένη συγκέντρωση ισχύος. Στους σύγχρονους κινητήρες Diesel το πρόβλημα αυτό ξεπερνιέται με τη χρήση της υπερπλήρωσης.

Η ρύθμιση της ισχύος στους κινητήρες Diesel είναι ποιοτική, δηλαδή η μεταβολή της ποιότητας του ετερογενούς μείγματος που προκαλείται με τη μεταβολή της ανά κύκλο εγχυόμενης ποσότητας καυσίμου καθορίζει και την παραγωγή ισχύος του κινητήρα, ενώ η

ποσότητα του αναρροφώμενου αέρα, επομένως και του μείγματος, παραμένει πρακτικά η ίδια για όλα τα φορτία εφόσον τηρείται σταθερή η ταχύτητα περιστροφής (με τη βοήθεια του ρυθμιστή στροφών) για κινητήρα φυσικής αναπνοής. Το μέγιστο φορτίο στους κινητήρες Diesel που χρησιμοποιούνται κυρίως σε οχήματα τίθεται από την καύση και είναι το φορτίο πέραν του οποίου γίνεται εμφάνιση απαράδεκτου καπνού (άκαυστος άνθρακας) στην εξαγωγή των καυσαερίων. Σε μεγάλους κινητήρες πλοίων και ηλεκτροπαραγωγής το όριο του φορτίου τίθεται συνήθως από τις θερμικές ή μηχανικές καταπονήσεις του κινητήρα.

2.2.1 Περιγραφή του τετράχρονου κινητήρα Diesel

Για την μελέτη που γίνεται στην παρούσα εργασία χρησιμοποιείται ένας τετράχρονος κινητήρας Diesel. Κρίνεται σκόπιμο λοιπόν να γίνει αναφορά στις αρχές λειτουργίας τετράχρονων εμβολοφόρων κινητήρων.

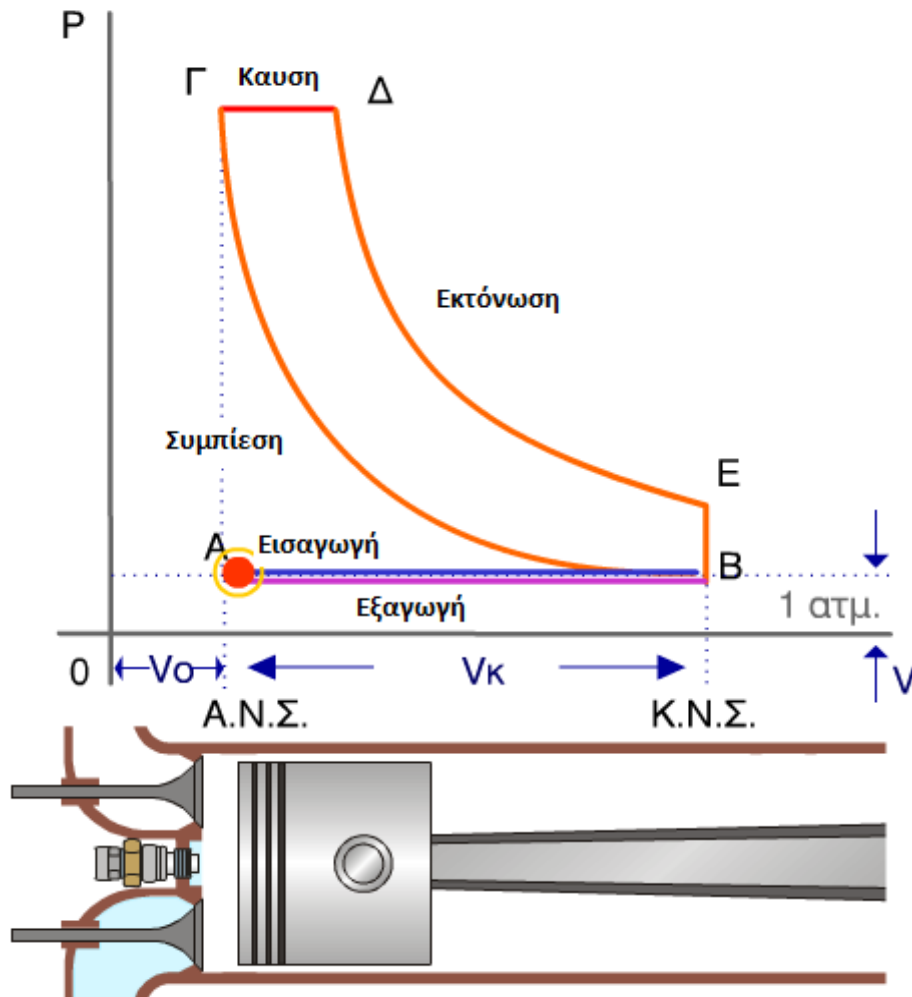


Σχήμα 2.1 : Τετράχρονος κινητήρας Diesel τύπου V

Στους τετράχρονους κινητήρες, μία περίοδος λειτουργίας διαρκεί δύο πλήρεις περιστροφές ή 720° της στροφαλοφόρου ατράκτου, περιλαμβάνει δηλαδή 4 πλήρεις διαδρομές του εμβόλου. Οι δύο εκ των τεσσάρων αυτών διαδρομών (πρώτη και τέταρτη) είναι αφιερωμένες στην εναλλαγή των αερίων, που έτσι διεξάγεται με σχετική άνεση και μάλιστα υπό τον άμεσο έλεγχο της εκτοπιστικής δράσεως του εμβόλου. Την πλήρωση ή

εκκένωση του κυλίνδρου καθώς και την έναρξη της καύσεως ρυθμίζουν ειδικά όργανα διανομής.

Ας εξετάσουμε λίγο πιο αναλυτικά τι συμβαίνει σε ένα τετράχρονο κινητήρα Diesel και τι διαφορές υπάρχουν στην ολοκλήρωση του θεωρητικού κύκλου λειτουργίας με αυτήν του πραγματικού σε κάθε διαδρομή του εμβόλου.



Σχήμα 2.2 : θεωρητικός κύκλος λειτουργίας κινητήρα Diesel

1ος χρόνος - Αναρρόφηση ή εισαγωγή:

Το έμβολο κινείται από το ΑΝΣ προς το ΚΝΣ. Η βαλβίδα εισαγωγής είναι ανοικτή ενώ η βαλβίδα εξαγωγής κλειστή, όπως επίσης και ο εγχυτήρας καυσίμου. Η μετατόπιση του εμβόλου δημιουργεί υποπίεση στον κύλινδρο με συνέπεια την εισροή αέρα – και όχι μείγματος όπως στον αντίστοιχο βενζινοκινητήρα - σε αυτόν από τη βαλβίδα εισαγωγής. Όταν το έμβολο φτάσει στο ΚΝΣ, η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει.

Στην πράξη τα πράγματα είναι λίγο διαφορετικά. Η ακολουθία ανοίγματος και κλεισίματος των βαλβίδων και του εγχυτήρα δεν πραγματοποιείται όταν το έμβολο βρίσκεται ακριβώς στο ΑΝΣ και ΚΝΣ. Η βαλβίδα εισαγωγής ανοίγει συνήθως 10° έως 30° πριν το ΑΝΣ και κλείνει συνήθως 30° έως 40° μετά το ΚΝΣ (σημεία Α και Β του σχήματος 2.3, 2.4).

2ος χρόνος – Συμπίεση:

Το έμβολο κινείται από το ΚΝΣ προς το ΑΝΣ. Οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής είναι κλειστές, όπως και ο εγχυτήρας καυσίμου. Όταν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ, η πίεση του αέρα στον κύλινδρο έχει ανέλθει στα 30 bar έως 40 bar και η θερμοκρασία στους 600°C έως 700°C περίπου. Σημειώνουμε ότι στο τέλος του 2ου χρόνου του αντίστοιχου βενζινοκινητήρα, οι συνθήκες είναι τέτοιες ώστε ο σπινθηριστής δίνει έναυση στο συμπιεσμένο μείγμα αέρα – καυσίμου – καυσαερίων.

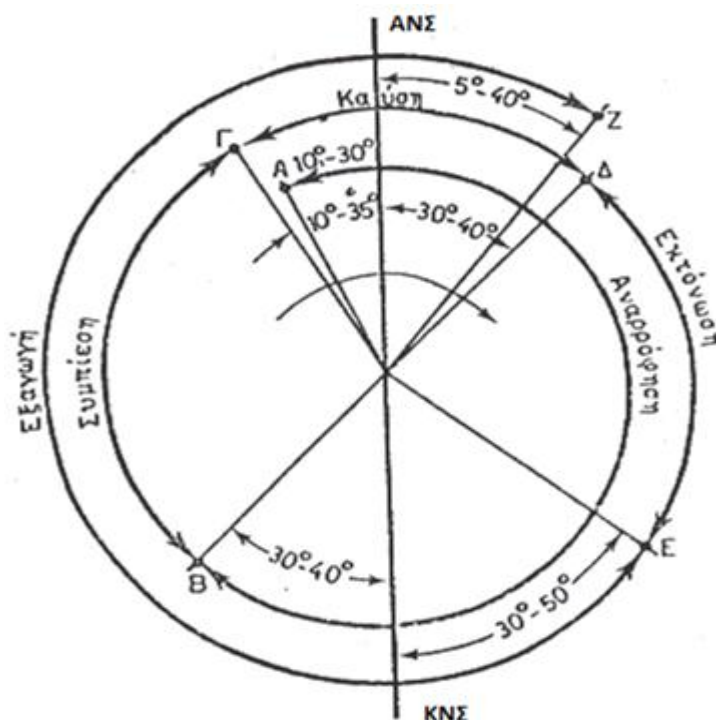
3ος χρόνος – Καύση και Εκτόνωση:

Το έμβολο κινείται από το ΑΝΣ προς το ΚΝΣ. Στην αρχή του χρόνου αυτού πραγματοποιείται η έγχυση του πετρελαίου σε μορφή σταγονιδίων. Αυτά αναμειγνύονται με το συμπιεσμένο αέρα, η υψηλή θερμοκρασία του οποίου – μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία στην οποία αυταναφλέγεται το πετρέλαιο - οδηγεί στην έναρξη της καύσης του μείγματος. Η όλη διεργασία της καύσης διαρκεί το 1/10 του 3ου χρόνου. Στο υπόλοιπο του χρόνου πραγματοποιείται εκτόνωση, οπότε το έμβολο παράγει μηχανικό έργο. Όταν το έμβολο φτάσει στο ΚΝΣ, η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει.

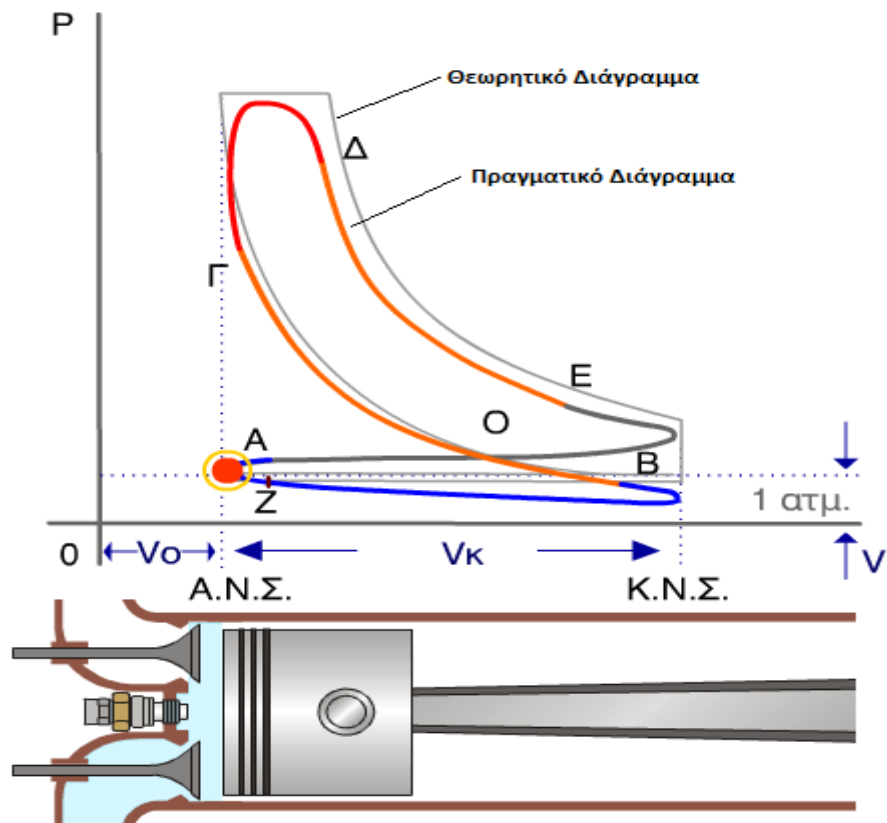
Στην πράξη και εδώ τα πράγματα είναι λίγο διαφορετικά. Η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει 30° έως 50° πριν το ΚΝΣ (σημείο Ε σημείο Ζ του σχήματος 2.3, 2.4) και κλείνει 5° έως 40° μετά το ΑΝΣ (σημείο Ζ του σχήματος 2.3, 2.4). Η έγχυση του καυσίμου ξεκινά 10° έως 35° πριν το ΑΝΣ (σημείο Γ του σχήματος 2.3, 2.4) και τελειώνει 30° έως 40° μετά το ΑΝΣ (σημείο Δ του σχήματος 2.3, 2.4).

4ος χρόνος – Εξαγωγή:

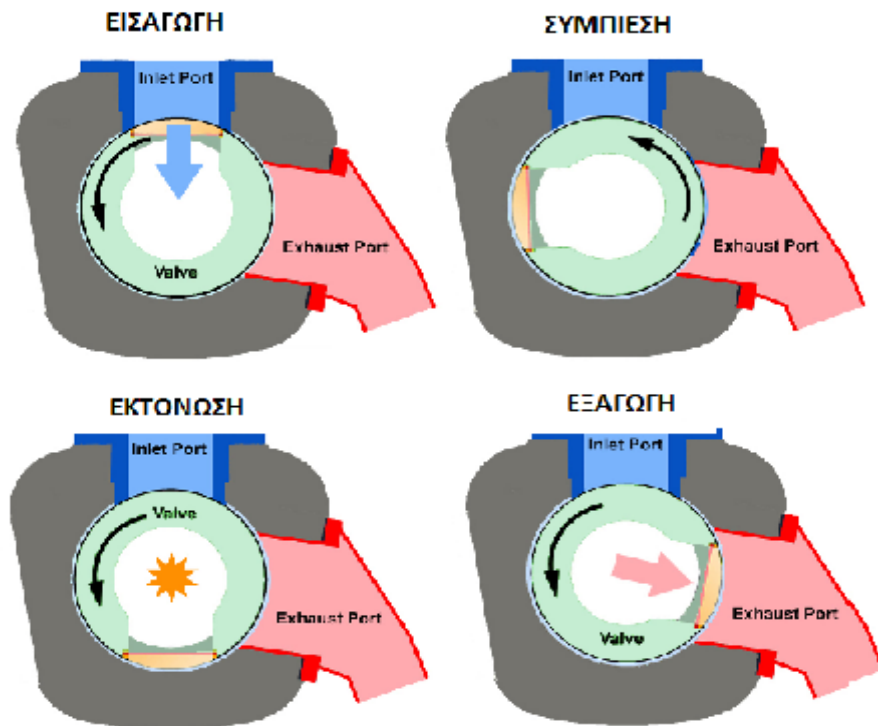
Το έμβολο κινείται από το ΚΝΣ προς το ΑΝΣ. Η βαλβίδα εισαγωγής και ο εγχυτήρας καυσίμου έχουν κλείσει. Τα καυσαέρια εξέρχονται στην ατμόσφαιρα από τη βαλβίδα εξαγωγής λόγω της κίνησης του εμβόλου. Όταν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ, ο κινητήρας έχει συμπληρώσει τον κύκλο λειτουργίας και οι συνθήκες είναι κατάλληλες για την έναρξη του επόμενου κύκλου.



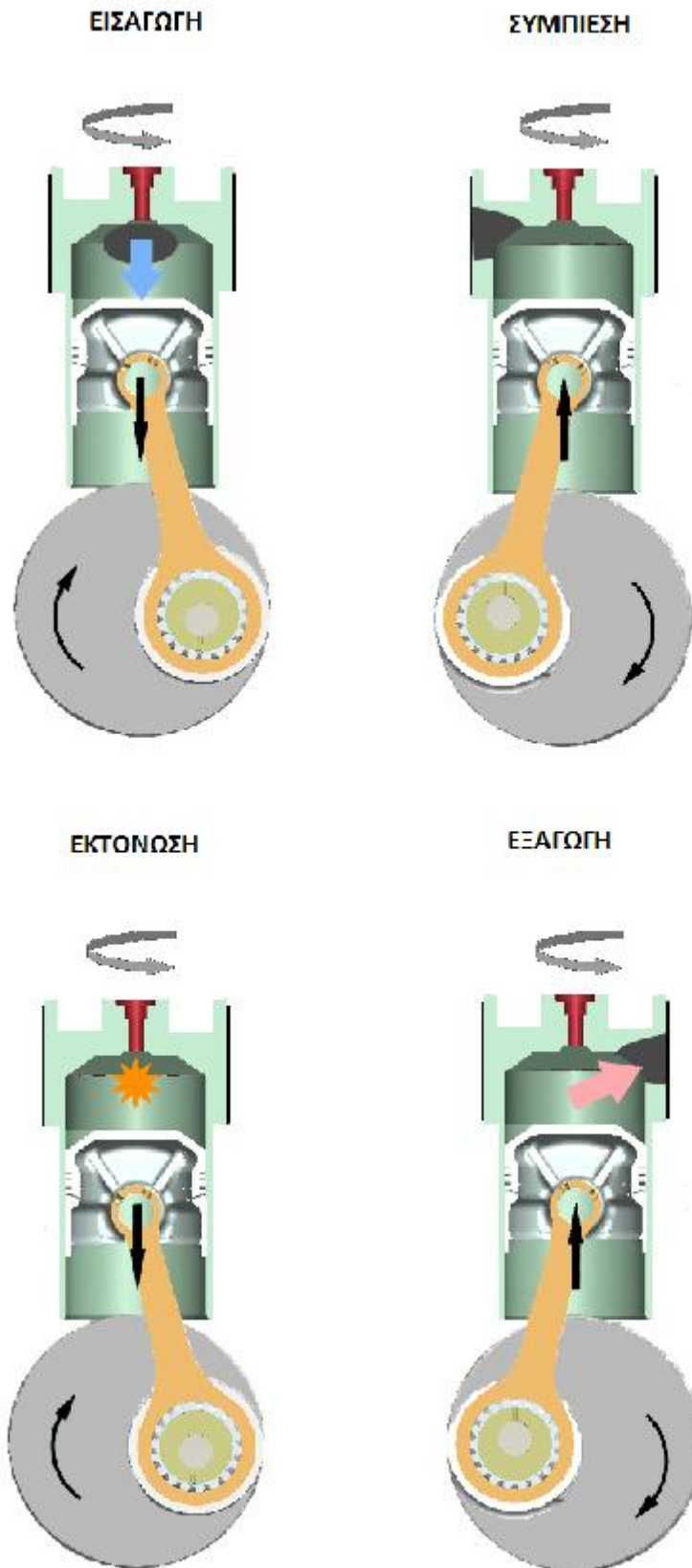
Σχήμα 2.3 Σειρά διεργασιών πραγματικού κύκλου λειτουργίας 4X κινητήρα Diesel



Σχήμα 2.4 Σύγκριση θεωρητικού και Πραγματικού κύκλου 4X κινητήρα Diesel



Σχήμα 2.5 : Άνοιγμα και κλείσιμο βαλβίδων εισαγωγής-εξαγωγής για 4X κινητήρα Diesel



Σχήμα 2.6 Κίνηση του εμβόλου για 4X κινητήρα Diesel

Στο σχήμα 2.4 φαίνεται η μορφή του διαγράμματος P-V , τόσο για τις ιδανικές όσο και για τις πραγματικές διεργασίες που αναλύθηκαν για τον 4X κινητήρα Diesel. Ενώ στα σχήματα 2.5 και 2.6 παρουσιάζεται η κίνηση του εμβόλου και το άνοιγμα και το κλείσιμο των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής.

Στους 4X κινητήρες, σε αντίθεση με ότι συμβαίνει στους 2X, το καυσαέριο συμπιέζεται και αποβάλλεται κατά την διάρκεια του κύκλου με μικρή επικάλυψη των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής, έτσι δεν χρειάζεται καμία ειδική μέθοδος για την απόπλυση του κυλίνδρου.

Εδώ πρέπει να σημειώσουμε ότι στην περίπτωση υπερπληρώσεως του 4X κινητήρα αλλάζουν σημαντικά οι χρονικές στιγμές ανοίγματος και κλεισίματος των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής. Στην συνέχεια δίνονται τυπικές τιμές χρονισμού των βαλβίδων στην περίπτωση του υπερπληρωμένου κινητήρα. Η βαλβίδα εισαγωγής ανοίγει συνήθως 30° έως 70° πριν το ΑΝΣ (σημείο Α του σχήματος 2.3, 2.4) και η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει συνήθως 45° έως 70° πριν το ΚΝΣ (σημείο Ε του σχήματος 2.3, 2.4) και κλείνει 30° έως 70° μετά το ΑΝΣ (σημείο Ζ του σχήματος 2.3, 2.4). Οι χρόνοι ανοίγματος και κλεισίματος των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής ρυθμίζονται ανεξάρτητα κάτι που καθιστά εύκολη την υπερπλήρωση ενός 4X κινητήρα Diesel.

2.3 Εκπεμπόμενοι ρύποι και οι επιπτώσεις τους

Η αρνητική συνέπεια της λειτουργίας των μηχανών εσωτερικής καύσης είναι οι εκπεμπόμενοι ρύποι και οι επιπτώσεις που έχουν αυτοί στο φυσικό περιβάλλον και κατ' επέκταση στην ανθρώπινη υγεία.

Το πρόβλημα της ατμοσφαιρικής ρύπανσης άρχισε να γίνεται αισθητό κατά την δεκαετία του '70 και κατέστη ιδιαίτερα σημαντικό κατά την επόμενη δεκαετία. Το πρώτο μεγάλο πρόβλημα, που απασχόλησε την κοινή γνώμη, ήταν το φωτοχημικό νέφος που έκανε την εμφάνιση του σε πολλές μεγαλουπόλεις. Έτσι τέθηκαν οι βάσεις για την μελέτη και ανάπτυξη διάφορων τεχνικών που θα περιόριζαν τους εκπεμπόμενους ρύπους. Οι τεχνικές που εφαρμόζονται αφορούν είτε την αποφυγή σχηματισμού των ρύπων είτε την καταστολή αυτών. Όπως γίνεται αντιληπτό, είναι προτιμότερο να λαμβάνονται μέτρα που βοηθούν στην πρόληψη ενός φαινομένου παρά να γίνονται προσπάθειες περιστολής αυτού. Τα μέτρα που στοχεύουν στην αποφυγή σχηματισμού των ρύπων και αφορούν τη σχεδίαση του θαλάμου καύσης και του συστήματος παροχής καυσίμου επέφεραν δραστική μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων. Παρατηρήθηκε όμως αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

Ο σχηματισμός των ρύπων οφείλεται στην χημική διάσπαση των προϊόντων της καύσης λόγω των υψηλών θερμοκρασιών που αναπτύσσονται στο θάλαμο καύσης. Οι κυριότεροι από τις αέριες ρυπογόνους ουσίες που σχηματίζονται σε έναν κινητήρα Diesel είναι τα οξειδία του αζώτου (NOx), το μονοξείδιο του άνθρακα (CO), οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC) και η αιθάλη (soot).

2.3.1 Οξειδία του αζώτου (NOx)

Με τον όρο οξειδία του αζώτου αναφερόμαστε κατά κύριο λόγο στο μονοξείδιο του αζώτου NO, στο διοξείδιο του αζώτου NO₂ καθώς και σε άλλες μορφές οξειδίων του αζώτου

όπως το N_2O_5 , οι οποίες παρατηρούνται σε πιο μικρές συγκεντρώσεις. Στις συνθήκες που επικρατούν στο θάλαμο καύσης των κινητήρων Diesel για μεσαία και μεγάλα φορτία το NO_2 αποτελεί ελάχιστο ποσοστό.. Στα μικρά φορτία όμως το ποσοστό του NO_2 κυμαίνεται στο 10-25%. Έτσι τα NO_x μπορούν να θεωρηθούν ισοδύναμα των NO όσον αφορά το σχηματισμό τους, και αυτό διότι το εκπεμπόμενο από τον κινητήρα NO εξακολουθεί να οξειδώνεται προς σημαντικά ποσοστά NO_2 .

Το NO σχηματίζεται στις περιοχές υψηλής θερμοκρασίας εντός της καμένης ή της καιόμενης ζώνης, με την προϋπόθεση φυσικά ότι υπάρχει και η απαραίτητη ποσότητα οξυγόνου. Η ανομοιογένεια του μείγματος καυσίμου-αέρα, όπου δηλαδή παρουσιάζονται περιοχές πλούσιες σε καύσιμο και περιοχές φτωχές, καθώς και η μεγάλη στρωμάτωση της κατανομής της θερμοκρασίας έχει ως συνέπεια ο σχηματισμός των NO_x να λαμβάνει χώρα σε περιοχές όπου οι συνθήκες το ευνοούν. Το μεγαλύτερο μέρος της παραγόμενης ποσότητας NO_x παρατηρείται κατά το δεύτερο στάδιο της καύσης, στο οποίο η φλόγα είναι τύπου προανάμειξης και η θερμοκρασία ιδιαίτερα υψηλή. Στη συνέχεια στη φάση της αποτόνωσης, ορισμένες αντιδράσεις που συμμετέχουν στον σχηματισμό του NO παγώνουν με αποτέλεσμα στο καυσαέριο της εξαγωγής να υπάρχουν συγκεντρώσεις NO μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες τιμές της χημικής ισορροπίας στην ίδια θερμοκρασία. Γίνεται έτσι αντιληπτό ότι ο σχηματισμός του NO καθορίζεται από την χημική κινητική των αντιδράσεων.

Η τιμή των εκπομπών του NO_x επηρεάζεται έντονα από την προπορεία εγχύσεως του καυσίμου το ποσοστό του παραμένου καυσαερίου και το φορτίο. Οι μεταβολές που προκαλούν οι παράμετροι που προαναφέραμε έχουν ως εξής:

- Επίδραση του φορτίου: Με την αύξηση του φορτίου, παρατηρείται εν γένει αύξηση της συγκεντρώσεως των NO_x στο καυσαέριο, λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας στη ζώνη αντίδρασης και λόγω της ύπαρξης αρκετών περιοχών με συγκέντρωση αέρα-καυσίμου γύρω από τη στοιχειομετρική τιμή.
- Επίδραση του παραμένου καυσαερίου: Η επίδραση του ποσοστού παραμένου καυσαερίου εντός του κυλίνδρου είναι θετική καθώς με αύξηση του ποσοστού παρατηρείται σημαντική μείωση των εκπεμπόμενων NO_x . Η μείωση αυτή οφείλεται στο γεγονός ότι με την παραμονή μέρους των καυσαερίων ή των επανακυκλοφορούντων καυσαερίων (μέθοδος EGR) τα επίπεδα θερμοκρασίας μειώνονται, εξαιτίας της μεγάλης ειδικής θερμοχωρητικότητας των καυσαερίων, με αποτέλεσμα να μην αναπτύσσονται οι θερμοκρασίες που ευνοούν τον υψηλό σχηματισμό NO_x . Επιπλέον το παραμένον ή επανακυκλοφορούν καυσαέριο οδηγεί σε μείωση του διαθέσιμου προς καύση O_2 με συνέπεια την περαιτέρω μείωση των NO_x . Τα παραμένοντα και τα επανακυκλοφορούντα καυσαέρια έχουν μια ελαφρώς αρνητική επίδραση στο βαθμό απόδοσης της μηχανής, εξαιτίας της επίδρασης τους στο μηχανισμό της καύσης του καυσίμου άρα και της παραγόμενης ισχύος.
- Επίδραση της προπορείας εγχύσεως καυσίμου: Η προπορεία εγχύσεως του καυσίμου παίζει καταλυτικό ρόλο στο σχηματισμό και στην εκπομπή των οξειδίων του αζώτου. Μετά την έγχυση του καυσίμου και αφού παρέλθει ο χρόνος καθυστέρησης ανάφλεξης ξεκινά η καύση αυξάνοντας τη θερμοκρασία και την πίεση εντός του κυλίνδρου. Όσο νωρίτερα σε σχέση με το Άνω Νεκρό Σημείο

εγγύεται το καύσιμο στον κύλινδρο τόσο αυξάνονται τα επίπεδα πίεσης και θερμοκρασίας λόγω συνδυασμού καύσης και συμπίεσης του αέρα από το έμβολο, δημιουργώντας έτσι ιδανικές συνθήκες σχηματισμού των NOx. Αντίθετα αν η έγχυση γίνει με κάποια καθυστέρηση και κοντά στο Άνω Νεκρό Σημείο υπάρχει μεγάλη μείωση στο σχηματισμό και στην εκπομπή των NOx.

Τα NOx αποτελούν ένα από τους κυριότερους εκπεμπόμενους ρύπους των μηχανών εσωτερικής καύσης και έχουν σοβαρές επιπτώσεις στο φυσικό περιβάλλον. Τα οξειδία του αζώτου υπό την επίδραση της ηλιακής ακτινοβολίας αντιδρούν με πτητικές οργανικές ενώσεις προς σχηματισμό όζοντος. Επίσης αντιδρούν με την υγρασία σχηματίζοντας έτσι το νιτρικό οξύ. Και οι δύο παραπάνω ενώσεις συμβάλουν σε παθήσεις του αναπνευστικού συστήματος.

2.3.2 Μονοξείδιο του άνθρακα (CO)

Το μονοξείδιο του άνθρακα, λόγω της τοξικότητάς του, αποτελεί έναν από τους σοβαρότερους και πλέον επιβλαβείς ρύπους που εκπέμπονται από τις εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης.

Ο σχηματισμός του CO, ως γνωστόν, λαμβάνει χώρα όταν το διαθέσιμο οξυγόνο δεν επαρκεί για την στοιχειομετρική καύση του μίγματος. Η ατελής καύση που συμβαίνει εντός του θαλάμου έχει ως συνέπεια να μην γίνεται πλήρης οξείδωση του άνθρακα προς σχηματισμό διοξειδίου αυτού. Γίνεται λοιπόν αντιληπτό ότι βασική παράμετρος που επηρεάζει τον σχηματισμό του CO είναι ο λόγος ισοδυναμίας αέρα λ_a . Κατά συνέπεια το πρόβλημα καθίσταται ιδιαίτερα έντονο στην περίπτωση που το μείγμα είναι πλούσιο, καθώς τότε το ποσοστό του CO στα προϊόντα της καύσης αυξάνει δραματικά. Οι κινητήρες Diesel, όπως έχουμε πει, λειτουργούν με περίσσεια αέρα σχεδόν σε όλα τα φορτία. Για τον λόγο αυτό, δεν θα εξετασθεί ούτε ο σχηματισμός του CO ούτε τα εκπεμπόμενα ποσοστά του από τον κινητήρα που εξετάζουμε στην διπλωματική εργασία.

Από τα παραπάνω γίνεται αντιληπτό ότι στην εξαγωγή ενός κινητήρα Diesel δεν θα συναντήσουμε αξιοσημείωτες ποσότητες CO, αφού αυτό οξειδώνεται σχεδόν πλήρως σε CO₂. Το CO₂, αν και ως ένωση δεν θεωρείται ρύπος, συμβάλει στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Επιπλέον σε αρκετά μεγάλες ποσότητες μπορεί να προκαλέσει αίσθημα ζάλης ή ακόμα και λιποθυμία.

2.3.3 Αιθάλη (Soot)

Οι σωματιδιακές εκπομπές του κινητήρα Diesel περιλαμβάνουν σχεδόν κατά αποκλειστικότητα αιθάλη. Με τον όρο αιθάλη αναφερόμαστε στο ανθρακώδες υλικό που παράγεται κατά την καύση του καυσίμου.

Λόγω της ορατής χροιάς που έχουν τα καυσαέρια του κινητήρα Diesel στα υψηλά φορτία η αιθάλη εμφανίζεται ως μελανός καπνός και δημιουργείται από την πυρόλυση του καυσίμου τοπικώς σε ζώνες με σχετική ανεπάρκεια οξυγόνου. Η αιθάλη αποτελεί αποκλειστικό χαρακτηριστικό των κινητήρων Diesel και είναι αποτέλεσμα ατελούς καύσης. Εμφάνιση της αιθάλης μπορεί να συμβεί είτε κατά την απότομη αλλαγή φορτίου, όπου με την απότομη έγχυση καυσίμου στο θάλαμο καύσης ο διατιθέμενος αέρας δεν επαρκεί για

στοιχειομετρική καύση, είτε κατά την συνεχή λειτουργία του κινητήρα σε πολύ υψηλά φορτία.

Τα σωματίδια της αιθάλης σχηματίζονται από τον άνθρακα που περιέχεται στο καύσιμο. Ο σχηματισμός της αιθάλης στους κινητήρες Diesel πραγματοποιείται σε συνθήκες θερμοκρασίας και πίεσης στην περιοχή των 1000-2800 °K και 50-100 atm αντίστοιχα, αρκεί να υπάρχει ικανή διαθέσιμη ποσότητα αέρα για την πλήρη καύση του καυσίμου. Ο σχηματισμός της αιθάλης πραγματοποιείται σε δύο στάδια :

- Στάδιο γεννήσεως σωματιδίων: Το πρώτο στάδιο περιλαμβάνει τη διάσπαση των πολύπλοκων υδρογονανθράκων σε ακετυλένιο (C_2H_2), πολυακετυλένια (C_2nH_2) και πολυκυκλικούς αρωματικούς υδρογονάνθρακες. Οι αντιδράσεις συμπυκνώσεως αυτών των αέριων συστατικών οδηγούν στην εμφάνιση των πρώτων αναγνωρίσιμων σωματιδίων αιθάλης με διάμετρο μικρότερη των 2nm.
- Στάδιο μεγεθύνσεως σωματιδίων: Το δεύτερο στάδιο περιλαμβάνει την επιφανειακή αύξηση των σωματιδίων, την προσκόλληση συστατικών αέριων φάσης και την ενσωμάτωση τους στη σωματιδιακή φάση.

Σε κάθε στάδιο από τα παραπάνω μπορεί να συμβεί οξειδωση, όπου αιθάλη ή πρόδρομοι αιθάλης καίγονται προς σχηματισμό CO και CO₂. Έτσι η παραγόμενη αιθάλη από τον κινητήρα εξαρτάται από το ισοζύγιο μεταξύ αυτών των διεργασιών. Τέλος, η μάζα της εκπεμπόμενης αιθάλης αυξάνεται καθώς τα εξερχόμενα καυσαέρια ψύχονται και αναμειγνύονται με τον αέρα περιβάλλοντος.

Τα εκπεμπόμενα σωματίδια κατανέμονται σε ένα πλατύ εύρος μεγεθών από 20nm έως 10μm. Οι υπάρχοντες κανονισμοί για τις εκπομπές σωματιδίων βασίζονται στην εκπεμπόμενη μάζα αυτών. Η κατανομή μεγέθους όμως των σωματιδίων παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον καθώς το μέγεθος των σωματιδίων επηρεάζει το χρόνο παραμονής τους στην ατμόσφαιρα αλλά και την τοξικότητα τους.

Η αιθάλη είναι ιδιαίτερα επικίνδυνη για την ανθρώπινη υγεία όταν τα σωματίδια που εκπέμπονται έχουν διάμετρο μικρότερη των 5μm, καθώς δεν μπορούν να φιλτραριστούν από το αναπνευστικό σύστημα. Επίσης θεωρείται αρκετά επικίνδυνη εξαιτίας των πολλών χημικών ενώσεων που περιλαμβάνει και συμβάλλει κυρίως σε αρτηριακά προβλήματα.

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

2.3.4 Άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC)

Εξαιτίας της μεγάλης περιεκτικότητας του καυσίμου Diesel σε υδρογονάνθρακες με πολύ υψηλά σημεία ζέσης αλλά και λόγω της πυρόλυσης την οποία υφίστανται εντός της εγχυόμενης στον κύλινδρο δέσμης καυσίμου, παρατηρούνται σημαντικές εκπομπές άκαυστων ή μερικώς οξειδωμένων υδρογονανθράκων στην εξαγωγή του κινητήρα.

Κύρια αιτία που οδηγεί στο σχηματισμό υδρογονανθράκων είναι είτε το πολύ πτωχό μείγμα αέρα-καυσίμου (υπερναμειξιμότητα), το οποίο δεν μπορεί να αυταναφλεγεί ή να συντηρήσει την καύση, είτε η έλλειψη οξυγόνου (υποαμειξιμότητα), δηλαδή πλούσιο μείγμα και έτσι δεν μπορεί να συμβεί σωστή οξείδωση του καυσίμου. Αυτό το φαινόμενο ισχύει κυρίως για το καύσιμο που εγχύεται κατά τη διάρκεια καθυστέρησης αναφλέξεως ενώ αυτό που εγχύεται κατά το στάδιο της ελεγχόμενης καύσης οξειδώνεται σχεδόν αμέσως. Η εκπομπή των υδρογονανθράκων επηρεάζεται σε μεγάλο βαθμό από τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα Diesel. Σε πολύ χαμηλά φορτία και λειτουργία εν κενό οι εκπομπές είναι αρκετά μεγαλύτερες συγκριτικά με το πλήρες φορτίο. Σε περίπτωση, όμως, υπερφόρτωσης του κινητήρα οι εκπομπές HC αυξάνονται σε μεγάλο βαθμό.

Τα κυριότερα είδη άκαυστων υδρογονανθράκων που παρουσιάζονται στα καυσαέρια είναι οι παραφίνες, οι ολεφίνες, οι αρωματικοί υδρογονάνθρακες και, σε λιγότερες συγκεντρώσεις, ακετυλένια. Σε πολλές περιπτώσεις παρατηρείται και αρκετά μεγάλη συγκέντρωση οξυγονούχων οργανικών ενώσεων, οι οποίες συμβάλλουν στο σχηματισμό του φωτοχημικού νέφους. Οι οξυγονούχες ενώσεις είναι συνήθως αλδεΐδες, αλκοόλες και κετόνες. Οι αλδεΐδες και οι κετόνες αποτελούν περίπου το 10% των εκπεμπόμενων υδρογονανθράκων από τους κινητήρες Diesel.

Οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες οφείλονται τόσο για παθήσεις των ματιών και για αναπνευστικά προβλήματα όσο και για εμφάνιση καρκίνου. Επίσης, αντιδρούν εύκολα με τα οξειδία του αζώτου σχηματίζοντας όζον, αλλά και ενώσεις που συμβάλλουν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου.

Πρέπει να σημειωθεί ότι η πρόβλεψη και κατ' επέκταση η προσομοίωση του σχηματισμού των υδρογονανθράκων είναι δύσκολη έως αδύνατη. Το γεγονός αυτό οφείλεται ότι η εκπομπή αυτών από τους κινητήρες Diesel επηρεάζεται σημαντικά από τις συνθήκες λειτουργίας, ενώ οι μηχανισμοί στον σχηματισμό τους ποικίλουν με αυτές.

2.3.5 Αντίθετη μεταβολή αιθάλης και NOx

Η μεταβολή της αιθάλης σε κινητήρες Diesel έχει συνήθως αντίθετο πρόσημο από τη μεταβολή των οξειδίων του NOx. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα, στις περισσότερες περιπτώσεις, η τεχνολογία ελέγχου που έχει σχεδιαστεί για τη μείωση του ενός ρύπου (π.χ. των NOx) να προκαλεί αύξηση του άλλου (π.χ. της αιθάλης). Για παράδειγμα, η μείωση της διαθέσιμης ποσότητας οξυγόνου στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης (λόγω ανακυκλοφορίας του καυσαερίου), προκαλεί μείωση των οξειδίων του αζώτου, αλλά αυξάνει το σχηματισμό στερεών σωματιδίων αιθάλης. Ως συμπέρασμα το κλασικό πρόβλημα των σχεδιαστών των κινητήρων Diesel είναι ο περιορισμός και των δύο ρύπων ταυτόχρονα.

2.3.6 Όρια εκπομπής ρύπων κινητήρων Diesel

Όπως έχουμε πει, οι εκπομπές ρύπων είναι η αρνητική συνέπεια της χρήσης των εμβολοφόρων κινητήρων. Με την πάροδο του χρόνου αποφασίστηκε η δημιουργία μηχανισμού ο οποίος θα θέτει ανά τακτά χρονικά διαστήματα νέα όρια για τις εκπομπές καυσίμου ώστε αφ' ενός μεν να μειωθεί όσο το δυνατόν ο ρυθμός υποβάθμισης του περιβάλλοντος και αφ' ετέρου να μην δρουν ανεξέλεγκτες οι εταιρείες της αυτοκινητοβιομηχανίας.

Αυτήν τη στιγμή οι εκπομπές ρύπων που καθορίζονται σχεδόν για όλους τους τύπους οχημάτων, εξαιρούνται τα αεροσκάφη, είναι οι NOx, HC, CO, PM(μικροσωματίδια). Ενώ τα πλοία υπόκεινται σε άλλους κανονισμούς (IMO, MARPOL ANNEX VI για ρύπους NOx και Sox). Για κάθε τύπο οχήματος τίθενται διαφορετικά όρια εκπομπών.

Παρακάτω δίνονται πίνακες με τα όρια εκπομπών που έχουν θεσμοθετηθεί στην Ευρώπη (Πίνακας 2.1) και τις ΗΠΑ (Πίνακας 2.2) για HD (βαρέως τύπου) Diesel Engines. Πρέπει εδώ να σημειώσουμε ότι η Αυστραλία αλλά και τα κράτη της Ασίας εναρμονίζονται από το έτος 2000 με τα πρότυπα της Ευρώπης.

Τα όρια εκπεμπόμενων ρύπων για οχήματα με HD Diesel μηχανές δίνονται σε gr/kwh ενώ για οχήματα με συμβατικές Diesel μηχανές δίνονται σε g/km. Έτσι είναι δύσκολο να γίνει μια σύγκριση ανάμεσα σε οχήματα ελαφρού και βαρέως τύπου.

Οι τιμές των εκπομπών στους παρακάτω πίνακες είναι σε g/Kwh για την Ευρώπη και σε g/bhph για τις ΗΠΑ.

Πίνακας 2.1 :

Όρια εκπομπών στην Ευρωπαϊκή Ένωση για HD Diesel Engines

Tier	Date	Test Cycle	CO	HC	NOx	PM	Smoke	
Euro I	1992, < 85 kW	ECE R-49	4.5	1.1	8.0	0.612		
	1992, > 85 kW		4.5	1.1	8.0	0.36		
Euro II	October 1996		4.0	1.1	7.0	0.25		
	October 1998		4.0	1.1	7.0	0.15		
Euro III	October 1999 EEVs only		ESC & ELR	1.0	0.25	2.0	0.02	0.15
	October 2000			2.1	0.66	5.0	0.10	0.8
Euro IV	October 2005	ESC & ELR	1.5	0.46	3.5	0.02	0.5	
Euro V	October 2008		1.5	0.46	2.0	0.02	0.5	
Euro VI	January 2013		1.5	0.13	0.5	0.01		

EEV is "Enhanced environmentally friendly vehicle"

Πίνακας 2.2

Όρια εκπομπών στις ΗΠΑ (epa emissions standards)για HD Diesel Engines

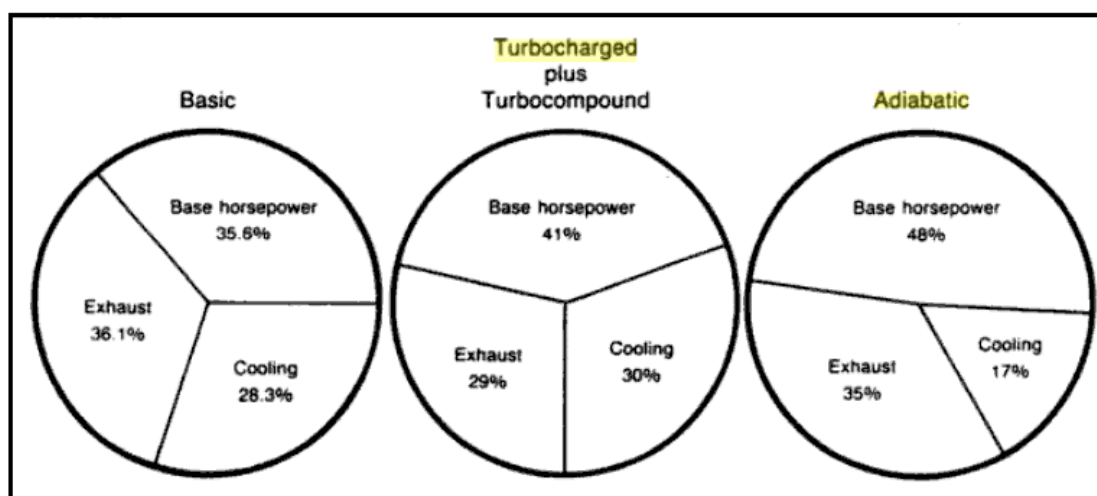
Tier	Date	CO	HC	NOx	PM
I	1988	15.5	1.3	10.7	0.60
II	1990	15.5	1.3	6.0	0.60
III	1991	15.5	1.3	5.0	0.25
IV	1994	15.5	1.3	5.0	0.10
V	1998	15.5	1.3	4.0	0.10
VI	2004		0.5	2.0	0.10
VII	2007		0.14	0.20	0.01

2.4 Αδιαβατικός κινητήρας Diesel

Σε ένα πραγματικά αδιαβατικό κινητήρα οι μεταβολές κατάστασης του εργαζόμενου μέσου θα ήταν αδιαβατικές, δηλαδή οι απώλειες ενέργειας με την μορφή θερμότητας θα ήταν μηδενικές. Για τον κινητήρα Diesel η επιφάνεια των τμημάτων που είναι εκτεθειμένη στο εργαζόμενο μέσο θα πρέπει να έχει τη θερμοκρασία του αερίου κάθε στιγμή. Η επιφάνεια αυτή λοιπόν θα έπρεπε να είναι από υλικό με μηδενική θερμική αγωγιμότητα. Υλικά όμως με μηδενική θερμική αγωγιμότητα και μεγάλη αντοχή στις υψηλές πιέσεις στις οποίες λειτουργεί μια μηχανή Diesel δεν υπάρχουν. Ο όρος λοιπόν αυτός του αδιαβατικού κινητήρα χρησιμοποιείται για να περιγράψει τους κινητήρες με περιορισμένες απώλειες θερμότητας, γνωστοί ως LHR (Low heat release engines).

Σκοπός στις μηχανές μειωμένων απωλειών θερμότητας είναι η δημιουργία σχεδόν αδιαβατικών συνθηκών λειτουργίας. Για να επιτευχθεί κάτι τέτοιο είναι απαραίτητη η μόνωση του θαλάμου στον οποίο συντελείται η καύση. Επιπλέον η κατάργηση του συστήματος ψύξης, είτε σε αυτό χρησιμοποιείται νερό είτε αέρας, θεωρείται απαραίτητη γιατί έτσι θα μειωθούν οι θερμικές απώλειες προς αυτό που σε συνδυασμό με τις απώλειες του συστήματος λίπανσης φτάνουν έως και το 40% της παραγόμενης ενέργειας. Άλλωστε πολλά προβλήματα των κινητήρων οφείλονται σε αστοχία του συστήματος ψύξης. Για τον λόγο αυτό η κατάργηση του είναι επιθυμητή. Όπως γίνεται αντιληπτό κάτι τέτοιο θα αύξανε το θερμικό βαθμό απόδοσης. Ωστόσο η μείωση των απωλειών έχει σαν αποτέλεσμα την υψηλότερη θερμοκρασία του θαλάμου αλλά και του εργαζόμενου μέσου επηρεάζοντας έτσι αρνητικά τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης, ο οποίος περιγράφει την δυνατότητα της μηχανής να διακινεί το εργαζόμενο μέσο. Μείωση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης συνεπάγεται δυσκολία στην διακίνηση του εργαζόμενου μέσου. Για την καλύτερη λοιπόν διακίνηση του εργαζόμενου μέσου αλλά και την καλύτερη πλήρωση του θαλάμου με αέρα ώστε να επιτυγχάνονται οι αναλογίες αέρα-καυσίμου που απαιτούνται, όπως και σε ένα συνηθισμένο κινητήρα Diesel, η χρήση υπερπληρωτή είναι συνήθης.

Στο σχήμα 2.7 που ακολουθεί, γίνεται σύγκριση του ισοζυγίου ενέργειας μεταξύ ενός απλού κινητήρα Diesel, ενός σύνθετα υπερπληρωμένου και ενός αδιαβατικού.

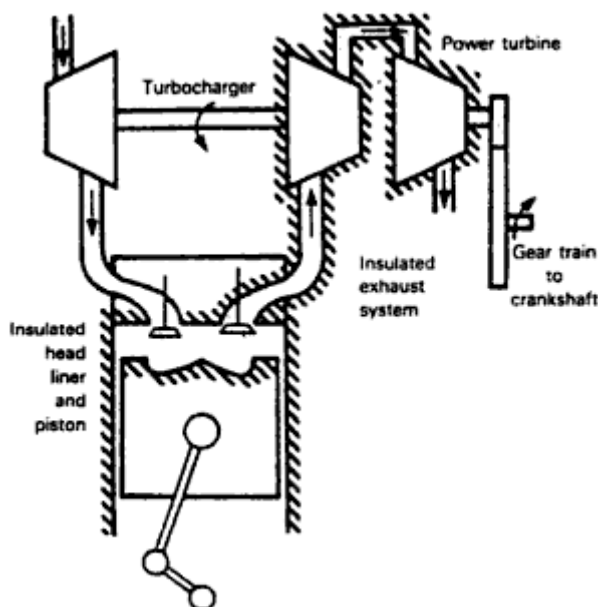


Σχήμα 2.7 : Συγκριτικό ενεργειακού ισοζυγίου

Όπως βλέπουμε στο παραπάνω σχήμα με την προσθήκη σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης σε κινητήρα Diesel έχουμε αύξηση της ισχύος του συστήματος

κατά περίπου 5.5% διότι γίνεται εκμετάλλευση της ενέργειας του καυσαερίου από το στρόβιλο ισχύος. Ένα μέρος της ενέργειας που θα μπορούσε να ανακτηθεί από τα καυσαέρια όμως χάνεται στο σύστημα ψύξης διότι είναι σύνηθες να ψύχεται ο συμπιεσμένος αέρας πριν εισέλθει στον κύλινδρο με σκοπό την μείωση των NOx. Κάνοντας σύγκριση τώρα του συμβατικού κινητήρα με τον αδιαβατικό παρατηρούμε ότι έχουμε αύξηση κατά περίπου 12% της ισχύος κυρίως λόγω του περιορισμού των απωλειών θερμότητας. Οι απώλειες προς το λιπαντικό έλαιο παραμένουν ενώ αυτές προς το σύστημα ψύξης μηδενίζονται. Η ενέργεια που χάνεται όμως μέσω των καυσαερίων παραμένει στο ίδιο σχεδόν ποσοστό με αυτά του συμβατικού κινητήρα. Συνδυάζοντας λοιπόν το γεγονός αυτό με την αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων, η οποία οφείλεται στην αύξηση της θερμοκρασίας λειτουργίας του αδιαβατικού κινητήρα, γίνεται αντιληπτό ότι το ενεργειακό επίπεδο των καυσαερίων είναι υψηλό. Προσθέτοντας λοιπόν ένα σύστημα σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης σε αδιαβατικό κινητήρα μπορεί να γίνει εκμετάλλευση της ενέργειας των καυσαερίων όπως ακριβώς σε ένα συμβατικό κινητήρα χωρίς όμως την ψύξη του συμπιεσμένου αέρα αφού δεν χρησιμοποιούμε σύστημα ψύξης. ο συνδυασμός του αδιαβατικού κινητήρα και της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης οδηγεί σε περαιτέρω αύξηση της ισχύος.

Για την καλύτερη απόδοση του συστήματος, μετά την προσθήκη της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης, εκτός από την μόνωση του θαλάμου καύσης και φυσικά του εμβόλου πρέπει να μονωθεί ολόκληρο το σύστημα εξαγωγής. Πρέπει δηλαδή να μονωθούν, η βαλβίδα εξαγωγής, η έξοδος του θαλάμου, η πολλαπλή της εξάτμισης, ο αγωγός που μεταφέρει το καυσαέριο στους στροβίλους αλλά και η εισαγωγή και η εξαγωγή του κάθε στροβίλου. Μια σχηματική παράσταση του θερμικά μονωμένου συστήματος φαίνεται στην συνέχεια (σχήμα 2.8).



Σχήμα 2.8 Σχηματική παράσταση Αδιαβατικής μηχανής Diesel με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση

Όμως ένας αδιαβατικός κινητήρας Diesel δεν εξαιρείται από του κανονισμούς για τις εκπομπές ρύπων στους οποίους υπόκειται ένας απλός κινητήρας Diesel. Όλα τα παραπάνω οδηγούν σε αύξηση της ισχύος αλλά και σε μείωση της ειδικής κατανάλωσης, τα οποία

όμως δεν συνοδεύονται από θεαματικές μειώσεις της ποσότητας των εκπεμπόμενων ρύπων. Όπως έχουμε πει, οι ρύποι που παρουσιάζουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον για ένα κινητήρα Diesel είναι η αιθάλη και τα NOx χωρίς βέβαια να παραλείψουμε το CO και τα HC. Η ρύθμιση της παραγωγής αιθάλης και NOx είναι δύσκολη λόγω της αντίστροφης μεταβολής που παρουσιάζουν οι δύο αυτοί ρύποι. Σε έναν αδιαβατικό κινητήρα η εκπομπές αιθάλης αναμένεται να παρουσιάσουν μείωση καθώς λόγω της υψηλής θερμοκρασίας συνεχίζεται η οξείδωση των σωματιδίων. Όμως οι υψηλές θερμοκρασίες γνωρίζουμε ότι ευνοούν το σχηματισμό NOx. Έτσι είναι απαραίτητη η εκ νέου ρύθμιση της καύσης με σκοπό τον καλύτερο συνδυασμό εκπομπών των δύο αυτών ρύπων. Τέλος παρατηρείται μείωση της ποσότητας των HC. Για λόγους που θα αναλυθούν στην συνέχεια η προσθήκη του συστήματος της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης έχει σαν αποτέλεσμα την μείωση των NOx. Άλλος ένας λοιπόν λόγος που ο συνδυασμός των δύο τεχνολογιών οδηγεί σε καλύτερα αποτελέσματα.

2.3.1 Υλικά κατασκευής

Εξαιτίας των υψηλών θερμοκρασιών και τις απουσίας του συστήματος ψύξης οι απαιτήσεις από το λιπαντικό έλαιο αλλά και από τα χρησιμοποιούμενα υλικά για την κατασκευή του κινητήρα αυξήθηκαν κατακόρυφα. Αφενός γιατί λιπαντικά με καλή αντοχή σε θερμοκρασίες που πλησιάζουν τους 900° C, έναντι των 400° C σε κινητήρα με σύστημα ψύξης, αλλά και αριθμό ιξώδους τέτοιο ώστε να μην επιβαρύνονται οι απώλειες τριβών είναι δύσκολο να βρεθούν. Αφετέρου τα υλικά της κατασκευής πρέπει να παρουσιάζουν χαμηλή θερμική αγωγιμότητα αλλά και καλή αντοχή στις υψηλές θερμοκρασίες. Μετά από έρευνες τα κεραμικά υλικά επικράτησαν έναντι των υπολοίπων.

Το μεγαλύτερο πρόβλημα για την χρήση των κεραμικών υλικών αποδείχτηκε πως είναι η τάση να παρουσιάζουν ρωγμές ή και να καταστρέφονται κάτω από μεγάλο φορτίο. Αυτό συμβαίνει διότι κατασκευαστικές ατέλειες σε μικροσκοπικό επίπεδο, όπως ακαθαρσίες και κενά, μπορούν να δημιουργήσουν ρωγμές οι οποίες θα εξαπλωθούν πολύ γρήγορα έχοντας ως αποτέλεσμα την απότομη και ολοκληρωτική καταστροφή του εξαρτήματος. Αυτή η ευθραυστότητα των κεραμικών υλικών ήταν πρόκληση και για τους κατασκευαστές κεραμικών εξαρτημάτων αλλά και για τους σχεδιαστές μηχανών.

Τα πιο γνωστά λοιπόν κεραμικά υλικά που χρησιμοποιούνται στην βιομηχανία των οχημάτων είναι τα Partially Stabilized Zirconia (PSZ) και τα Silicon Nitride, Si₃N₄ [F].

Partially Stabilized Zirconia (PSZ)

Το PSZ είναι κεραμικό υλικό με κρεμώδες χρώμα και η σύνθεση του αποτελείται από οξείδια του Zirconium αναμεμειγμένο, περίπου κατά 10%, με άλλα οξείδια όπως MgO, CaO, Y₂O₃ και CeO₂.

Τα καθαρά Zirconia ανάλογα με την θερμοκρασία που βρίσκονται, παρουσιάζουν δομικές αλλαγές. Σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες (>2370° C) έχουν κυβική δομή, σε μεσαίες θερμοκρασίες (1170 έως 2370° C) έχουν τετραγωνική δομή, ενώ σε πολύ χαμηλές θερμοκρασίες (<1170° C) το υλικό μετασχηματίζεται έχοντας μονοκρυσταλλική δομή. Ο μετασχηματισμός του υλικού από τις μεσαίες στις χαμηλές θερμοκρασίες συμβαίνει σχετικά γρήγορα και συνοδεύεται από αύξηση του όγκου του κατά 3-5% με αποτέλεσμα την παρουσίαση ρωγμών. Οι δομικές αυτές αλλαγές εκτός από τις ρωγμές μειώνουν την

θερμική αντοχή του υλικού περιορίζοντας την χρήση του στους μόλις 500° C, θερμοκρασία γύρω από την οποία γίνεται και καλός αγωγός του ηλεκτρισμού.

Όπως γίνεται αντιληπτό η χρήση του σε κινητήρες είναι άκρως ακατάλληλη. Αναμειγνύοντας το όμως με κάποια από τις ενώσεις που προαναφέραμε οι δομικές αλλαγές εξαλείφονται και το υλικό αποκτά ξανά τις καλές αρχικές του ιδιότητες όπως φαίνονται στην συνέχεια :

- Αντοχή σε υψηλές θερμοκρασίες έως και 2400° C
- Υψηλή πυκνότητα
- Χαμηλή θερμική αγωγιμότητα
- Χημικά ουδέτερο
- Χαμηλή ηλεκτρική αγωγιμότητα
- Αντοχή σε θραύση
- Υψηλή σκληρότητα
- Δεν φθείρονται εύκολα.

Ανάλογα με την μέθοδο ανάμειξης που χρησιμοποιείται τα PSZ χωρίζονται σε δύο είδη. Το ένα ονομάζεται TTZ (tetragonally toughened zirconia) και το άλλο TZP (tetragonal zirconia polycrystal). Το κεραμικό αυτό υλικό χρησιμοποιείται για την κατασκευή διαφόρων τμημάτων του αδιαβατικού κινητήρα Diesel όπως για παράδειγμα τον εγχυτήρα καυσίμου.

Silicon Nitride Si₃N₄

Το υλικό Silicon Nitride (νιτρίδια του πυριτίου) είναι ένα συνθετικό υλικό το οποίο συντίθεται μέσω διαφόρων μεθόδων χημικών αντιδράσεων. Το υλικό είναι χρώματος σκούρου γκρι προς μαύρο και μπορεί να γυαλιστεί ώστε να αποκτήσει πολύ λεία επιφάνεια, δίνοντας έτσι εξαρτήματα με ιδιαίτερα εντυπωσιακή εμφάνιση.

Το υλικό αυτό βρίσκεται υπό συνεχή μελέτη και εξέλιξη από το 1960. Κίνητρο για την εξέλιξη του αυτή αποτελούσε η προσπάθεια που γινόταν ώστε να αντικατασταθούν από κεραμικά υλικά τα μέταλλα που χρησιμοποιούνταν για την κατασκευή στροβιλομηχανών και εμβολοφόρων μηχανών. Αν και αυτός ήταν ο αρχικός στόχος για την χρήση τους, χρησιμοποιήθηκαν πρώτα για την δημιουργία εργαλείων κοπής.

Το Silicon Nitride είναι υλικό ιδιαίτερα ακριβό, όντας ένας από τους λόγους που η πλήρης κατασκευή κινητήρων και στροβιλομηχανών από κεραμικά υλικά δεν έχει γίνει ακόμα πραγματικότητα. Χρόνια μελετών έριξαν το κόστος και έτσι κατασκευάζονται σήμερα αρκετά εξαρτήματα που χρησιμοποιούνται στην βιομηχανία οχημάτων όπως, βαλβίδες, χιτώνια του εμβόλου, πτερύγια στροβιλομηχανών κ.α.

Το υλικό αυτό χωρίς προσμίξεις δεν μπορεί να θερμανθεί πέραν των 1850° C διότι διασπάται στα συστατικά του (S, N). Για το λόγο αυτό κατά την κατασκευή του χρησιμοποιούνται βοηθητικά που ονομάζονται συμπυκνωτές. Όπως με τα περισσότερα υλικά, η μέθοδος κατασκευής επηρεάζει τις τελικές ιδιότητες του υλικού. Συναντάμε λοιπόν τρεις τύπους του Silicon Nitride :

- Reaction bonded silicon nitride (RBSN)
- Hot pressed silicon nitride (HPSN)
- Sintered silicon nitrides (SSN)

Αν και οι ιδιότητες τους διαφέρουν τα γενικά χαρακτηριστικά παραμένουν ίδια και είναι :

- Υψηλή αντοχή σε ένα ευρύ φάσμα θερμοκρασιών
- Υψηλή αντοχή στη θραύση
- Υψηλή σκληρότητα
- Υψηλή αντοχή στη φθορά, είτε λόγω πρόσκρουσης είτε λόγω τριβών
- Καλή αντοχή σε θερμικά “σοκ”
- Καλή χημική αντοχή
- Μεγάλη διάρκεια ζωής

Στην επόμενη σελίδα δίνεται πίνακας τιμών για τις μηχανικές και τις θερμικές ιδιότητες των δύο κεραμικών υλικών. Με σκοπό την σύγκριση των κεραμικών υλικών με αυτά από χυτοσίδηρο και από αλουμίνιο, δίνεται ενδεικτικά μία μέση τιμή της θερμικής αγωγιμότητας τους.

Θερμική αγωγιμότητα Χυτοσίδηρου : 40 W/m*K

Θερμική αγωγιμότητα Αλουμινίου : 230 W/m*K

Πίνακας 2.3
Πίνακας τιμών μηχανικών και θερμικών ιδιοτήτων κεραμικών υλικών

CERAMICS	Μονάδες (metric)	PSZ TZP / (TTZ)	Si ₃ N ₄
Μηχανικές Ιδιότητες			
Πυκνότητα	gm/cc	6 / (5.5)	3.29
Χρώμα		Κρεμ / (καφέ)	μαύρο
Αντοχή σε Λυγισμό	MPa	900 / (400-620)	830
Όριο Ελαστικότητας	GPa	200 / (200)	310
Συντελεστής Διάτμησης	GPa	-/-	-
Συντελεστής όγκου		-/-	-
Λόγος Poisson		-/-	0.27
Αντοχή σε θλίψη	MPa	- / (1800-4820)	-
Σκληρότητα	kg/mm ²	1300 / (1100)	1580
Αντοχή σε Θραύση K _{IC}	MPa*m ^{1/2}	13 / (6-10)	6.1
Μέγιστη θερμοκρασία χρήσης (χωρίς φορτίο)	° C	1500 / (400-980)	1000
Θερμικές Ιδιότητες			
Θερμική αγωγιμότητα	W/m*K	2 / (2)	30
Συντελεστής θερμικής εκτόνωσης	10 ⁻⁶ /° C	10.3 / (5-10)	3.3
Ειδική θερμότητα	J/ kg*K	-	-

Κλείνοντας την παράγραφο για τα κεραμικά υλικά, πρέπει να αναφέρουμε τη μεγάλη σημασία που έχει η χρήση τους για την κατασκευή κινητήρων Diesel με μειωμένες απώλειες θερμότητας στις διάφορες κατηγορίες οχημάτων.

Στην κατηγορία των βαρέων οχημάτων η οικονομία καυσίμου σε συνδυασμό με την μείωση των εκπομπών και την αύξηση της ισχύος είναι ιδιαίτερα επιθυμητή αφού οι απαιτήσεις για την χρήση των οχημάτων αυτών βαίνουν συνεχώς αυξανόμενες.

Στην κατηγορία των στρατιωτικών οχημάτων η μεγαλύτερη συγκέντρωση ισχύος αλλά και το ασθενέστερο θερμικό σήμα που εκπέμπουν οι μονωμένοι κινητήρες, δυσχεραίνουν την ανίχνευση των οχημάτων, τους καθιστά άμεσους αντικαταστάτες των συνηθισμένων κινητήρων. Η εκτίμηση ότι με τους αδιαβατικούς κινητήρες είναι δυνατή η χρήση εναλλακτικών καυσίμων αποτελεί ένα ακόμη πλεονέκτημα, αφού σε συνθήκες μάχης δεν είναι πάντα εύκολος ο ανεφοδιασμός.

3. ΣΥΝΘΕΤΗ ΣΤΡΟΒΙΛΟΥΠΕΡΠΛΗΡΩΣΗ

3.1 Εισαγωγή

Όπως είπαμε στην εισαγωγή του προηγούμενου κεφαλαίου με την καύση παράγεται θερμότητα ένα μέρος της οποίας χάνεται, περίπου το 30% έως 40% της ενέργειας καυσίμου, με την εξαγωγή των καυσαερίων. Με την σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση, η οποία είναι φυσικά εξέλιξη της απλής στροβιλουπερπλήρωσης, γίνεται προσπάθεια περαιτέρω αξιοποίησης των θερμών καυσαερίων για αύξηση της ισχύος του κινητήρα. Η ισχύς αυτή που ανακτάται από τα θερμά καυσαέρια χαρακτηρίζεται ως “δωρεάν”.

Για την υλοποίηση της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης έχουν αναπτυχθεί δύο μέθοδοι :

- Η σύνθετη μηχανική στροβιλουπερπλήρωση (mechanical turbocompound) και
- Η σύνθετη ηλεκτρική στροβιλουπερπλήρωση (electrical turbocompound).

Η διάκριση αυτή γίνεται διότι ο τρόπος εκμετάλλευσης της θερμότητας των καυσαερίων διαφέρει σημαντικά, αν και ο σκοπός είναι ο ίδιος. Στην σύνθετη μηχανική στροβιλουπερπλήρωση χρησιμοποιείται ένας στρόβιλος ισχύος ο οποίος τοποθετείται στην έξοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή και ως επί το πλείστον ενώνεται με τον στροφαλοφόρο άξονα μηχανικά(μειωτήρας στροφών κλπ.). Αντίθετα στην περίπτωση της σύνθετης ηλεκτρικής στροβιλουπερπλήρωσης μία ηλεκτρική γεννήτρια συνδέεται στον στρόβιλο του υπερπληρωτή εκμεταλλευόμενη την περίσσεια ενέργειας αυτού και μεταφέρει την επιπλέον ισχύ στον στροφαλοφόρο άξονα με ηλεκτρική σύζευξη.

Τα πλεονεκτήματα της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης, είτε πρόκειται για μηχανική είτε για ηλεκτρική, είναι πολλαπλά. Ενδεικτικά αναφέρουμε ότι με την χρήση της επιτυγχάνεται :

- ανάκτηση έως και 20% της χαμένης ενέργειας από τα καυσαέρια, δηλαδή περίπου 5-6% της χαμένης ενέργειας καυσίμου. Αυτό μεταφράζεται σε περίπου 5% μείωση της κατανάλωσης καυσίμου.
- Αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης κατά 5-6% και ανάλογη αύξηση της συνολικής παραγόμενης ισχύος,
- βελτίωση της απόκρισης του κινητήρα,
- καλύτερη οδηγισιμότητα,
- μείωση των εκπεμπόμενων NOx και
- δυνατότητα προσαρμογής του συστήματος σε ήδη υπερπληρωμένες μηχανές καθώς η μετατροπές που απαιτούνται για την εγκατάσταση του είναι ελάχιστες.

Βέβαια όλα έχουν το κόστος τους. Τα βασικότερα μειονεκτήματα της τεχνολογίας αυτής είναι :

- η αύξηση της πολυπλοκότητας του συστήματος
- η αύξηση του βάρους και του όγκου του κινητήρα,
- μηδενικό ή ακόμα και αρνητικό κέρδος στα πολύ χαμηλά φορτία και
- επίδραση στην απόδοση των υποσυστημάτων επεξεργασίας καυσαερίων που βρίσκονται στην εξαγωγή λόγω της περαιτέρω αποτόνωσης του καυσαερίου.

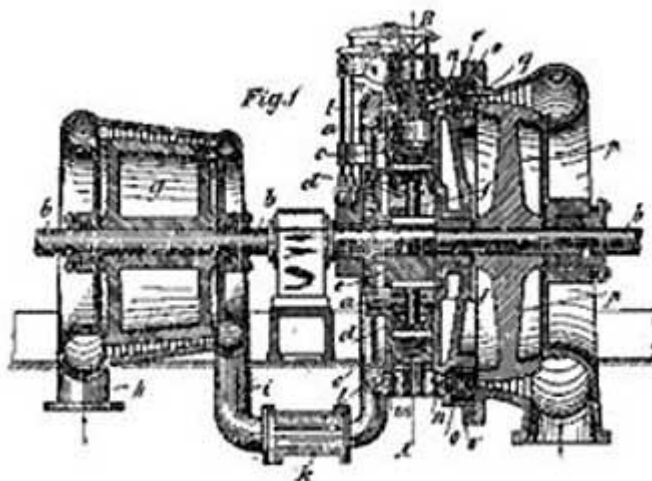
Κάνοντας διάκριση τώρα σε ηλεκτρική ή μηχανική στροβιλουπερπλήρωση παρατηρούμαι ότι κάθε μέθοδος παρουσιάζει μικρές διαφοροποιήσεις στα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα που ήδη αναφέραμε.

Στην συνέχεια θα δώσουμε αναλυτικές πληροφορίες για τις δύο μεθόδους αφού πρώτα κάνουμε μία ιστορική αναδρομή και αναλύσουμε δύο βασικά υποσυστήματα που χρησιμοποιούνται και στις δύο περιπτώσεις, τον υπερπληρωτή και τον στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας.

3.2 Ιστορικά στοιχεία

Αν και η χρήση της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης είναι σχετικά πρόσφατη σε βαρέως τύπου μηχανές Diesel, η ιδέα για την χρήση της είναι αρκετά παλιά.

Το 1915 ο Ελβετός μηχανικός Δρ Alfred Buchi κατάφερε να ολοκληρώσει την ανάπτυξη του πρώτου υπερσυμπιεστή (turbocharger, σχήμα 3.1), ενώ εργαζόταν ως υπεύθυνος μηχανικός στο τμήμα ανάπτυξης των κινητήρων Diesel της Sulzer στο Winterthur της Ελβετίας. Ένας από τους στόχους του ήταν η ανάκτηση της παραγόμενης ενέργειας.



Σχήμα 3.1 : Ο πρώτος υπερσυμπιεστής

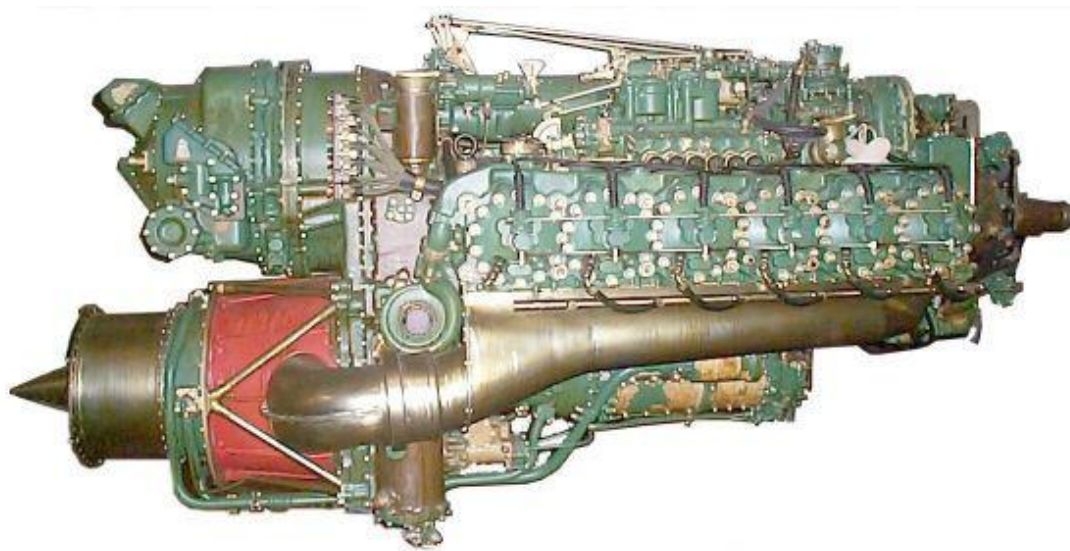
Τα πλεονεκτήματα του συστήματος αυτού έναντι της μηχανικής υπερπλήρωσης (mechanical supercharging) για την λειτουργία σε μεγάλα υψόμετρα ήταν εμφανή. Έτσι το 1917 ο Auguste Rateau προσάρμοσε το σύστημα αυτό σε μια αεροπορική μηχανή. Αν και η αντοχή των μετάλλων σε τόσο υψηλές θερμοκρασίες (>950° C) καυσαερίων δεν ήταν ικανοποιητική μέχρι το 1939, το βομβαρδιστικό B17 λειτουργούσε με υπερσυμπιεστές της General Electric, χάρη στην εκτόξευση δέσμης κρύου αέρα στον στρόβιλο.

Περίπου την ίδια περίοδο η τεχνολογία του turbo-supercharging, όπως ονομαζόταν εκείνη την εποχή, έκανε την εμφάνιση της και έγινε απόπειρα να χρησιμοποιηθεί σε ναυτικούς πετρελαιοκινητήρες. Στο τεύχος, "Sulzer Technical Review", του Δεκεμβρίου του 1941 δόθηκαν στην δημοσιότητα οι επιδόσεις της μηχανής "4 ZGA 19", η οποία είχε κατασκευασθεί χρησιμοποιώντας μηχανική στροβιλουπερπλήρωση. Συγκεκριμένα στην ονομαστική της ισχύ, 1370hp, είχε ειδική κατανάλωση καυσίμου 158 gr/hr-h. Σειρά είχε μία μεγαλύτερη και πιο μοντέρνα μηχανή, η 6 G 18, όμως τα πειράματα για την εξέλιξη της

έληξαν άδοξα αμέσως μετά τον 2^ο Παγκόσμιο Πόλεμο λόγω έλλειψης προσωπικού. Ο στρόβιλος ισχύος αυτών των μηχανών ήταν συνδεδεμένος με τον στροφαλοφόρο άξονα, έτσι υπήρχε ανάκτηση της “δωρεάν” ισχύος.

Το 1953 μπήκε στην παραγωγή η μηχανή Wright R-3550 διπλού κυκλώνα ώστε να χρησιμοποιηθεί για πολιτικές μετακινήσεις. Η μηχανή αυτή ήταν εξέλιξη της αντίστοιχης έκδοσης μονού όμως κυκλώνα, η οποία άρχισε να κατασκευάζεται το 1937 αλλά λόγω της πολυπλοκότητας της άργησε να εξελιχθεί. Η Wright R-3550 διπλού κυκλώνα ήταν η πιο δυνατή ακτινική μηχανή αεροσκάφους που είχε κατασκευασθεί στις ΗΠΑ μέχρι εκείνη την περίοδο, ισχύς από 2200hp έως 3700hp, 18 κυλίνδρους και διπλό μηχανικό υπερσυμπιεστή. Η μηχανή εξελίχθηκε περαιτέρω και έτσι το 1956 η αδιάκοπη εμπορική σύνδεση με τις ΗΠΑ έγινε πραγματικότητα. Μετά την προσγείωση των αεροσκαφών, με τέσσερις μηχανές, στην Ευρώπη οι ανάγκες ανεφοδιασμού με πετρέλαιο υψηλής περιεκτικότητας σε οκτάνια ήταν τεράστιες. Σαν να μην έφτανε αυτό, κατά την απογείωση παρατηρήθηκε έντονος ετεροχρονισμός των κυλίνδρων συνοδευόμενος από εκκωφαντικό και τραχύ θόρυβο ενώ στην έξοδο τον μηχανών παρουσιάστηκε φλόγα και ένα τεράστιο σύννεφο καπνού.

Το 1954 η εταιρεία Napier πέτυχε την ανάπτυξη ενός 2X κινητήρα Diesel με σύνθετη μηχανική στροβιλουπερπλήρωση η οποία ονομάστηκε Nomad.



Σχήμα 3.2 : Napier Nomad Engine

Ακολούθησε η ανάπτυξη και άλλων μηχανών κάνοντας χρήση του turbocompounding, όπως η Napier Deltic, Rolls-Royce Crecy, and Allison V-1710. Όλες όμως είχαν την ίδια μοίρα με την Napier Nomad και δεν εξελίχθηκαν πέραν του πρωτότυπου μοντέλου. Οι λόγοι της μη-εξελίξης τους ήταν καταρχήν η εξέλιξη των μηχανών turbojet, οι οποίες χρησιμοποιούσαν φθηνότερο καύσιμο, το λεγόμενο καύσιμο της αεροπορίας που είναι βασισμένο στην κηροζίνη, και κατά δεύτερον διαπιστώθηκε ότι η παραγόμενη ενέργεια από έναν απλό αεριοστρόβιλο ήταν περίπου ίδια με αυτήν της τόσο πολύπλοκης κατασκευής εμβολοφόρου μηχανής.

Εδώ και κάποιες δεκαετίες, η χρήση των σύνθετα υπερπληρωμένων μηχανών είναι διαδεδομένη στην ναυτιλία. Η υψηλή θερμοκρασία των καυσαερίων χρησιμοποιείται στην συνέχεια για την παραγωγή ζεστού νερού.

Από το 2001 και μετά, κατασκευαστές βαρέων οχημάτων όπως η Scania, η Volvo και η Detroit Diesel (εταιρεία που ιδρύθηκε από την General Motors το 1937) παράγουν οχήματα που ενσωματώνουν στον κινητήρα Diesel την σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση.

3.3 Βασικά υποσυστήματα

Όπως ήδη είπαμε θα δώσουμε τις γενικές αρχές σε δύο βασικά υποσυστήματα για την λειτουργία της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης και θα εξηγήσουμε τον λόγο της χρήσης αυτών. Τα δύο αυτά υποσυστήματα είναι ο στροβιλουπερπληρωτής και ο στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας.

3.3.1 Απλή Στροβιλουπερπλήρωση

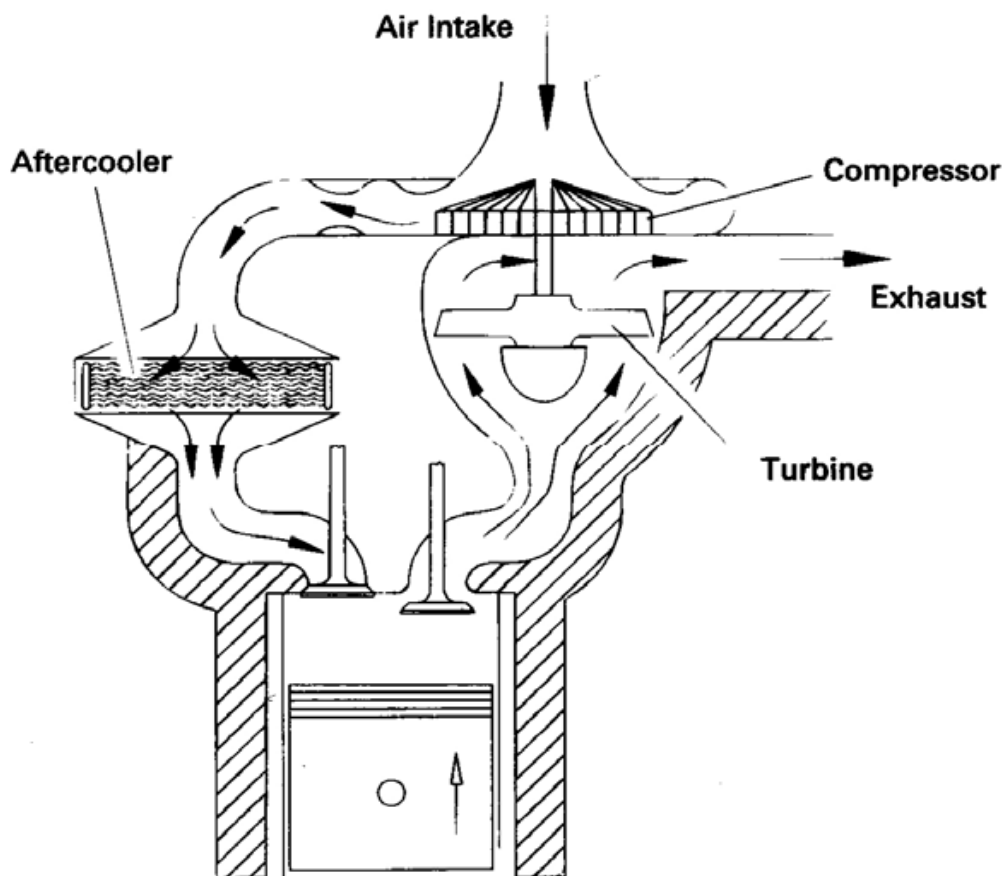
Υπερπληρώνοντας ένα κινητήρα είναι δυνατόν να αυξηθεί σημαντικά η ισχύς του. Με τον όρο υπερπλήρωση ορίζεται η αντικατάσταση της “φυσικής αναπνοής” ενός κινητήρα με την εξαναγκασμένη πλήρωση του κυλίνδρου με αέρα υπό πίεση, που παρέχεται από ένα συμπιεστή. Σκοπός της υπερπλήρωσης είναι η αύξηση της μάζας του αέρα με την οποία πληρώνεται ο κύλινδρος σε κάθε κύκλο λειτουργίας. Άμεση συνέπεια είναι η δυνατότητα που δίνεται για την καύση αναλόγως μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου με αποτέλεσμα την αύξηση της παραγόμενης ισχύος ανά κύκλο λειτουργίας.

Η ισχύς ενός κινητήρα είναι πρακτικά ανάλογη του καιόμενου καυσίμου (άρα και με του παρεχόμενου αέρα). Η αύξηση της παραγόμενης ισχύος από ένα κινητήρα μπορεί να γίνει είτε με αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του είτε με αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης. Στην πρώτη περίπτωση όμως προκαλείται αύξηση των δυναμικών καταπονήσεων και των μηχανικών απωλειών, ενώ στην δεύτερη αυξάνονται γραμμικά οι δυνάμεις εξ' αερίων, πρόβλημα που είναι σαφώς πιο εύκολο να επιλυθεί. Η μέθοδος λοιπόν της υπερπλήρωσης αποτελεί μονόδρομο για τους κινητήρες Diesel καθώς ακόμα και οι πλέον ταχύστροφοι κινητήρες δεν ξεπερνούν τις 5500RPM.

Τα οφέλη που προκύπτουν από την στροβιλουπερπλήρωση μπορούν να συνοψισθούν στα εξής:

- Με την αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης αυξάνεται ο μηχανικός βαθμός απόδοσης όπως φαίνεται από τη σχέση $\eta_m = p_e / p_i$.
- Επιτυγχάνονται ικανοποιητικοί λόγοι αέρα – καυσίμου και υψηλές τιμές της μέσης πραγματικής πίεσης.
- Στα συστήματα που γίνεται ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης μειώνεται και η ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Με την χρήση στροβιλουπερπλήρωσης ο κινητήρας Diesel λειτουργεί πάντα σε ικανοποιητικό λόγο αέρα καυσίμου. Ως αποτέλεσμα η ποσότητα της αιθάλης είναι μικρή, ως προς την παραγόμενη ισχύ, στα μέσα και στα μεγάλα φορτία. Στα μικρά φορτία όπου η πίεση υπερπλήρωσεως είναι μικρή και έτσι ο κινητήρας λειτουργεί σε μικρότερο λόγο αέρα καυσίμου, το μείγμα μέσα στο θάλαμο καύσης γίνεται πιο πλούσιο και παρατηρείται αύξηση της ποσότητας της αιθάλης. Οι εκπομπές CO, HC μειώνονται. Τα NOx παρουσιάζουν μείωση όταν ο συμπιεσμένος αέρας ψύχεται, αφού είναι γνωστό ότι οι υψηλές θερμοκρασίες ευνοούν το σχηματισμό τους (με την συμπίεση έχουμε και αύξηση της θερμοκρασίας).



Σχήμα 3.3 : Στροβιλουπερπλήρωση

3.3.2 Στρόβιλος Μεταβλητής Γεωμετρίας

Σε σύστημα με απλή στροβιλουπερπλήρωση, η χαρακτηριστική της απαιτούμενης πίεσης υπερπληρώσεως συναρτήσει του φορτίου διαφέρει από τη χαρακτηριστική της παρεχόμενης από τον στροβιλουπερπληρωτή. Πρακτικά αυτό σημαίνει ότι ένας υπερπληρωτής που έχει σχεδιαστεί ώστε να παρέχει την απαιτούμενη πίεση πληρώσεως στο πλήρες φορτίο θα παρέχει σημαντικά μικρότερη πίεση από την απαιτούμενη σε μερικό ή μικρό φορτίο. Αν ο σχεδιασμός έχει γίνει ώστε να παρέχει την απαιτούμενη πίεση πληρώσεως είτε σε μερικό είτε σε μικρό φορτίο τότε στο πλήρες φορτίο θα παρέχει πίεση πληρώσεως μεγαλύτερη από την απαιτούμενη, που θα είχε ως αποτέλεσμα την μείωση της ισχύος αφού θα αυξάνονταν οι απώλειες στα υποσυστήματα που αδυνατούν να λειτουργήσουν κάτω από συνθήκες πολύ μεγάλων πιέσεων.

Το παραπάνω πρόβλημα λύνεται με την εισαγωγή του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας. Στην περίπτωση αυτή είναι δυνατόν να μεταβάλλεται η χαρακτηριστική του στροβίλου συναρτήσει της μεταβολής των συνθηκών (μεταβολή φορτίου) διευρύνοντας έτσι το πεδίο λειτουργίας του υπερπληρωτή. Πρέπει εδώ να επισημάνουμε ότι η χρήση συμπιεστή με μεταβλητή γεωμετρία δεν προκαλεί κάποια ουσιώδη μεταβολή στο σύστημα, παρολαυτά η χρήση τους δεν είναι σπάνια καθώς προστατεύει τον συμπιεστή σε χαμηλές στροφές, επιτρέποντας του να δουλεύει στην περιοχή ασφαλούς λειτουργίας. Η πολυπλοκότητα όμως που δημιουργείται στην ροή τον καθιστά όχι ιδιαίτερα επιθυμητό.

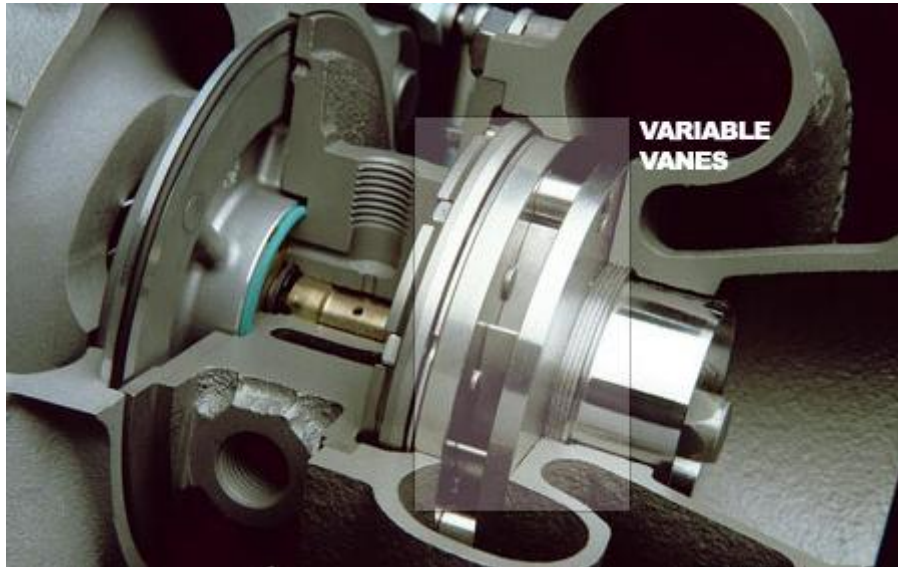
Ο στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας, που είναι γνωστός ως variable geometry turbine(VGT) ή ως Variable Nozzle Turbine (VNT), έχει μικρά κινούμενα πτερύγια τα οποία μπορούν να κατευθύνουν τη ροή των καυσαερίων μεταβάλλοντας παράλληλα την ταχύτητα αυτών. Με τα κινούμενα αυτά πτερύγια επιτυγχάνεται δηλαδή μεταβολή της ενεργού διατομής του ακροφυσίου του στροβίλου. Η γωνία των πτερυγίων ποικίλει ανάλογα με τις στροφές του κινητήρα ώστε να βελτιστοποιηθεί η λειτουργία του υπερπληρωτή, έχοντας ως άμεσο επακόλουθο την ελαχιστοποίηση του turbo lag, όπως είναι γνωστή η καθυστέρηση της απόκρισης του υπερπληρωτή. Συγκεκριμένα, στις χαμηλές στροφές του κινητήρα τα πτερύγια «κλείνουν» μεταξύ τους φράζοντας τον δρόμο στα καυσαέρια. Έτσι, αποκτούν μεγαλύτερη ταχύτητα ροής και γυρνούν πιο γρήγορα τον στροβιλοσυμπιεστή. Όσο οι στροφές αυξάνονται τόσο αυξάνεται και ο όγκος των καυσαερίων. Σταδιακά τα πτερύγια «ανοίγουν» το μεταξύ τους διάκενο επιτρέποντας στα καυσαέρια να περάσουν πιο εύκολα και να μειωθεί η ταχύτητα τους. Έτσι, η πίεση του στροβιλοσυμπιεστή διατηρείται στα πιο αποδοτικά επίπεδα χωρίς να κινδυνεύει από υπερπίεση.

Ένας ενεργοποιητής είναι υπεύθυνος για την ενεργοποίηση ενός ομοκυκλικού δακτυλίου, επάνω στον οποίο είναι στερεωμένα τα πτερύγια και βάση του οποίου επιτυγχάνεται μεταβολή της θέσης τους. Η περιστροφή του δακτυλίου είναι δυνατή και προς τη φορά του ρολογιού αλλά και αντίθετα, ενώ συνδέεται με τον ενεργοποιητή μέσω ειδικής διάταξης. Ο έλεγχος της λειτουργίας του ενεργοποιητή γίνεται είτε υδραυλικά είτε ηλεκτρονικά είτε μέσω μιας θυρίδας διαφυγής καυσαερίου. Η ρύθμιση μέσω θυρίδας διαφυγής χρησιμοποιείται σε περιπτώσεις όπου υπάρχει και σύστημα ανακυκλοφορίας του καυσαερίου.

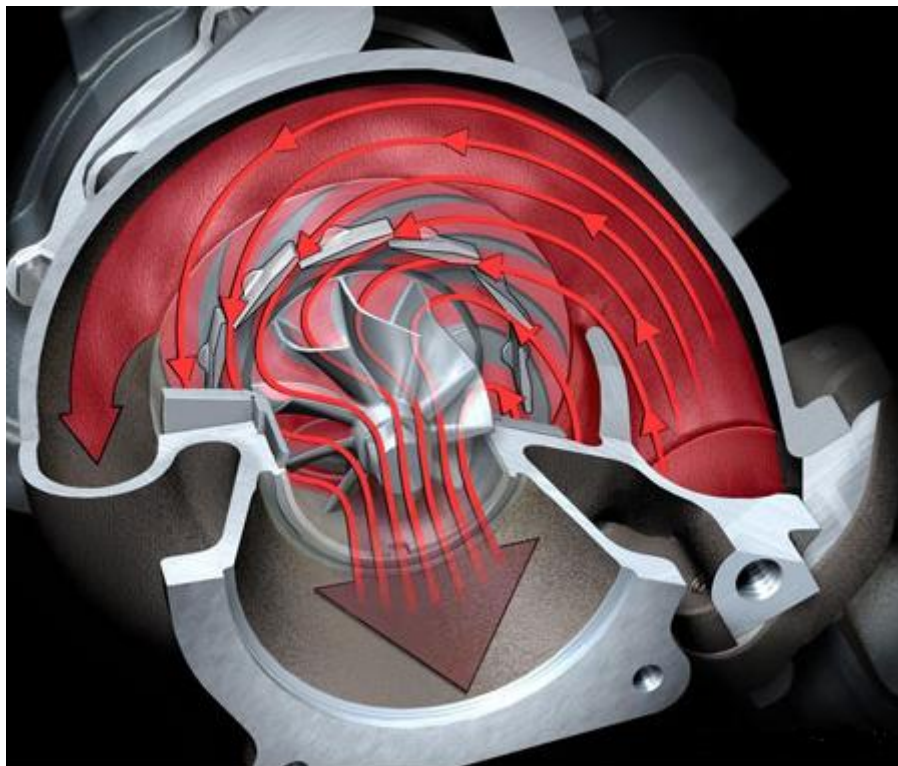
Σε σύστημα με σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση η λειτουργία του συστήματος περιορίζεται από δύο παραμέτρους. Η μία είναι η μέγιστη ταχύτητα στην οποία μπορεί να δουλέψει ο υπερπληρωτής και η δεύτερη είναι η μέγιστη θερμοκρασία και πίεση εισόδου στο στρόβιλο. Ανάλογα με το φορτίο εκτιμάται ότι το σύστημα μπορεί να δουλέψει οπουδήποτε μέσα σε αυτά τα όρια αρκεί να κινείται πάνω στις καμπύλες ισχύος. Με την ύπαρξη στροβίλου σταθερής γεωμετρίας το σύστημα μπορεί να λειτουργήσει πάνω σε μια μόνο καμπύλη ισχύος. Η προσθήκη στροβίλου ισχύος μεταβλητής γεωμετρίας δίνει στο σύστημα την δυνατότητα να αλλάζει την αναλογία πίεσεως επιτρέποντας του να λειτουργεί πάνω σε περισσότερες από μία καμπύλες ισχύος. Στην περίπτωση της ηλεκτρικής διάταξης με την γεννήτρια ενσωματωμένη στον υπερπληρωτή το σύστημα μπορεί να λειτουργήσει, όπως και το μηχανικό με στρόβιλο μεταβλητής γεωμετρίας, σε οποιοδήποτε σημείο επάνω σε οποιαδήποτε καμπύλη ισχύος αρκεί να βρίσκεται μέσα στα όρια που τέθηκαν.

Η λειτουργία κοντά στο μέγιστο όριο θερμοκρασίας του στροβίλου έχει ως αποτέλεσμα την μείωση της κατανάλωσης καυσίμου. Σε κάποιες περιπτώσεις, είναι επιθυμητό η λειτουργία του συστήματος να βρίσκεται κοντά στο όριο ταχύτητας του υπερπληρωτή. Αυτό θα είχε ως αποτέλεσμα την αυξημένη παροχή αέρα και θα βελτίωνε την απόκριση της μηχανής όταν αυξηθεί η ζήτηση ισχύος. Κάτι τέτοιο θα είχε και ως αποτέλεσμα τη μείωση των εκπομπών κάτω από μεταβλητές συνθήκες λειτουργίας.

Στο σχήμα 3.4 φαίνεται η βέλτιστη θέση των πτερυγίων, τα οποία είναι σχεδόν κλειστά, για χαμηλές στροφές του κινητήρα και στο σχήμα 3.5 φαίνεται η ροή των καυσαερίων για αυτήν τη θέση.



Σχήμα 3.4 : VGT σχεδόν κλειστά για χαμηλές στροφές του κινητήρα

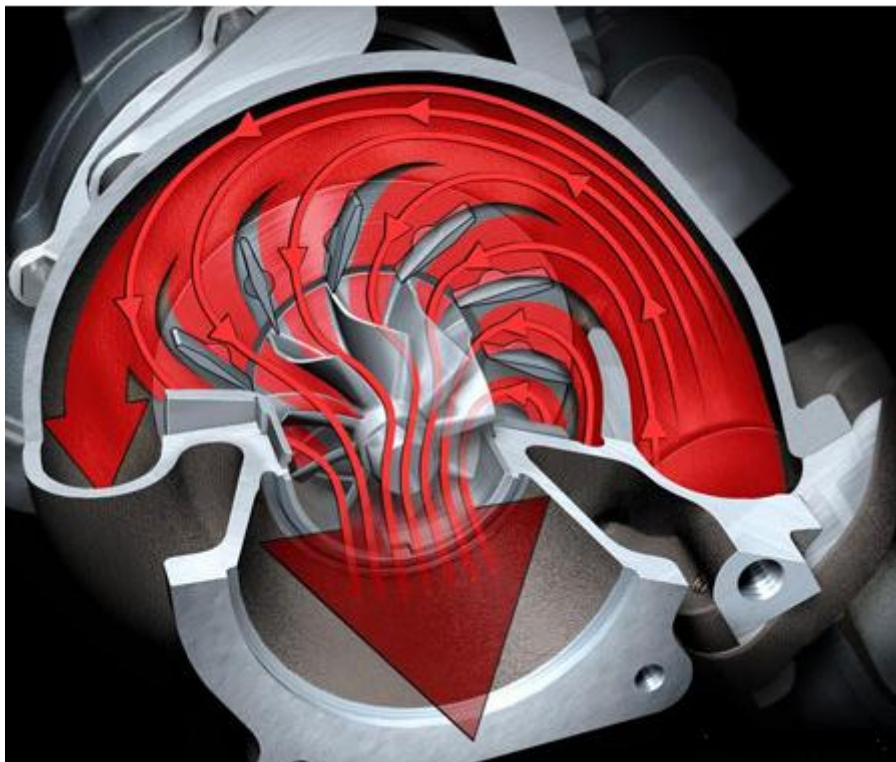


Σχήμα 3.5 : Ροή καυσαερίων στο στρόβιλο για VGT σχεδόν κλειστά

Στα επόμενα δύο σχήματα (3.6 και 3.7) βλέπουμε την θέση των πτερυγίων, πλήρως ανοιχτά, και την ροή των καυσαερίων που κατευθύνεται πλήρως στα πτερύγια του στρόβιλου από τα κινούμενα πτερύγια για υψηλές ταχύτητες της μηχανής



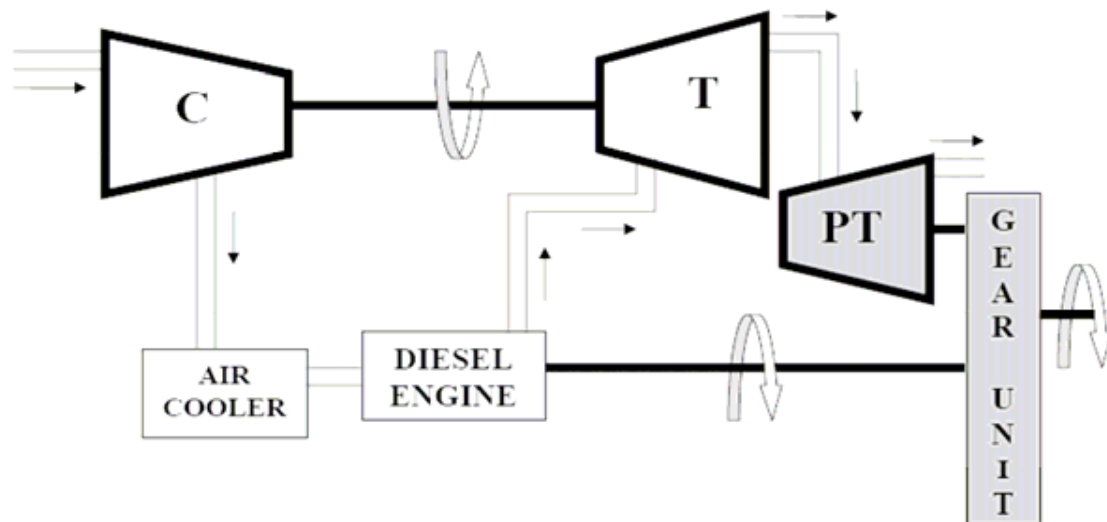
Σχήμα 3.6 : VGT πλήρως ανοικτά για υψηλές στροφές του κινητήρα



Σχήμα 3.7 : Ροή καυσαερίων στο στρόβιλο για VGT πλήρως ανοικτά

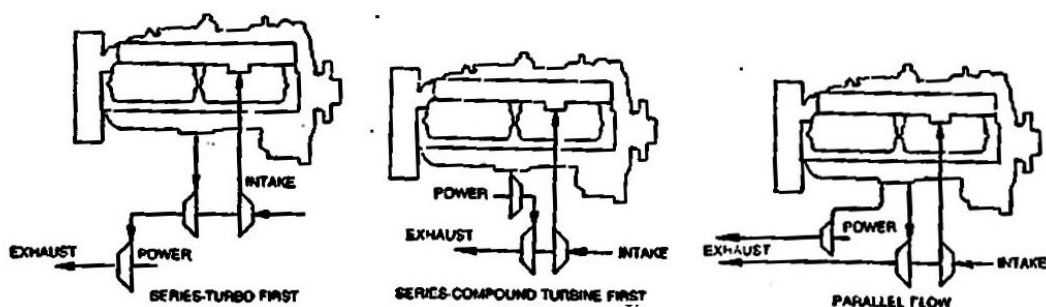
3.4 Σύνθετη μηχανική στροβιλουπερπλήρωση

Στην σύνθετη μηχανική στροβιλουπερπλήρωση προστίθεται ένας στρόβιλος ισχύος με σκοπό την αύξηση της παραγόμενης ισχύος. Ο στρόβιλος ισχύος τοποθετείται στην έξοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή και συνδέεται με τον στροφαλοφόρο άξονα μέσω ενός συστήματος μείωσης στροφών (σχήμα 3.8).



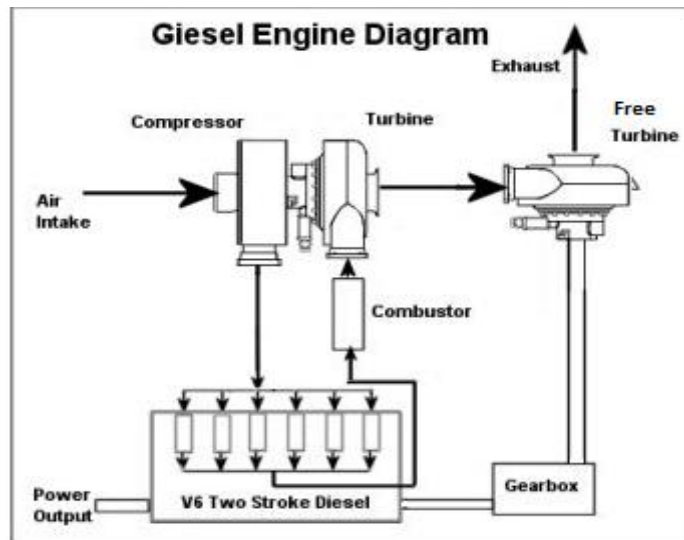
Σχήμα 3.8 : Σχηματική παράσταση σύνθετου μηχανικού στροβιλουπερπληρωτή

Η παραπάνω διάταξη δεν ήταν η μόνη που υπήρξε στην σκέψη των μελετητών. Μετά από πειράματα που έγιναν σε διατάξεις παράλληλες ή εν σειρά (σχήμα 3.9), αποδείχτηκε ότι ενώ σε όλες τις περιπτώσεις ήταν δυνατό να επιτευχθεί η ίδια απόδοση σε συγκεκριμένα σημεία λειτουργίας, η διάταξη με τον στρόβιλο εν σειρά παρουσίαζε την καλύτερη απόκριση.



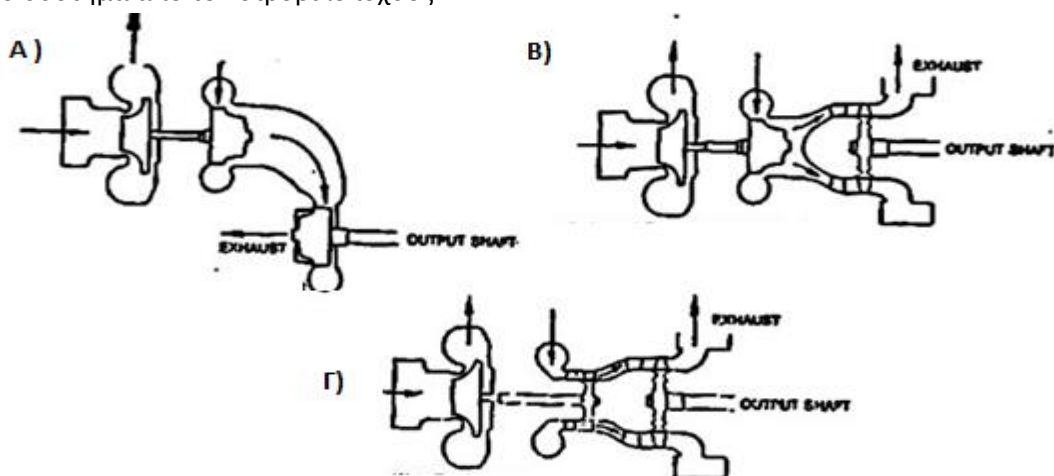
Σχήμα 3.9 : Διατάξεις σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης

Για λόγους πληρότητας αξίζει να αναφέρουμε την εξέλιξη μίας ακόμα διάταξης, όπως αυτή φαίνεται στο σχήμα 3.10, προορισμένη για καθαρά στρατιωτική χρήση από την εταιρεία TMS. Στην διάταξη αυτή εισάγεται ένας θάλαμος καύσης στην εξαγωγή ενός εν σειρά σύνθετου στροβιλουπερπληρωμένου κινητήρα. Η μηχανή αυτή ονομάστηκε Giesel καθώς



Σχήμα 3.10 : Σύνθετη μηχανική στροβιλουπερπλήρωση με θάλαμο καύσης

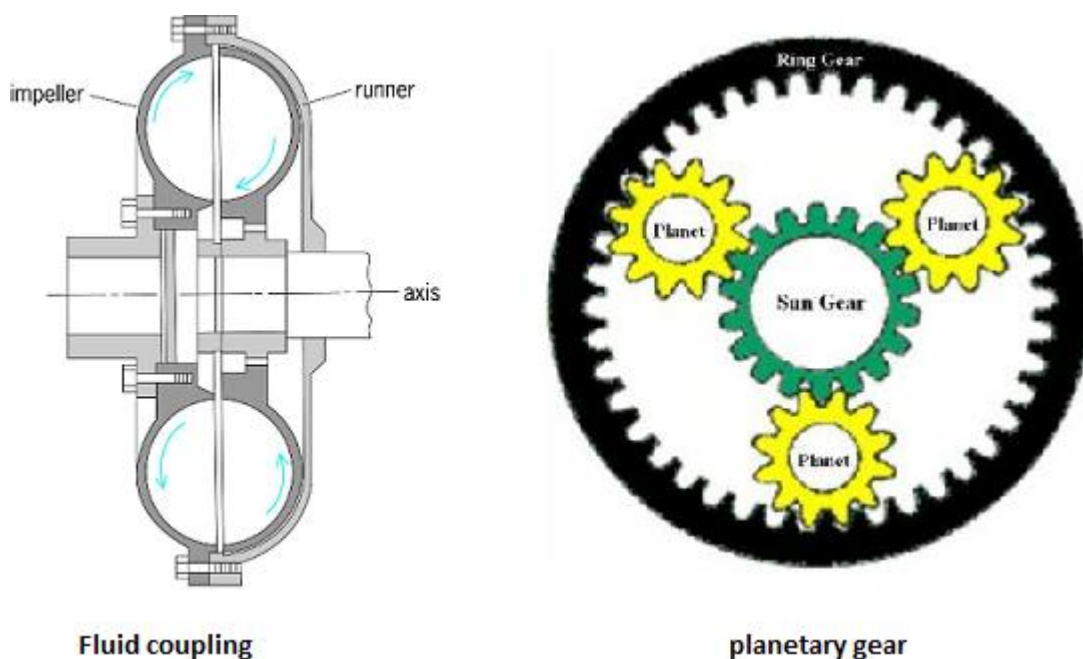
είναι συνδυασμός μιας κλασικής μηχανής Diesel με αεριοστρόβιλο (Gas Turbine). Ο ισοεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή για λόγο πίεσης 5 : 1 ήταν 80% ενώ αυτός του στροβίλου πλησίασε το 88%. Με τον αεριοστρόβιλο μηχανικά συνδεδεμένο με την έξοδο μιας δίχρονης υπερπληρωμένης μηχανής Diesel διπλασιάστηκε η παραγόμενη ισχύ φτάνοντας τους 700hp. Σε κανονική λειτουργία στα χαμηλά φορτία, γίνεται εκμετάλλευση της χαμηλής ειδικής κατανάλωσης του κινητήρα Diesel, ενώ σε λειτουργία επιτάχυνσης γίνεται εκμετάλλευση του χαμηλού ειδικού βάρους της σύνθετης κατασκευής συναρτήσει της αποδιδόμενης ισχύος. Η εκκίνηση της μηχανής γίνεται ξεκινώντας τον αεριοστρόβιλο με συμπιεσμένο αέρα και με ανάφλεξη στον θάλαμο καύσης. Η μηχανή βρίσκεται σε στάδιο άεργης λειτουργίας ενώ δημιουργεί ροπή στον στροφαλοφόρο άξονα και ζεσταίνει την εισαγωγή του κινητήρα. Η εκκίνηση του κινητήρα Diesel θέτει σε λειτουργία την όλη εγκατάσταση. Με τον θάλαμο καύσης ανενεργό ο αεριοστρόβιλος λειτουργεί απλά υπερπληρώνοντας την μηχανή, ενώ όταν αυτός βρίσκεται σε λειτουργία προστίθεται ισχύς στο σύστημα από τον στρόβιλο ισχύος.



Σχήμα 3.11 : Α) Ακτινικός T/C – Ακτινικός στρόβιλος ισχύος Β) Ακτινικός T/C- Αξονικός στρόβιλος ισχύος Γ) Αξονικός T/C – Αξονικός στρόβιλος ισχύος

Το επόμενο βήμα των μελετών ήταν να καθορισθεί, αν στην εν σειρά διάταξη, θα ήταν προτιμότερο να χρησιμοποιηθούν στροβιλομηχανές αξονικής ή ακτινικής ροής (σχήμα 3.11). Στην περίπτωση του συμπιεστή η επιλογή δεν ήταν δύσκολη. Η χρήση ενός φυγοκεντρικού συμπιεστή ήταν μονόδρομος εξαιτίας της πολυπλοκότητας και του κόστους ενός πολυβάθμιου αξονικού συμπιεστή. Για τον στρόβιλο της υπερπλήρωσης προτιμήθηκε ο η λύση του ακτινικού ενώ η επιλογή για τον στρόβιλο ισχύος εξαρτάται από το είδος χρήσης της μηχανής αφού ο ακτινικός και ο αξονικός στρόβιλος εξυπηρετούν ικανοποιητικά τον ίδιο σκοπό, να μετατρέψουν δηλαδή την θερμική ενέργεια που χάνεται από την εξάτμιση σε μηχανική. Έτσι ο αξονικός στρόβιλος ισχύος επιλέγεται σε περιπτώσεις όπου οι μεταβολές ταχύτητας της μηχανής είναι περιορισμένες και έχει σημασία το μέγεθος της κατασκευής αφού καταλαμβάνει μικρότερο χώρο από έναν ακτινικό στρόβιλο, ο οποίος προτιμάται για εφαρμογές με αρκετές μεταβολές φορτίου.

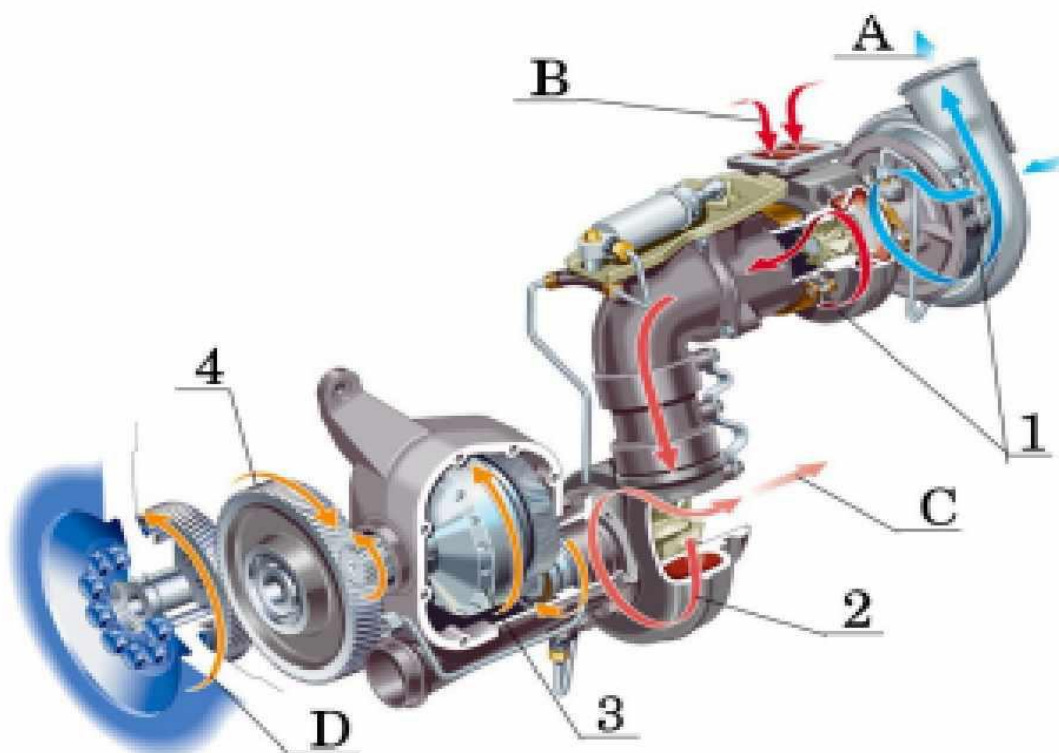
Μετά την επιλογή της διάταξης και του είδους τον στροβιλομηχανών που είναι κατάλληλες για την κατασκευή μια μηχανής με σύνθετη μηχανική στροβιλουπερπλήρωση σειρά έχει το σύστημα μετάδοσης που θα μεταφέρει την ισχύ στον στροφαλοφόρο άξονα. Οι απαιτήσεις από το σύστημα μετάδοσης είναι ιδιαίτερα υψηλές καθώς μια τυπική τιμή της ταχύτητας περιστροφής του στροβίλου είναι οι 50000 - 55000 RPM (max=70000 RPM) ενώ αυτή του στροφαλοφόρου άξονα είναι οι 1800 RPM. Με έναν απλό υπολογισμό γίνεται αντιληπτό πως μια σχέση μετάδοσης της τάξεως του 27-30 : 1 είναι επιθυμητή. Επιπλέον το σύστημα μετάδοσης πρέπει να πληροί έναν ακόμη όρο, να προστατεύει τον στρόβιλο και κατ' επέκταση όλα τα εξαρτήματα υψηλών ταχυτήτων από τη ταλάντωση του στροφαλοφόρου. Για τους παραπάνω λόγους αρχικά χρησιμοποιήθηκαν διατάξεις μείωσης στροφών με ενδιάμεσους άξονες ή πλανητικά συστήματα ενώ αργότερα αντικαταστάθηκαν μερικώς από υδραυλικές διατάξεις (σχήμα 3.12).



Σχήμα 3.12 : Υδραυλικό και πλανητικό σύστημα μετάδοσης

Για την καλύτερη κατανόηση της διάταξης των στροβιλομηχανών σε μία μηχανή με σύνθετη μηχανική υπερπλήρωση αλλά και για τη περιγραφή της ροής ώστε να αναλυθεί ο τρόπος λειτουργίας της μηχανής και να παρουσιαστούν τα συμπεράσματα προηγούμενων πειραματικών ερευνών παραθέτουμε το επόμενο σχήμα (3.13) φαίνονται όλα τα υποσυστήματα καθώς και η ροή της ενέργειας ως εξής :

1. Στροβιλοσυμπιεστής
2. Στρόβιλος ισχύος
3. Υδραυλικό σύστημα μετάδοσης
4. Γρανάζια



Σχήμα 3.13 : Σχηματική παράσταση διάταξης με σύνθετη μηχανική στροβιλουπερπλήρωση

- A. Ο συμπιεσμένος αέρας οδηγείται στο ψυγείο και στην συνέχεια στην εισαγωγή της μηχανής.
- B. Από την εξαγωγή του κινητήρα τα καυσαέρια κατευθύνονται στην είσοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή σε θερμοκρασία γύρω από τους 700°C . Ο στρόβιλος παράγει την απαιτούμενη ενέργεια ώστε να κινηθεί ο συμπιεστής.
- C. Αντί τα ακόμα θερμά καυσαέρια ($T=600^{\circ}\text{C}$) να καταλήξουν μέσω των σωληνώσεων της εξάτμισης στην ατμόσφαιρα, οδηγούνται στον στρόβιλο ισχύος, ο οποίος κινείται με μέση ταχύτητα 55000 RPM, όπου γίνεται μια δεύτερη αποτόνωση αυτών πριν αποβληθούν δια μέσου ενός τυπικού συστήματος εξαγωγής με σιγαστήρα στην ατμόσφαιρα.
- D. Μέσω ενός συστήματος μείωσης στροφών που περιλαμβάνει μια υδραυλική σύζευξη και ένα πολυβάθμιο σύστημα γρاناζιών επιτυγχάνεται η μεταφορά της

ισχύος στον στροφαλοφόρο άξονα, ο οποίος κινείται με ταχύτητα 1800 RPM περίπου.

Όπως είπαμε προηγούμενα, το 30%-40% της ενέργειας του καυσίμου χάνεται στην εξαγωγή. Με την διάταξη που περιγράφηκε παραπάνω είναι δυνατόν να εκμεταλλευτούμε ένα 20% περίπου της ενέργειας των καυσαερίων, μειώνοντας έτσι την κατανάλωση καυσίμου έως και 5-6%. Συγκρίνοντας το ποσοστό της ενέργειας που ανακτάται από τα καυσαέρια με αυτό μιας απλά στροβιλουπερπληρωμένης μηχανής είναι σχεδόν το διπλάσιο. Όπως γίνεται αντιληπτό όμως, για να επιτευχθεί αυτή η αύξηση ισχύος πρέπει τα καυσαέρια να έχουν μεγαλύτερη πίεση στην εξαγωγή του κινητήρα καθώς ο στρόβιλος παράγει ισχύ μειώνοντας την ενέργεια του καυσαερίων, δηλαδή μειώνοντας την πίεση και την θερμοκρασία αυτών. Η αύξηση όμως αυτή της πίεσης στην εξαγωγή και η διατήρηση της στο επιθυμητό σημείο μεταφράζεται σε κατανάλωση ισχύος της μηχανής. Η ισχύς που ανακτάται από τα καυσαέρια υπερκαλύπτει την απώλεια ισχύος του κινητήρα και έτσι το σύστημα παρουσιάζει αύξηση ισχύος.

Αύξηση της πίεσης στην εξαγωγή όμως σημαίνει και αύξηση της αντίθλιψης (backpressure) προς τον κινητήρα, που έχει σαν αποτέλεσμα να παγιδεύεται μεγαλύτερη ποσότητα καυσαερίου στον κύλινδρο και φυσικά να γίνεται χειρότερη, από πλευράς απόδοσης, καύση. Αυτό όμως δεν είναι απαραίτητα κακό, αφού είναι ένα είδος εσωτερικής ανακυκλοφορίας του καυσίμου χωρίς να χρειάζεται κάποια επιπλέον διάταξη. Όπως γνωρίζουμε συστήματα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) χρησιμοποιούνται με σκοπό την μείωση των εκπομπών NOx (Η επίδραση του παραμένου καυσαερίου στον θάλαμο καύσης περιγράφηκε στο κεφάλαιο 2.3.1).

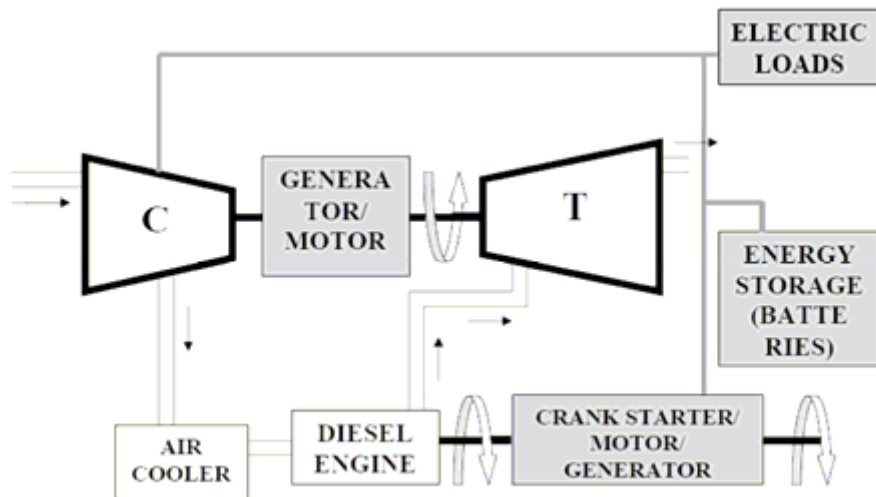
Εκτός από τα συμπεράσματα που δόθηκαν προηγούμενα σχετικά με την σύνθετη στροβιλουπερπλήρωση, έγινε αντιληπτό ότι η κατασκευή αυτή πολλαπλασιάζει τα αποτελέσματα των βελτιώσεων της αρχικά υπερπληρωμένης μηχανής.

Για παράδειγμα, σε μια σύνθετα υπερπληρωμένη μηχανή το εύρος ταχυτήτων λειτουργίας της είναι μειωμένο σε σχέση με την αντίστοιχη απλά υπερπληρωμένη μηχανή. Με την μείωση των στροφών λειτουργίας έχουμε μείωση των απωλειών τριβής αλλά και των παρασιτικών απωλειών, δηλαδή των απωλειών ενέργειας που δίνεται για την λειτουργία των υποσυστημάτων της μηχανής. Στην περίπτωση της σύνθετα υπερπληρωμένης μηχανής οι απαιτήσεις από τον συμπιεστή όσο αναφορά την ταχύτητα λειτουργίας του, το εύρος ροής και την αναλογία πύεσεως είναι λιγότερες σε σχέση με την αντίστοιχη απλά υπερπληρωμένη μηχανή. Αντίστοιχα καλύτερη συμπεριφορά παρουσιάζει και η χαρακτηριστική της ροπής. Αυτά τα χαρακτηριστικά επιτρέπουν την μείωση των στροφών λειτουργίας και έτσι την οικονομία καυσίμου, η οποία θα ήταν αδύνατη σε συστήματα με απλή υπερπλήρωση για τα συγκεκριμένα επίπεδα ισχύος.

Ένα δεύτερο παράδειγμα είναι η ρύθμιση της προπορείας εγχύσεως. Όπως έχουμε πει ήδη, συνήθης τεχνική για την μείωση των εκπομπών NOx είναι η καθυστέρηση της καύσης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τον ενεργειακό υποβιβασμό της θερμικής απόδοσης της μηχανής με συνέπεια την αύξηση της ενέργειας των καυσαερίων. Έτσι με το σύστημα της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης η μηχανή είναι σε θέση να εκμεταλλευτεί αυτήν την αύξηση της ενέργειας των καυσαερίων διατηρώντας έτσι καλύτερο συνολικό θερμικό βαθμό απόδοσης.

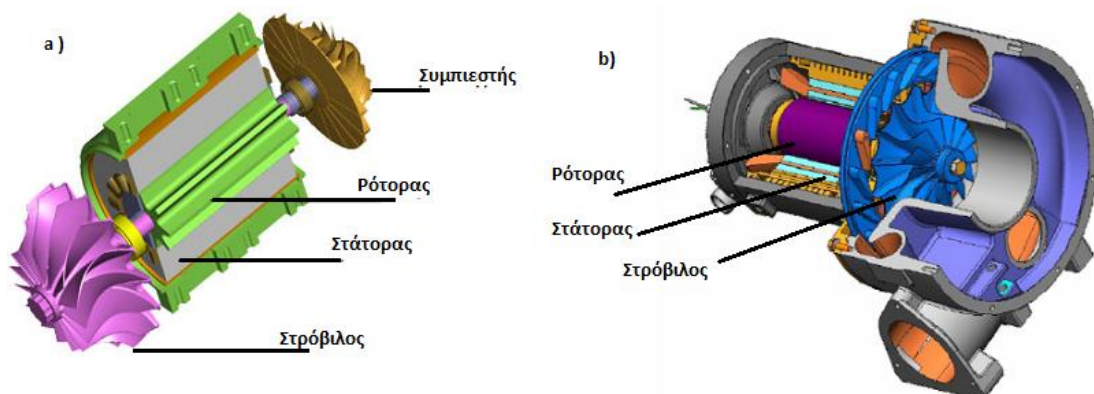
3.5 Σύνθετη ηλεκτρική στροβιλουπερπλήρωση

Όπως είπαμε η διαφορά της σύνθετης ηλεκτρικής στροβιλουπερπλήρωσης από την αντίστοιχη μηχανική έγκειται στον τρόπο με τον οποίο γίνεται η ανάκτηση της ενέργειας από τα θερμά καυσαέρια και πώς αυτή η ενέργεια αποδίδεται. Στην περίπτωση λοιπόν της σύνθετης ηλεκτρικής στροβιλουπερπλήρωσης χρησιμοποιείται μία ηλεκτρική γεννήτρια η οποία συνδέεται απευθείας με τον στρόβιλο.

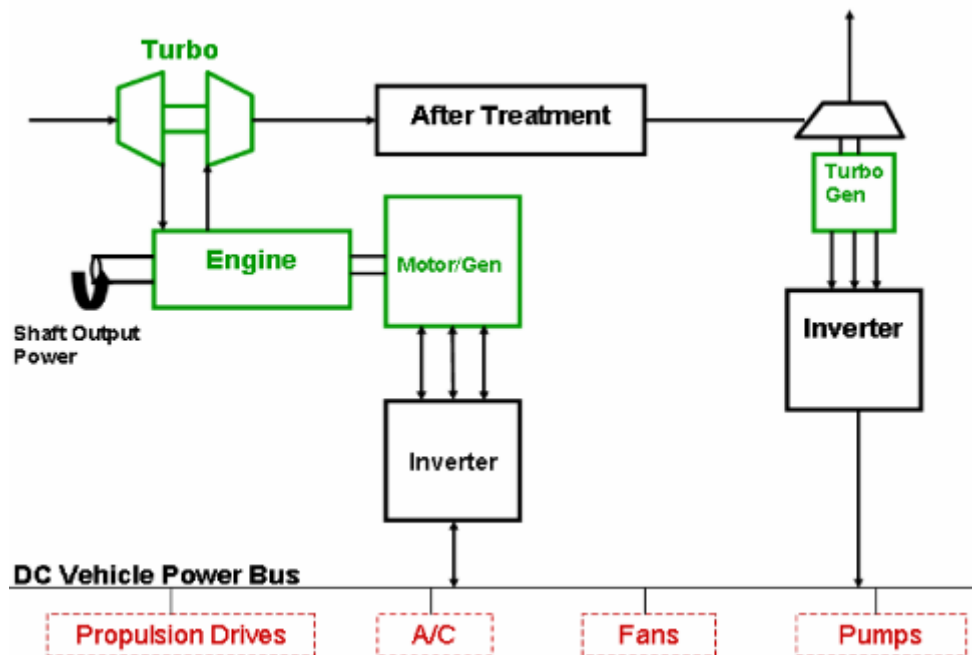


Σχήμα 3.14 : Σχηματική παράσταση σύνθετου ηλεκτρικού στροβιλουπερπληρωτή

Φυσικά και εδώ έχουν προταθεί διαφορετικές διατάξεις. Η μία διάταξη έχει προταθεί από την εταιρεία Caterpillar και όπως φαίνεται στην παραπάνω σχηματική παράσταση αλλά και στο σχήμα 3.15a η ηλεκτρική γεννήτρια είναι ενσωματωμένη στον υπερπληρωτή ενώ η δεύτερη διάταξη που έχει προταθεί από την εταιρεία John Deere έχει αρκετά κοινά στοιχεία με την διάταξη της σύνθετης μηχανικής υπερπλήρωσης, διαφέρει όμως στο ότι ο στρόβιλος ισχύος έχει ενσωματωμένη την ηλεκτρική γεννήτρια. Η δεύτερη αυτή διάταξη φαίνεται στα σχήματα 3.15b και 3.16.



Σχήμα 3.15 : a) Στροβιλουπερπληρωτής με ηλεκτρική γεννήτρια, b) Στρόβιλος ισχύος με ηλεκτρική γεννήτρια



Σχήμα 3.16 : Σχηματική παράσταση ETC που προτάθηκε από την οίκο John Deere

Και στις δύο περιπτώσεις η μετάδοση ισχύος στο στροφαλοφόρο άξονα γίνεται με ηλεκτρική σύζευξη προσφέροντας έτσι ανεξαρτησία στην ταχύτητα περιστροφής. Η απουσία της μηχανικής μετάδοσης ισχύος, όπως συμβαίνει στην σύνθετη μηχανική στροβιλουπερπλήρωση, δίνει στον κατασκευαστή ευχέρεια χώρου. Παράλληλα η χρήση περισσότερων ηλεκτρικών υποσυστημάτων έχει σαν αποτέλεσμα καλύτερη ρύθμιση του συστήματος. Σε γενικές γραμμές η ρύθμιση του συστήματος είναι πιο εύκολη από ότι σε ένα αντίστοιχο μηχανικό, εντούτοις η δυνατότητα ελέγχου περισσότερων παραμέτρων που μας δίνεται με τα ηλεκτρικά συστήματα καθιστούν τελικά την ρύθμιση αυτού πολύπλοκη διαδικασία.

Σύμφωνα και με τις δύο εταιρείες η σύνθετη ηλεκτρική στροβιλουπερπλήρωση ταιριάζει απόλυτα σε οχήματα με περισσότερη εγκατεστημένη ηλεκτρική τεχνολογία. Ας δούμε όμως τα δύο συστήματα ξεχωριστά ώστε να διαμορφώσουμε μια καλύτερη άποψη.

Electric Turbocompound από την εταιρεία Caterpillar (ETC)

Όπως είπαμε η εταιρεία Caterpillar έχει προτείνει την διάταξη με την ηλεκτρική γεννήτρια ενσωματωμένη στον υπερπληρωτή της μηχανής. Με την διάταξη αυτή η εταιρεία έχει ως στόχο να συμπληρώσει την κατηγορία More Electric Truck (MET). Στην κατηγορία αυτή όλα εκείνα τα υποσυστήματα που κινούνται με ιμάντες και αλυσίδες απορροφώντας ενέργεια από την μηχανή έχουν αντικατασταθεί με αντίστοιχα υποσυστήματα που οδηγούνται ηλεκτρικά. Με τον τρόπο αυτό είναι δυνατόν τα υποσυστήματα να χρησιμοποιούνται στο βαθμό που πρέπει και μόνο όταν αυτό είναι απαραίτητο. Βασικό εξάρτημα ενός τέτοιου οχήματος είναι ο εκκινητής /γεννήτρια. Η συσκευή αυτή συνδέεται με τον κινητήρα και μπορεί να χρησιμοποιηθεί σαν μοτέρ ώστε να μετατρέψει ηλεκτρική ενέργεια σε ροπή της μηχανής, επιτυγχάνοντας έτσι την ηλεκτρική σύζευξη με τον υπερπληρωτή και την ενσωματωμένη σε αυτόν γεννήτρια. Επιπλέον μπορεί να αντιστραφεί

η ροή ισχύος του δίνοντας έτσι την δυνατότητα στον εκκινητή/γεννήτρια να μεταφέρει ενέργεια πίσω στον υπερπληρωτή.

Η διάταξη αυτή λοιπόν λειτουργεί ως εξής. Συνδεδεμένη, με τριβείς κύλισης, στον υπερπληρωτή υπάρχει μια ηλεκτρική γεννήτρια υψηλής ταχύτητας η οποία παράγει ρεύμα για κύκλωμα κοινής τάσης. Η γεννήτρια αυτή κινείται από τον στρόβιλο ο οποίος τροφοδοτεί και τον συμπιεστή. Ο στρόβιλος δηλαδή είναι ιδιαίτερα επιβαρυσμένος. Η ισχύς αυτή μπορεί να χρησιμοποιηθεί είτε για να τροφοδοτήσει με ρεύμα τα διάφορα υποσυστήματα της μηχανής είτε να μεταφερθεί στον στροφαλοφόρο άξονα. Σε περίπτωση που παράγεται ισχύς η οποία δεν απαιτείται άμεσα από κάποιο υποσύστημα τότε υπάρχει η δυνατότητα αποθήκευσης της ενέργειας σε μπαταρίες. Φυσικά οποιαδήποτε στιγμή χρειαστεί μπορεί να μεταφερθεί ενέργεια πίσω στον υπερπληρωτή, είτε από την γεννήτρια/μοτέρ που βρίσκεται ενσωματωμένη στον υπερπληρωτή είτε από τον εκκινητή/γεννήτρια που βρίσκεται συνδεδεμένος με τον κινητήρα, βελτιώνοντας έτσι την απόκριση του.

Στο όλο σύστημα υπάρχουν δύο ελεγκτές, ένας γενικός και ένας για την μηχανή. Με αυτόν τον τρόπο είναι δυνατός ο έλεγχος αλλά και η ρύθμιση της ενέργειας που παράγεται και της ενέργειας που καταναλίσκεται.

Μετά από πειράματα, τα πλεονεκτήματα του συστήματος αυτού εκτιμήθηκαν και συνοψίζονται στα εξής :

- Μείωση της κατανάλωσης κατά 5% με εκτίμηση να αυξηθεί το ποσοστό αυτό στο 10% στο προσεχές μέλλον.
- Η χρήση θυρίδων παράκαμψης του καυσαερίου δεν είναι πλέον απαραίτητη.
- Δυνατότητα υποβοήθησης του υπερπληρωτή ιδίως σε μεταβατικές καταστάσεις.
- Αυξημένη συγκέντρωση ισχύος εξαιτίας της καλύτερης λειτουργίας του υπερπληρωτή αλλά και της δυνατότητας που έχουν οι γεννήτριες να δουλεύουν και ως μοτέρ.
- Και τέλος η βελτίωση της ποσότητας των εκπεμπόμενων ρύπων ακόμα και σε μεταβατική λειτουργία μέσω της ρύθμισης του συστήματος

Electric Turbocompound από τον οίκο John Deere

Όπως είδαμε και στην αρχή, η διαφορά μεταξύ των δύο διατάξεων είναι εμφανής. Το σύστημα που προτείνεται από τον οίκο έχει πολλά κοινά σημεία με την μηχανική διάταξη που περιγράψαμε ήδη. Έτσι όπως και στο μηχανικό σύστημα η χρήση της σύνθετης υπερπλήρωσης αυξάνει την αντίθλιψη της μηχανής με παρόμοια αποτελέσματα με αυτά που περιγράψαμε προηγούμενα. Βέβαια η επίδραση της είναι μικρή καθώς ο λόγος πίεσης του στροβίλου ισχύος κυμαίνεται σαφώς σε χαμηλότερα επίπεδα απ' ότι στο μηχανικό σύστημα. Οι διαφορές του με το μηχανικό σύστημα βρίσκονται κυρίως στον τρόπο μεταφοράς της ενέργειας στον άξονα της μηχανής, στην χρήση αποθηκευτικού χώρου για την πλεονάζουσα ισχύ αλλά και στην χρήση ενός μοτέρ-γεννήτρια συνδεδεμένου στο κινητήρα όπως και στην διάταξη που προτάθηκε από την Caterpillar.

Συγκρίνοντας την πρόταση της Caterpillar με αυτήν του οίκου μπορούμε να κάνουμε τις ακόλουθες παρατηρήσεις. Η χρήση της διάταξης υπερπληρωτή και στροβίλου ισχύος

καθιστά την κατασκευή απλοϊκή δίνοντας έτσι την δυνατότητα στις στροβιλομηχανές να λειτουργούν σε μικρότερες αναλογίες πιέσεως από αυτές της πρότασης της Caterpillar. Ως συνέπεια η χρήση στροβιλομηχανών απλής αρχιτεκτονικής και σαν συνέπεια με μικρότερο κόστος είναι δυνατή. Η χρήση όμως της διάταξης αυτής αφαιρεί την δυνατότητα αντιστροφής της ροής ισχύος από το μοτέρ-γεννήτρια στον υπερπληρωτή με το ανάλογο φυσικά κόστος στην απόκριση αυτού. Επιβάλει επιπλέον την χρήση στροβίλου ισχύος μεταβλητής γεωμετρίας για την καλύτερη εκμετάλλευση του καυσαερίου σε διαφορετικά φορτία. Επιπλέον η χρήση του στροβίλου-γεννήτριας (turbogenerator) σε συνδυασμό με σύστημα υπερπλήρωσης καθιστούν την κατασκευή πιο ογκώδη έναντι της πρότασης της Caterpillar.

4. ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΟΥ ΧΡΗΣΙΜΟΠΟΙΟΥΜΕΝΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ

4.1 Εισαγωγή

Η μοντελοποίηση της θερμοδυναμικής λειτουργίας κινητήρων Diesel ξεκίνησε πριν από τριάντα περίπου χρόνια και έχει προσφέρει πολλά στη μελέτη, στην εμπάθυνση της λειτουργίας και στην εξέλιξη νέων κινητήρων. Η χρήση υπολογιστικών μοντέλων προσομοίωσης σε μηχανές σε συνεργασία με πειραματική διερεύνηση μπορούν να συνεισφέρουν αποτελεσματικά στην εξέλιξη πιο οικονομικών, αποδοτικών, αθόρυβων στην λειτουργία και περιβαλλοντικά καθαρών κινητήρων. Το μεγάλο πλεονέκτημα της προσομοίωσης είναι η οικονομικότητα που την χαρακτηρίζει αφού δίνει την δυνατότητα διενέργειας απεριόριστου αριθμού αριθμητικών πειραμάτων με σχεδόν μηδενικό κόστος, βοηθώντας έτσι στην απόκτηση βαθύτερης γνώσης πάνω στο δεδομένο αντικείμενο.

Όμως δεν είναι αυτό το μόνο της πλεονέκτημα. Με την προσομοίωση είναι δυνατό να μελετήσουμε την επίδραση κάθε παραμέτρου ξεχωριστά. Η μελέτη αυτή οδηγεί στην ανάδειξη των κυριότερων παραμέτρων που επηρεάζουν την λειτουργία του κινητήρα Diesel. Η μελέτη αυτή είναι απαραίτητη σε επίπεδο βελτιστοποίησης και σχεδιασμού του κινητήρα. Η επίτευξη της μόνο με πειράματα είναι δύσκολη, διότι σε ένα πείραμα δεν είναι πάντα δυνατό να απομονωθεί μια παράμετρος, πράγμα που σημαίνει ότι ο μελετητής δεν μπορεί με σιγουριά να βρει μια μονοσήμαντη σχέση αιτίας και αποτελέσματος.

Συνεπώς, γίνεται κατανοητό πως η προσομοίωση αποτελεί ένα ισχυρό εργαλείο στην μελέτη και εξέλιξη των κινητήρων Diesel καθώς ενισχύει και συμπληρώνει την πειραματική έρευνα, καθιστώντας την πιο αποτελεσματική. Αυτός είναι ο λόγος για τον οποίο συνήθως οι κατασκευαστές κινητήρων, πριν προωθήσουν έναν κινητήρα στην αγορά, εφαρμόζουν και τις δύο τεχνικές κατά την δοκιμή του κινητήρα υπό πραγματικές συνθήκες για την πιστοποίηση του.

Η προσομοίωση των διαφόρων διεργασιών που πραγματοποιούνται σε ένα κινητήρα Diesel (εναλλαγή αερίων, καύση, απώλειες θερμότητας προς τα τοιχώματα, τύρβη, διάσπαση προϊόντων καύσης, διαρροές από τα ελατήρια του εμβόλου, κ.α.) καθώς και στα υποσυστήματα του, όπως ο ρυθμιστής στροφών, η αντλία έγχυσης καυσίμου και ο υπερπληρωτής, πραγματοποιείται με την βοήθεια αλγεβρικών και διαφορικών εξισώσεων με βάση την εφαρμογή του 1^{ου} Θερμοδυναμικού Νόμου και με την χρήση ημιεμπειρικών συσχετίσεων που έχουν προταθεί από διάφορους ερευνητές για να περιγράψουν ιδιαίτερα πολύπλοκα φαινόμενα, όπως η καύση, η τύρβη και οι απώλειες θερμότητας. Διαπιστώνουμε λοιπόν ότι σε μία πλήρη προσομοίωση ενός κινητήρα Diesel, εμπλέκονται διάφοροι επιστημονικοί κλάδοι όπως η θερμοδυναμική, η μηχανική των ρευστών, η χημεία, η μετάδοση θερμότητας, η δυναμική και η αριθμητική ανάλυση. Βέβαια δεν πρέπει να ξεχνάμε ότι η γνώση της εκάστοτε χρησιμοποιούμενης γλώσσας προγραμματισμού είναι απαραίτητη.

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται εν συντομία οι βασικότερες κατηγορίες των ήδη υπαρχόντων μοντέλων και περιγράφεται το παρόν. Το μοντέλο που χρησιμοποιείται είναι το <<NTUA-Engine Performance & emissions Code>> και πρόκειται για τρισδιάστατο, πολυζωνικό, φαινομενολογικό μοντέλο γραμμένο σε Visual Fortran το οποίο προσομοιώνει ολόκληρο τον κύκλο λειτουργίας του κινητήρα.

4.2 Μοντελοποίηση της λειτουργίας κινητήρων Diesel

Τα μοντέλα προσομοίωσης λειτουργίας κινητήρων Diesel μπορούν να ταξινομηθούν σε δύο κύριες κατηγορίες :

- Φαινομενολογικά μοντέλα (phenomenological models)
- Ρευστομηχανικά μοντέλα (CFD models)

Η διάκριση στις δύο αυτές κατηγορίες γίνεται ανάλογα με το αν η προσομοίωση βασίζεται στις αρχές της θερμοδυναμικής ή στην επίλυση των εξισώσεων που περιγράφουν την κίνηση των ρευστών εντός του κυλίνδρου.

4.2.1 Φαινομενολογικά μοντέλα

Τα φαινομενολογικά μοντέλα είναι σχετικά απλά, απαιτούν χαμηλή υπολογιστική ισχύ και είναι ικανά να περιγράψουν ολόκληρο το κύκλο λειτουργίας της μηχανής.

Για την περιγραφή ολόκληρου του κύκλου λειτουργίας της μηχανής, εκτός από τις εξισώσεις διατήρησης της μάζας, της ορμής, της ενέργειας αλλά και θερμοδυναμικής, χρησιμοποιούνται ημιεμπειρικές σχέσεις. Οι σχέσεις αυτές είναι αποτέλεσμα έρευνας με σκοπό την περιγραφή ορισμένων φαινομένων , που δεν έχουν γίνει πλήρως κατανοητά και λαμβάνουν χώρα κατά την καύση και τον σχηματισμό των ρύπων.

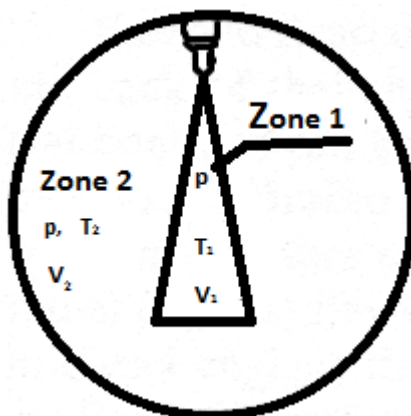
Τα φαινομενολογικά μοντέλα χωρίζονται σε :

- Μονοζωνικά
- Διζωνικά
- Πολυζωνικά

Τα πρώτα μοντέλα που αναπτύχθηκαν και ανέλυαν τη λειτουργία του κινητήρα Diesel ήταν τα μονοζωνικά. Τα μοντέλα αυτά θεωρούσαν ομοιόμορφη χωρική κατανομή πίεσης, θερμοκρασίας και σύστασης του εργαζόμενου μέσου στον κύλινδρο, σε κάθε γωνία στροφάλου. Η προσομοίωση της λειτουργικής συμπεριφοράς που προβλέπει ένα μονοζωνικό μοντέλο είναι αρκετά ικανοποιητική, είτε όσο αναφορά συνολικά μεγέθη λειτουργίας του κινητήρα, όπως είναι η ισχύ, η ειδική κατανάλωση καυσίμου, σημείο λειτουργίας υπερπληρωτή, είτε σε επίπεδο σύγκρισης με πειραματικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα. Όμως η αδυναμία του μοντέλου αυτού να προσομοιώσει ακριβώς την ιδιαίτερα ανομοιόμορφη κατάσταση που επικρατεί στον κύλινδρο και συνεπώς να δώσει ικανοποιητικά αποτελέσματα όσο αναφορά τις εκπομπές ρύπων οδήγησε στην ανάπτυξη πιο ανεπτυγμένων μοντέλων.

Έτσι παρουσιάστηκαν τα διζωνικά μοντέλα. Στα διζωνικά μοντέλα το περιεχόμενο του κυλίνδρου χωρίζεται σε δύο ζώνες. Η πρώτη περιλαμβάνει το εγχυόμενο καύσιμο και η δεύτερη τον αέρα καύσης. Από την δεύτερη ζώνη εισέρχεται αέρας στην πρώτη και αναμιγνύεται με το καύσιμο δημιουργώντας αναφλέξιμο μίγμα. Η δέσμη του καυσίμου είναι συνήθως κωνική ενώ αναπτύχθηκαν από διάφορους μελετητές προσεγγιστικές σχέσεις όσον αναφορά την πορεία της δέσμης αλλά και το τι συμβαίνει μετά την πρόσκρουση της στο τοίχωμα του κυλίνδρου. Η προσέγγιση των διζωνικών μοντέλων είναι βελτιωμένη σε σχέση με αυτή των μονοζωνικών αλλά όχι αρκετά ικανοποιητική εξαιτίας

απλουστευτικών παραδοχών όπως η θεώρηση απλούστερης γεωμετρίας για τον κύλινδρο, μη ύπαρξη διάστασης της καύσης κλπ. Ενώ με τα μοντέλα αυτά μπορούν να υπολογιστούν ικανοποιητικά ο ρυθμός εκλυόμενης ενέργειας αλλά και οι εκπομπές των οξειδίων του αζώτου (NO_x), δεν συμβαίνει το ίδιο με τον υπολογισμό της αιθάλης (Soot) και του μονοξειδίου του άνθρακα (CO).



Σχήμα 4.1 : Διζωνικό μοντέλο

Μετά τα παραπάνω προβλήματα φτάνουμε στην ανάπτυξη των πολυζωνικών μοντέλων στα οποία πλέον υπάρχει απεριόριστος αριθμός ζωνών και άρα λεπτομερέστερη θεωρητικά προσομοίωση της λειτουργίας του κυλίνδρου με αναλυτική χωρική κατανομή θερμοκρασιών και συστάσεων. Οι ζώνες αυτές μπορεί να αναπτύσσονται σε δύο ή τρεις διαστάσεις (2D και 3D αντίστοιχα). Στα δισδιάστατα πολυζωνικά μοντέλα γίνεται η παραδοχή ότι η δέσμη είναι συμμετρική γύρω από τον κύριο άξονα. Η υπόθεση αυτή επηρεάζει την κατανομή των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων μέσα στην δέσμη και συνεπώς μειώνεται η ακρίβεια του μοντέλου, δεδομένου ότι η κατανομή των μεγεθών δεν είναι ομοιόμορφη στην τρίτη διάσταση εξαιτίας της κίνησης του αέρα στον θάλαμο (air swirl και squish). Για την επίλυση αυτού του προβλήματος αναπτύχθηκαν τα τρισδιάστατα πολυζωνικά μοντέλα στα οποία δεν γίνεται η παραδοχή αυτή της συμμετρίας και έτσι είναι πιο κοντά στην πραγματικότητα τα αποτελέσματά τους. Τα μοντέλα αυτά παρουσιάζουν σημαντικότερο κόστος από άποψη χρόνου σε σχέση με τα μονοζωνικά και επιπλέον η ύπαρξη ενός ενιαίου συνόλου σταθερών στα διάφορα υπομοντέλα τα καθιστά σχετικά δύσχρηστα σε περιπτώσεις μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα, κάτι όμως που δεν θα μας απασχολήσει περαιτέρω στην παρούσα εργασία.

4.2.2 Ρευστομηχανικά μοντέλα

Τα ρευστομηχανικά μοντέλα βασίζονται στην υπολογιστική ρευστομηχανική. Σκοπός τους είναι η ανάλυση του πεδίου ροής στον κύλινδρο με εφαρμογή των θεμελιωδών διαφορικών εξισώσεων διατήρησης της μάζας, της ορμής και της ενέργειας.

Η επίλυση των εξισώσεων γίνεται αριθμητικά και η διαδικασία έχει ως εξής :

Τοποθετώντας κατάλληλο αριθμητικό πλέγμα, το οποίο προσαρμόζεται όσο το δυνατό καλύτερα στη γεωμετρία του θαλάμου καύσης, των βαλβίδων και του εμβόλου, γίνεται διακριτοποίηση του χώρου του κυλίνδρου. Το πλέγμα μπορεί να είναι είτε δισδιάστατο είτε

τρισεδιάστατο. Η μεταβλητή του χρόνου διακρίνεται σε μικρά συνεχή χρονικά διαστήματα. Στην συνέχεια, έχουμε την μετατροπή των διαφορικών εξισώσεων σε αλγεβρικές που συνδέουν τις τιμές μεγεθών όπως η ταχύτητα, η πίεση, η θερμοκρασία κλπ οι οποίες πλέον αναφέρονται σε κόμβους του πλέγματος. Το ίδιο συμβαίνει και με τις οριακές συνθήκες οι οποίες αναφέρονται σε κόμβους στα όρια του πλέγματος. Με κατάλληλο αλγόριθμο, γραμμένο σε κάποια γλώσσα προγραμματισμού επιλύονται οι αλγεβρικές αυτές εξισώσεις. Τα αποτελέσματα δίνουν τις τιμές μεγεθών σε κάθε κόμβο του πλέγματος.

Τα τελευταία χρόνια, που η εξέλιξη των ΗΥ οδήγησε σε αύξηση της υπολογιστικής ισχύος (απαραίτητη για την εφαρμογή CFD μοντέλων), αναπτύχθηκαν τέτοια μοντέλα και για εμπορική χρήση, με πιο γνωστά τα KIVA, STAR CD, FIRE, VECTIS κλπ. Η χρησιμότητά τους έγκειται κύρια στην περιγραφή θεμελιωδών φαινομένων όπως για παράδειγμα η επίδραση της γεωμετρίας του θαλάμου καύσης κ.α.

4.2.3 Σύγκριση των μοντέλων

Σε αρχικό στάδιο τα φαινομενολογικά μοντέλα ήταν αυτά που χρησιμοποιούνταν κατά κόρον για να περιγράψουν την λειτουργία μιας Diesel μηχανής αλλά τα τελευταία χρόνια τα ρευστομηχανικά μοντέλα έχουν αναπτυχθεί και χρησιμοποιούνται επίσης. Παρόλο που υπήρχε αρχικά η εκτίμηση ότι τα ρευστομηχανικά μοντέλα θα αντικαθιστούσαν τα φαινομενολογικά κάτι τέτοιο δεν φαίνεται να έχει συμβεί μέχρι τώρα. Αυτό οφείλεται σε δύο κυρίως λόγους. Καταρχήν ένα ρευστομηχανικό μοντέλο απαιτεί μεγάλη υπολογιστική ισχύ και μεγάλο υπολογιστικό χρόνο κάτι που τα καθιστά ιδιαίτερα δύσχρηστα όταν απαιτούνται γρήγοροι υπολογισμοί. Επιπλέον η έλλειψη πλήρους γνώσης των διαφόρων φαινομένων που διέπουν την καύση και των σχηματισμό ρύπων καθιστούν αναπόφευκτη την χρήση ημιεμπειρικών σχέσεων ακόμα και στα ρευστομηχανικά μοντέλα.

4.3 Συνοπτική περιγραφή του χρησιμοποιούμενου Μοντέλου Προσομοίωσης

Στο παρόν κεφάλαιο θα δοθεί μια σύντομη περιγραφή του μοντέλου που θα χρησιμοποιηθεί, ενώ μια αναλυτική περιγραφή της προσομοίωσης των υποσυστημάτων θα δοθεί στα κεφάλαια που ακολουθούν. Όπως έχει ήδη ειπωθεί, το παρόν μοντέλο περιγράφει ολόκληρο τον κύκλο λειτουργίας της μηχανής αλλά και όλων των υποσυστημάτων αυτής.

Το μοντέλο προσομοιώνει τα ακόλουθα υποσυστήματα :

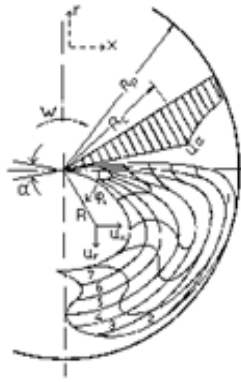
- *Ο κύλινδρος (Engine Cylinder Simulation)*, του οποίου η προσομοίωση περιλαμβάνει τα ακόλουθα υπομοντέλα:
 - Μοντέλο Μεταφοράς Θερμότητας (Heat Transfer Model) : χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της συναλλασσόμενης θερμότητας μεταξύ του εργαζόμενου μέσου και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου.
 - Μοντέλο Διαρροών (Blowby Model) : χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της μάζας του ρευστού που διαρρέει από το διάκενο μεταξύ του ελατηρίου του εμβόλου και των τοιχωμάτων του κυλίνδρου [6].

- Μοντέλο της Συστροφής του Αέρα (Air Swirl Model) : χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της γωνιακής ταχύτητας του αναρροφούμενου αέρα μέσα στον κύλινδρο.
 - Μοντέλο για την δέσμη καυσίμου (Spray Model) : χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του μήκους διάσπασης της δέσμης καυσίμου και την ταχύτητα διείδυσης αυτής.
 - Μοντέλο για την συμπαράσυρση του αέρα μέσα στις ζώνες (Air Entrainment into zones Model) : Καθορίζει τους όρους της ανάμιξης αέρα-καυσίμου σε κάθε ζώνη.
 - Μοντέλο για την διάσπαση του καυσίμου σε λεπτά σταγονίδια και την ατμοποίηση αυτού (Droplet Breakup and Evaporation Model).
 - Μοντέλο Καύσης (Combustion Model) : είναι ένα πολυζωνικό μοντέλο που υπολογίζει τον ρυθμό καύσης μέσα στην δέσμη του καυσίμου.
 - Μοντέλο σχηματισμού των οξειδίων του αζώτου (NO_x Formation model) : χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του σχηματισμού οξειδίων του αζώτου σε κάθε ζώνη.
 - Μοντέλο σχηματισμού της αιθάλης (Soot Formation model) : χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του σχηματισμού της αιθάλης σε κάθε ζώνη.
- Το σύστημα έγχυσης καυσίμου (Fuel Injection system)
 - Το σύστημα εναλλαγής των αερίων (Gas exchange).
 - Τον υπερπληρωτή
 - Το σύστημα σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης [7].

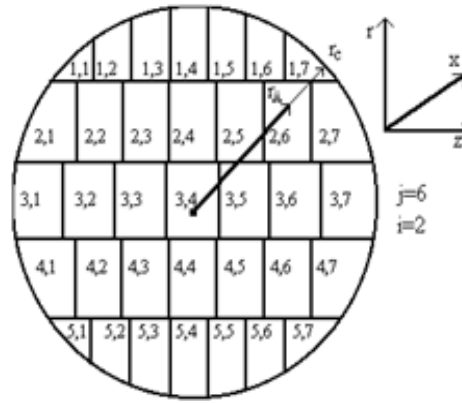
4.4 Προσομοίωση του Κυλίνδρου

Όπως έχει ήδη αναφερθεί το παρόν μοντέλο[8] είναι τρισδιάστατο και πολυζωνικό. Η δέσμη καυσίμου κατά την έγχυση αυτού χωρίζεται σε διακριτούς όγκους, τις λεγόμενες ζώνες. Οι συνθήκες θερμοκρασίας και σύστασης μεταβάλλονται χρονικά και είναι διαφορετικές για κάθε ζώνη. Η πίεση στον κύλινδρο της μηχανής θεωρείται ομοιόμορφη. Οι συνθήκες που επικρατούν στην κάθε ζώνη υπολογίζονται εφαρμόζοντας τον 1^ο Θερμοδυναμικό Νόμο και τις εξισώσεις διατήρησης της μάζας και της ορμής. Συνδυάζοντας όλες αυτές τις εξισώσεις, καταλήγουμε σε μια διαφορική εξίσωση που περιγράφει την πίεση στον κύλινδρο. Μετά την επίλυση της διαφορικής αυτής εξίσωσης, ο 1^{ος} θερμοδυναμικός νόμος χρησιμοποιείται σε κάθε ζώνη ώστε να υπολογισθούν οι αντίστοιχες τοπικές θερμοκρασίες.

Στα παρακάτω σχήματα απεικονίζεται ο διαχωρισμός της δέσμης σε ζώνες. Παρατηρούμε ότι ο διαχωρισμός γίνεται ως προς τον άξονα “x” που είναι και η αρχική κατεύθυνση της δέσμης και στους κανονικούς ως προς αυτόν άξονες “r” και “z”. Ο αριθμός των ζωνών κατά την αξονική κατεύθυνση καθορίζεται από την διάρκεια της έγχυσης και το χρονικό βήμα που χρησιμοποιείται για τους υπολογισμούς, ενώ ο αριθμός στις άλλες κατευθύνσεις υπολογίζεται με δοκιμές. Ο αριθμός των ζωνών είναι τέτοιος ώστε οποιαδήποτε αύξηση του να μην προκαλεί μεταβολή στα αποτελέσματα του μοντέλου.



Σχήμα 4.2 : Σχηματισμός ζωνών στο επίπεδο "r-z"



Σχήμα 4.3 : Σχηματισμός ζωνών στο επίπεδο "r-z"

4.4.1 Μοντέλο Μεταφοράς Θερμότητας (Heat Transfer Model)

Το μοντέλο $k \sim \epsilon_i$ [9,10] για την τυρβώδη κινητική ενέργεια και τον ρυθμό καταστροφής της χρησιμοποιείται ώστε να προσδιορισθεί η χαρακτηριστική ταχύτητα μετάδοσης της θερμότητας. Μετά τον προσδιορισμό της χαρακτηριστικής ταχύτητας μετάδοσης της θερμότητας, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μπορεί να υπολογισθεί, χρησιμοποιώντας την ακόλουθη σχέση για τον αριθμό Nusselt :

$$Nu = c Re^{0.8} Pr^{0.33} \quad (3.1)$$

Έτσι λοιπόν ο αντίστοιχος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας h_c δίνεται από την σχέση :

$$h_c = c Re^{0.8} Pr^{0.33} \frac{\lambda}{l_{car}} \quad (3.2)$$

ενώ ο στιγμιαίος ρυθμός μεταφοράς θερμότητας δίνεται από την σχέση :

$$\dot{Q} = A \left[h_c (T_g - T_w) + c_r (T_g^4 - T_w^4) \right] \quad (3.3)$$

Στην προηγούμενη σχέση T_g είναι η μέση θερμοκρασία της δέσμης που δίνεται από την παρακάτω εξίσωση :

$$T_g = \frac{\sum_{k=1}^n m_k c_{vk} T_k}{\sum_{k=1}^n m_k c_{vk}} \quad (3.4)$$

όπου ο δείκτης k υποδεικνύει την k_{th} ζώνη από ένα σύνολο n . Ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας που προσδιορίστηκε από την σχέση (3) διανέμεται στις ζώνες ανάλογα με τη μάζα τους, τη θερμοκρασία τους και την ειδική θερμοχωρητικότητα τους ως ακολούθως :

$$\Delta \dot{Q}_k = \frac{\dot{Q}(m_k c_{vk} T_k)}{\sum_{k=1}^n m_k c_{vk} T_k} \quad (3.5)$$

4.4.2 Μοντέλο της Συστροφής του Αέρα (Air Swirl Model)

Η συστροφή του αέρα είναι η εγκάρσια περιστροφή του καθώς εισέρχεται στον κύλινδρο. Αποτέλεσμα της συστροφής είναι η θεαματική βελτίωση της ανάμιξης του εγχυόμενου καύσιμου με τον αέρα. Για αυτόν το λόγο η μέθοδος της συστροφής του αέρα είναι ευρέως διαδεδομένη και χρησιμοποιείται σχεδόν σε όλες τους κινητήρες Diesel, άμεσης έγχυσης και υψηλών στροφών.

Η συστροφική αυτή κίνηση του αναρροφούμενου αέρα περιγράφεται από ένα απλοϊκό αλλά επαρκές μοντέλο, υποθέτοντας πεδίο ροής παρόμοιο με αυτό γύρω από περιστρεφόμενο στερεό σώμα. Η υπόθεση αυτή λαμβάνει υπόψη της την δημιουργία οριακού στρώματος στα τοιχώματα του κυλίνδρου, το οποίο οφείλεται στο ιξώδες του αέρα.

Η κατανομή της εφαπτομενικής ταχύτητας έχει προταθεί από τον Heywood [11] και περιγράφεται από τις ακόλουθες εξισώσεις :

$$\begin{aligned} u &= W_p R & \text{for } 0 \leq R \leq R_c \\ u &= W_p R_c (R_c / R)^{0.05} & \text{for } R_c \leq R \leq R_p \end{aligned} \quad (3.6)$$

όπου R_c είναι το σημείο στο οποίο η περιστροφή του στερεού σώματος διακόπτεται και δίνεται από την ακόλουθη εμπειρική σχέση :

$$R_c = R_{in} (D_b / 2R_p) \quad (3.7)$$

με R_p την ακτίνα του κυλίνδρου, D_b η διάμετρος της κοιλότητας του εμβόλου και R_{in} αξονική απόσταση κυλίνδρου – βαλβίδας. Κατά την διάρκεια του παλμού εισαγωγής προδίδεται συνεχώς στροφορμή στον κύλινδρο, μέρος της οποίας καταστρέφεται εξαιτίας της τριβής ενώ το υπολειπόμενο μέρος δημιουργεί το πεδίο ροής.

Η διατήρηση της στροφορμής δίνεται από την παρακάτω εξίσωση :

$$\frac{d(IW)}{dt} = I \frac{dW}{dt} + W \frac{dI}{dt} = -T_r \quad (3.8)$$

όπου W είναι η γωνιακή ταχύτητα του αέρα, I η ροπή αδράνειας της παγιδευμένης μάζας και T_r η συνισταμένη ροπή που ενεργεί στο πεδίο ροής εξαιτίας της τριβής στα τοιχώματα και την κεφαλή του κυλίνδρου αλλά και στην κοιλότητα της κεφαλής του εμβόλου.

Ολοκληρώνοντας την παραπάνω εξίσωση σε ολόκληρο τον κύκλο της μηχανής, υπολογίζουμε την στιγμιαία γωνιακή ταχύτητα του αέρα στον κύλινδρο.

4.4.3 Μοντέλο της δέσμης καυσίμου (Spray Model)

Αμέσως μετά την έναρξη της έγχυσης του καυσίμου οι ζώνες αρχίζουν να σχηματίζονται και να εισχωρούν στον θάλαμο καύσης. Οι αρχικές συνθήκες που επικρατούν στην έξοδο του ακροφυσίου υπολογίζονται από το μοντέλο προσομοίωσης του συστήματος εγχύσεως ή χρησιμοποιείται πειραματικός ρυθμός έγχυσης.

Αρχικά, το καύσιμο διανύει μια μικρή απόσταση μέσα στον κύλινδρο και διασπάται σε σταγονίδια, τα οποία έχουν διάμετρο αρκετά μικρότερη από την διάμετρο των οπών του ακροφυσίου. Η απόσταση αυτή ονομάζεται μήκος διάσπασης (breakup length) και δίνεται από την παρακάτω σχέση :

$$L = u_{inj} t_{break} \cong c_1 \left(\frac{\rho_l}{\rho_a} \right)^{0.5} d_{inj} \quad (3.9)$$

όπου c_1 είναι μία σταθερά, ρ_a και ρ_l οι πυκνότητες του αέρα και του καυσίμου αντίστοιχα. Επιπλέον u_{inj} είναι η ταχύτητα με την οποία εγχύεται το καύσιμο στον κύλινδρο, t_{break} ο χρόνος που μεσολαβεί μέχρι την διάσπαση και d_{inj} η διάμετρος της οπής του εγχυτήρα. Αιτία του διασκορπισμού είναι η μεγάλη επιτάχυνση του καυσίμου λόγω της απότομης πτώσεως πίεσεως στο ακροφύσιο του εγχυτήρα.

Χρησιμοποιώντας συσχετίσεις που στηρίζονται σε πειραματικά αποτελέσματα είναι δυνατόν να προσδιορισθεί η ταχύτητα διείσδυσης της δέσμης. Λαμβάνοντας υπόψη ότι υπάρχει διαφοροποίηση της διείσδυσης ανάλογα με τον χρόνο γίνεται διαχωρισμός σε δύο χρονικά διαστήματα. Το ένα είναι το διάστημα μεταξύ της έγχυσης και τη στιγμή της διάσπασης ($0 < t < t_{break}$) και το δεύτερο από την στιγμή της διάσπασης και μετά. Έτσι προκύπτει η παρακάτω διπλή σχέση που περιγράφει την κατανομή της ταχύτητας στον άξονα διείσδυσης :

$$\begin{aligned} u_p = u_{inj} &= 0.39 \left(\frac{2\Delta P}{\rho_l} \right)^{0.5} & x < L \\ u_p &= u_{inj} \left(\frac{L}{x} \right)^n & x \geq L \end{aligned} \quad (3.10)$$

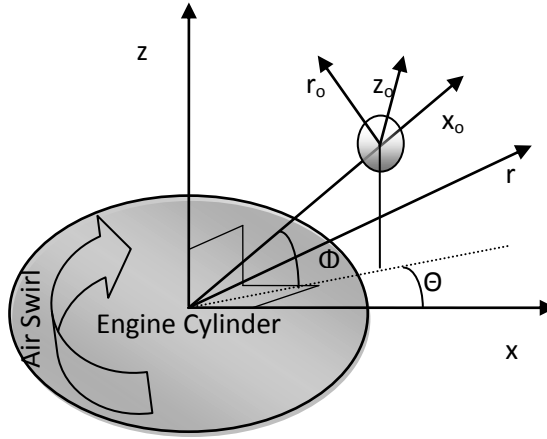
όπου u_p η ταχύτητα διείσδυσης. Όπως γίνεται φανερό από τις παραπάνω σχέσεις η ταχύτητα της δέσμης στο μήκος διασπάσεως είναι σταθερή και ίσης προς την αρχική στην έξοδο του ακροφυσίου.

Για να ερμηνευτεί καλύτερα η μικρότερη διείσδυση των ζωνών που βρίσκονται στην περιφέρεια της δέσμης, η οποία οφείλεται στην μείωση της αξονικής ταχύτητας όσο απομακρυνόμαστε από τον άξονα της δέσμης, πολλαπλασιάζουμε την ταχύτητα διείσδυσης που υπολογίσαμε από την σχέση (10) με τον παρακάτω διορθωτικό παράγοντα :

$$n_{j,i} = n_{\min} \exp \left[\log^{-1} \left(\frac{n_{\max}}{n_{\min}} \right) \left(\frac{r_{j,i}}{r_c} \right)^2 \right] \quad (3.11)$$

όπου $n_{j,i}$ είναι ο δείκτης ζώνης, $r_{j,i}$ ο δείκτης θέσης (σχήμα 4.3) και n_{\min} , n_{\max} είναι η ελάχιστη και η μέγιστη τιμή του δείκτη κατανομής με τιμές 0.7 και 1.0 αντιστοίχως.

Για τον καθορισμό των συνιστωσών της ταχύτητας σε κάθε ζώνη ορίζουμε ένα σύστημα συντεταγμένων όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα. Το σύστημα συντεταγμένων ονομάζεται αρχικό και περιλαμβάνει τον άξονα " x_o " που είναι παράλληλος προς τον εγχυτήρα και τους κανονικούς προς αυτόν άξονες " r_o " και " z_o ".



Σχήμα 4.4 : Σύστημα συντεταγμένων για τη γεωμετρία της δέσμης

Ο άξονας x_o σχηματίζει γωνία Φ με το επίπεδο x - r , ενώ η προβολή του σε αυτό σχηματίζει γωνία Θ με τον άξονα x .

Οι συνιστώσες της ταχύτητας σε κάθε ζώνη στο νέο επίπεδο συντεταγμένων υπολογίζονται συναρτήσει του αρχικού συστήματος συντεταγμένων ως εξής :

$$u_{j,ix_o} = u_p \tan \left(\frac{\alpha}{r_c} r_{j,i} \right) \quad (3.12)$$

$$u_{j,iro} = u_{j,ix_o} \cos(\varphi_{j,io}) \quad (3.13)$$

$$u_{j,izo} = u_{j,ix_o} \sin(\varphi_{j,io}) \quad (3.14)$$

όπου r_c η ακτίνα της εγκάρσιας τομής της δέσμης, $r_{j,i}$ η ακτινική απόσταση της ζώνης j,i από την κεντρική γραμμή της δέσμης, $\varphi_{j,io}$ η γωνιακή θέση της ζώνης στο x_o - r_o επίπεδο.

Αφού λοιπόν υπολογίσθηκαν οι ταχύτητες στο αρχικό σύστημα μπορούμε τώρα να υπολογίσουμε τις προβολές τους στους κύριους άξονες x , r , z από τις παρακάτω σχέσεις :

$$u_{j,ix} = u_p \cos(\Phi) \cos(\Theta) - u_{j,iro} \sin(\Theta) - u_{j,izo} \sin(\Phi) \cos(\Theta) \quad (3.15a)$$

$$u_{j,ir} = u_p \cos(\Phi) \cos(\Theta) + u_{j,iro} \cos(\Theta) - u_{j,izo} \sin(\Phi) \sin(\Theta) \quad (3.15b)$$

$$u_{j,iz} = u_p \sin(\Phi) + u_{j,izo} \cos(\Phi) \quad (3.15c)$$

Στην περίπτωση που η συστροφή του αέρα είναι μηδενική οι προηγούμενες ταχύτητες έχουν ως αποτέλεσμα την δημιουργία δέσμης με κωνική μορφή [11]. Η αρχική γωνία της δέσμης δίνεται από την σχέση :

$$a = 0.05 \left(\frac{d_{inj}^2 \rho_a \Delta P}{\mu_a^2} \right)^{0.25} \quad (3.16)$$

Από την αξονική και ακτινική ταχύτητα της κάθε εξωτερικής ζώνης μπορούμε να υπολογίσουμε την τοπική γωνία δέσμης.

Το αποτέλεσμα της συστροφής του αέρα στην δέσμη μπορούμε να το δούμε υπολογίζοντας τοπικά την ταχύτητα του αέρα, στο αξονικό και στο ακτινικό επίπεδο, και χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις διατήρησης της ορμής και στα δύο επίπεδα. Παρατηρείται λοιπόν, ότι η αξονική ταχύτητα διείδυσης της δέσμης μειώνεται, ενώ παράλληλα παρατηρείται αύξηση του ρυθμού διείδυσης του αέρα. Εξαιτίας της στροφορμής του αέρα οι ζώνες αποκλίνουν από την αρχική τους κατεύθυνση, συνεπώς υπάρχει αύξηση της διείδυσης του αέρα στις ζώνες. Η ταχύτητα της δέσμης, λαμβάνοντας υπόψη την τοπική ταχύτητα περιστροφής του αέρα, δίνεται από τις ακόλουθες σχέσεις :

$$\begin{aligned} u_{j,ixt} &= u_{j,ix} + u_a \sin(\phi_{j,i}) \\ u_{j,irt} &= u_{j,ir} - u_a \cos(\phi_{j,i}) \end{aligned} \quad (3.17)$$

όπου u_a είναι η τοπική ταχύτητα του αέρα και $\phi_{j,i}$ η γωνιακή θέση της προβολής της ζώνης στο επίπεδο "x - r". Οι παραπάνω εξισώσεις ισχύουν πριν και μετά την πρόσκρουση της δέσμης στα τοιχώματα του κυλίνδρου (wall impingement). Η συνιστώσα της ταχύτητας, $u_{j,iz}$, δεν δέχεται καμία επίδραση από την συστροφή του αέρα καθώς η συνιστώσα αυτής στη κατεύθυνση του άξονα z είναι μηδενική.

Για τον προσδιορισμό της γεωμετρίας της δέσμης μετά την πρόσκρουση αυτής στα τοιχώματα του κυλίνδρου χρησιμοποιείται η θεωρία του Glauret. Θεωρείται ότι μετά την πρόσκρουση στα τοιχώματα οι ζώνες κινούνται παράλληλα σε αυτά [12] και η ταχύτητα της δέσμης δίνεται από :

$$u_p = u_p \frac{t_{hit}^{0.25}}{t^{0.25}} \quad (3.18)$$

4.4.4 Μοντέλο για την συμπαράσυρση του αέρα (Air Entrainment Model)

Η συνολική ποσότητα του συμπαρασυρόμενου αέρα από την έναρξη της έγχυσης προκύπτει ως εξής :

$$m_f u_{inj} = (m_a + m_f) u_p \Leftrightarrow m_a = \left(m_f \frac{u_{inj}}{u_p} - m_f \right) \quad (3.19)$$

4.4.5 Μοντέλο για την διάσπαση του καύσιμου σε λεπτά σταγονίδια και την ατμοποίηση αυτού (Droplet Breakup and Evaporation Model)

Το εγχυόμενο καύσιμο διαμοιράζεται στις ζώνες ανάλογα με τον ρυθμό έγχυσης του, ενώ μέσα σε κάθε ζώνη το καύσιμο χωρίζεται σε πακέτα ή ομάδες όπου τα σταγονίδια έχουν την ίδια μέση διάμετρο Sauter (SMD). Ως μέση διάμετρο Sauter [13] των σταγονιδίων ορίζουμε τη διάμετρο της σταγόνας που έχει τον ίδιο λόγο επιφάνειας προς όγκο με την δέσμη του καυσίμου στο σύνολο της. Η κατανομή της διαμέτρου των σταγονιδίων στα πακέτα αυτά δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\frac{dV}{V} = 13.5 \left(\frac{D_d}{D_{SM}} \right)^3 \exp \left[-3 \left(\frac{D_d}{D_{SM}} \right) \right] d \left(\frac{D_d}{D_{SM}} \right) \quad (3.20)$$

Εδώ πρέπει να σημειώσουμε ότι η χρήση της παραπάνω σχέσης διαφοροποιεί το μοντέλο που χρησιμοποιούμε από τα υπόλοιπα, καθώς γίνεται ποιοτικότερη πρόβλεψη της διανομής του λόγου αέρα καυσίμου μέσα στην δέσμη. Η μέση διάμετρος (SMD) δίνεται από τις παρακάτω ημιεμπειρικές σχέσεις, που είναι αποτέλεσμα εκτενούς πειραματικής ανάλυσης (Hiroyasu):

$$D_{SM,1} = 0.38 \text{Re}_{inj}^{0.25} \text{We}_{inj}^{-0.32} \left(\frac{v_l}{v_a} \right)^{0.37} \left(\frac{\rho_l}{\rho_a} \right)^{-0.47} d_{inj} \quad (3.21)$$

$$D_{SM,2} = 4.12 \text{Re}_{inj}^{0.12} \text{We}_{inj}^{-0.75} \left(\frac{v_l}{v_a} \right)^{0.54} \left(\frac{\rho_l}{\rho_a} \right)^{0.18} d_{inj} \quad (3.22)$$

όπου οι δείκτες “1” και “2” δηλώνουν πλήρη και ατελή διασκορπισμό. Η μέση διάμετρος (SMD) λαμβάνεται η μέγιστη τιμή από τα αποτελέσματα που δίνουν οι ανωτέρω συναρτήσεις. Οι αριθμοί Reynolds και Weber δίνονται από τις σχέσεις :

$$\text{Re}_{inj} = \frac{u_{inj} d_{inj}}{\nu_l}, \quad \text{We}_{inj} = \frac{u_{inj}^2 d_{inj} \rho_l}{\sigma} \quad (3.23)$$

Με τον αριθμό Weber να εκφράζει τον λόγο δυνάμεων αεροδυναμικής αντίστασης του σταγονιδίου προς την επιφανειακή του τάση.

Για την διαδικασία της ατμοποίησης χρησιμοποιείται το μοντέλο των Borman και Johnson [4]. Με βάση αυτό το μοντέλο ο ρυθμός ατμοποίησης δίνεται από την εξίσωση :

$$\frac{dm_t}{dt} = K_{diff} \left[-\pi d_1 D \rho_{mix} \ln(1+B) Sh \right] \quad (3.24)$$

όπου K_{diff} είναι σταθερά της οποίας η τιμή στο μοντέλο των Borman και Johnson είναι κανονικά ίση με 1

4.4.6 Μοντέλο Καύσης (Combustion Model)

Η ποσότητα του αέρα που εισέρχεται σε μία ζώνη θεωρείται ότι αναμειγνύεται με το ατμοποιημένο καύσιμο. Ο ρυθμός ανάμιξης μέσα στην ζώνη καθορίζεται από την τυρβώδη διάχυση, για την οποία ορίζεται ο συντελεστής :

$$D_t(u) = a_{mix} u \quad (3.25)$$

όπου a_{mix} είναι μία σταθερά και u η σχετική ταχύτητα του στοιχείου της καιόμενης ζώνης. Το ατμοποιημένο καύσιμο και ο αέρας χωρίζονται σε δύο μερίδες, μικροαναμειγμένα (micromixed) και μακροαναμειγμένο (macromixed), και η αντίστοιχη μεταβολή της μάζας των δίνεται από τις σχέσεις :

$$\dot{m}_{fmic} = D_t(u)(m_{fmac} - m_{fmic}) \quad (3.26)$$

$$\dot{m}_{amic} = D_t(u)(m_{amac} - m_{amic}) \quad (3.27)$$

Η καθυστέρηση αναφλέξεως (ignition delay), η οποία οφείλεται στην ανάγκη φυσικής και χημικής προετοιμασίας του καυσίμου πριν αναφλεγεί, δίνεται από την σχέση :

$$S_{pr} = \int_0^t \frac{1}{a_{del} P_g^{-2.5} \Phi_{eq}^{-1.04} \exp(5000/T_g)} dt = 1 \quad (3.28)$$

όπου Φ_{eq} είναι η τοπική ισοδυναμία καυσίμου – αέρα μέσα στην ζώνη και a_{del} μία σταθερά.

Ο ρυθμός καύσης του καυσίμου μοντελοποιείται με την χρήση της παρακάτω εξίσωσης:

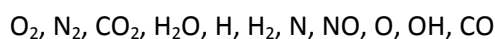
$$m_{fb} = K_b \frac{(m_{fmic} - m_{fb})}{T^{0.5}} e^{-\frac{E_c}{T} P_{O_2}}, \text{ if } (AFR) > (AFR)_{st} \quad (3.29)$$

$$m_{fb} = K_b \frac{(m_{fmic} - m_{fb})}{(AFR)_{st} T^{0.5}} e^{-\frac{E_c}{T} P_{O_2}}, \text{ if } (AFR) \leq (AFR)_{st}$$

όπου K_b είναι μία σταθερά, E_c η μειωμένη ενέργεια ενεργοποίησης, AFR ο λόγος αέρα καυσίμου και P_{O_2} η μερική πίεση του οξυγόνου στην ζώνη.

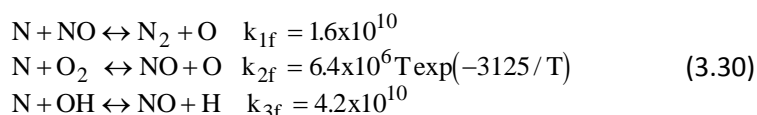
4.4.7 Μοντέλο σχηματισμού των οξειδίων του αζώτου (NOx Formation model)

Κατά την καύση των συνήθων υδρογονανθράκων C_nH_m υπάρχει αρκετός χρόνος για να επιτευχθεί χημική ισορροπία. Μέσα στις ζώνες παρατηρείται χημική διάσταση των προϊόντων της καύσης λόγω των υψηλών θερμοκρασιών, οι συγκεντρώσεις των οποίων υπολογίζονται από τις εξισώσεις της χημικής ισορροπίας. Έτσι μέσα σε κάθε ζώνη είναι δυνατόν να υφίστανται σε υπολογίσιμες ποσότητες τα ακόλουθα 11 στοιχεία :



Το NO σχηματίζονται σε υψηλές θερμοκρασίες της καύσης των εμβολοφόρων κινητήρων. Στη φάση της αποτόνωσης, ορισμένες αντιδράσεις που συμμετέχουν στον σχηματισμό του NO παγώνουν με αποτέλεσμα στο καυσαέριο της εξαγωγής να υπάρχουν συγκεντρώσεις NO μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες τιμές της χημικής ισορροπίας στην ίδια θερμοκρασία. Έτσι για τον υπολογισμό της συγκέντρωσης του NO, λαμβάνεται υπόψη ότι ο σχηματισμός των οξειδίων του αζώτου διέπεται από τους κανόνες της χημικής κινητικής.

Στο παρόν μοντέλο, το NO υπολογίζεται με τον εκτεταμένο μηχανισμό του Zeldovich που περιλαμβάνει τις παρακάτω τρεις εξισώσεις :



Η μεταβολή της συγκέντρωσης [NO] σε κάθε ζώνη εκφράζεται ως εξής :

$$\frac{1}{V} \frac{d([NO]V)}{dt} = \frac{2(1-\beta^2)R_1}{\left(1 + \beta \frac{R_1}{R_2 + R_3}\right)} \quad (3.31)$$

όπου

$$\begin{aligned} R_1 &= k_{1f} [N]_e [NO]_e \\ R_2 &= k_{2f} [N]_e [O_2]_e \\ R_3 &= k_{3f} [N]_e [OH]_e, \end{aligned} \quad (3.32)$$

και $\beta = [NO]/[NO]_e$ με τον δείκτη e να δηλώνει ισορροπία.

Ολοκληρώνοντας την προηγούμενη διαφορική λαμβάνουμε την συγκέντρωση του NO σε κάθε ζώνη.

Εισάγεται, στο σημείο αυτό, μια σταθερά ακόμα, η A_{NO} , που αποτελεί διορθωτικό παράγοντα στους υπολογισμούς των οξειδίων του αζώτου και προσδιορίζεται κατά τη διαδικασία βαθμονόμησης του μοντέλου με σκοπό τη βέλτιστη σύμπτωση των τιμών που προκύπτουν από το μοντέλο με τις πειραματικές τιμές[9].

Διορθωτικός παράγοντας (A_{CO}), επίσης, χρησιμοποιείται και κατά τον υπολογισμό των εκπεμπόμενων CO από το μοντέλο[14].

4.4.8 Μοντέλο σχηματισμού της αιθάλης (Soot Formation Model)

Η ανάπτυξη λεπτομερούς μοντέλου για το σχηματισμό της αιθάλης στις μηχανές εσωτερικής καύσης είναι ιδιαίτερα δύσκολη καθώς δεν έχουν γίνει πλήρως κατανοητά τα φαινόμενα σχηματισμού και οξείδωσης της αιθάλης. Έτσι στο παρόν μοντέλο χρησιμοποιείται ένα ευρέως δοκιμασμένο ημιεμπειρικό μοντέλο που προβλέπει το ρυθμό σχηματισμού της αιθάλης.

Ο σχηματισμός και η οξείδωση της αιθάλης σε κάθε ζώνη δίνεται από τις επόμενες δύο εξισώσεις :

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f m_{f,ev} P^{0.5} \exp[-E_{sf} / (R_{mol} T)] \quad (3.33)$$

$$\frac{dm_{sb}}{dt} = A_b m_s \left(\frac{P_{O_2}}{P} \right) P^{1.8} \exp[-E_{sb} / (R_{mol} T)] \quad (3.34)$$

όπου ο δείκτης “f” αναφέρεται στο σχηματισμό αιθάλης, ο “b” στην οξείδωση αυτής, “m_{ev}” είναι η ποσότητα του διαθέσιμου ατμοποιημένου καυσίμου στη ζώνη και P_{O₂} είναι η μερική πίεση του οξυγόνου. A_f είναι η σταθερά σχηματισμού και A_b η σταθερά οξείδωσης της αιθάλης. Οι ενέργειες ενεργοποίησης του σχηματισμού της αιθάλης E_{sf} και της οξείδωσης αυτής E_{sb} είναι αντίστοιχα 82000 kJ/kmol και 120000 kJ/kmol.

Ο ρυθμός σχηματισμού της αιθάλης προκύπτει από τη σχέση:

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{sf}}{dt} - \frac{dm_{sb}}{dt} \quad (3.35)$$

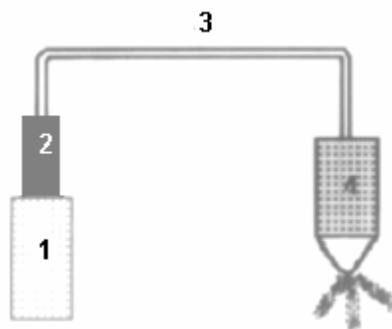
4.5 Προσομοίωση του συστήματος έγχυσης

Το σύστημα έγχυσης παίζει σημαντικό ρόλο στην λειτουργία ενός κινητήρα Diesel καθώς επηρεάζει άμεσα το μηχανισμό καύσης και το σχηματισμό ρύπων. Είδαμε στο προηγούμενο κεφάλαιο άλλωστε όλες τις παραμέτρους που επιδρούν στο εγχυόμενο καύσιμο.

Τα περισσότερα μοντέλα προσομοίωσης του συστήματος έγχυσης υπέθεταν ένα ορθογωνικό σύστημα έγχυσης, δηλαδή ο ρυθμός έγχυσης του καυσίμου θεωρείται σταθερός. Στο χρησιμοποιούμενο μοντέλο, το σύστημα έγχυσης διακρίνεται σε τέσσερις όγκους ελέγχου, οι οποίοι φαίνονται στο σχήμα 4.5 που ακολουθεί [15] :

1. Αντλία καυσίμου
2. Αντεπίστροφη βαλβίδα
3. Σωλήνας κατάθλιψης
4. Εγχυτήρας

στους οποίους επιλύονται αριθμητικά οι εξισώσεις διατήρησης της και της ορμής θεωρώντας το καύσιμο συμπιεστό. Με τον τρόπο αυτό υπολογίζονται οι συνθήκες που επικρατούν στη δέσμη κατά την έξοδο της από το ακροφύσιο.



Σχήμα 4.5 : Σύστημα έγχυσης καυσίμου

4.6 Προσομοίωση του συστήματος εναλλαγής αερίων

Για την προσομοίωση των οχετών εισαγωγής και εξαγωγής, καθώς επίσης και τον υπολογισμό της ποσότητας του εργαζόμενου μέσου που διακινείται, χρησιμοποιείται η μέθοδος της πλήρωσης-κένωσης (Emptying-Filling).

Η μέθοδος αυτή δίνει ικανοποιητικά αποτελέσματα στις περιπτώσεις ατμοσφαιρικών κινητήρων, ενώ είναι δυνατόν να προσομοιωθεί ο υπερπληρωτής και το ψυγείο αέρα στην περίπτωση μη ατμοσφαιρικών κινητήρων.

4.7 Προσομοίωση του συστήματος υπερπλήρωσης

Για το παρόν μοντέλο δεν χρησιμοποιούνται χάρτες για τον υπερπληρωτή (T/C). Για το λόγο αυτό, χρησιμοποιήθηκαν πειραματικά δεδομένα για την εκτίμηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή και του στρόβιλου. Η ενεργός περιοχή ροής του στρόβιλου υπολογίστηκε έτσι ώστε να ικανοποιεί την ενεργειακή ισορροπία του ζεύγους, συμπιεστή και στρόβιλου. Η ενεργειακή ισορροπία δίνεται από την ακόλουθη σχέση :

$$P_{ec} = P_{eT} \eta_{mTC} \quad (3.34)$$

όπου P_{ec} η ισχύς του συμπιεστή, P_{eT} η ισχύς που παράγεται από τον στρόβιλο και η_{mTC} ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή.

4.8 Προσομοίωση του συστήματος σύνθετης στρόβιλουπερπλήρωσης

Πριν αναλύσουμε περαιτέρω την διαδικασία προσομοίωσης πρέπει να θυμίσουμε πως υπάρχουν δύο είδη σύνθετης στρόβιλουπερπλήρωσης. Έτσι διακρίνουμε την σύνθετη στρόβιλουπερπλήρωση σε :

- Μηχανική και
- Ηλεκτρική

Ο λόγος που κάνουμε αυτήν την διάκριση είναι διότι ο υπολογισμός της αυξημένης ισχύος του συστήματος διαφέρει ανάμεσα στις δύο περιπτώσεις και έτσι το μοντέλο ουσιαστικά προσομοιώνει δύο διαφορετικές διαδικασίες. Η πίεση υπερπλήρωσης έχει διατηρηθεί στα ίδια επίπεδα με αυτά της συνήθους διαμόρφωσης της μηχανής και για τις δύο περιπτώσεις.

Για την περίπτωση της σύνθετης μηχανικής στρόβιλουπερπλήρωσης, την οποία και μελετούμε στην διπλωματική αυτή εργασία, το μοντέλο υπολογίζει την ισχύ που παράγεται τον στρόβιλο ισχύος. Στην περίπτωση αυτή η πίεση του οχετού εξαγωγής αυξάνεται σημαντικά και η τιμή της εξαρτάται από το λόγο πίεσης του στρόβιλου ισχύος.

Στην περίπτωση της σύνθετης ηλεκτρικής στρόβιλουπερπλήρωσης, το μοντέλο υπολογίζει μόνο την περίσσεια ισχύος από τον στρόβιλο του υπερπληρωτή. Εδώ όμως η παράμετρος που ερευνάτε είναι η πίεση πριν το στρόβιλο του υπερπληρωτή, έτσι με την προσομοίωση υπολογίζεται η ενεργός διατομή του ακροφυσίου του στρόβιλου που

απαιτείται ώστε να αυξηθεί η πίεση πριν το στρόβιλο του υπερπληρωτή στα επιθυμητά επίπεδα.

Η συνολική ισχύς του συστήματος, και στις δύο περιπτώσεις, δίνεται από την εξίσωση :

$$P_{e,toi} = P_E + P_{e,Tnet} \eta_{GT} \quad (3.35)$$

όπου $P_{e,Tnet}$ είναι η ισχύς που παράγει ο στρόβιλος ισχύος ή η περίσσεια ισχύος από την ηλεκτρική γεννήτρια, P_E η ισχύς της μηχανής (W), η_{GT} ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του μειωτήρα ή της γεννήτριας.

5. ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ - ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗΣ

5.1 Σκοπός της Προσομοίωσης

Σκοπός της εργασίας, όπως ήδη αναφέρθηκε, είναι η μελέτη της σύνθετης μηχανικής στροβιλουπερπλήρωσης σε κινητήρες Diesel με μειωμένες απώλειες θερμότητας με την βοήθεια του μοντέλου NTUA – Engine Performance and Emissions Code.

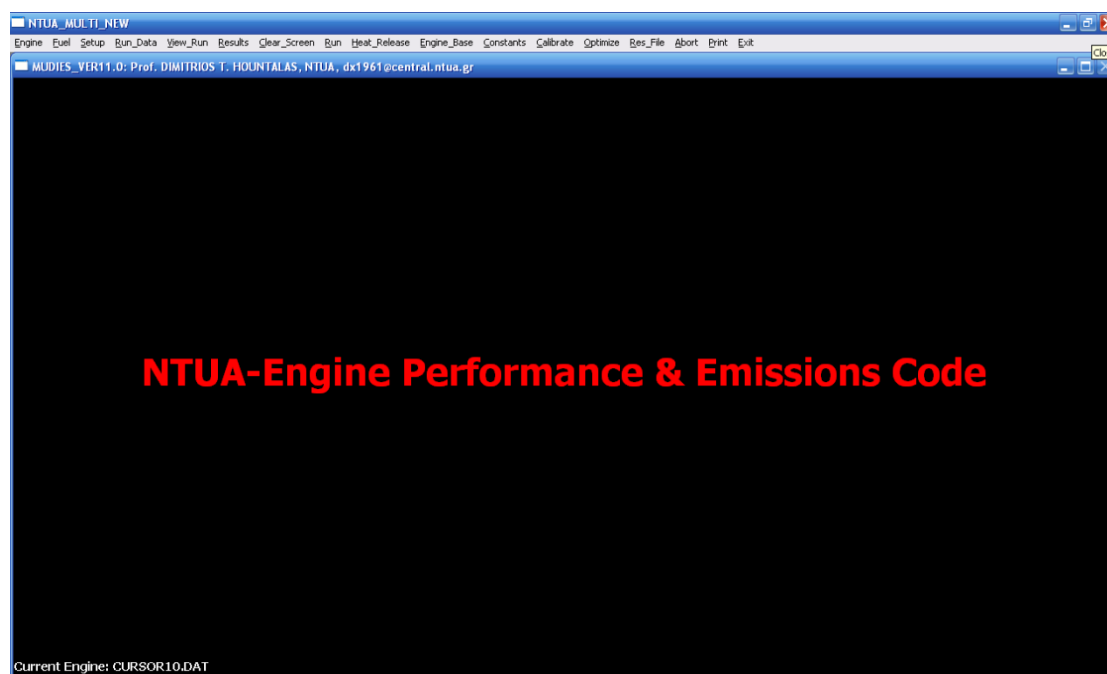
Μέσω της προσομοίωσης, θα μας δοθεί η δυνατότητα να δούμε πως μεταβάλλονται συγκεκριμένα χαρακτηριστικά του συστήματος όπως η παραγόμενη ισχύς, η ειδική κατανάλωση καυσίμου και οι εκπομπές NOx και αιθάλης.

Για τον σκοπό αυτό χρησιμοποιήθηκε ο κινητήρας Cursor 10 , ο οποίος είναι τετράχρονος με 6 κυλίνδρους σε διάταξη V.

5.2 Παρουσίαση του μοντέλου NTUA – Performance and emissions Code

Στο προηγούμενο κεφάλαιο είδαμε τις βασικές εξισώσεις τις οποίες χρησιμοποιεί το μοντέλο για να προσομοιώσει την λειτουργία των κινητήρων Diesel. Όπως κάθε σύγχρονο μοντέλο έτσι και αυτό λειτουργεί σε γραφικό περιβάλλον με σκοπό την διευκόλυνση του χρήστη κατά την εισαγωγή των δεδομένων και την παρουσίαση των αποτελεσμάτων.

Η παρουσίαση του γραφικού αυτού περιβάλλοντος θα γίνει μέσω σχημάτων. Στα σχήματα αυτά παρουσιάζονται η λειτουργία, οι επιλογές και οι παράμετροι που χρησιμοποιήθηκαν κατά τη διαδικασία της προσομοίωσης.



Σχήμα 5.1 : Επιφάνεια εργασίας του κώδικα

5.3.1 Εισαγωγή δεδομένων προσομοίωσης

Για την εκτέλεση της προσομοίωσης είναι απαραίτητη η εισαγωγή βασικών δεδομένων καθώς και η ενεργοποίηση ορισμένων παραμέτρων λειτουργίας. Η σειρά αυτής της διαδικασίας περιγράφεται στην συνέχεια.

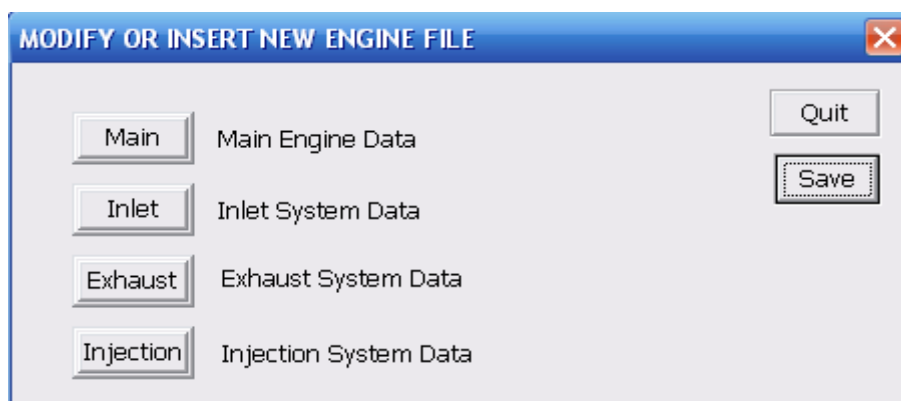
Μέσω της επιλογής *Engine* από την γραμμή εργαλείων στο βασικό μενού επιλέγουμε τον κινητήρα που θα χρησιμοποιήσουμε για την προσομοίωση.



Σχήμα 5.2 : Οθόνη επιλογής κινητήρα

Με την επιλογή του κινητήρα εισάγονται στο μοντέλο τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά αυτού καθώς και τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των συστημάτων εισαγωγής και εξαγωγής των αερίων και του συστήματος εγχύσεως του καυσίμου. Πάλι από την γραμμή εργαλείων του βασικού μενού μέσω της επιλογής *Engine_Base* δίνεται η δυνατότητα να ελεγχθούν ή να τροποποιηθούν τα δεδομένα αυτά (*Modify Engine File*). Επιπλέον μπορούμε να δημιουργήσουμε νέο αρχείο μηχανής ή να διαγράψουμε ένα ήδη υπάρχων (*Create New Engine File, Delete Engine File*). Με την επιλογή *Modify Engine File* ανοίγει το παράθυρο που φαίνεται στο σχήμα 5.3 στο οποίο δίνονται τέσσερις επιλογές εισαγωγής δεδομένων. Οι επιλογές αυτές αφορούν :

- Τα βασικά δεδομένα της μηχανής (*Main Engine Data*) (σχήμα 5.4)
- Τα δεδομένα του συστήματος εισαγωγής του αέρα (*Inlet system Data*) (σχήμα 5.5)
- Τα δεδομένα του συστήματος εξαγωγής (*Exhaust System Data*) (σχήμα 5.6)
- Τα δεδομένα του συστήματος έγχυσης (*Injection System Data*) (σχήμα 5.7)



Σχήμα 5.3 : Μενού δεδομένων κινητήρα

MAIN ENGINE DATA

Engine Type 2 Str 4 Str

Bore (mm) ◀ ▶

Stroke (mm) ◀ ▶

Connecting Rod Length (mm) ◀ ▶

Compression Ratio ◀ ▶

Equivalent Bowl Diameter (mm) ◀ ▶

Equivalent Bowl Height (mm) ◀ ▶

Number of Cylinders ◀ ▶

Σχήμα 5.4 Οθόνη εισαγωγής γεωμετρικών χαρακτηριστικών του εξεταζόμενου κινητήρα

SETUP OF ENGINE INLET SYSTEM

Valve Data

Valve Type Valve Port

Reference Timing Hot Cold

Set Inlet Opening Y/N

Set Inlet Closing Y/N

Inlet Valve Diameter (mm) ◀ ▶

Inlet Valve Seat Angle (deg) ◀ ▶

Number of Inlet Valves ◀ ▶

Inlet Valve Discharge Coefficient ◀ ▶

Inlet Valve Rocker Ratio ◀ ▶

Inlet Valve Clearance Cold (mm) ◀ ▶

Inlet Valve Clearance Hot (mm) ◀ ▶

Inlet Manifold Volume (cm**3) ◀ ▶

Inlet Manifold Flow Area (cm**2) ◀ ▶

Inlet Manifold Discharge Coeff. ◀ ▶

Inlet Valve Opening ◀ ▶

Inlet Valve Closing (deg) ◀ ▶

Swirl Ratio ◀ ▶

Inlet-Cylinder Axis Distance(mm) ◀ ▶

Port Data

Number of Port Groups (-) ◀ ▶

First Port Group

Port Distance from Top (mm) ◀ ▶

Port Width (mm) ◀ ▶

Small Port Height (mm) ◀ ▶

Big Port Height (mm) ◀ ▶

Number of Ports (-) ◀ ▶

Port Type (0/1) ◀ ▶

Second Port Group

Port Distance from Top (mm) ◀ ▶

Port Width (mm) ◀ ▶

Small Port Height (mm) ◀ ▶

Big Port Height (mm) ◀ ▶

Number of Ports (-) ◀ ▶

Port Type (0/1) ◀ ▶

Σχήμα 5.5 : Οθόνη εισαγωγής γεωμετρικών χαρακτηριστικών του συστήματος εισαγωγής του αέρα

SETUP OF ENGINE EXHAUST SYSTEM

Valve Data

Valve Type Valve Port

Reference Timing Hot Cold

Set Exhaust Opening Y/N

Set Exhaust Closing Y/N

Exhaust Valve Diameter (mm)	37.0	Exhaust Manifold Volume (cm*3)	1960.
Exhaust Valve Seat Angle (deg)	90.0	Exhaust Manifold Flow Area (cm*2)	11.
Number of Exhaust Valves	2	Exhaust Manifold Discharge Coef.	0.75
Exhaust Valve Discharge Coefficient	0.65	Exhaust Valve Opening (deg)	312
Exhaust Valve Rocker Ratio	1.0	Exhaust Valve Closing (deg)	548
Exhaust Valve Clearance Cold (mm)	0.40		
Exhaust Valve Clearance Hot	0.20		

Port Data

Valve Type Port Port

Number of Port Groups (-)

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

Back

Σχήμα 5.6 : Οθόνη εισαγωγής γεωμετρικών χαρακτηριστικών του συστήματος εξαγωγής

SETUP OF ENGINE FUEL INJECTION SYSTEM

FUEL PUMP DATA		INJECTOR DATA		DELIVERY VALVE DATA	
Pump Bore (mm)	11.0	Number of Injector Holes	8	Delivery Valve	<input type="checkbox"/> Y/N
Pump Stroke (mm)	0.0	Injector Hole Diameter (mm)	0.197	Mass (g)	0.0
Number of Feed Holes	2	Injector Hole Length (mm)	0.850	Seat Diameter (mm)	0.0
Diameter of Feed Holes	2.0	Injector Hole Discharge Coef.	0.770	Valve Max. Lift (mm)	0.000
Feed Hole from BDC	3.0	Injector Needle Mass (g)	5.9	Spring Stiffness	0.0
Clearance (mm)	0.000	Injector Max. Lift (mm)	0.230	Opening Pressure (bar)	0.0
Min. Chamber Height	2.0	Seat Diameter (mm)	1.1	Valve Seat Angle (deg)	0.0
Pipeline Length (mm)	447.0	Spring Stiffness (kN/m)	146.0	Chamber Volume (cc)	320.0
Pipeline Diameter (mm)	1.9	Opening Pressure (bar)	296.0		
Pump Piston Length	20.0	Closing Pressure (bar)	225.0		
		Needle Seat Angle (deg)	60.0		
		Injector Volume (mm**3)	500.0		
		Sac Volume (mm**3)	5.0		

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

Back

Σχήμα 5.7 : Οθόνη εισαγωγής δεδομένων του συστήματος εγχύσεως του καυσίμου.

Fuel Properties

General Properties

Fuel Density (kg/m**3)	830.0	◀	▢	▶
Heating Value (kJ/kg)	43000.0	◀	▢	▶
Water Content (%)	0.0	◀	▢	▶

Mass Composition %

Carbon (%)	84.70	◀	▢	▶	<input type="checkbox"/> Define Mass Percentage
Hydrogen (%)	15.29	◀	▢	▶	
Oxygen (%)	0.00	◀	▢	▶	
Nitrogen (%)	0.00	◀	▢	▶	

Chemical Properties

Carbon Atoms	12.0	◀	▢	▶	<input checked="" type="checkbox"/> Define Atom Composition
Hydrogen Atoms	26.0	◀	▢	▶	
Oxygen Atoms	0.0	◀	▢	▶	
Nitrogen Atoms	0.0	◀	▢	▶	
Molecular Weight (-)	170.0	◀	▢	▶	

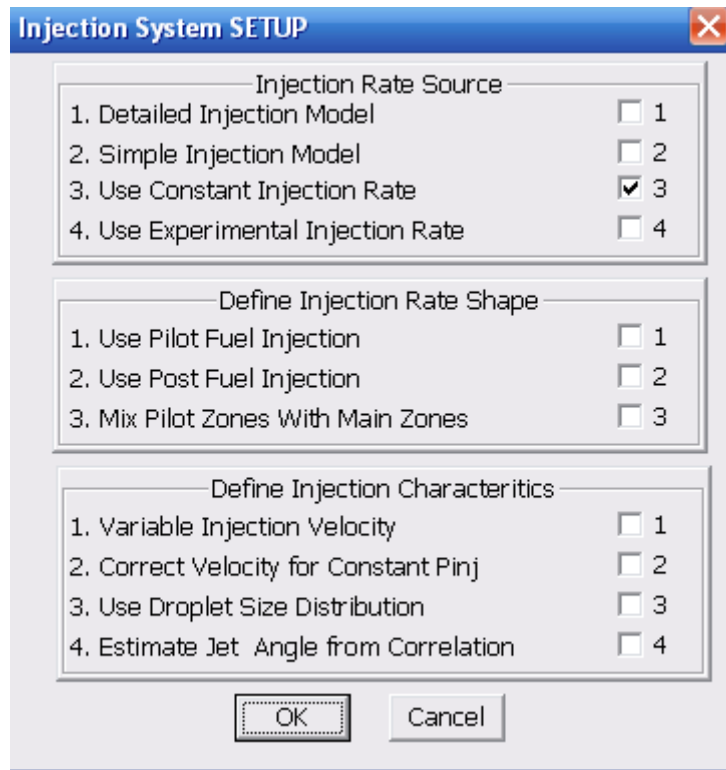
OK Cancel

Σχήμα 5.8 : Οθόνη εισαγωγής δεδομένων καυσίμου

Από την γραμμή εργαλείων στο βασικό μενού επιλέγοντας *Fuel* μπορούμε να εισάγουμε τιμές για τις ιδιότητες του καυσίμου όπως είναι η πυκνότητα του, η θερμογόνο δύναμη, το ποσοστό υγρασίας, η σύσταση και οι χημικές ιδιοτητες (σχήμα 5.8).

Αφού έχουμε δώσει στο πρόγραμμα στοιχεία σχετικά με τον κινητήρα και το καύσιμο πρέπει να κάνουμε βασικές ρυθμίσεις ώστε να καθορίσουμε τις συνθήκες λειτουργίας. Οι ρυθμίσεις αυτές γίνονται μέσω της επιλογής *Setup* της γραμμής εργαλείων. Από την επιλογή αυτή μπορούμε να επιλέξουμε τα παρακάτω:

- *Injection System*
- *Inlet and Exhaust*
- *Air Mixing*
- *Combustion and Emissions*
- *Jet formation*
- *Constant tunic*
- *Run Time*
- *Select Results to save*
- *Define Run folder*

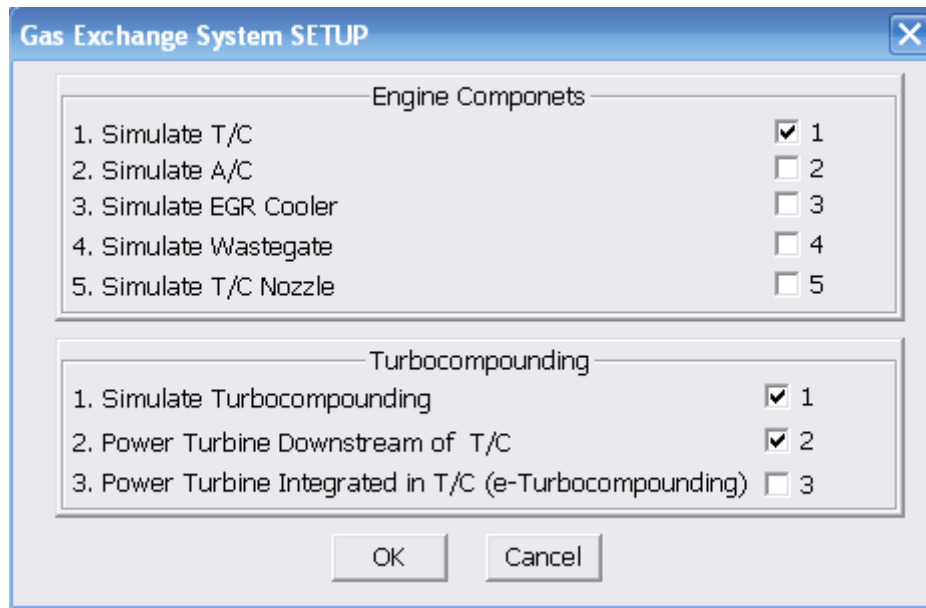


Σχήμα 5.9 : Οθόνη επιλογής του συστήματος έγχυσης

Μέσω της επιλογής *Injection System* μπορούμε να ρυθμίσουμε τον τρόπο έγχυσης του καυσίμου. Εδώ όπως βλέπουμε στο σχήμα 5.9 επιλέγουμε σταθερό ρυθμό έγχυσης.

Μέσω της επιλογής *Inlet and Exhaust* ρυθμίζετε το σύστημα εναλλαγής των αερίων. Έχουμε την δυνατότητα να επιλέξουμε να γίνει προσομοίωση του συστήματος υπερπλήρωσης, του ψυγείου αλλά και άλλων επιμέρους τμημάτων του κινητήρα. Επιπλέον μπορούμε να ενεργοποιήσουμε την προσομοίωση του συστήματος της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης. Με ένα συνδυασμό επιλογών μπορούμε να καθορίσουμε το είδος της. Στο σχήμα 5.10 φαίνεται αυτός ο συνδυασμός επιλογών για την προσομοίωση της σύνθετης μηχανικής στροβιλουπερπλήρωσης την οποία και μελετάμε στην παρούσα διπλωματική.

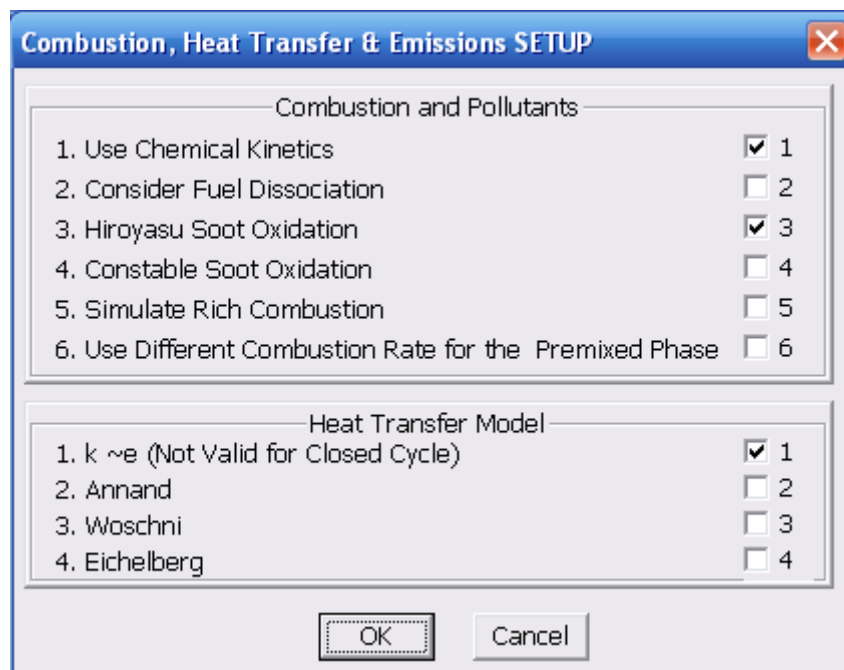
Επιλέγοντας την προσομοίωση υποσυστημάτων του κινητήρα είναι απαραίτητη η εισαγωγή επιπλέον δεδομένων, τα οποία αφορούν λειτουργικά χαρακτηριστικά των υποσυστημάτων αυτών. Αυτό γίνεται μέσω μιας οθόνης εισαγωγής δεδομένων που θα περιγραφεί παρακάτω.



Σχήμα 5.10 : Οθόνη ρύθμισης του συστήματος εναλλαγής των αερίων

Η επιλογή *Air Mixing* μας επιτρέπει να ρυθμίσουμε το μοντέλο της συστροφής του αέρα αλλά δεν θα μας απασχολήσει περισσότερο εδώ.

Εν συνεχεία μέσω της επιλογής *Combustion and Emissions* (σχήμα 5.11) μας δίνεται η δυνατότητα να επιλέξουμε αν το πρόγραμμα θα υπολογίσει τους σχηματιζόμενους ρύπους και ποιο μοντέλο θα χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό αυτόν. Από την ίδια οθόνη δίνεται η αντίστοιχη δυνατότητα για το φαινόμενο της μεταφοράς θερμότητας.



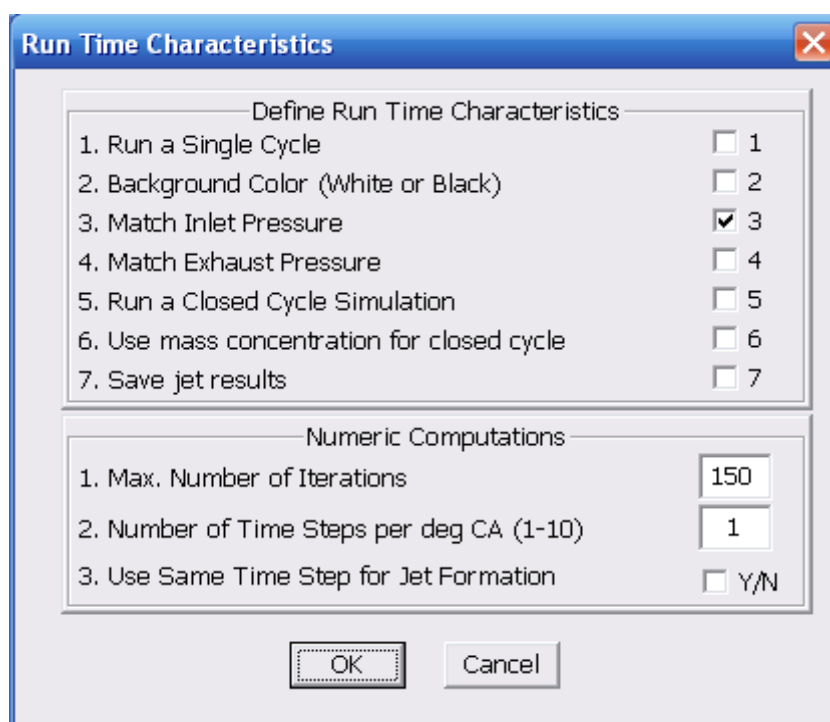
Σχήμα 5.11 : Οθόνη επιλογής του μοντέλου καύσης και εκπομπών και του μοντέλου μεταφοράς Θερμότητας

Με την επιλογή *Jet formation* δίνουμε πληροφορίες για τον σχηματισμό της δέσμης ενώ με την επιλογή *Constant Tuning* επιλέγουμε αν θα μεταβάλλονται οι σταθερές του μοντέλου ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας. Οι δύο αυτές επιλογές δεν θα μας απασχολήσουν περισσότερο εδώ.

Μέσω της επιλογής Run Time ρυθμίζουμε βασικές λειτουργίες του προγράμματος. Αρχικά μας δίνεται η δυνατότητα να ρυθμίσουμε εάν θα προσομοιωθεί ένας κλειστός κύκλος λειτουργίας ή ένας ανοικτός. Ο κλειστός κύκλος (Closed Cycle Simulation) κάνει προσομοίωση του κύκλου λειτουργίας για το διάστημα που ο θάλαμος καύσης είναι κλειστός, δηλαδή από το κλείσιμο της βαλβίδας (ή θυρίδων) εισαγωγής ή εξαγωγής (στο δίχρονο κινητήρα κλείνει τελευταία η βαλβίδα ή οι θυρίδες εξαγωγής) μέχρι το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής. Στον ανοικτό κύκλο λειτουργίας (Open Cycle Simulation) γίνεται προσομοίωση για τη συνολική χρονική περίοδο του κύκλου, περιέχοντας δηλαδή και τις φάσεις της εναλλαγής των αερίων. Η προσομοίωση του κλειστού κύκλου δε θα μας απασχολήσει περαιτέρω.

Στην περίπτωση του ανοικτού κύκλου δίνεται η δυνατότητα επιλογής του κριτηρίου σύγκλισης και ο μέγιστος αριθμός των κύκλων λειτουργίας που θα προσομοιωθούν προτού το πρόγραμμα σταματήσει σε περίπτωση που δεν επιτευχθεί σύγκλιση.

Στην περίπτωση επιλογής της σύνθετης μηχανικής υπερπλήρωσης η επιλογή *Match Inlet pressure* ενεργοποιείται. Έτσι το πρόγραμμα υπολογίζει την πίεση στην εξαγωγή που απαιτείται μεταβάλλοντας την ενεργό διατομή του ακροφυσίου του στροβίλου ώστε να εξομοιωθεί η πίεση εισαγωγής με αυτήν που έχει δοθεί μέσω της οθόνης εισαγωγής δεδομένων. Αυτό επιτυγχάνεται με τη μεταβολή της ενεργού διατομής του ακροφυσίου που υπάρχει στα δεδομένα. Σε αντίθετη περίπτωση το πρόγραμμα θα υπολογίσει την πίεση εισαγωγής ανάλογα με την τιμή της ενεργού διατομής του στροβίλου που υπάρχει στα δεδομένα εισαγωγής.



Σχήμα 5.12 : Οθόνη βασικών ρυθμίσεων προσομοίωσης

Με τις επιλογές *Select results to save* και *Define run folder* μας δίνεται η δυνατότητα να καθορίσουμε τα αποτελέσματα που θα αποθηκευτούν και σε ποιο φάκελο θα γίνει η αποθήκευσή τους.

Τα δεδομένα των συνθηκών λειτουργίας καθορίζονται μέσω της επιλογής *Run_Data* στη γραμμή εργαλείων του βασικού μενού. Μας δίνονται οι εξής επιλογές :

- *Open Cycle Operating Data-Input from Screen (σχήμα 5.13)*
- *Open Cycle Operating Data-Input from File (σχήμα 5.14)*
- *Injection Rate File-Open Cycle*
- *Closed Cycle Input Data*
- *Modify Injection Rate File.*

Η εισαγωγή δεδομένων στο πρόγραμμα που αφορούν την λειτουργία του κινητήρα και των συστημάτων του, όπως είναι οι στροφές, η προπορεία εγχύσεως, οι πιέσεις εισαγωγής και εξαγωγής, οι βαθμοί απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου του υπερπληρωτή, βαθμοί απόδοσης του στροβίλου ή της γεννήτριας της σύνθετης υπερπλήρωσης και βαθμοί απόδοσης του συστήματος μετάδοσης κα, για ανοιχτό κύκλο λειτουργίας γίνεται μέσω των δύο πρώτων επιλογών.

Σχήμα 5.13 : Οθόνη εισαγωγής δεδομένων λειτουργίας του κινητήρα από αρχείο

Engine Operating Data	
Operating Data	
Engine Speed (rpm)	1700.0
Boost Pressure (bara)	2.23
Boost Air Temperature (C)	27.0
Exhaust Pressure (bara)	5.84
Fuel Flow Rate (kg/h)	18.30
Pilot Flow Rate (kg/h)	0.00
Post Fuel Rate (kg/h)	0.00
Injection Data	
Injection Timing (deg)	-7
Pilot Injection Timing (deg)	0
Post Injection After Main (deg)	0
No. of Injection Timing Runs	20
Step for Inj. Timing Runs (deg)	0
Main Rail Pressure (bar)	1100.0
Pilot Rail Pressure (bar)	0.0
Post Rail Pressure (bar)	0.0
EGR Data	
EGR (%)	0.0
EGR Temperature (C)	155.0
EGR Coolant Temp. In (C)	70.0
EGR Cooler Effect. (%)	0.0
Auxiliary	
Waste Gate Flow (%)	0.0
Intake Throttling (%)	0.0
EGR Valve (%)	0.0
T/C Data	
Ambient Temperature (C)	30.0
Ambient Pressure (mbar)	980.0
A/C Coolant Temp. In (C)	20.0
Turbine Back Pressure (mmW)	0.0
Compressor Pres. Drop (mmW)	0.0
Compressor Isentropic Eff. (%)	72.6
Turbine Isentropic Eff. (%)	72.6
Compressor Mechanical Eff. (%)	95.0
Turbine Mechanical Eff. (%)	95.0
A/C Effectiveness (%)	0.0
Inlet Air Data	
Oxygen Content (%)	21.0
Nitrogen Content (%)	79.0
Water Content (kg/kg air)	0.000
Water Temperature (C)	30.0
Turbocompounding Data	
Power Turbine Pressure Ratio	3.00
Turbine Isentropic Eff. (%)	80.0
Turbine Mechan. Efficiency (%)	95.0
Flow Percentage (%)	0.0
Electric Power (%)	0.0
Electric Generator Efficiency (%)	100.0
<input type="button" value="OK"/> <input type="button" value="Cancel"/>	

Σχήμα 5.14 : Οθόνη εισαγωγής δεδομένων λειτουργίας του κινητήρα από οθόνη

Στην περίπτωση της παρούσας διπλωματικής η εισαγωγή των δεδομένων γίνεται από αρχείο.

Από τις υπόλοιπες επιλογές η *Injection Rate File-Open Cycle* και η *Modify Injection Rate File*, αναφέρονται στην επιλογή και στη διαμόρφωση ενός αρχείου που αφορά το ρυθμό εγχύσεως του καυσίμου. Το αρχείο αυτό περιέχει το προφίλ ψεκασμού του καυσίμου στους κυλίνδρους του κινητήρα. Η επιλογή *Closed Cycle Input Data* αφορά τον καθορισμό των συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα όταν πρόκειται να γίνει προσομοίωση κλειστού κύκλου.

Κλείνοντας, από την γραμμή εργαλείων μέσω της επιλογής *Constants* (σχήμα 5.15) γίνεται ο καθορισμός των σταθερών της προσομοίωσης. Πρόκειται για συντελεστές που χρησιμοποιούνται από τα υπομοντέλα ώστε να προσομοιωθούν οι διεργασίες που λαμβάνουν χώρα κατά τον κύκλο λειτουργίας του κινητήρα. Οι διεργασίες αυτές είναι η διείδυση του αέρα δηλαδή η εισχώρηση του αέρα στη δέσμη του καυσίμου (air entrainment rate), ο ρυθμός της καύσης (combustion rate), η καθυστέρηση αναφλέξεως

Controls Exponentially Ignition Delay

Performance Related Coefficients		
Air Entrainment Rate Coefficient	0.640	Controls Proportionally Peak Combustion Pressure
Combustion Rate Prop. Coefficient (Ref:~300)	500.0	Controls Proportionally Pressure Rise Rate
Combustion Rate Activation Energy (Ref:~5500)	1200.0	Controls Exponentially Pressure Rise Rate
Combustion Rate Prop. Coefficient-Diffusion (Ref:~800)	0.0	Controls Proportionally Pressure Rise Rate
Combustion Rate Activation Energy-Diffusion (Ref:~2500)	0.0	Controls Exponentially Pressure Rise Rate
Ignition Delay Coefficient	1.35	Controls Proportionally Ignition Delay
Ignition Delay Activation Energy	3650.0	Controls Exponentially Ignition Delay
Ignition Delay Pressure Exponent	-1.19	Controls Exponentially via Cyl. Pressure
Ignition Delay Fuel Air Exponent	0.00	Controls Ignition Delay via AFR
Evaporation Rate Coefficient	0.500E-06	Controls Proportionally Evaporation Rate
Exhaust Manifold Area (m**2)	0.00110	Controls Inversely Exh. Manifold Pressure
Heat Losses Coefficient	0.023	Controls Proportionally Heat Losses
Mechanical Losses Coefficient	0.060	Controls Proportionally the Mechanical Losses

Emissions Related Coefficients		
Soot Formation Rate Coefficient	30.0	Used to Control Soot Formation
Soot Oxidation Rate Coefficient	4500.0	Used to Control Soot Oxidation
Nitric Oxide Correction Factor	1.00	Corrects Nitric Oxide for Given Value
Carbon Monoxide Correction Factor	1.00	Corrects Nitric Oxide for Given Value

Reference Conditions-Set Manually or From Calibration Results-Used for Constant Tuning		
Reference Engine Speed (rpm)	1130.0	Usually Mid Operating Speed of Engine
Fuelling Rate at Reference Speed (mg/str/cyl)	214.8	Usually for 50% or 100% Load
Air Fuel Ratio at Reference Speed (-)	23.3	Usually for 50% or 100% Load

OK Cancel

Σχήμα 5.15 : Οθόνη εισαγωγής σταθερών της προσομοίωσης

(ignition delay), η ατμοποίηση του καυσίμου (evaporation) και οι εκπομπές των ρύπων NO, CO και αιθάλης. Οι σταθερές αυτές χρησιμοποιούνται για την βαθμονόμηση του μοντέλου.

5.3.2 Παρουσίαση των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης

Μετά την ολοκλήρωση της διαδικασίας της προσομοίωσης το πρόγραμμα αποθηκεύει τα αποτελέσματα στον φάκελο που ορίσαμε. Από την γραμμή εργαλείων μέσω της επιλογής *Results* μπορούμε να δούμε τα αποτελέσματα αυτά. Αρχικά μπορούμε να επιλέξουμε τα αποτελέσματα ποιας προσομοίωσης θέλουμε να δούμε με την επιλογή *Select-Delete Results* (σχήμα 5.16). Τα αποτελέσματα μπορούν να παρουσιαστούν είτε σε ένα συγκεντρωτικό πίνακα (σχήμα 5.17) είτε με την μορφή διαγραμμάτων. Τα διαγράμματα που δίνονται από τον κώδικα είναι :

- Δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης - γωνίας στροφάλου (σχήμα 5.18)
- Δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης – όγκου (σχήμα 5.19)
- Διάγραμμα έκλυσης θερμότητας – γωνίας στροφάλου (σχήμα 5.20)
- Διάγραμμα σχηματισμού NOx (σχήμα 5.21)
- Διάγραμμα ποσοστιαίας μεταβολής των NOx ανά ζώνη (σχήμα 5.22)
- Διάγραμμα σχηματισμού της Αιθάλης (σχήμα 5.23)
- Διάγραμμα ποσοστιαίας μεταβολής της Αιθάλης ανά ζώνη (σχήμα 5.24)
- Διάγραμμα πίεσης έγχυσης καυσίμου – γωνίας στροφάλου (σχήμα 5.25)

No.	Speed (rpm)	Inj. Tim. (deg-ATDC)	Power Output (kW):
12	1700.0	-8.0	111.8
13	1700.0	-8.0	110.5
14	1700.0	-8.0	109.1
15	1700.0	-8.0	107.8
16	1700.0	-8.0	106.4
17	1700.0	-8.0	105.0
18	1700.0	-8.0	103.6
19	1700.0	-8.0	102.5
20	1700.0	-8.0	101.1

Σχήμα 5.16 : Οθόνη επιλογής ή διαγραφής αποτελεσμάτων

Τα παραπάνω διαγράμματα παρουσιάζονται για λόγους πληρότητας στις επόμενες σελίδες χωρίς όμως να μας απασχολήσουν στην συνέχεια καθώς αναφέρονται στην λειτουργία του κυλίνδρου του κινητήρα την οποία δεν εξετάζουμε σε αυτήν την διπλωματική.

Δίνεται επίσης η δυνατότητα εισαγωγής δεδομένων για την πίεση και τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στροφάλου που έχουν προκύψει από πειράματα με σκοπό την σύγκριση των πειραματικών τιμών και αυτών που προκύπτουν από την προσομοίωση.

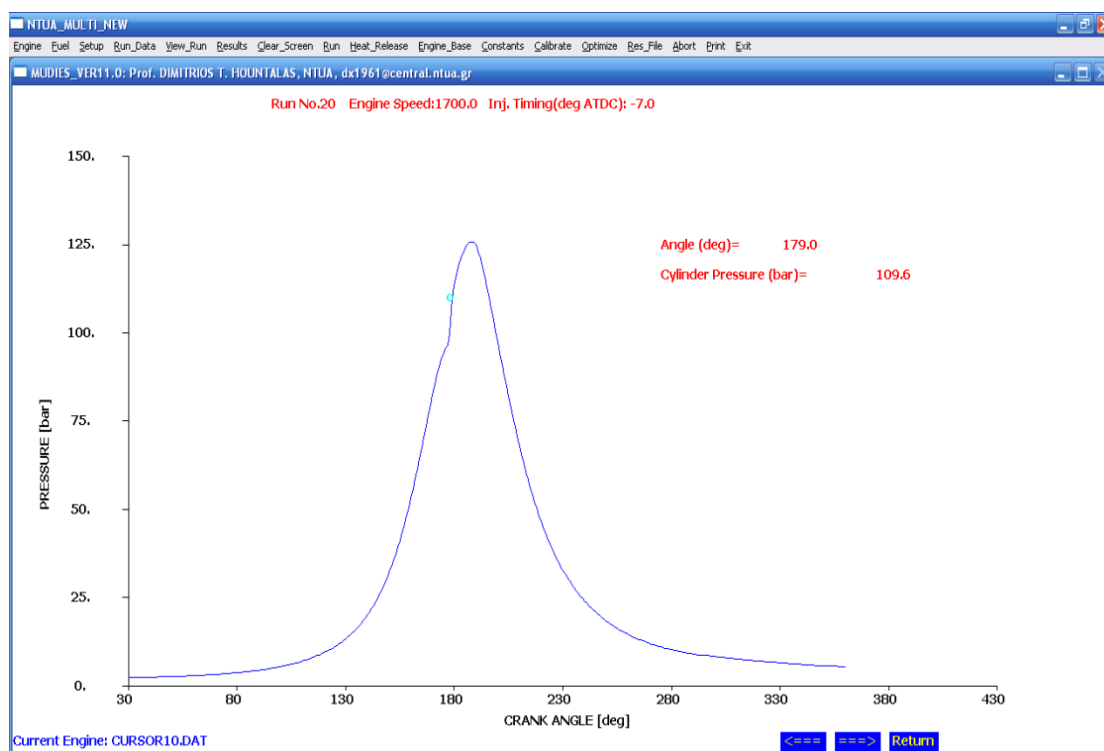
Χρήσιμο είναι επίσης το γεγονός ότι μπορεί κάποιος να παρατηρεί τα αποτελέσματα κατά τη διάρκεια της προσομοίωσης μέσω της επιλογής VIEW RUN ενώ δίνεται και η δυνατότητα δημιουργίας αρχείου με τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων μέσω της επιλογής Res_File με σκοπό την επεξεργασία αυτών από άλλο πρόγραμμα.

CYLINDER DATA		POLLUTANTS-IN CYLINDER		PERFORMANCE DATA		INJECTION DATA		ENGINE PERFORMANCE DATA	
Speed (rpm):	1700.	EGR Mass (%):	0.0	Power Ind. (kW):	113.	Mean Inj. (bar):	1100.	Temp. Pres. (bar):	2.65
Ignition (deg):	-4.1	NO (ppm):	589.	Power Brake(kW):	101.	Max Inj. (bar):	1100.	Ind. Press. (bar):	2.65
Pmax (bar):	147.0	NO (g/kWh):	4.75	Imep (bar):	15.41	Inj. Open (bar):	296.	Comp. Temp. (C):	161.9
Inj. Main (deg):	-8.0	NOx (g/kWh):	7.28	Bmep (bar):	13.84	Inj. Main (deg):	24.	ICV Temp (C):	30.0
Inj. Pilot (deg):	-	Soot (BSU):	2.44	Eff. Ind. (%):	35.3	Inj. Pilot (deg):	-	Ind. Temp. (C):	31.0
Inj. Post (deg):	-	Soot (g/kWh):	0.493	Eff. Brake (%):	31.7	Inj. Post (deg):	-	Ind. Pres. (bar):	6.17
Main Delay (deg):	3.9	CO (%) :	0.001	Eff. Mech. (%):	89.8	Inj. Delay (deg):	-	Ind. Temp. (C):	741.
Pilot Delay (deg):	0.0	CO (g/kWh):	0.080	bsfc (g/kWh):	264.2	Eff. Stroke (mm):	-	Ind. Temp. (C):	620.
Post Delay (deg):	0.0	H2 (%) :	0.000	Heat Loss (%):	12.4	Pilot Fuel (%):	-	Ind. CO2 (g/kWh):	0.0
Fuel (kg/h):	26.7			Fuel Burnt (%):	0.0	Post Fuel (%):	-	ICR Temp. (C):	155.
Initial Pres(bar):	-			Max. Temp. (K):	2646.			Ex. Temp. (deg):	0.0
Initial Temp. (C):	-			Lambda (-):	1.85			Exhaust Temp. (C):	620.
O2 Percent (%):	-							Ex. Pres. (bar):	0.198
COMPONENT EFFICIENCY		POLLUTANTS-EXHAUST							
Therm. Eff. (%):	73.5	O2 (%) :	8.9						
Mech. Eff. (%):	73.5	N2 (%) :	75.9						
ICV Eff. (%):	0.0	CO2 (%) :	7.3						
Ind. Comp. Eff. (%):	0.0	H2O (%) :	7.9						
ICR Comp. Eff. (%):	0.0	NOx (ppm):	589.						
ICV Temp. (C):	440.7	NOx Dry (mg/Nm3):	0.						
ICV Pres. (bar):	3.00	NO (g/kWh):	4.44						
ICV Power (kW):	37.0	NOx (g/kWh):	6.81						
ICV Power (%) :	0.0								

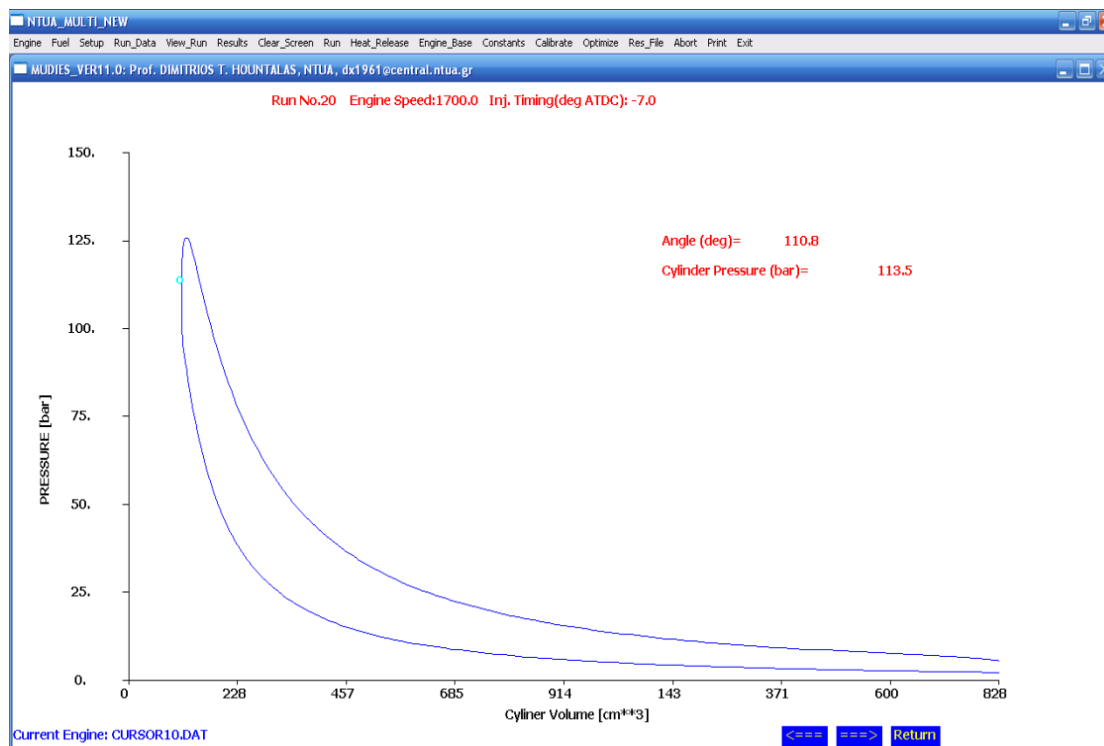
Current Engine: CURSOR10.DAT

Σχήμα 5.17 : Συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων προσομοίωσης

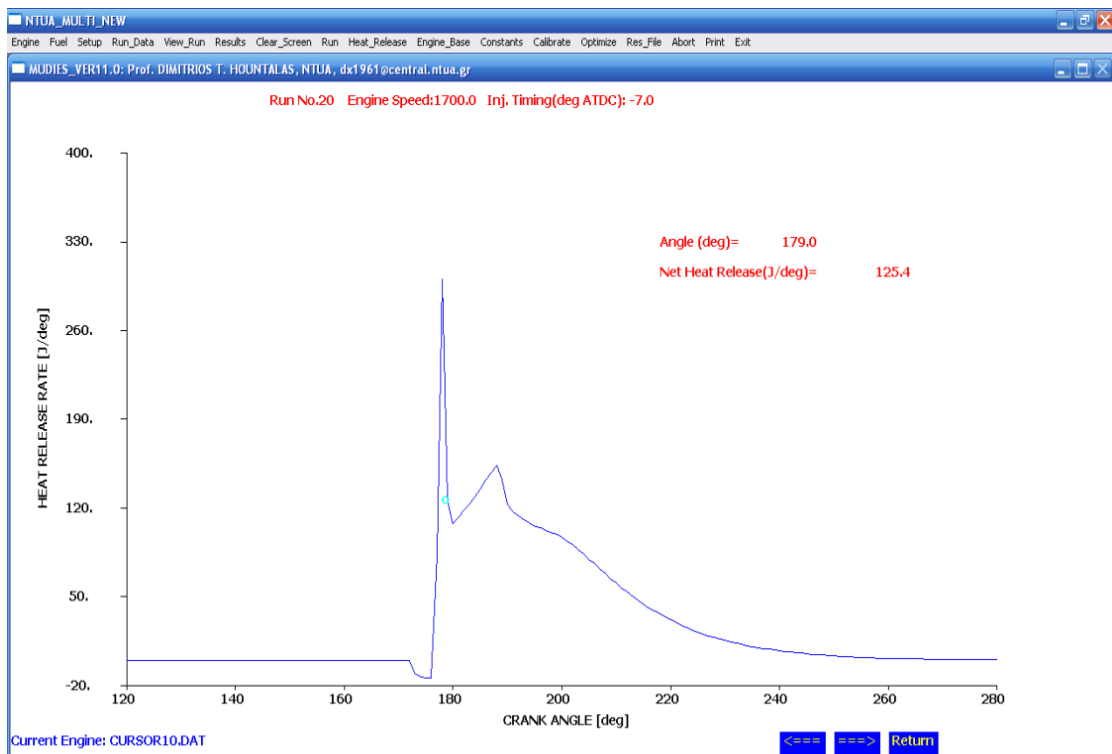
(Overall Data)



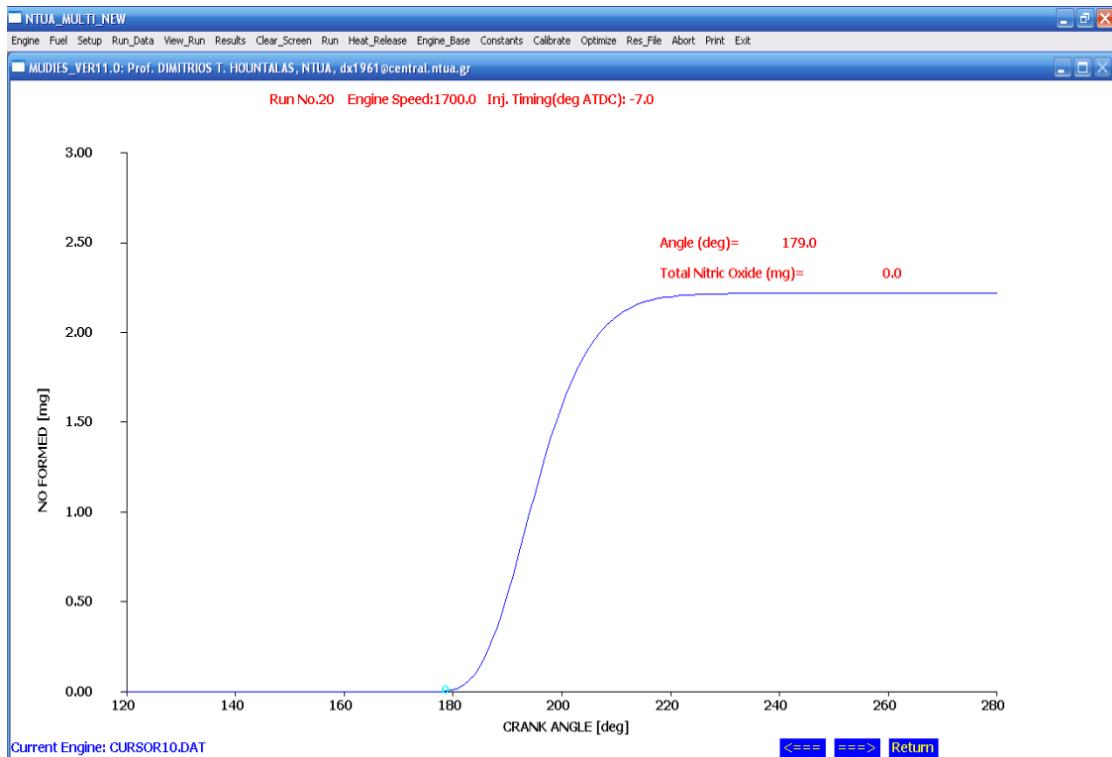
Σχήμα 5.18 : Δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης - γωνίας στροφάλου



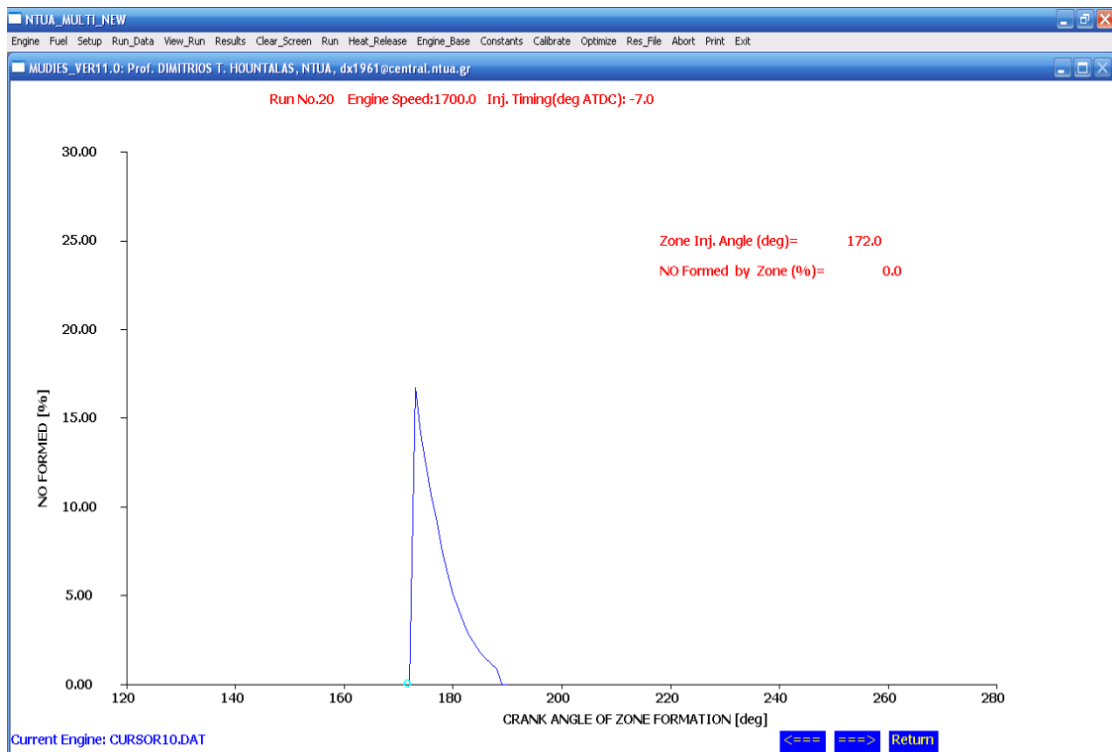
Σχήμα 5.19 : Δυναμοδεικτικό διάγραμμα πίεσης - όγκου



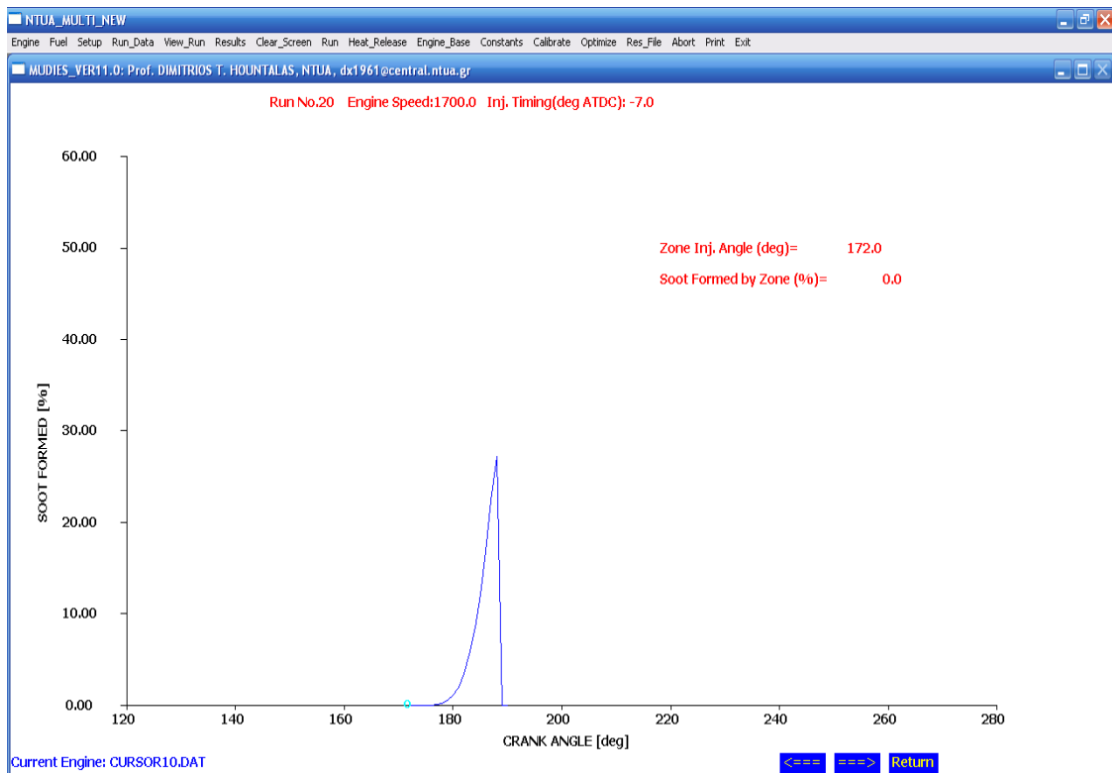
Σχήμα 5.20 : Διάγραμμα έκλυσης θερμότητας – γωνίας στρόφαλου



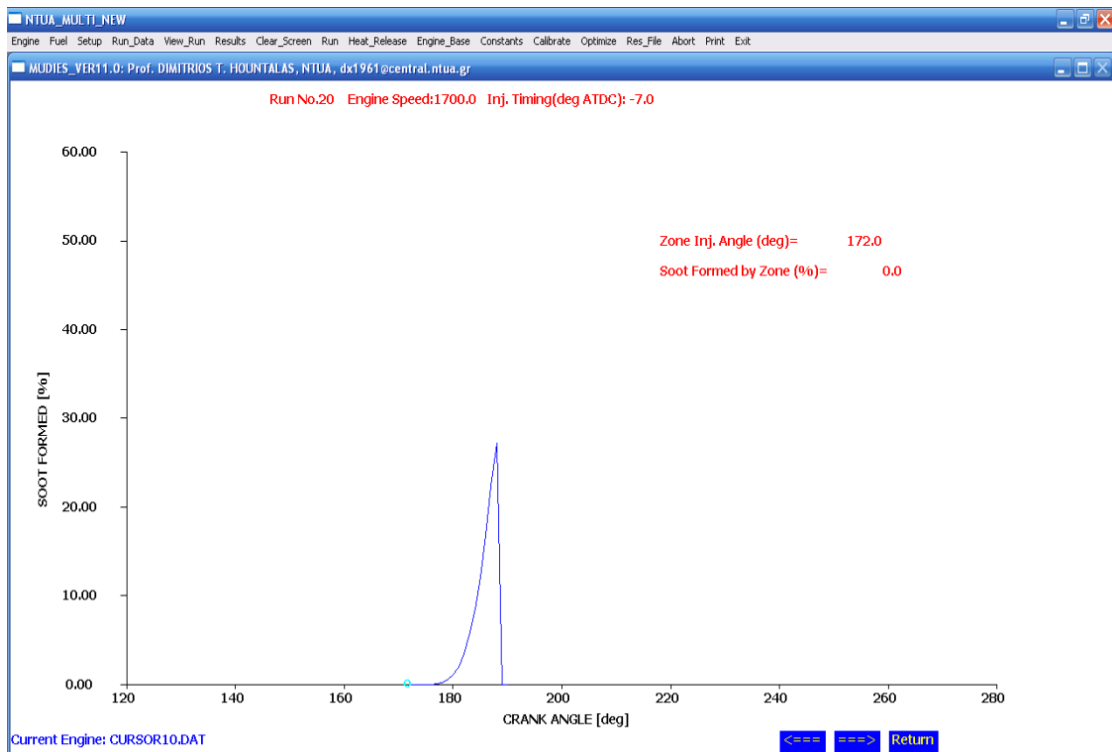
Σχήμα 5.21 : Διάγραμμα σχηματισμού NOx



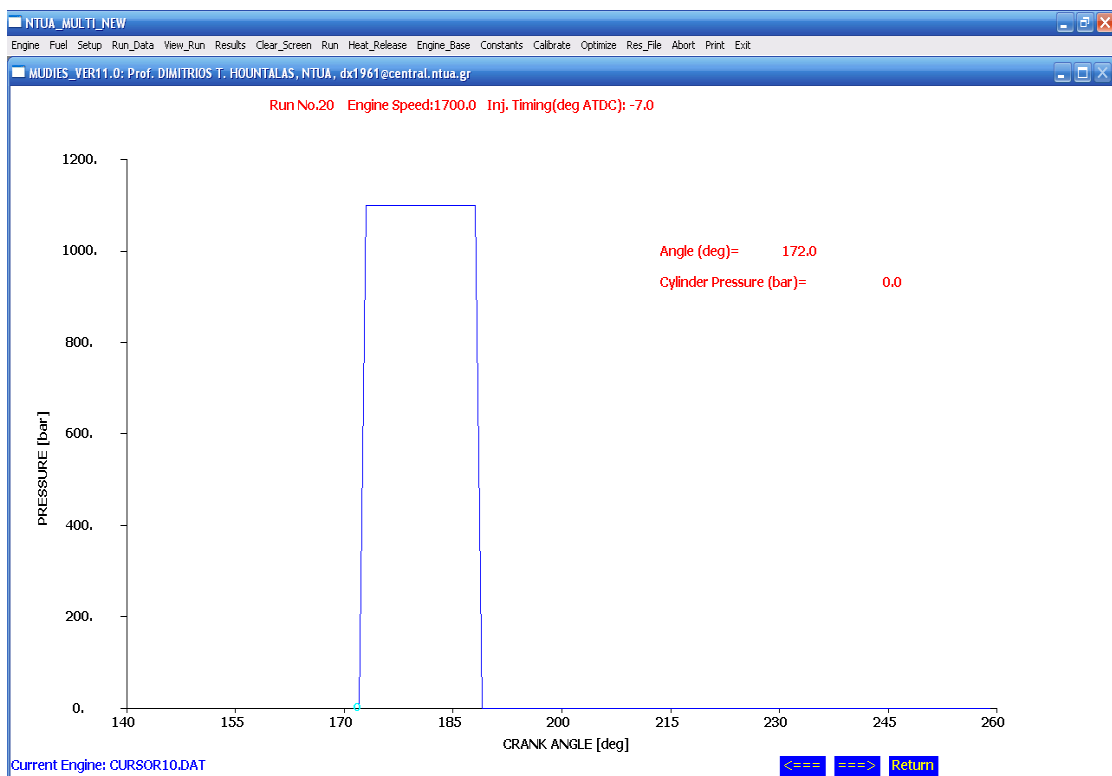
Σχήμα 5.22 : Διάγραμμα ποσοστιαίας μεταβολής των NOx ανά ζώνη



Σχήμα 5.23 : Διάγραμμα σχηματισμού της Αιθάλης



Σχήμα 5.24 : Διάγραμμα ποσοστιαίας μεταβολής της Αιθάλης ανά ζώνη



Σχήμα 5.25 : Διάγραμμα πίεσης έγχυσης καυσίμου – γωνίας στροφάλου

5.3 Βαθμονόμηση και αξιολόγηση του μοντέλου

Προτού διεξαχθεί οποιαδήποτε θεωρητική μελέτη είναι απαραίτητη η βαθμονόμηση του μοντέλου προσομοίωσης. Μεταβάλλονται έτσι οι σταθερές του μοντέλου με σκοπό την καλύτερη ακρίβεια των προβλέψεων που αφορούν την λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα και τις εκπομπές ρύπων κάτω από διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Η διαδικασία της βαθμονόμησης γίνεται με την βοήθεια πειραματικών δεδομένων.

Η διαδικασία της βαθμονόμησης του μοντέλου και η αξιολόγηση για τον συγκεκριμένο κινητήρα έχει πραγματοποιηθεί σε παλαιότερη μελέτη. Στα πλαίσια λοιπόν της διπλωματικής αυτής εργασίας η βαθμονόμηση και αξιολόγηση του μοντέλου δεν θα μας απασχολήσει περισσότερο.

5.4 Συνθήκες Λειτουργίας – Δεδομένα Προσομοίωσης

Όπως έχουμε πει, σκοπός της διπλωματικής αυτής εργασίας είναι η μελέτη της σύνθετης μηχανικής στροβιλουπερπλήρωσης σε κινητήρες Diesel με μειωμένες απώλειες θερμότητας με την βοήθεια του μοντέλου προσομοίωσης NTUA-Engine Performance and Emissions Code. Για την διεξαγωγή των προσομοιώσεων είναι απαραίτητη η ενεργοποίηση διαφόρων επιλογών και η εισαγωγή ενός πλήθους δεδομένων.

Από το παράθυρο Run Time Characteristics επιλέχθηκαν οι εξής ρυθμίσεις :

- Προσομοίωση ανοικτού κύκλου λειτουργίας (Open Cycle simulation)
- Ταίριασμα πίεσης εισαγωγής (Match Inlet Pressure)
- Μέγιστος αριθμός επαναλήψεων για την σύγκλιση (Max. number of iterations) 150

και από το παράθυρο Gas Exchange System επιλέχθηκαν οι ρυθμίσεις :

- Προσομοίωση συστήματος υπερπλήρωσης (Simulate T/C)
- Προσομοίωση σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης (Simulate Turbocompound)
- Στρόβιλος ισχύος στην έξοδο του υπερπληρωτή (Power Turbine Downstream T/C)

Οι προσομοιώσεις πραγματοποιήθηκαν σε τέσσερα διαφορετικά φόρτια του κινητήρα Diesel 25%, 50%, 75% και 100% του πλήρους φορτίου.

Τα δεδομένα εισόδου της κάθε εξεταζόμενης περίπτωσης δόθηκαν μέσω αρχείου. Καθόλη τη διάρκεια της μελέτης η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα διατηρήθηκε σταθερή στις 1700RPM. Σταθερά διατηρήθηκαν επίσης δεδομένα όπως ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή, ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του στρόβιλου ισχύος και ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του συστήματος μετάδοσης αυτού με τιμές 95%,95% και 90% αντίστοιχα.

Η μελέτη πραγματοποιήθηκε σε δύο στάδια. Στο πρώτο μελετήθηκε η επίδραση του λόγου πίεσης στο στρόβιλο ισχύος και του βαθμού απόδοσης αυτού στην θερμοκρασία και την πίεση του καυσαερίου πριν τον στροβιλουπερπληρωτή, στην παραγόμενη ισχύ, την ειδική κατανάλωση καυσίμου και τις εκπομπές ρύπων του κινητήρα. Συγκεκριμένα, εκτιμήθηκε η επίδραση της μεταβολής του λόγου πίεσης από 1.1 έως 3, με βήμα 0.1, για τέσσερις διαφορετικούς ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης του στρόβιλου ισχύος, 70%, 75%, 80% και 85%. Για λόγους που θα εξηγήσουμε κατά την παρουσίαση των

αποτελεσμάτων, η μελέτη για τον στρόβιλο με βαθμό απόδοσης 85% επεκτάθηκε μέχρι λόγο πίεσης 3.6.

Για την συνέχεια των προσομοιώσεων χρησιμοποιούμε τον στρόβιλο ισχύος με ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 80%. Η επιλογή στροβίλου ισχύος με ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 80% έγινε διότι η τιμή αυτή θεωρείται ρεαλιστική. Στο δεύτερο στάδιο μελετήθηκε η επίδραση της θερμικής μόνωσης του κινητήρα σε συνδυασμό με την μεταβολή του λόγου πίεσης, όπως και προηγούμενα από 1.1 έως 3. Το κριτήριο για την μόνωση του κινητήρα ήταν η μείωση των θερμικών απωλειών. Η διαδικασία που επιλέχθηκε για την ρύθμιση των απωλειών θερμότητας ήταν η μεταβολή του συντελεστή απωλειών θερμότητας του μοντέλου. Έτσι οι προσομοιώσεις έγιναν για κανονικό συντελεστή (Heat Losses coefficient = 0.023) και στην συνέχεια με μείωση αυτού κατά 10%, 20%, 30% και 40%. Εδώ πρέπει να επισημάνουμε ότι η μείωση των απωλειών θερμότητας με την μέθοδο αυτή δεν είναι αναλογική. Ενδεικτικά αναφέρουμε ότι οι αντίστοιχες μεταβολές των απωλειών θερμότητας είναι 6%, 16%, 24% και 31%.

Στους παρακάτω δύο πίνακες φαίνονται αναλυτικά τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν για τις προσομοιώσεις στα δύο αυτά στάδια της εργασίας για λόγους πίεσης από 1.1 έως 3, με βήμα 0.1.

Πίνακας 5.1

Συνθήκες λειτουργίας κινητήρα συναρτήσει του βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος

Power Turbine efficiency	Speed (RPM)	Load (%)	Fuel (kg/h)	Inlet pressure (bar)	Injection Advance (deg BTDC)	T/C Efficiency
85%	1700	100	35.40	3.08	-8	71.8
80%	1700	100	35.40	3.08	-8	71.8
75%	1700	100	35.40	3.08	-8	71.8
70%	1700	100	35.40	3.08	-8	71.8
85%	1700	75	26.70	2.65	-8	73.5
80%	1700	75	26.70	2.65	-8	73.5
75%	1700	75	26.70	2.65	-8	73.5
70%	1700	75	26.70	2.65	-8	73.5
85%	1700	50	18.30	2.23	-7	72.6
80%	1700	50	18.30	2.23	-7	72.6
75%	1700	50	18.30	2.23	-7	72.6
70%	1700	50	18.30	2.23	-7	72.6
85%	1700	25	10.35	1.5	-6	68.0
80%	1700	25	10.35	1.5	-6	68.0
75%	1700	25	10.35	1.5	-6	68.0
70%	1700	25	10.35	1.5	-6	68.0

Πίνακας 5.2
Συνθήκες λειτουργίας κινητήρα συναρτήσει του συντελεστή απωλειών θερμότητας

Heat losses Coefficient	Speed (RPM)	Load (%)	Fuel (kg/h)	Inlet pressure (bar)	Injection Advance (deg BTDC)	T/C Efficiency	Power Turbine efficiency
Normal Value(=0.023)	1700	100	35.40	3.08	-8	71.8	80%
-10%	1700	100	35.40	3.08	-8	71.8	80%
-20%	1700	100	35.40	3.08	-8	71.8	80%
-30%	1700	100	35.40	3.08	-8	71.8	80%
-40%	1700	100	35.40	3.08	-8	71.8	80%
Normal Value(=0.023)	1700	75	26.70	2.65	-8	73.5	80%
-10%	1700	75	26.70	2.65	-8	73.5	80%
-20%	1700	75	26.70	2.65	-8	73.5	80%
-30%	1700	75	26.70	2.65	-8	73.5	80%
-40%	1700	75	26.70	2.65	-8	73.5	80%
Normal Value(=0.023)	1700	50	18.30	2.23	-7	72.6	80%
-10%	1700	50	18.30	2.23	-7	72.6	80%
-20%	1700	50	18.30	2.23	-7	72.6	80%
-30%	1700	50	18.30	2.23	-7	72.6	80%
-40%	1700	50	18.30	2.23	-7	72.6	80%
Normal Value(=0.023)	1700	25	10.35	1.5	-6	68.0	80%
-10%	1700	25	10.35	1.5	-6	68.0	80%
-20%	1700	25	10.35	1.5	-6	68.0	80%
-30%	1700	25	10.35	1.5	-6	68.0	80%
-40%	1700	25	10.35	1.5	-6	68.0	80%

Όπου :

Heat Losses Coefficient (HLC) =συντελεστής απωλειών θερμότητας του μοντέλου
Speed =ταχύτητα περιστροφής
Load =φορτίο
Fuel =ποσότητα καυσίμου που καίεται
Inlet pressure =πίεση εισαγωγής
Injection Advance =προπορεία εγχύσεως σε μοίρες
T/C efficiency =ισεντροπικός βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή
Power Turbine (P/T) efficiency =ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου ισχύος

6. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ – ΣΧΟΛΙΑΣΜΟΣ

6.1 Εισαγωγή

Όπως αναφέραμε στο προηγούμενο κεφάλαιο η μελέτη πραγματοποιήθηκε σε δύο στάδια. Στο πρώτο στάδιο μελετήθηκε η επίδραση του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στην πίεση και την θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον στροβιλουπερπληρωτή, στην παραγόμενη ισχύ, στην ειδική κατανάλωση, στις εκπομπές NOx και αιθάλης για τέσσερα διαφορετικά φορτία λειτουργίας του κινητήρα.

Μεταξύ των δύο αυτών σταδίων έγινε σύγκριση των ανωτέρω παραμέτρων στα τέσσερα φορτία λειτουργίας του κινητήρα για στρόβιλο ισχύος με ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 80%.

Στο δεύτερο στάδιο εκτιμήθηκε η επίδραση του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα για τις ίδιες παραμέτρους, διατηρώντας σταθερό τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του στροβίλου ισχύος και ίσο με 80%.

Όλα τα αποτελέσματα δίνονται συναρτήσει του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος. Πρακτικά η μεταβολή του λόγου πίεσης επιτυγχάνεται με την χρήση του στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας. Μας δίνεται έτσι η δυνατότητα να ρυθμίζουμε την λειτουργία του στροβίλου ισχύος σε αυτόν τον λόγο πίεσης για τον οποίο το σύστημα έχει τη καλύτερη απόδοση.

Για λόγο πίεσης ίσο με 1 η λειτουργία του συστήματος συμπίπτει με αυτήν του υπερπληρωμένου κινητήρα και ουσιαστικά η επίδραση του στροβίλου ισχύος είναι μηδενική. Λόγω αυτού όλες οι καμπύλες, είτε πρόκειται για καμπύλη ισχύος είτε για κάποια άλλη, έχουν κοινή αρχή.

Για την κατασκευή των διαγραμμάτων που παρουσιάζουν τις ποσοστιαίες μεταβολές των μεγεθών χρησιμοποιήθηκαν τα αποτελέσματα προσομοίωσης για την περίπτωση όπου ο λόγος πίεσης είναι 1, δηλαδή όταν δεν χρησιμοποιείται ο στρόβιλος ισχύος. Το μοντέλο έδωσε τις τιμές που φαίνονται στον επόμενο πίνακα :

Πίνακας 6.1
Αποτελέσματα προσομοίωσης με απλή υπερπλήρωση

Speed (RPM)	Load (%)	T/C Efficiency	Power (kw)	Bsfc (g/kwh)	Pex (bar)	Tex (°C)	NOx (g/kwh)	Soot (g/kwh)
1700	100	71.8	344.4	205.6	2.72	663.2	7.8	0.3628
1700	75	73.5	259.56	205.7	2.4	586.6	6.4	0.276
1700	50	72.6	176.04	207.9	2.27	486.1	6.6	0.0924
1700	25	68.0	87.36	236.9	1.6	419.7	5.2	0.24

Όπου Pex και Tex είναι η πίεση και η θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον στρόβιλο του υπερπληρωτή.

Τα αποτελέσματα της μελέτης δίνονται στην συνέχεια.

6.2 Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος

Για την μελέτη της επίδρασης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος, η εφαρμογή του μοντέλου γίνεται για τις εξής τιμές του, 70%, 75%, 80% και 85%.

Κριτήριο για την μεταβολή του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος είναι το σημείο όπου η ισχύς παρουσιάζει μέγιστο. Ανάλογα το φορτίο παρατηρείται μεταβολή του βέλτιστου λόγου πίεσης. Πιο συγκεκριμένα ο βέλτιστος λόγος πίεσης μειώνεται με την μείωση του φορτίου.

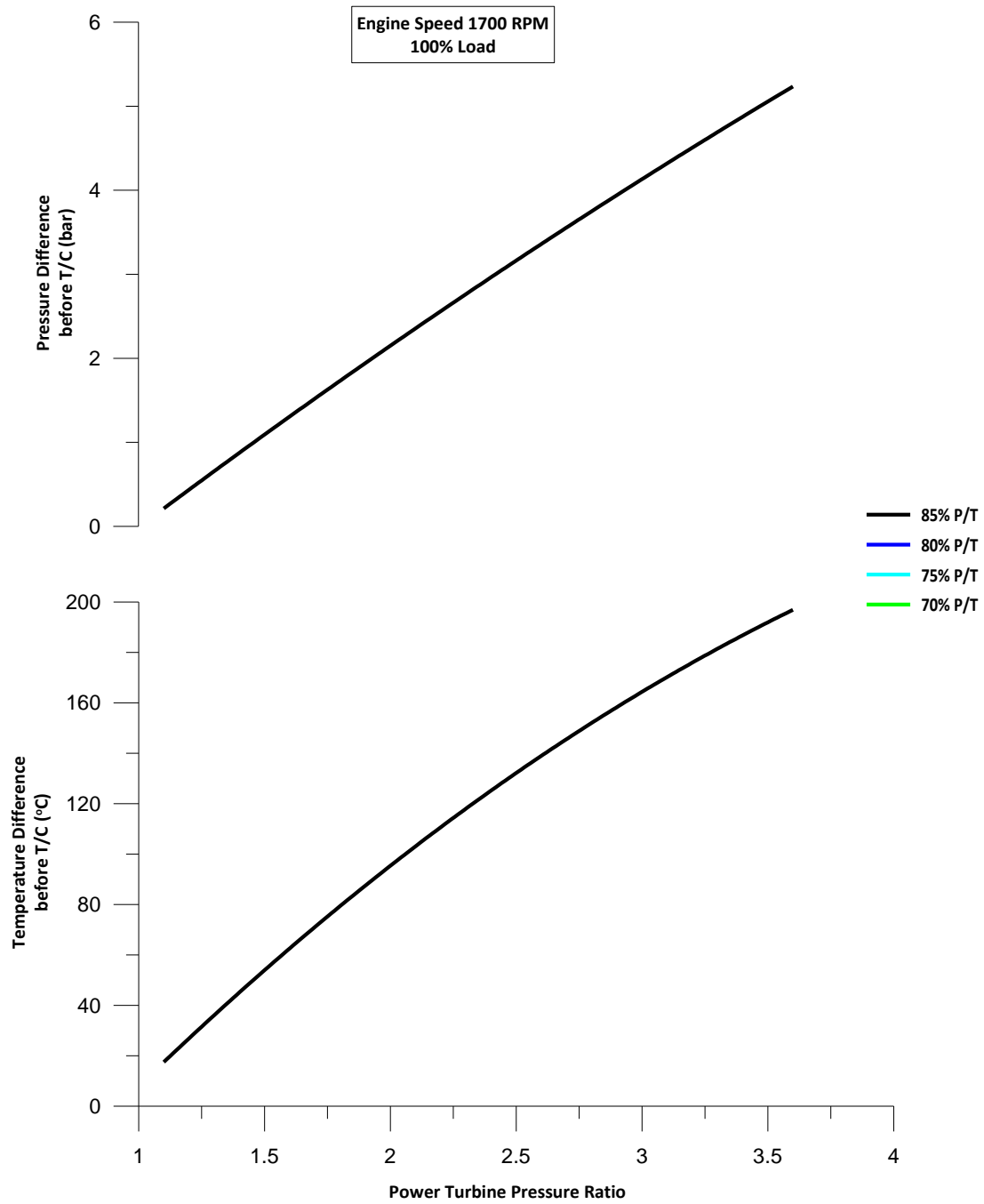
Λόγω αυτού, όπως αναφέραμε και νωρίτερα, για τον στροβίλο ισχύος με ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 85% η λειτουργία της προσομοίωσης επεκτάθηκε έως την τιμή 3.6 για τον λόγο πίεσης. Αυτό συνέβη διότι η μέγιστη τιμή της ισχύος του συστήματος στο μέγιστο φορτίο εμφανίζεται σε λόγο πίεσης 2.6. Για τον λόγο αυτό κρίθηκε σκόπιμο να γίνει αυτή η επέκταση ώστε να βγάλουμε ασφαλέστερα συμπεράσματα για την καμπύλη ισχύος του στροβίλου αυτού.

Αντίστοιχα η προσομοίωση για τον στροβίλο ισχύος με βαθμό απόδοσης 70% στο χαμηλό φορτίο διακόπηκε αρκετά νωρίτερα αφενός μεν διότι η μέγιστη τιμή του συστήματος επετεύχθη πολύ νωρίς και αφετέρου διότι κατά την διαδικασία της προσομοίωσης ήταν αδύνατο να επιτευχθεί σύγκλιση από κάποιο λόγο πίεσης και μετά.

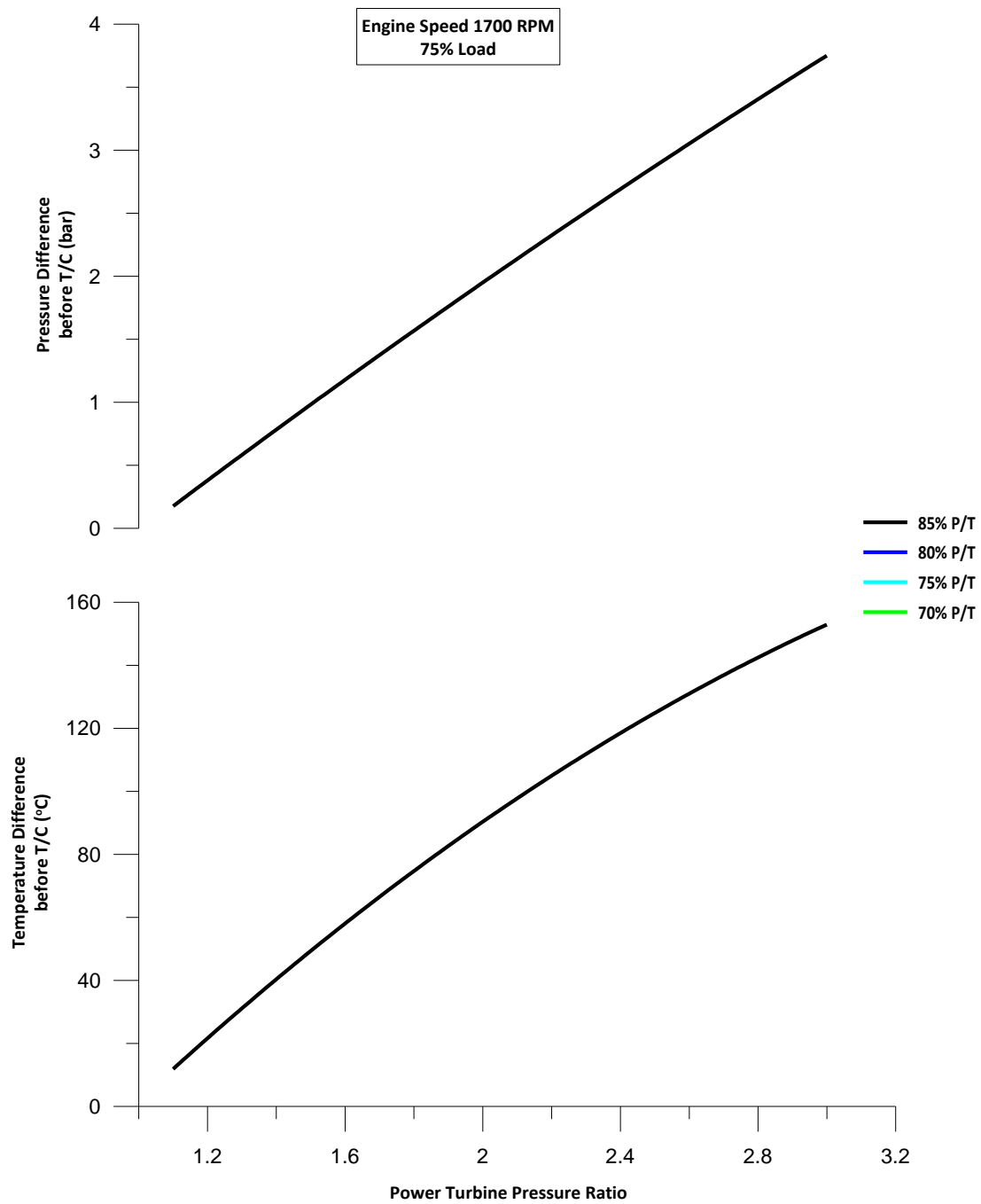
6.3.1 Πίεση και θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον στροβιλουπερπληρωτή

Στα διαγράμματα 6.1, 6.2, 6.3, 6.4 φαίνεται η επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στην πίεση (άνω διάγραμμα) και την θερμοκρασία (κάτω διάγραμμα) των καυσαερίων πριν τον υπερπληρωτή στα τέσσερα φορτία λειτουργίας.

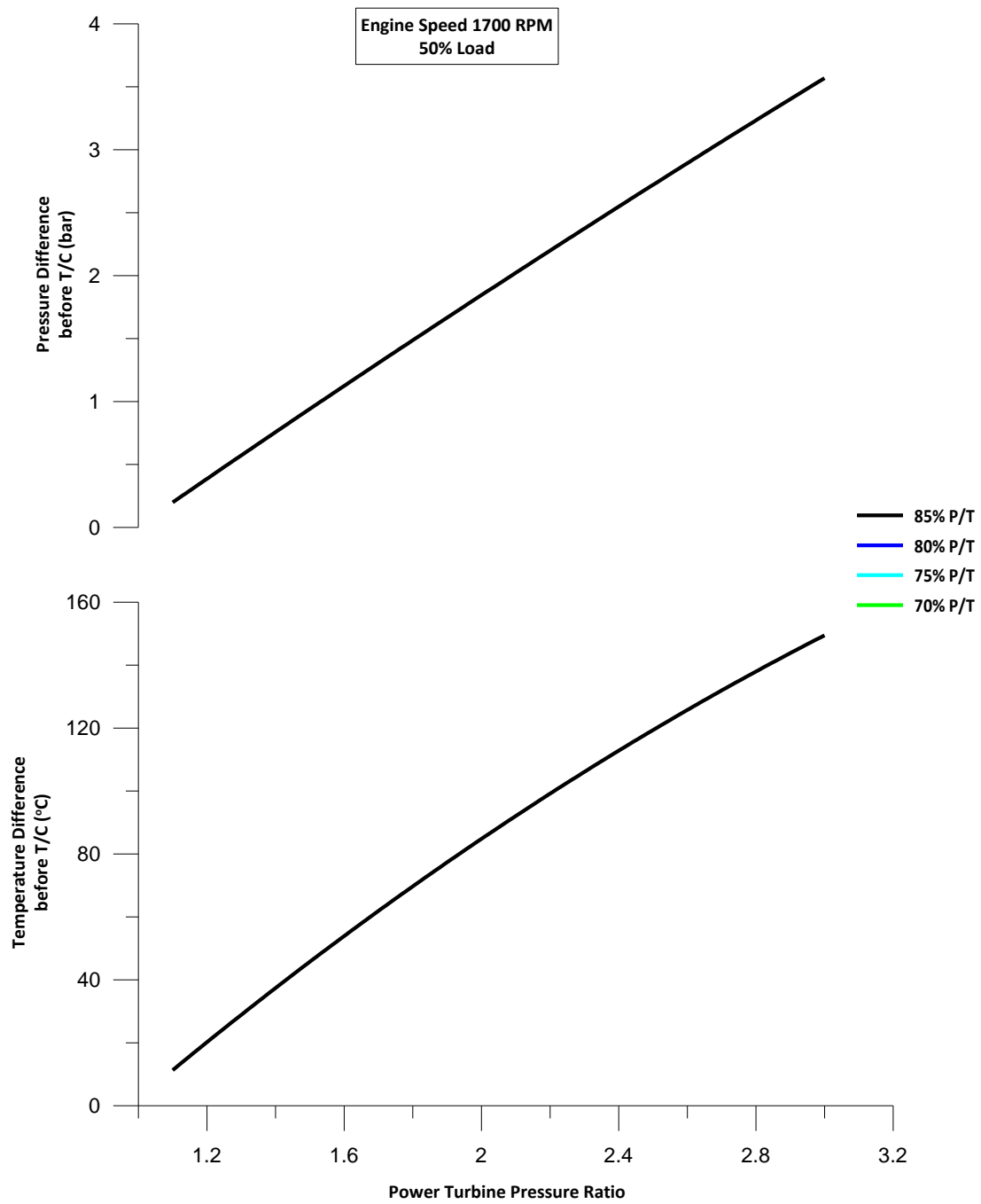
Στα διαγράμματα αυτά φαίνονται οι διαφορές των απόλυτων τιμών των μεγεθών σε σχέση με τις τιμές (P_{ex} , T_{ex}) που έδωσε η προσομοίωση για απλή υπερπλήρωση.



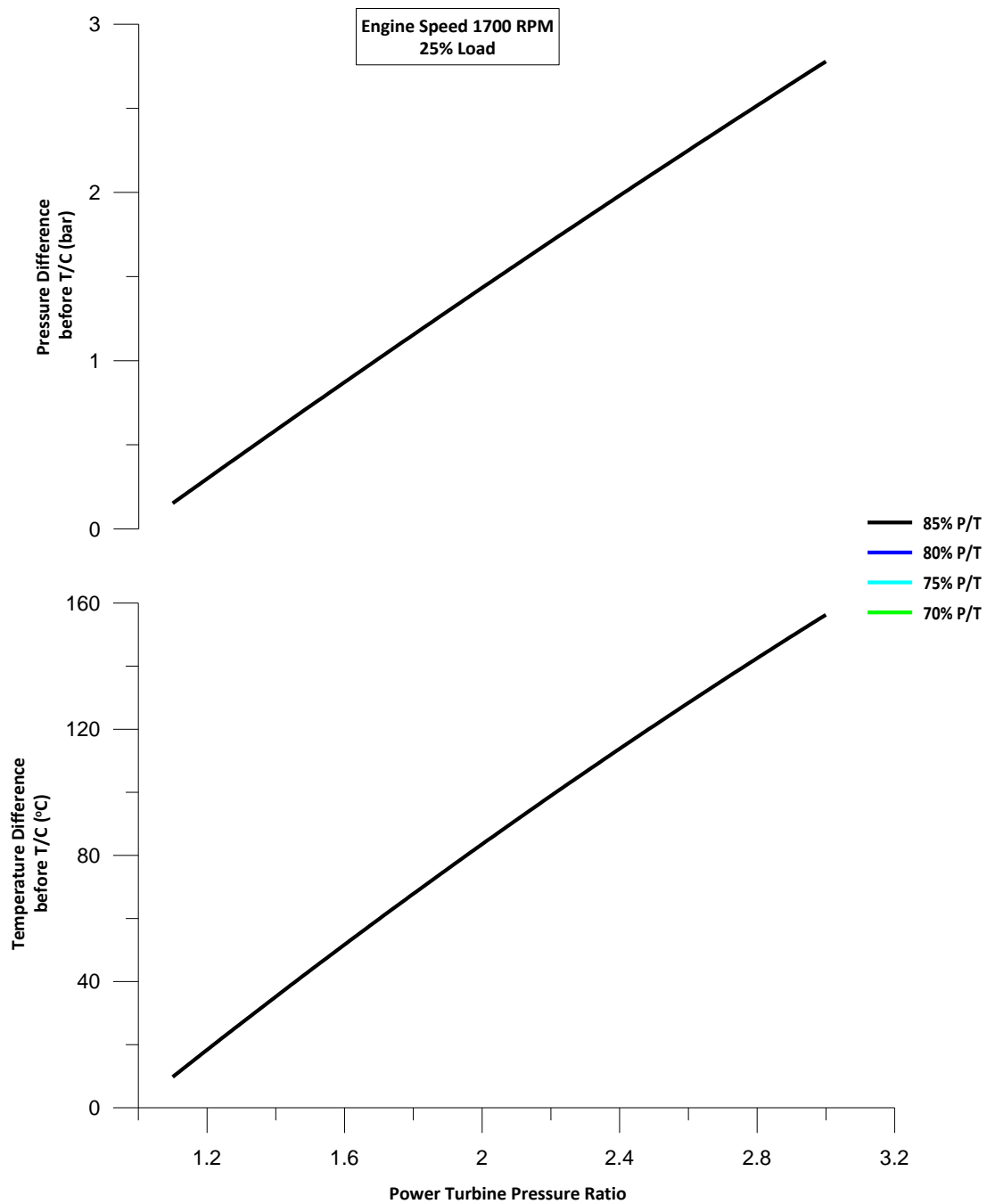
Σχήμα 6.2 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στην πίεση και την θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον υπερπληρωτή για φορτίο 100%



Σχήμα 6.2 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στην πίεση και την θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον υπερπληρωτή για φορτίο 75%



Σχήμα 6.3 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στην πίεση και την θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον υπερπληρωτή για φορτίο 50%



Σχήμα 6.4 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στην πίεση και την θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον υπερπληρωτή για φορτίο 25%

Όπως βλέπουμε οι καμπύλες συμπίπτουν πλήρως. Η επίδραση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στρόβιλου ισχύος είναι μηδενική και στην πίεση αλλά και στην θερμοκρασία των καυσαερίων.

Η μεταβολή της πίεσης των καυσαερίων πριν τον υπερπληρωτή αυξάνεται γραμμικά με την αύξηση του λόγου πίεσης του στρόβιλου ισχύος. Παρατηρούμε ότι με την προσθήκη του συστήματος της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης στο πλήρες φορτίο έχουμε αύξηση της πίεσης του καυσαερίου, στον βέλτιστο λόγο πίεσης, από τον συμβατικά υπερπληρωμένο κινητήρα κατά 3.56 bar και 2.93 bar για στρόβιλο ισχύος με βαθμό απόδοσης 85% και 80% αντίστοιχα. Η διαφορά αυτή οφείλεται στον βέλτιστο λόγο πίεσης ο οποίος είναι διαφορετικός στις δύο περιπτώσεις.

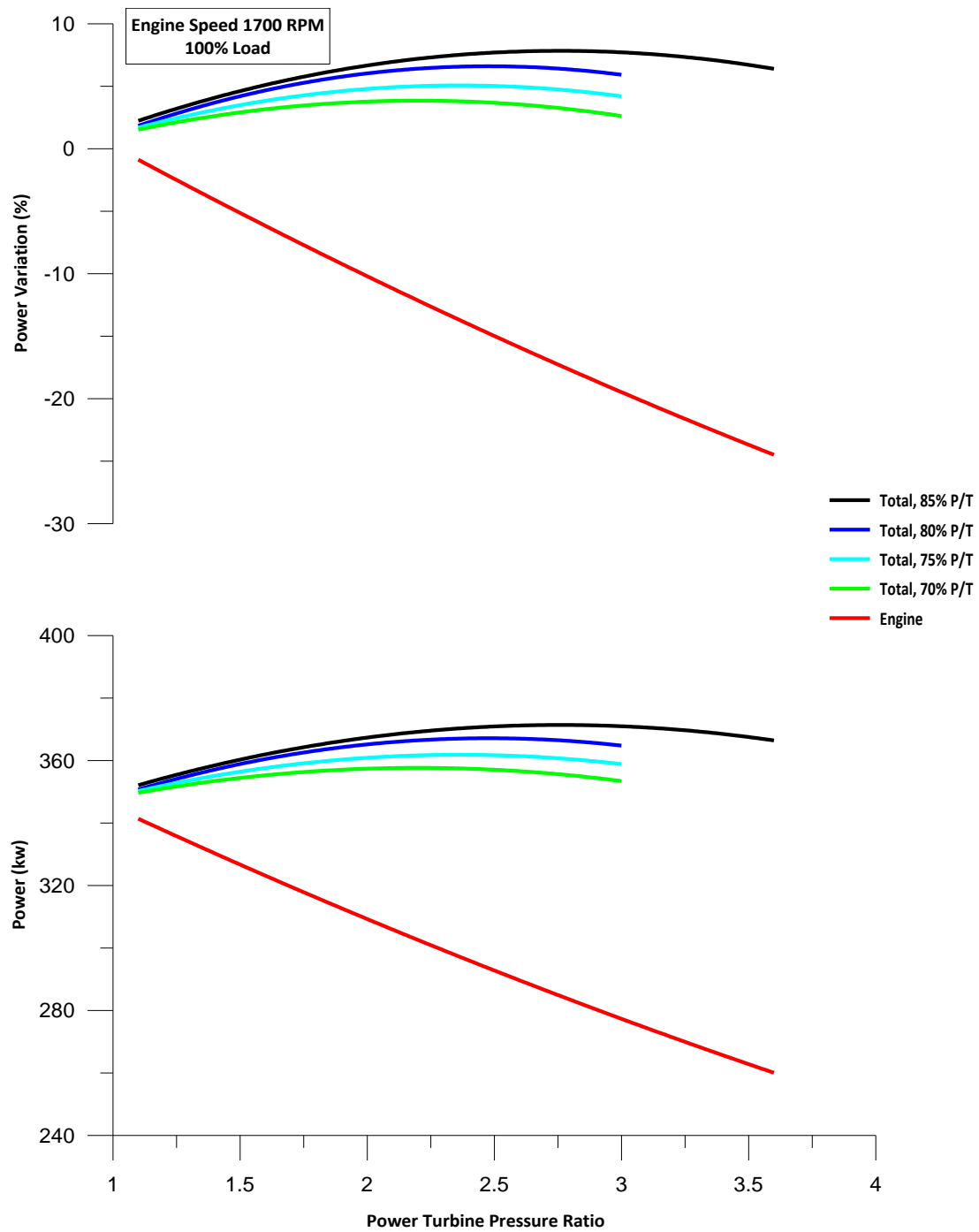
Η μεταβολή της θερμοκρασία αυξάνεται σχεδόν γραμμικά. Σε σχέση με τον συμβατικά υπερπληρωμένο κινητήρα έχουμε αύξηση της θερμοκρασίας στο πλήρες φορτίο, στον βέλτιστο λόγο πίεσης, κατά 143 °C και 125 °C για στρόβιλο ισχύος με βαθμό απόδοσης 85% και 80% αντίστοιχα.

Συνεπώς, η αύξηση του λόγου πίεσης έχει κάποιο όριο. Όπως αναφέραμε η λειτουργία ενός συστήματος σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης περιορίζεται από την αντοχή του στρόβιλου του υπερπληρωτή στην θερμοκρασία και την πίεση.

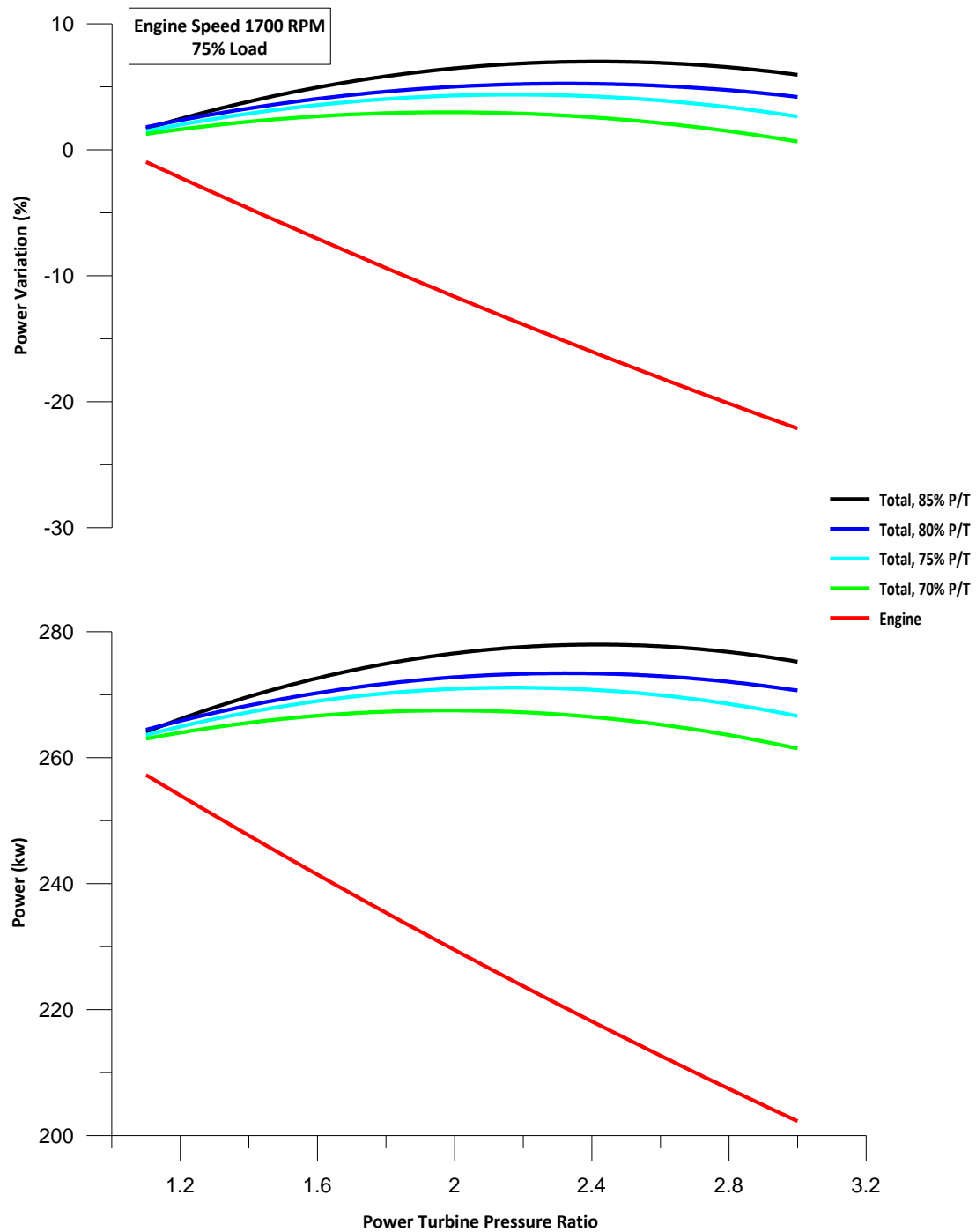
6.3.2 Παραγόμενη ισχύς

Στα σχήματα 6.5, 6.6, 6.7 και 6.8 δίνεται η παραγόμενη ισχύς (σε kw) του κινητήρα (engine) καθώς και η ολική ισχύς του συστήματος (total) συναρτήσει του λόγου πίεσης για τέσσερις ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης του στρόβιλου ισχύος στα τέσσερα φορτία λειτουργίας.

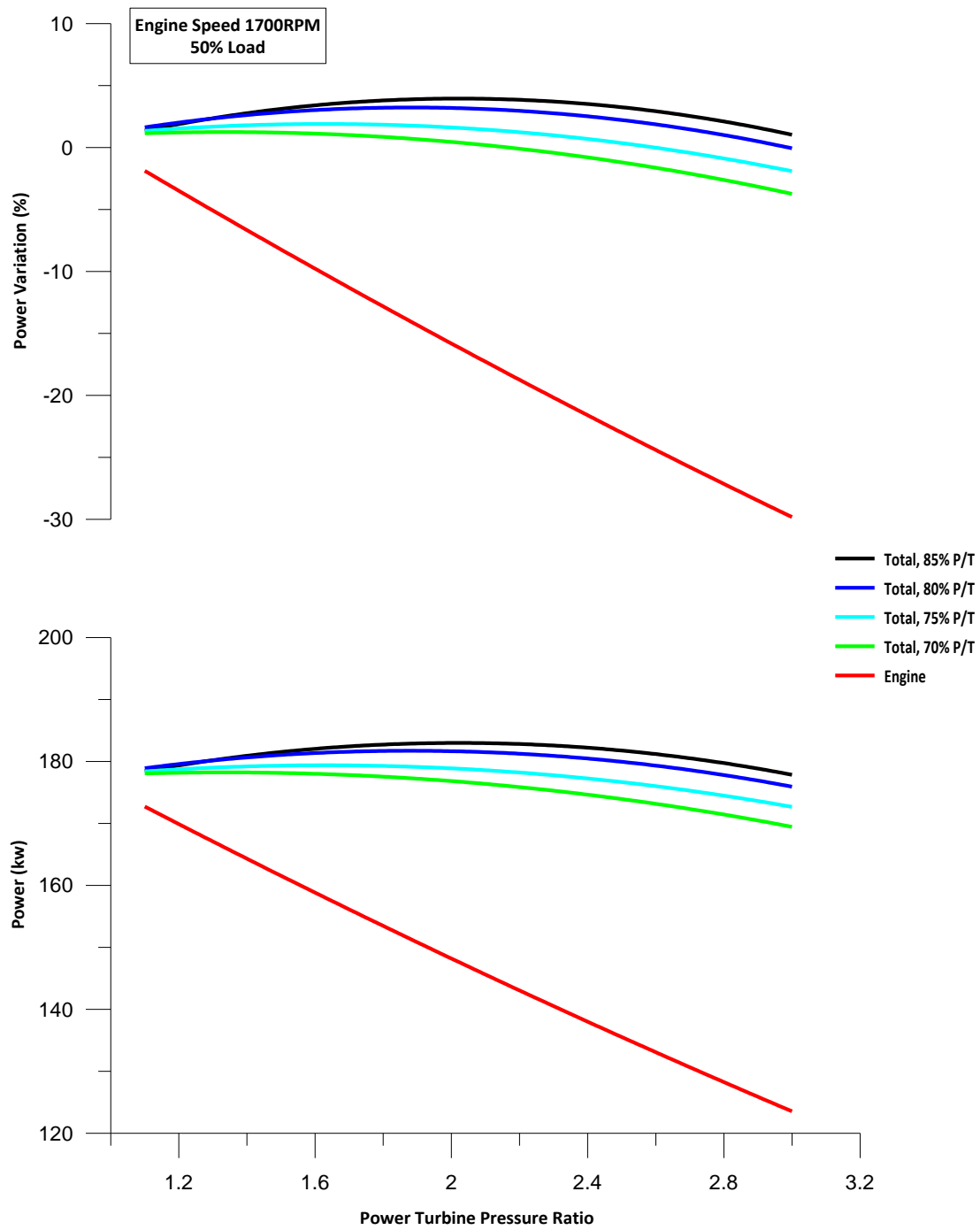
Στο άνω διάγραμμα δίνονται οι ποσοστιαίες μεταβολές της ισχύος σε σχέση με αυτήν του απλά υπερπληρωμένου κινητήρα ενώ στο κάτω διάγραμμα οι απόλυτες τιμές της ισχύος.



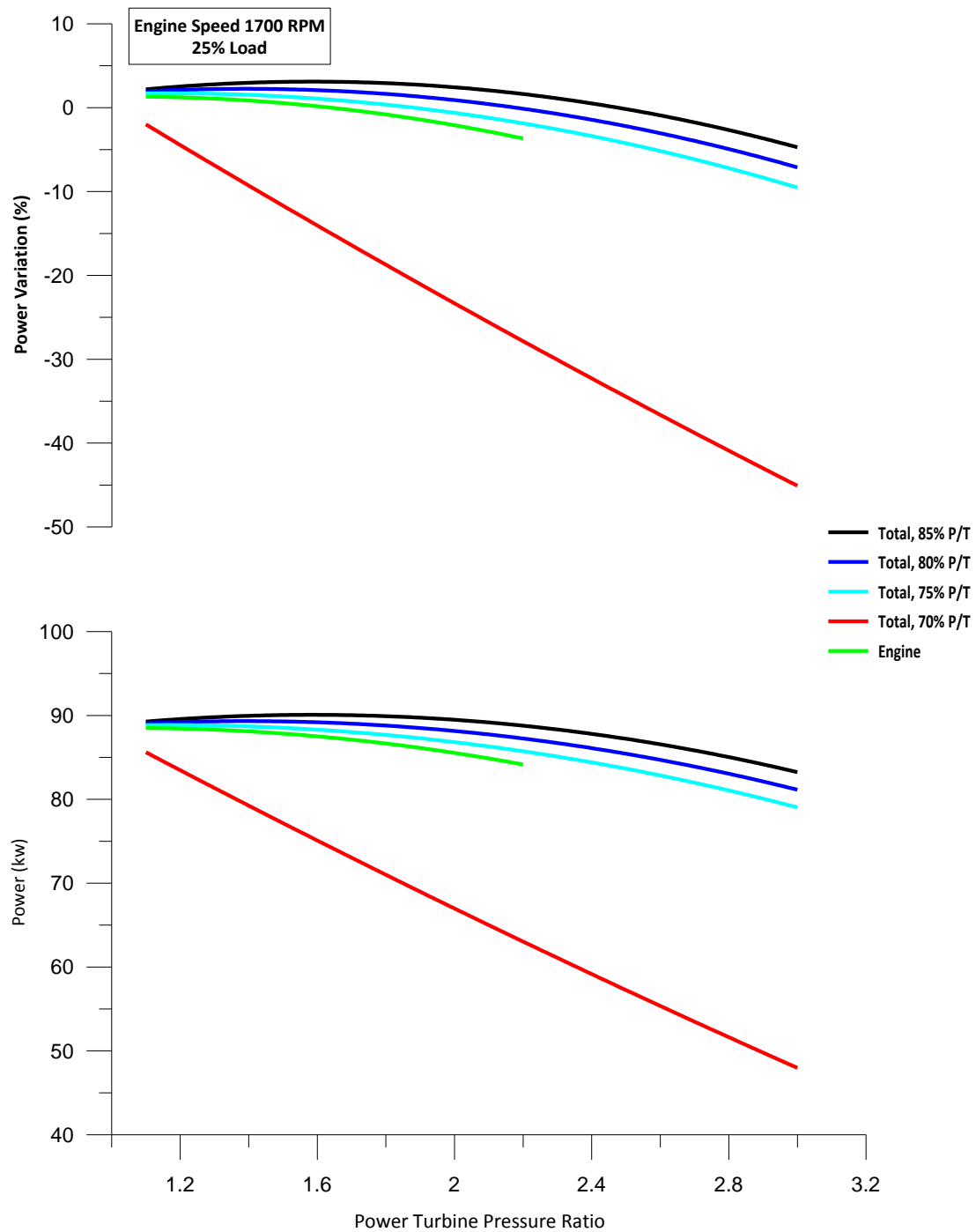
Σχήμα 6.5 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στην παραγόμενη ισχύ για φορτίο 100%



Σχήμα 6.6 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στην παραγόμενη ισχύ για φορτίο 75%



Σχήμα 6.7 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στην παραγόμενη ισχύ για φορτίο 50%



Σχήμα 6.8 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στην παραγόμενη ισχύ για φορτίο 25%

Όπως βλέπουμε και στα τέσσερα προηγούμενα διαγράμματα, η παραγόμενη ισχύς του κινητήρα μειώνεται γραμμικά με την αύξηση του λόγου πίεσης. Αυτό, εξηγήσαμε, οφείλεται στην πίεση αντίθλιψης που δημιουργείται στον οχετό εξαγωγής του κινητήρα. Η αύξηση όμως αυτή της πίεσης στην εξαγωγή και η διατήρηση της στο επιθυμητό σημείο μεταφράζεται σε κατανάλωση ισχύος της μηχανής.

Η ισχύς όμως, την οποία επιστρέφει στο σύστημα ο στρόβιλος ισχύος επαρκεί για να καλύψει τις απώλειες αυτές. Ως εκ τούτου με την αύξηση του λόγου πίεσης παρατηρείται αύξηση και της παραγόμενης ισχύος μέχρι ένα μέγιστο σημείο πέρα από το οποίο οποιαδήποτε αύξηση του λόγου πίεσης δεν επιφέρει και αύξηση της ισχύος. Αυτό συμβαίνει διότι οι απώλειες ισχύος που οφείλονται στον κινητήρα υπερβαίνουν το κέρδος που προσφέρει στο σύστημα ο στρόβιλος ισχύος.

Η επίδραση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος είναι προφανής. Όσο μεγαλύτερος είναι τόσο περισσότερη είναι η ισχύ που παράγει ο στρόβιλος και αποδίδει στο σύστημα. Επιπλέον παρατηρείται ότι ο βέλτιστος λόγος πίεσης αυξάνει με το βαθμό απόδοσης του στροβίλου ισχύος.

Όπως βλέπουμε για πλήρες φορτίο με στρόβιλο ισχύος βαθμού απόδοσης 85% είναι δυνατόν να έχουμε αύξηση της συνολικά παραγόμενης ισχύος (total) έως και 7.6% ενώ με τον στρόβιλο ισχύος με βαθμό απόδοσης 80% έχουμε 6.5%. Στην μέγιστη αναλογία πίεσεως η ισχύς της μηχανής πέφτει αντίστοιχα κατά 16% και 14% , αφού οι δύο στρόβιλοι δίνουν μέγιστη τιμή σε ελάχιστα διαφορετικό λόγο πίεσης.

6.3.3 Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Στα σχήματα 6.9 έως και 6.12 δίνεται η ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει του λόγου πίεσης για τέσσερις βαθμούς απόδοσης του στροβίλου ισχύος στα τέσσερα φορτία λειτουργίας.

Στο άνω διάγραμμα φαίνεται η ποσοστιαία μεταβολή σε σχέση με την ειδική κατανάλωση της απλά υπερπληρωμένης μηχανής, ενώ στο κάτω διάγραμμα φαίνονται οι απόλυτες τιμές αυτής.

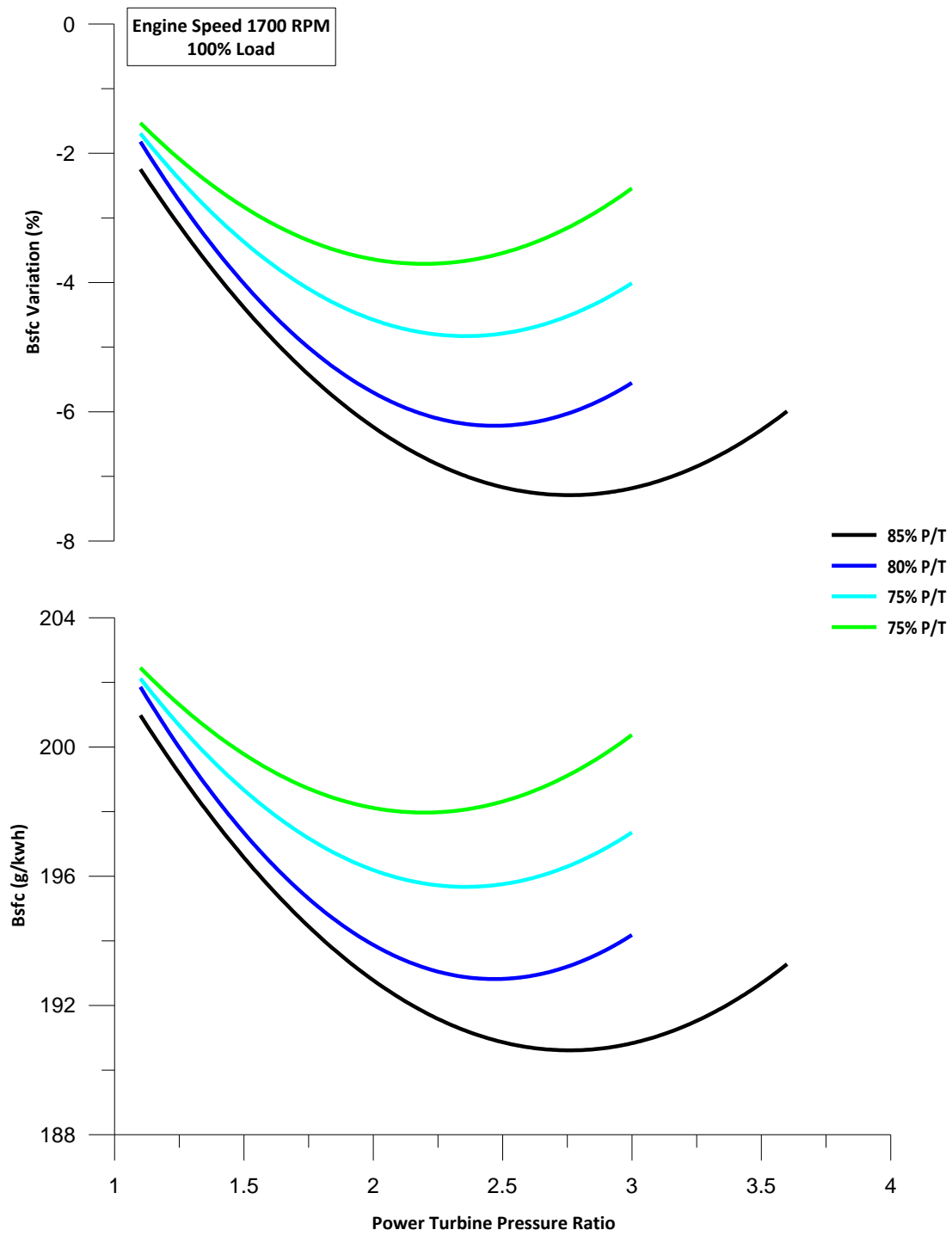
Η ειδική κατανάλωση καυσίμου δίνεται από τις σχέσεις :

$$\dot{b}_{e_{tot}} = \frac{\dot{m}_B}{P_{tot}} = \frac{1}{n_{e_{tot}} \Theta_u} \quad (6.1)$$

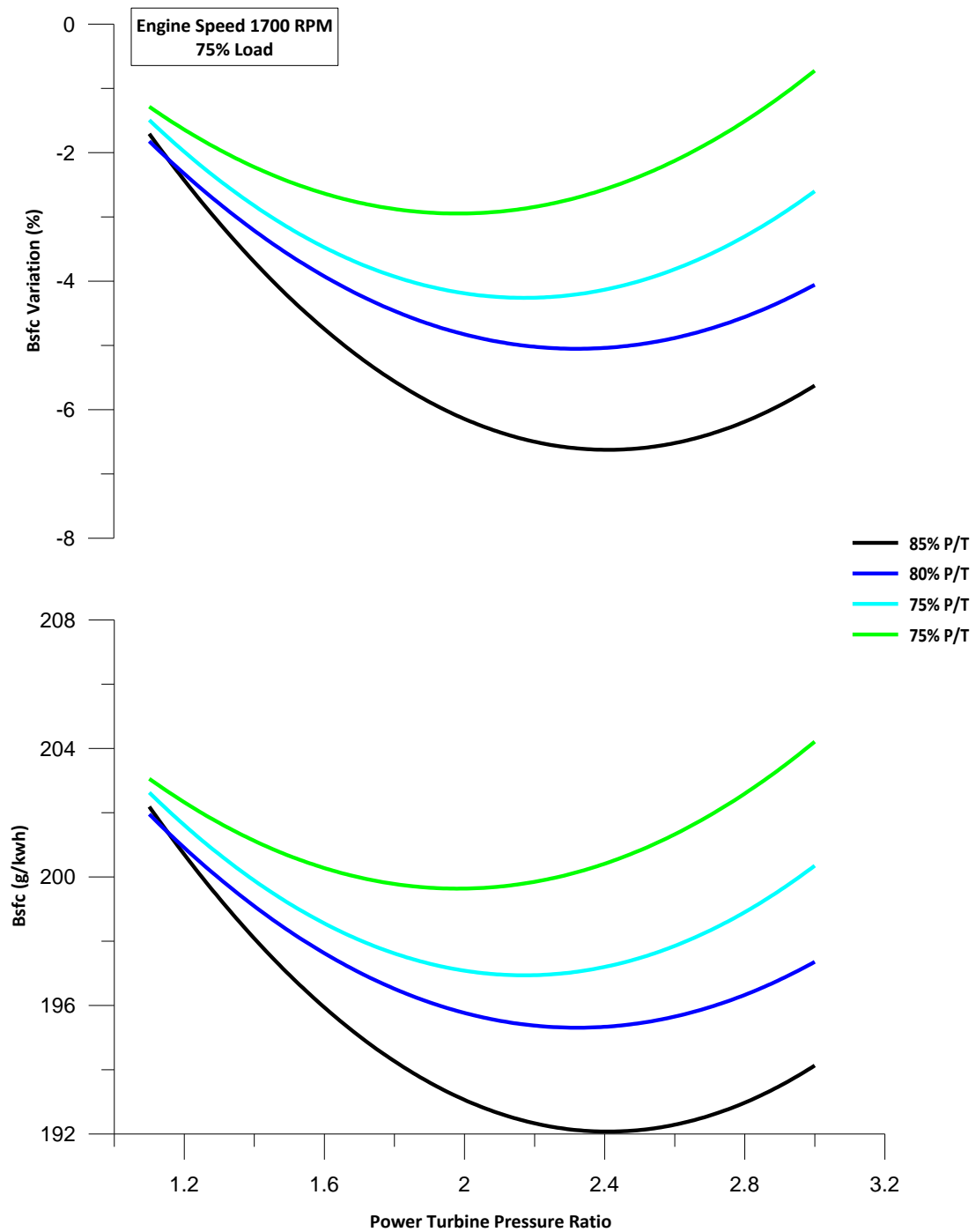
Όπου \dot{m}_B η παροχή καυσίμου, P_{tot} η ολική πραγματική ισχύς του συστήματος, Θ_u η θερμογόνος δύναμη του καυσίμου και n_e είναι ο ολικός πραγματικός βαθμός απόδοσης του συστήματος (tot) και δίνεται από την σχέση :

$$n_e = n_m n_i \quad (6.2)$$

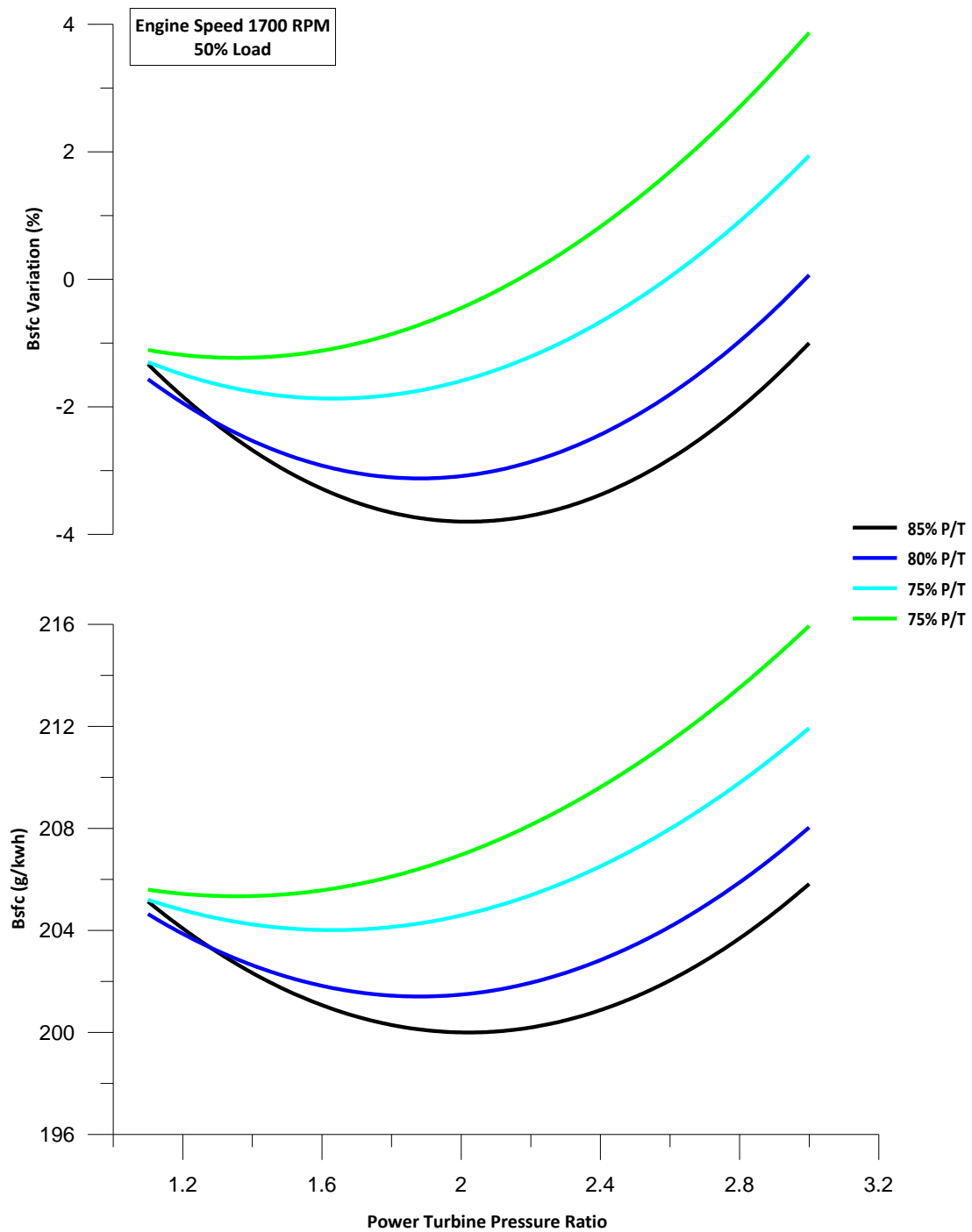
Το n_m είναι ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα, το n_i ο ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης . Όπως αναφέραμε προηγούμενα, η συνολική ισχύς ισούται με αυτήν του κινητήρα και αυτήν του στροβίλου ισχύος.



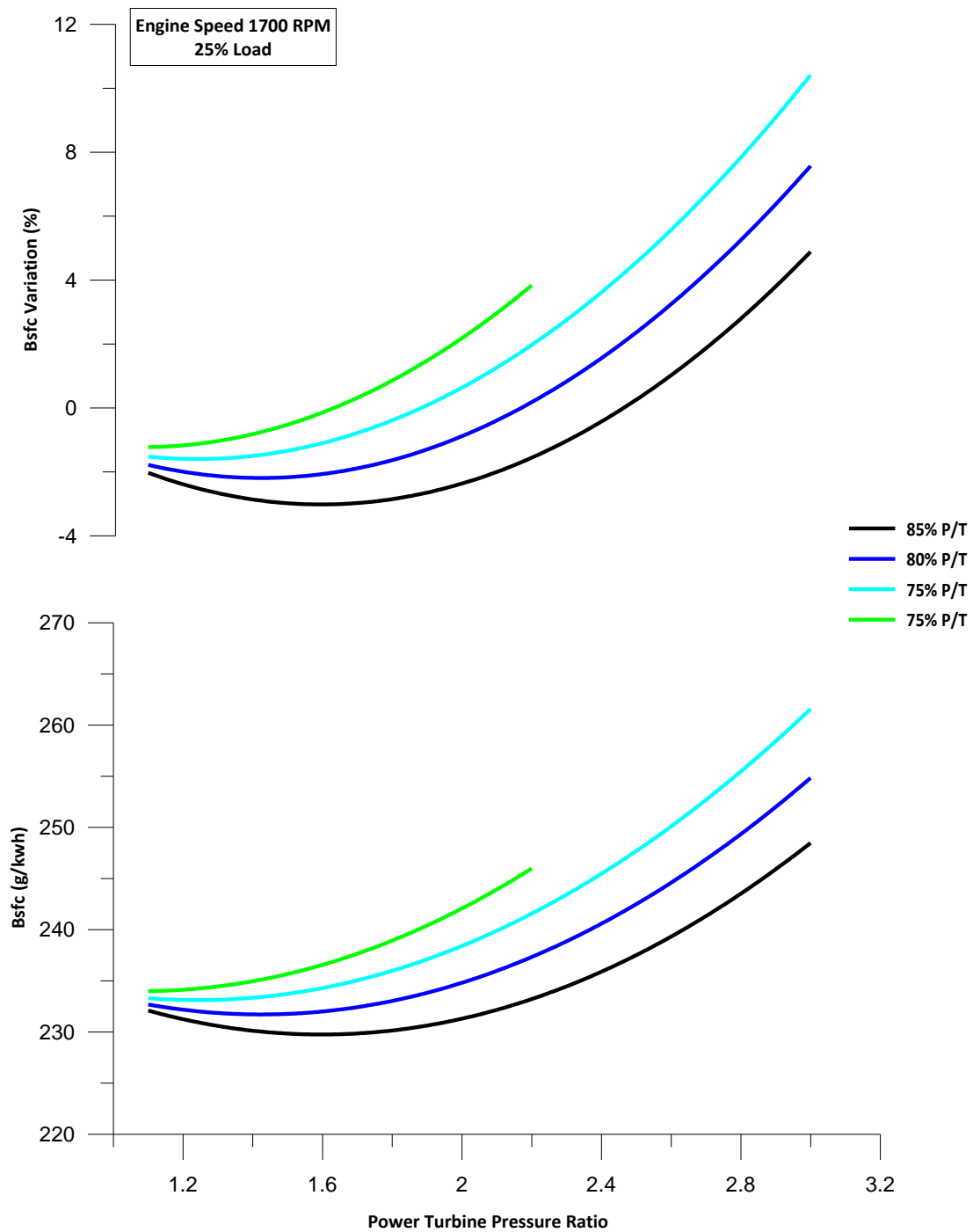
Σχήμα 6.9 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στην ειδική κατανάλωση καυσίμου για φορτίο 100%



Σχήμα 6.10 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στην ειδική κατανάλωση καυσίμου για φορτίο 75%



Σχήμα 6.11 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στην ειδική κατανάλωση καυσίμου για φορτίο 50%



Σχήμα 6.12 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στην ειδική κατανάλωση καυσίμου για φορτίο 25%

Από τη σχέση 6.2 γίνεται κατανοητό πως όσο η συνολική ισχύς το συστήματος αυξάνεται η ειδική κατανάλωση θα μειώνεται.

Από τα διαγράμματα βλέπουμε ότι μέχρι τον βέλτιστο λόγο πίεσης, δηλαδή το σημείο στο οποίο η ισχύς είναι μέγιστη, συντελείται μείωση της ειδική κατανάλωσης ενώ πέραν της τιμής αυτής η ειδική κατανάλωση καυσίμου αυξάνεται. Όπως αναφέρθηκε ο βέλτιστος λόγος πίεσης μειώνεται με την μείωση του φορτίου. Επίσης, ανάλογα με τον χρησιμοποιούμενο στρόβιλο ο βέλτιστος λόγος πίεσης διαφέρει και πάλι.

Στο πλήρες φορτίο παρατηρείται η μεγαλύτερη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου. Στο βέλτιστο λόγο πίεσης, για στρόβιλο ισχύος με βαθμό απόδοσης 85% η μείωση της ειδικής κατανάλωσης φτάνει το 7% στο πλήρες φορτίο ενώ αυτή του στροβίλου ισχύος με 80% βαθμό απόδοσης φτάνει το 6.03%. Η ειδική κατανάλωση πλησιάζει τις τιμές 190g/kwh και 193g/kwh αντίστοιχα.

Στα μερικά φορτία η μείωση αυτή της ειδικής κατανάλωσης είναι σαφώς μικρότερη. Ο βέλτιστος λόγος πίεσης είναι μικρότερος απ' ότι στο πλήρες φορτίο και έτσι η μεταβολή της κλίσης της καμπύλης συμβαίνει πιο γρήγορα με την αύξηση του λόγου πίεσης.

6.3.4 Εκπομπές NOx

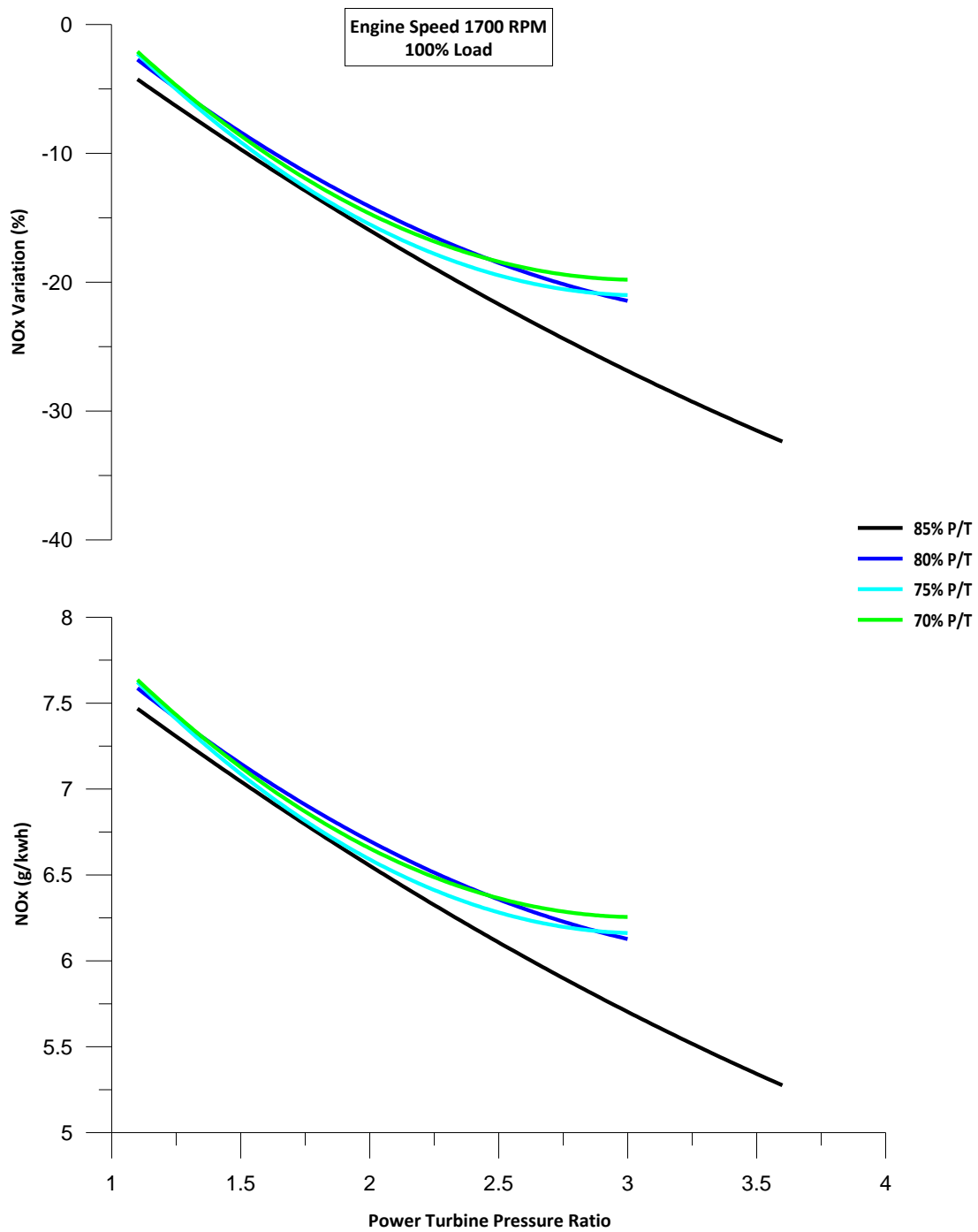
Στα σχήματα 6.13 έως και 6.16 δίνονται οι εκπομπές των οξειδίων του αζώτου (NOx) συναρτήσει του λόγου πίεσης για τέσσερις βαθμούς απόδοσης του στροβίλου ισχύος στα τέσσερα φορτία λειτουργίας.

Και εδώ τα διαγράμματα είναι διπλά. Στο άνω διάγραμμα φαίνεται η ποσοστιαία μεταβολή σε σχέση με τις εκπομπές NOx της απλά υπερπληρωμένης μηχανής, ενώ στο κάτω διάγραμμα φαίνονται οι απόλυτες τιμές αυτής.

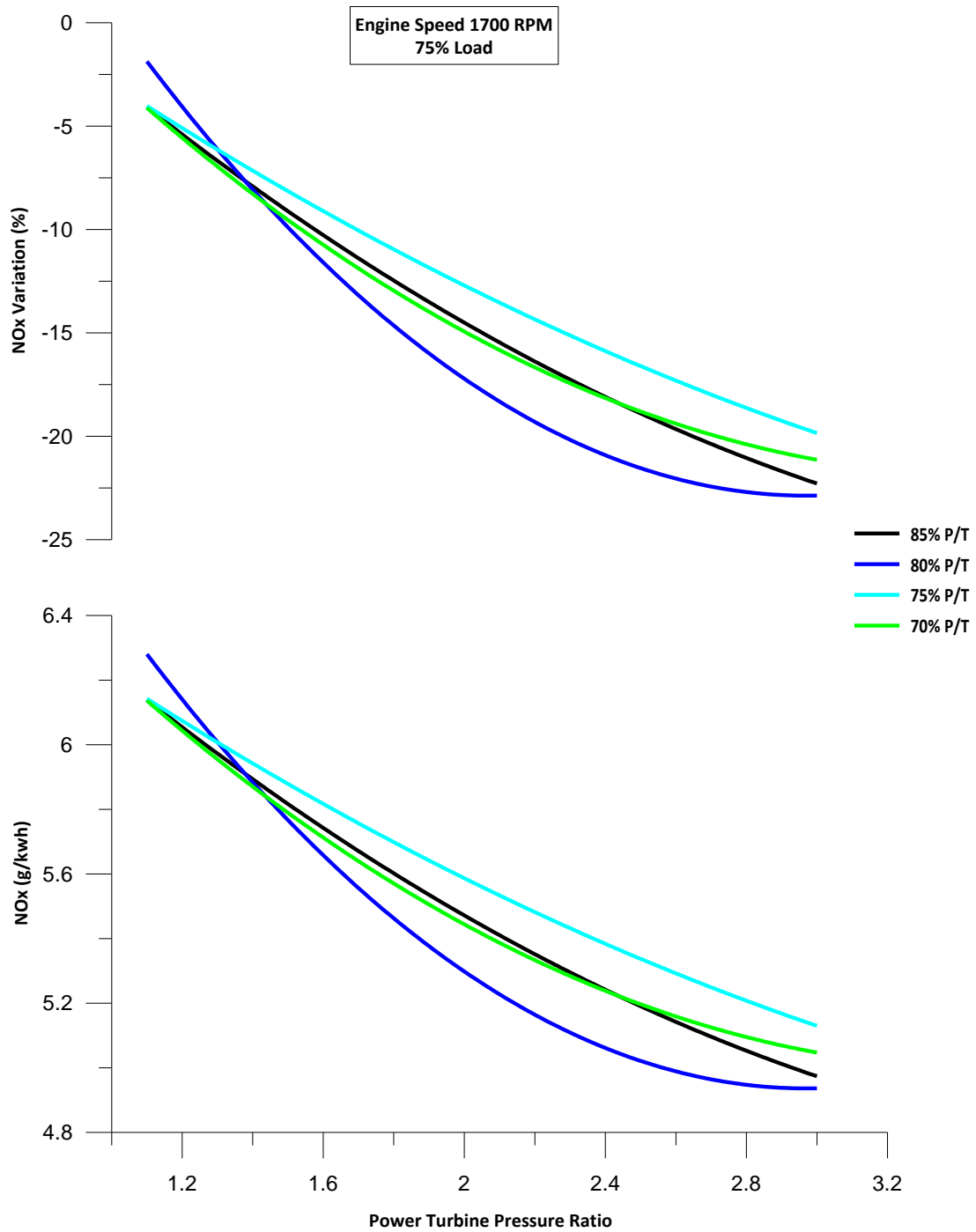
Επειδή το μοντέλο δίνει τα αποτελέσματα για τις εκπομπές NOx συναρτήσει της ισχύος του κινητήρα, πρέπει να γίνει μετατροπή των αποτελεσμάτων ώστε να δίνονται συναρτήσει της ολικής ισχύος του συστήματος. Έτσι χρησιμοποιήσαμε την παρακάτω απλή σχέση :

$$NO_{x_{tot}} = NO_{x_{eng}} \frac{Power_{eng}}{Power_{tot}} \quad (6.3)$$

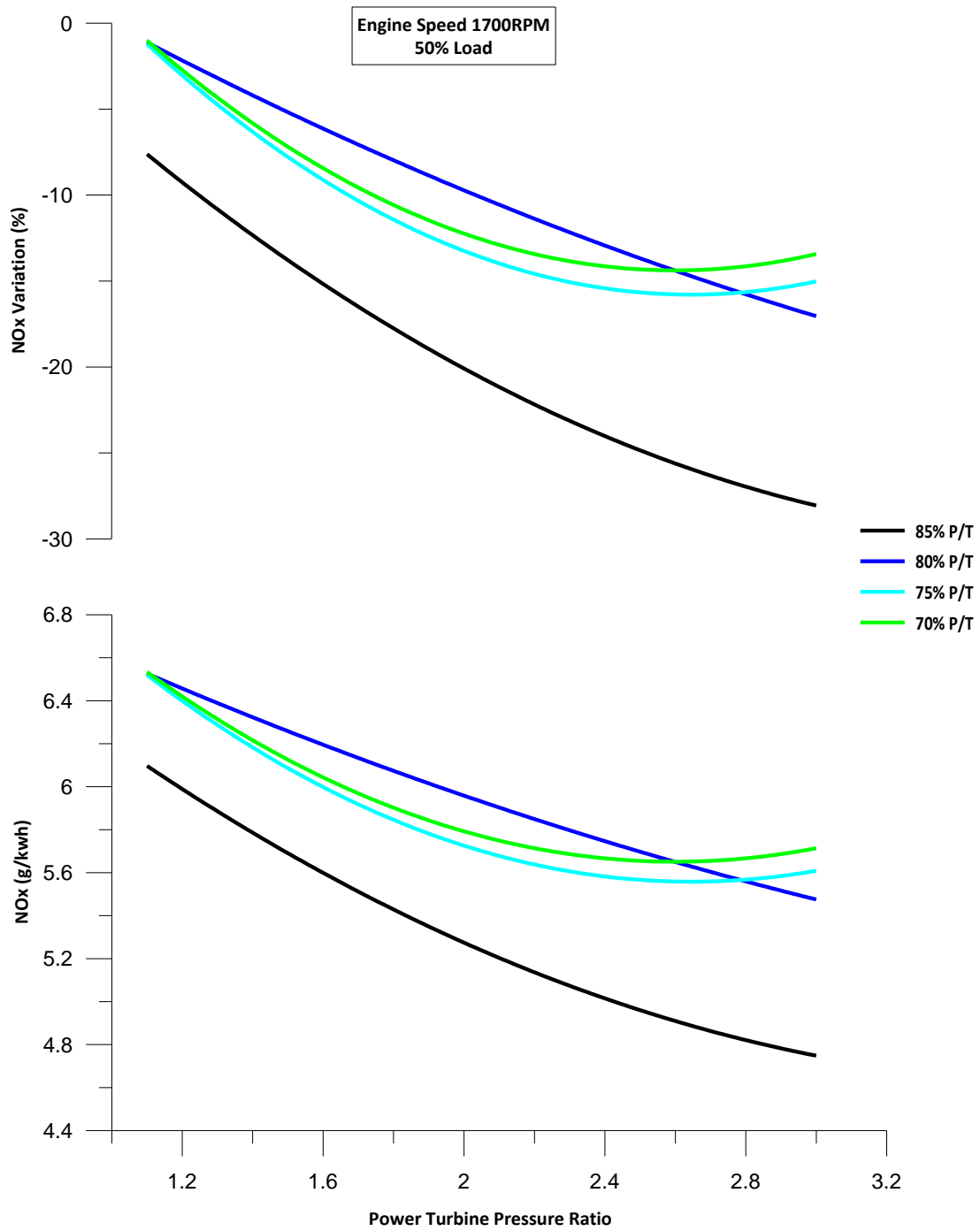
Όπου ο δείκτης eng αναφέρεται στην μηχανή ενώ ο δείκτης tot στο σύστημα.



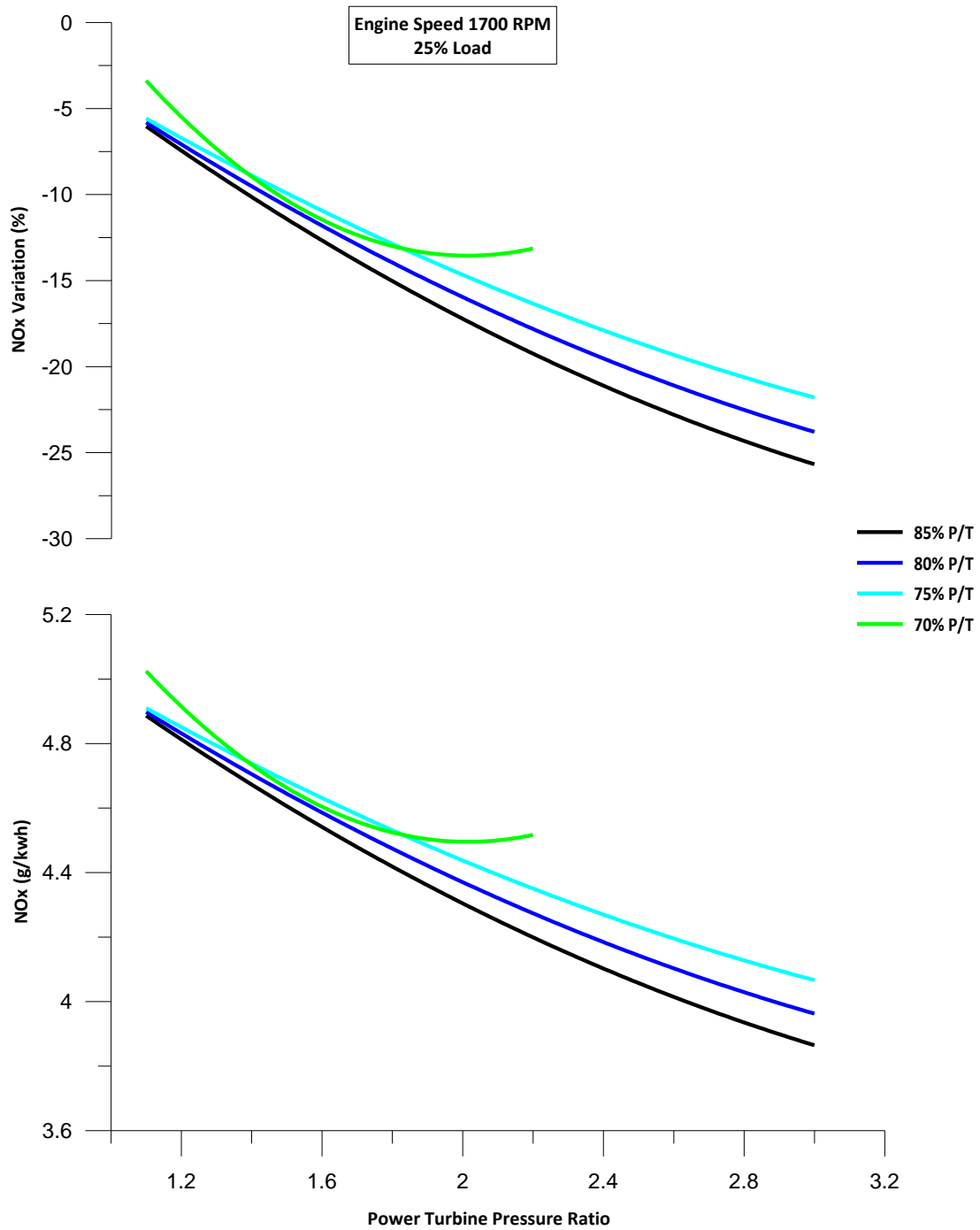
Σχήμα 6.13 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος εκπομπές NOx καυσίμου για φορτίο 100%



Σχήμα 6.14 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στις εκπομπές NOx καυσίμου για φορτίο 75%



Σχήμα 6.15 : Επίδραση λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στις εκπομπές NOx καυσίμου για φορτίο 50%



Σχήμα 6.16 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στις εκπομπές NOx καυσίμου για φορτίο 25%

Όπως βλέπουμε στα προηγούμενα σχήματα υπάρχει μια σύγχυση των αποτελεσμάτων χωρίς όμως αυτό να μας εμποδίζει να βγάλουμε συμπεράσματα.

Από τα διαγράμματα είναι εμφανές ότι η αύξηση του βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος επιφέρει μικρή μείωση των τιμών NOx όταν αυτές εκφράζονται σε g/kwh. Αυτό οφείλεται στην αύξηση της συνολικής ισχύος του συστήματος λόγω του καλύτερου βαθμού απόδοσης του στροβίλου επιφέροντας μείωση των εκπομπών όπως φαίνεται από την σχέση 6.3.

Αντίστοιχα επειδή με την αύξηση του λόγου πίεσης αυξάνεται η ισχύς του συστήματος οδηγούμαστε σε ανάλογα συμπεράσματα. Όμως η μείωση στις εκπομπές του NOx με την αύξηση της αναλογίας πύεσεως οφείλεται και στην αύξηση της ποσότητας του παγιδευμένου καυσαερίου στους κυλίνδρους λόγω της πίεσης αντίθλιψης. Έτσι, όπως εξηγήσαμε στην παράγραφο για τον σχηματισμό των NOx, η θερμοκρασία της καύσης και το διαθέσιμο O₂ μειώνονται με αποτέλεσμα τη μείωση των εκπομπών NOx. Για τον λόγο αυτό αύξηση του λόγου πίεσης πέραν της βέλτιστης τιμής συνεχίζει να επιφέρει μείωση των εκπεμπόμενων NOx.

Στο μέγιστο φορτίο για τους στροβίλους με βαθμό απόδοσης 85% και 80%, στο βέλτιστο λόγο πίεσης, έχουμε μείωση των NOx κατά 23% και 18% αντίστοιχα.

6.3.5 Εκπομπές αιθάλης

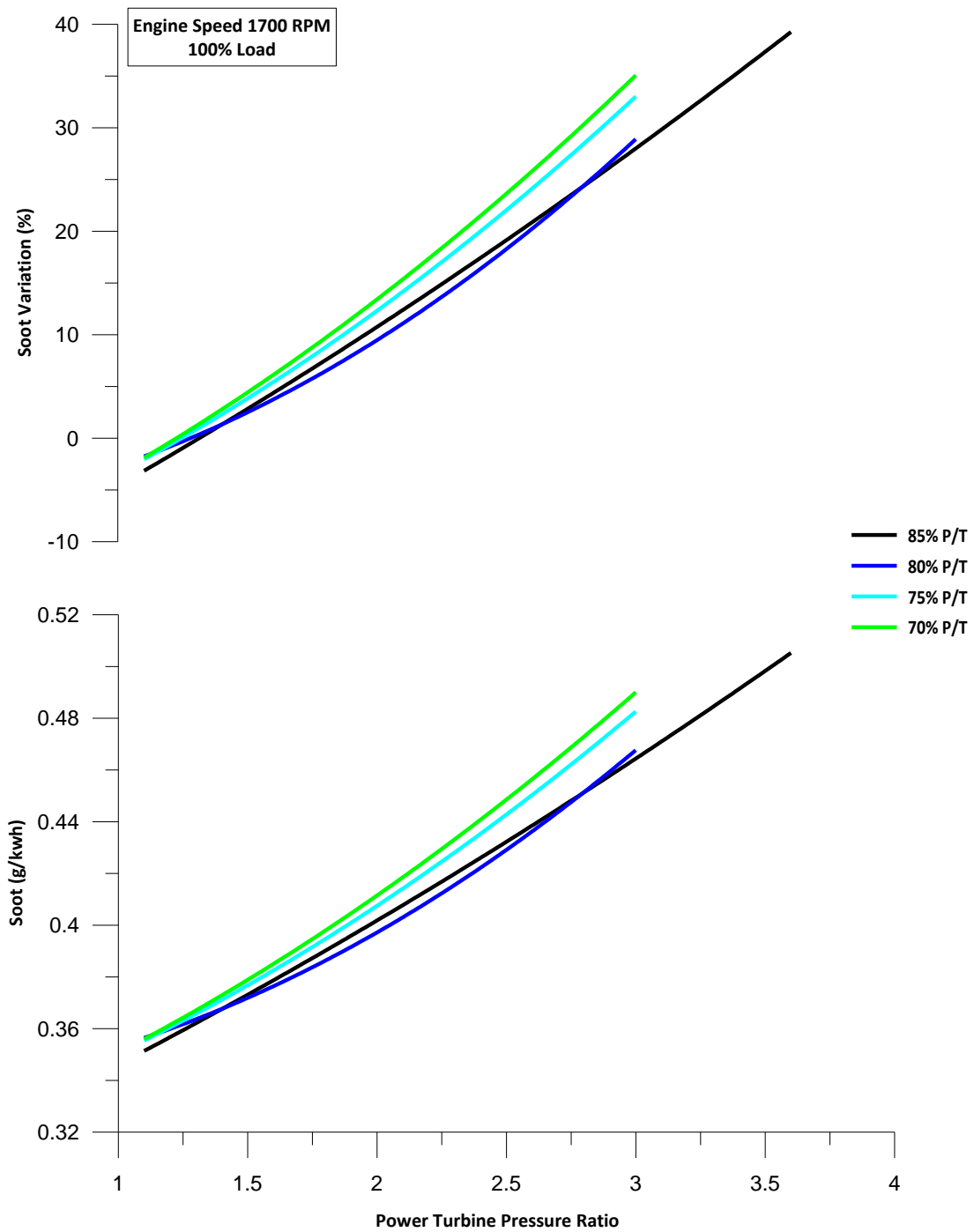
Στα σχήματα 6.17 έως και 6.20 δίνονται οι εκπομπές της αιθάλης του λόγου πίεσης για τέσσερις βαθμούς απόδοσης του στροβίλου ισχύος στα τέσσερα φορτία λειτουργίας.

Και εδώ τα διαγράμματα είναι διπλά. Στο άνω διάγραμμα φαίνεται η ποσοστιαία μεταβολή σε σχέση με τις εκπομπές αιθάλης της απλά υπερπληρωμένης μηχανής, ενώ στο κάτω διάγραμμα φαίνονται οι απόλυτες τιμές αυτής.

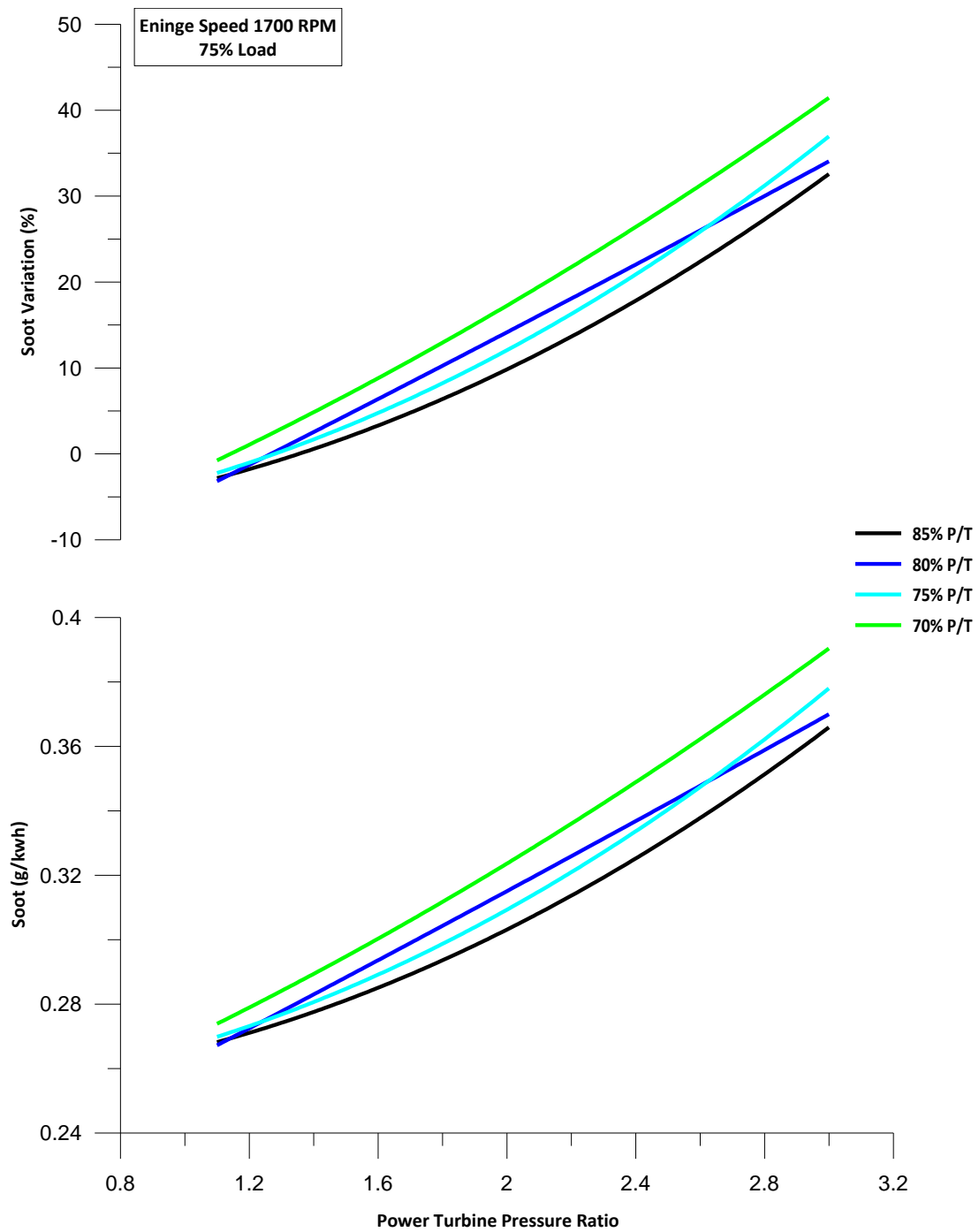
Επειδή το μοντέλο δίνει τα αποτελέσματα για τις εκπομπές αιθάλης (soot) συναρτήσει της ισχύος του κινητήρα, πρέπει να γίνει μετατροπή των αποτελεσμάτων ώστε να δίνονται συναρτήσει της ολικής ισχύος του συστήματος. Έτσι χρησιμοποιήσαμε την παρακάτω απλή σχέση :

$$Soot_{tot} = Soot_{eng} \frac{Power_{eng}}{Power_{tot}} \quad (6.4)$$

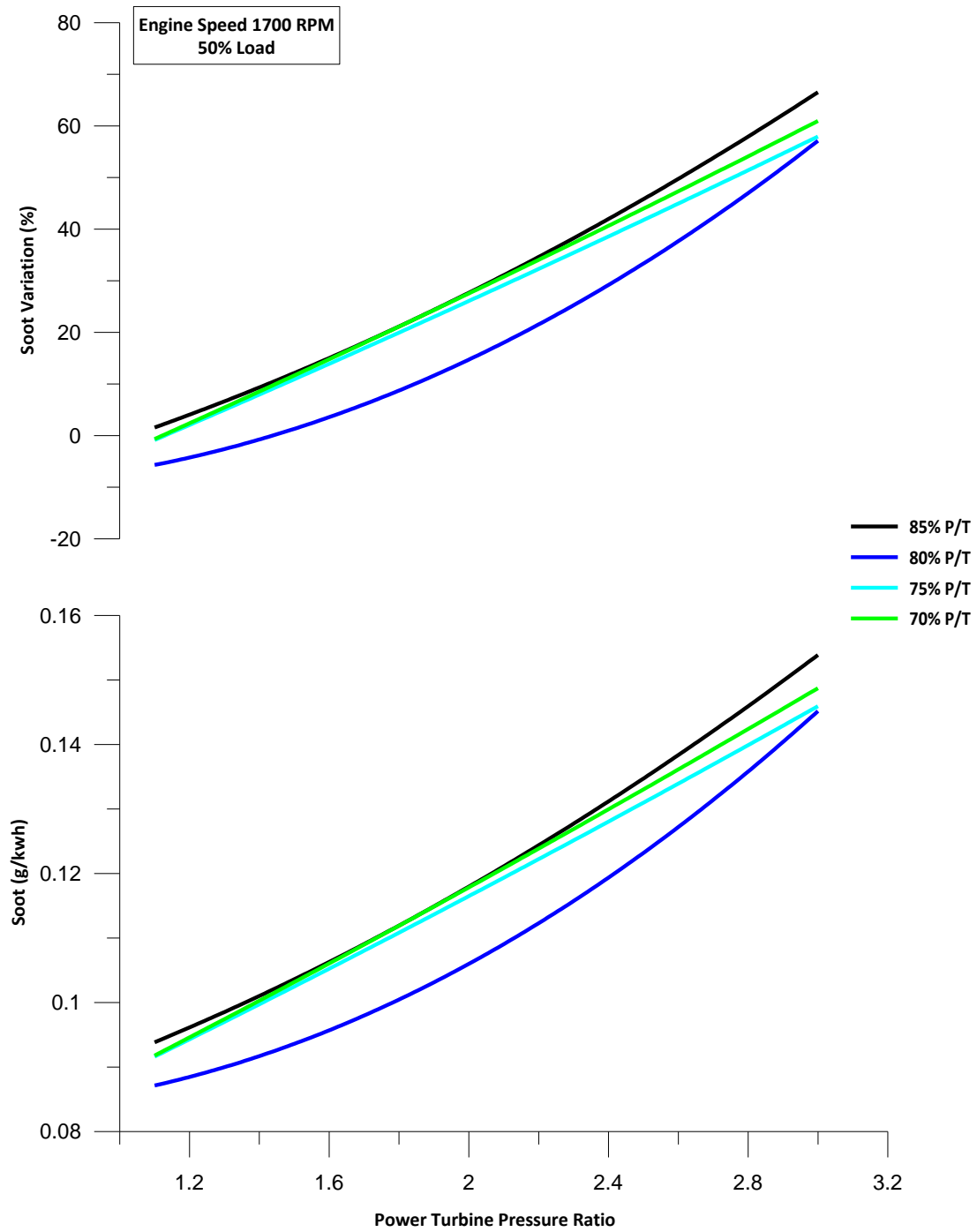
Όπου ο δείκτης eng αναφέρεται στην μηχανή ενώ ο δείκτης tot στο σύστημα.



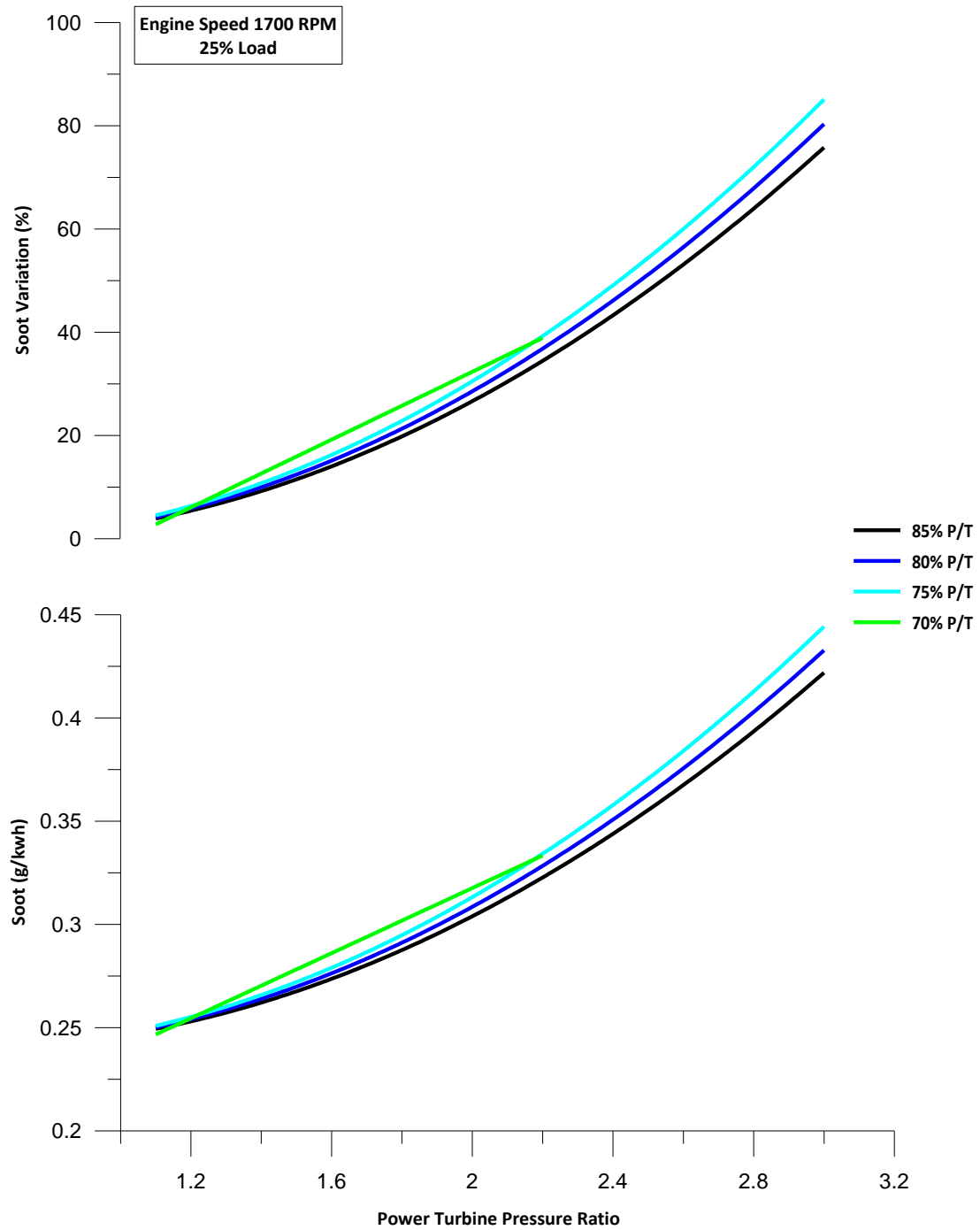
Σχήμα 6.17 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στις εκπομπές αιθάλης για φορτίο 100%



Σχήμα 6.18 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στις εκπομπές αιθάλης για φορτίο 75%



Σχήμα 6.19 : Επίδραση λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στις εκπομπές αιθάλης για φορτίο 50%



Σχήμα 6.20 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στις εκπομπές αιθάλης για φορτίο 25%

Από τα διαγράμματα είναι εμφανές ότι η αύξηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος επιφέρει μικρή μείωση των τιμών της αιθάλης όταν αυτές εκφράζονται σε g/kwh Αυτό οφείλεται στην αύξηση της συνολικής ισχύος του συστήματος λόγω του καλύτερου βαθμού απόδοσης του στροβίλου επιφέροντας μείωση των εκπομπών όπως φαίνεται από την σχέση 6.4.

Θα αναμένετο ότι επειδή με την αύξηση του λόγου πίεσης έχουμε και αύξηση της συνολικής ισχύος οι εκπομπές αιθάλης θα έπρεπε να μειώνονται. Το κέρδος όμως από την αύξηση της ισχύος του συστήματος εκμηδενίζεται γρήγορα διότι όπως όμως έχουμε πει, οι μηχανισμοί σχηματισμού της αιθάλης είναι αντίθετοι από αυτούς για τον σχηματισμό των NOx. Η αύξηση της ποσότητας του παγιδευμένου καυσαερίου στους κυλίνδρους λόγω της πίεσης αντίθλιψης έχει σαν επακόλουθο την αύξηση των εκπομπών αιθάλης. Για τον λόγο αυτό αύξηση του λόγου πίεσης πέραν της βέλτιστης τιμής συνεχίζει να επιφέρει αύξηση των εκπομπών αιθάλης .

Στο μέγιστο φορτίο για τους στροβίλους με ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 85% και 80%, στο βέλτιστο λόγο πίεσης, έχουμε αύξηση της αιθάλης κατά 23% και 18% αντίστοιχα.

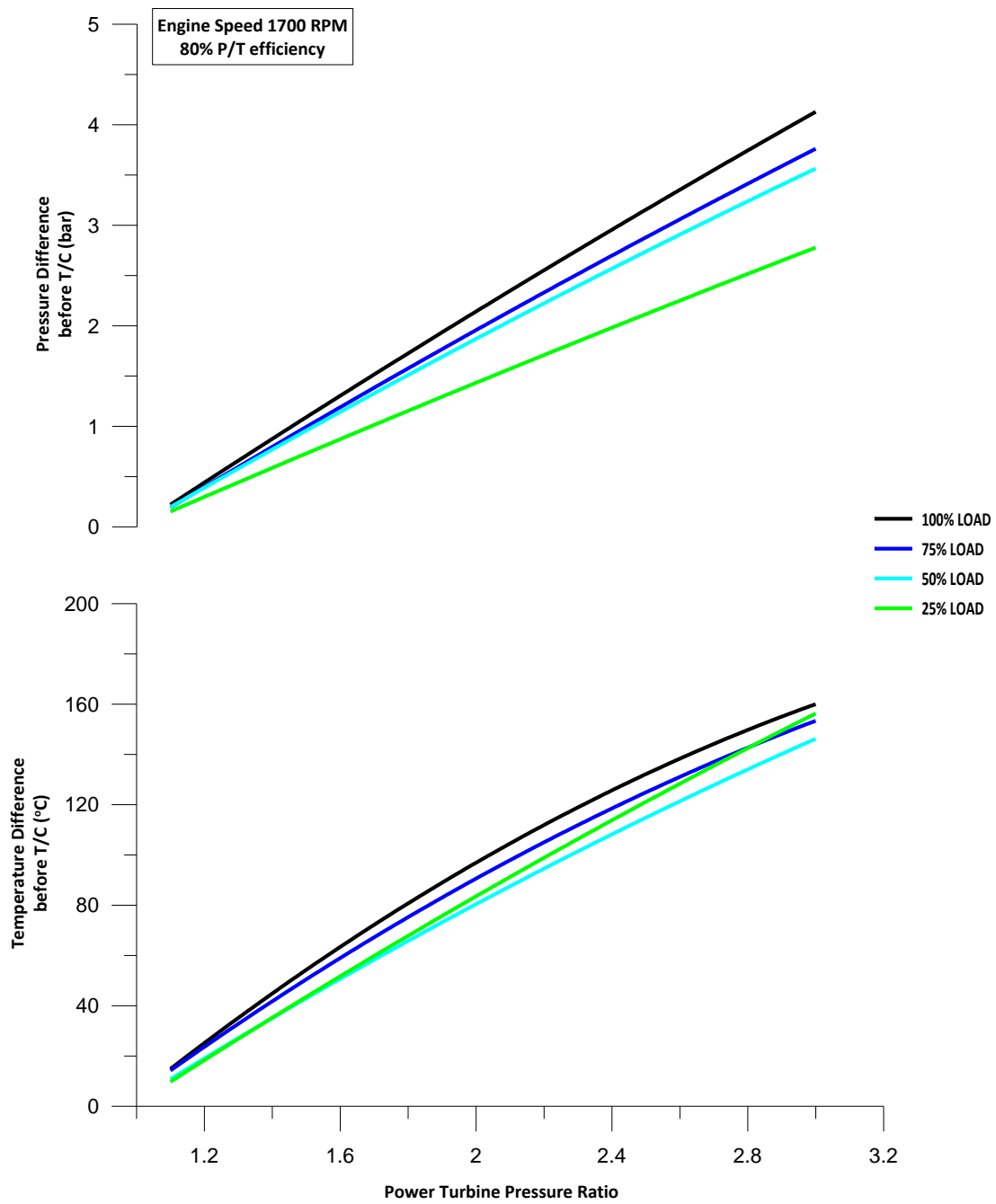
6.3 Επίδραση του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

Το κεφάλαιο αυτό είναι στην ουσία συμπληρωματικό αφού δεν εκτελέστηκαν επιπλέον προσομοιώσεις για την εξαγωγή των διαγραμμάτων. Με σκοπό να εξετάσουμε την επίδραση του φορτίου συναρτήσει της αναλογίας πιέσεως του στροβίλου ισχύος στην λειτουργία του κινητήρα χρησιμοποιήσαμε τα αποτελέσματα που εξήχθησαν από την προσομοίωση του στροβίλου ισχύος με ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 80%. Άλλωστε ο στροβίλος αυτός χρησιμοποιήθηκε και στο επόμενο στάδιο της διπλωματικής εργασίας.

6.3.1 Πίεση και θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον στροβιλουπερπληρωτή

Στο διάγραμμα 6.21 φαίνεται η επίδραση του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα στην πίεση (άνω διάγραμμα) και την θερμοκρασία (κάτω διάγραμμα) των καυσαερίων πριν τον υπερπληρωτή.

Στα διαγράμματα αυτά φαίνονται οι διαφορές των απόλυτων τιμών των μεγεθών σε σχέση με τις τιμές (Pex, Tex) που έδωσε η προσομοίωση για απλή υπερπλήρωση.



Σχήμα 6.21 : Επίδραση του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα στην πίεση και την θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον υπερπληρωτή

Όπως αναφέρθηκε και προηγούμενα η μεταβολή της πίεσης πριν τον στρόβιλο του υπερπληρωτή αυξάνει γραμμικά με τον λόγο πίεσης. Εδώ βλέπουμε ότι η κλίση της καμπύλης είναι πιο έντονη στα μεγάλα φορτία. Γίνεται κατανοητό ότι στο πλήρες φορτίο η αύξηση της πίεσης πριν το στρόβιλο του υπερπληρωτή είναι μεγαλύτερη απ' ό τι στα μερικά φορτία.

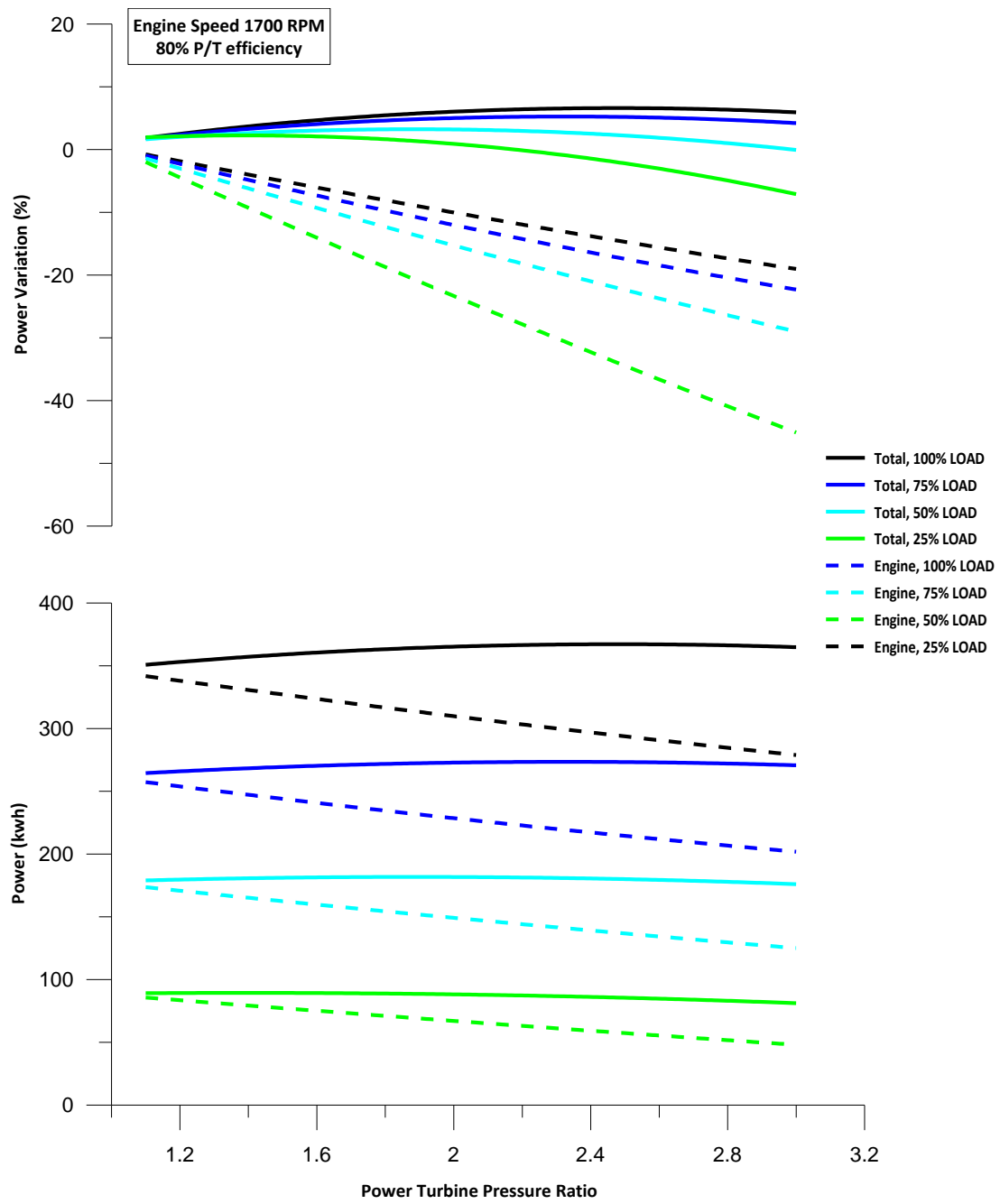
Αντίθετα η μεταβολή της θερμοκρασίας είναι σχεδόν γραμμική με το λόγο πίεσης και δεν παρουσιάζει έντονη διαφοροποίηση ανάλογα με το φορτίο. Παρολαυτά η μεταβολή της θερμοκρασίας είναι μεγαλύτερη όσο αυξάνει το φορτίο.

Η αύξηση του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος περιορίζεται από την αντοχή του στροβίλου του υπερπληρωτή. Ο περιορισμός αυτός έχει ιδιαίτερη σημασία στο πλήρες φορτίο όπου η μεταβολή της πίεσης και της θερμοκρασίας είναι μεγαλύτερες για τον βέλτιστο λόγο πίεσης. Άλλωστε ο βέλτιστος λόγος πίεσης είναι μεγαλύτερος όσο αυξάνει το φορτίο. Για τους λόγους αυτούς είναι προφανές ότι ο στρόβιλος του υπερπληρωτή καταπονείται περισσότερο στο πλήρες φορτίο απ' ό τι στα μερικά και έτσι η αντοχή του αποτελεί κριτήριο επιλογής του υπερπληρωτή.

6.3.2 Παραγόμενη ισχύς

Στο σχήμα 6.22 δίνονται η παραγόμενη ισχύς από τον κινητήρα (engine) και από το όλο σύστημα (total) για τα τέσσερα φορτία λειτουργίας συναρτήσει του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος.

Στο άνω διάγραμμα φαίνεται η ποσοστιαία μεταβολή σε σχέση με την παραγόμενη ισχύ της απλά υπερπληρωμένης μηχανής, ενώ στο κάτω διάγραμμα φαίνονται οι απόλυτες τιμές αυτής.



Σχήμα 6.22 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα στην παραγόμενη ισχύ για στρόβιλο ισχύος με β.α. 80%

Παρατηρώντας το σχήμα 6.22 προκύπτει ότι οι καμπύλες ισχύος για διαφορετικό φορτίο παρουσιάζουν διαφορετική κλίση. Πρακτικά αυτό σημαίνει ότι η μεταβολή του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος στα διάφορα φορτία δεν έχει την ίδια επίδραση.

Η παραγόμενη ισχύς του κινητήρα (διακεκομμένη γραμμή) μειώνεται γραμμικά με την αύξηση του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος. Με μείωση του φορτίου παρατηρούμε ότι η κλίση της καμπύλης ισχύος του κινητήρα γίνεται εντονότερη. Στα χαμηλά φορτία οι απώλειες του κινητήρα είναι μεγαλύτερες απ' ό,τι στα υπόλοιπα φορτία. Γνωρίζουμε επίσης ότι τα καυσαέρια στα χαμηλά φορτία δεν έχουν αρκετή ενέργεια και έτσι η παραγόμενη ισχύς από τον στρόβιλο είναι μικρή. Συνεπώς, αύξηση του λόγου πίεσης στα χαμηλά φορτία επιφέρει απώλειες ισχύος που οφείλονται στον κινητήρα και υπερβαίνουν το κέρδος που προσφέρει ο στρόβιλος ισχύος.

Με την αύξηση του φορτίου, αυξάνεται η κλίση της καμπύλης της ολικής ισχύος (συνεχή γραμμή) του συστήματος. Κατά συνέπεια η θετική επίδραση της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης αυξάνει με το φορτίο του κινητήρα.

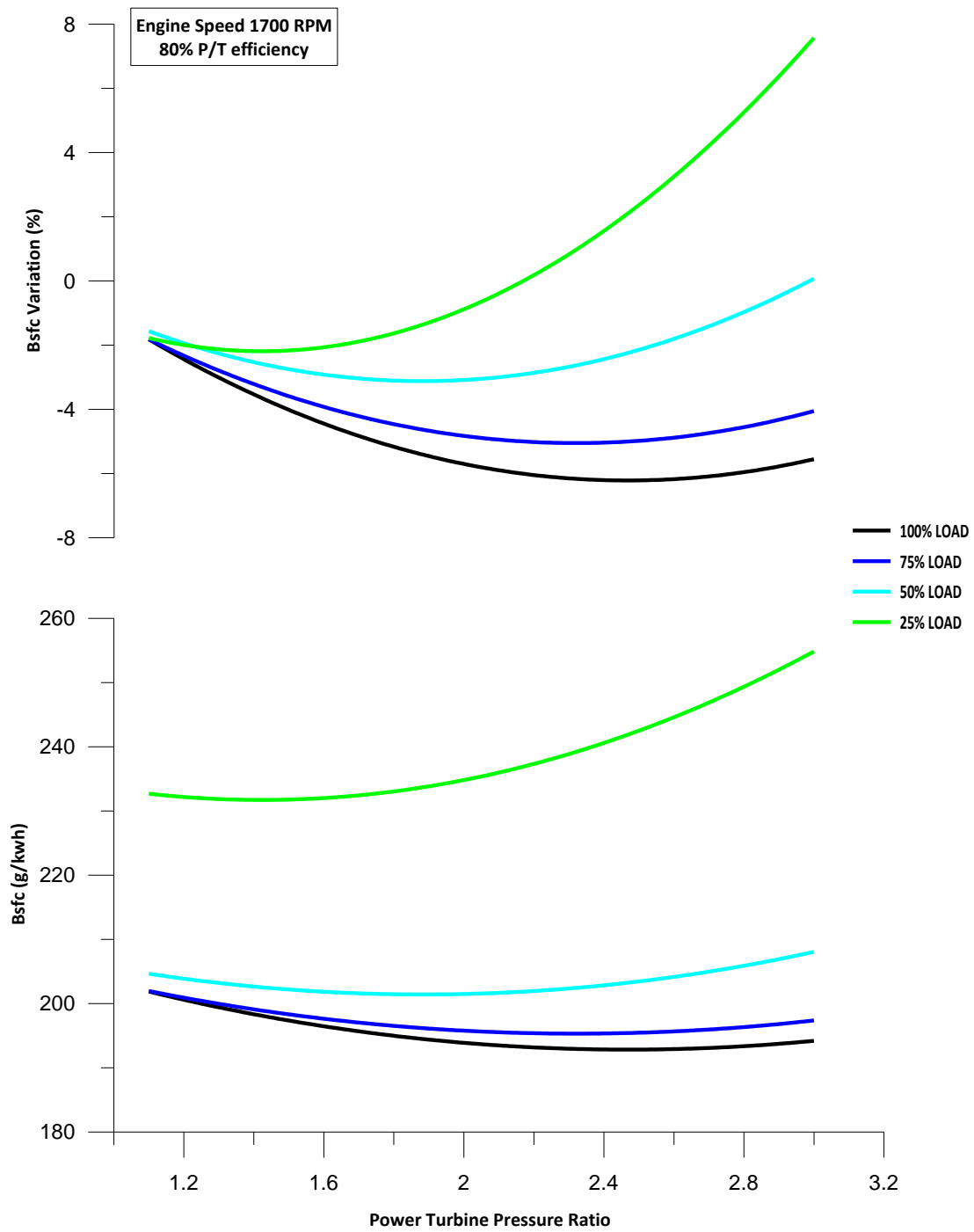
Η αύξηση της ολικής παραγόμενης ισχύος κυμαίνεται από 2.5% στα χαμηλά φορτία έως 6.5% στο πλήρες για τον αντίστοιχο βέλτιστο λόγο πίεσης.

Το γεγονός ότι η επίδραση του λόγου πίεσης και η βέλτιστη τιμή αυτού είναι διαφορετικές για κάθε φορτίο καθιστά προφανές το όφελος αλλά και την ανάγκη χρήσης στροβίλων μεταβλητής γεωμετρίας.

6.3.3 Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Στο σχήμα 6.23 δίνονται οι καμπύλες της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου για τα τέσσερα φορτία λειτουργίας συναρτήσει του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος.

Στο άνω διάγραμμα φαίνεται η ποσοστιαία μεταβολή σε σχέση με την ειδική κατανάλωση της απλά υπερπληρωμένης μηχανής, ενώ στο κάτω διάγραμμα φαίνονται οι απόλυτες τιμές αυτής.



Σχήμα 6.23 : Επίδραση λόγου πίεσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα στην ειδική κατανάλωση καυσίμου για στρόβιλο ισχύος με β.α. 80%

Όπως αναφέρθηκε και προηγούμενα, η ειδική κατανάλωση καυσίμου μεταβάλλεται αντιστρόφως ανάλογα με την ολικά παραγόμενη ισχύ. Μέχρι τον βέλτιστο λόγο πίεσης η παραγόμενη ισχύς αυξάνεται. Για βέλτιστο λόγο πίεσης έχουμε την μέγιστη ισχύ. Αντίστοιχα έχουμε και την ελάχιστη τιμή της ειδικής κατανάλωσης. Αύξηση του λόγου πίεσης πέραν της βέλτιστης τιμής επιφέρει μείωση της παραγόμενης ισχύος άρα και αύξηση της ειδικής κατανάλωσης.

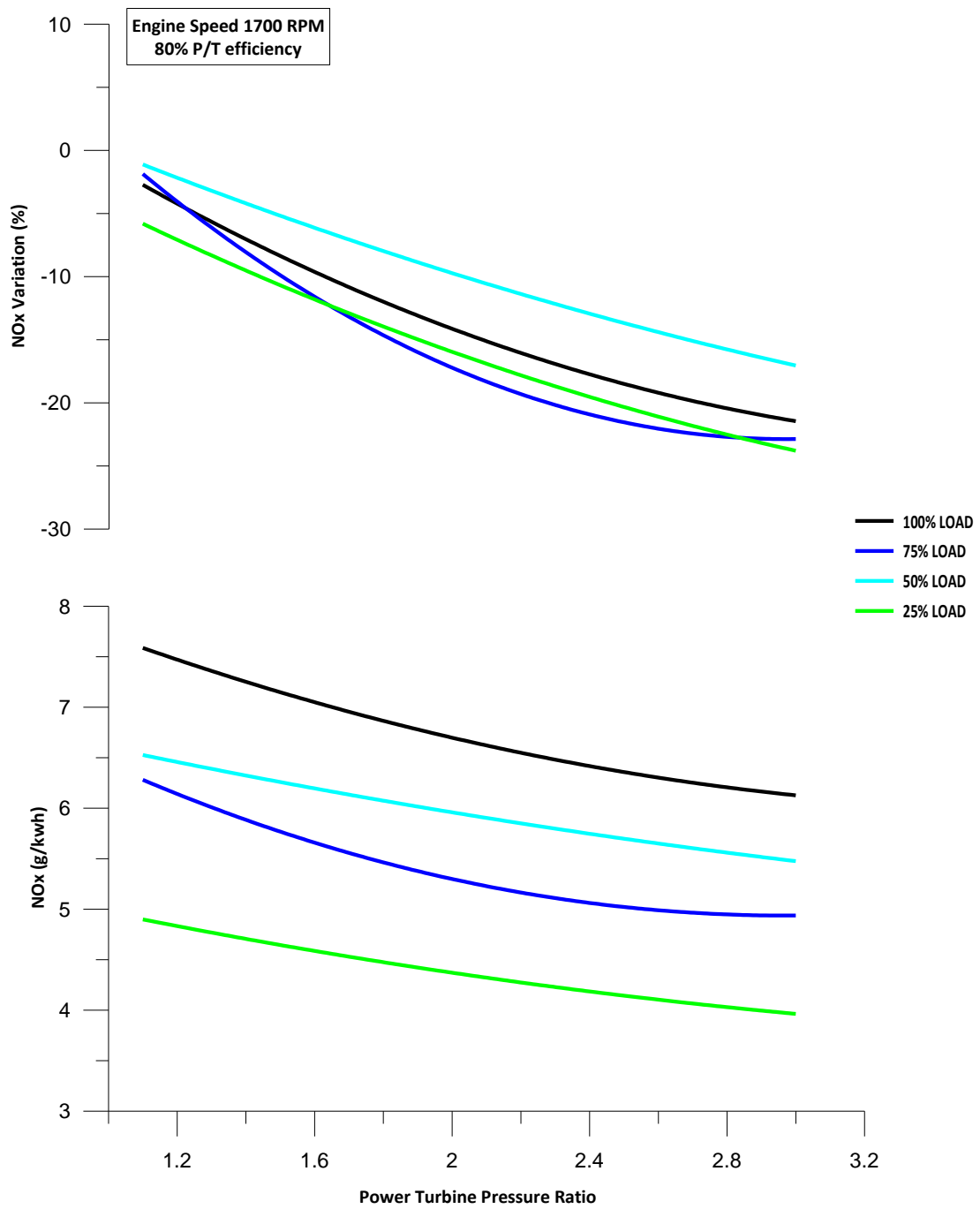
Στο προηγούμενο διάγραμμα φαίνεται η αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου με την μείωση του φορτίου. Συγκεκριμένα η τιμή της ειδικής κατανάλωσης στα χαμηλά φορτία είναι ιδιαίτερα αυξημένη σε σχέση με τα υπόλοιπα φορτία και η κλίση της καμπύλης της γίνεται εντονότερη με την αύξηση του λόγου πίεσης. Με την αύξηση του φορτίου η κλίση της καμπύλης της ειδικής κατανάλωσης γίνεται λιγότερο έντονη.

Για τον αντίστοιχο βέλτιστο λόγο πίεσης, ανάλογα με το φορτίο, η μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κυμαίνεται από 2.4% στα χαμηλά φορτία έως 6.03% στο πλήρες φορτίο.

6.3.4 Εκπομπές NOx

Στο σχήμα 6.24 δίνονται οι εκπομπές NOx για τα τέσσερα φορτία λειτουργίας συναρτήσει του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος.

Στο άνω διάγραμμα φαίνεται η ποσοστιαία μεταβολή σε σχέση με τις εκπομπές NOx της απλά υπερπληρωμένης μηχανής, ενώ στο κάτω διάγραμμα φαίνονται οι απόλυτες τιμές αυτής.



Σχήμα 6.24 : Επίδραση λόγου πίεσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα στις εκπομπές NOx για στρόβιλο ισχύος με β.α. 80%

Όπως βλέπουμε στο παραπάνω διάγραμμα, με την αύξηση του φορτίου έχουμε και αύξηση των εκπομπών NOx, το οποίο είναι αναμενόμενο λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας στον κύλινδρο στα υψηλά φορτία.

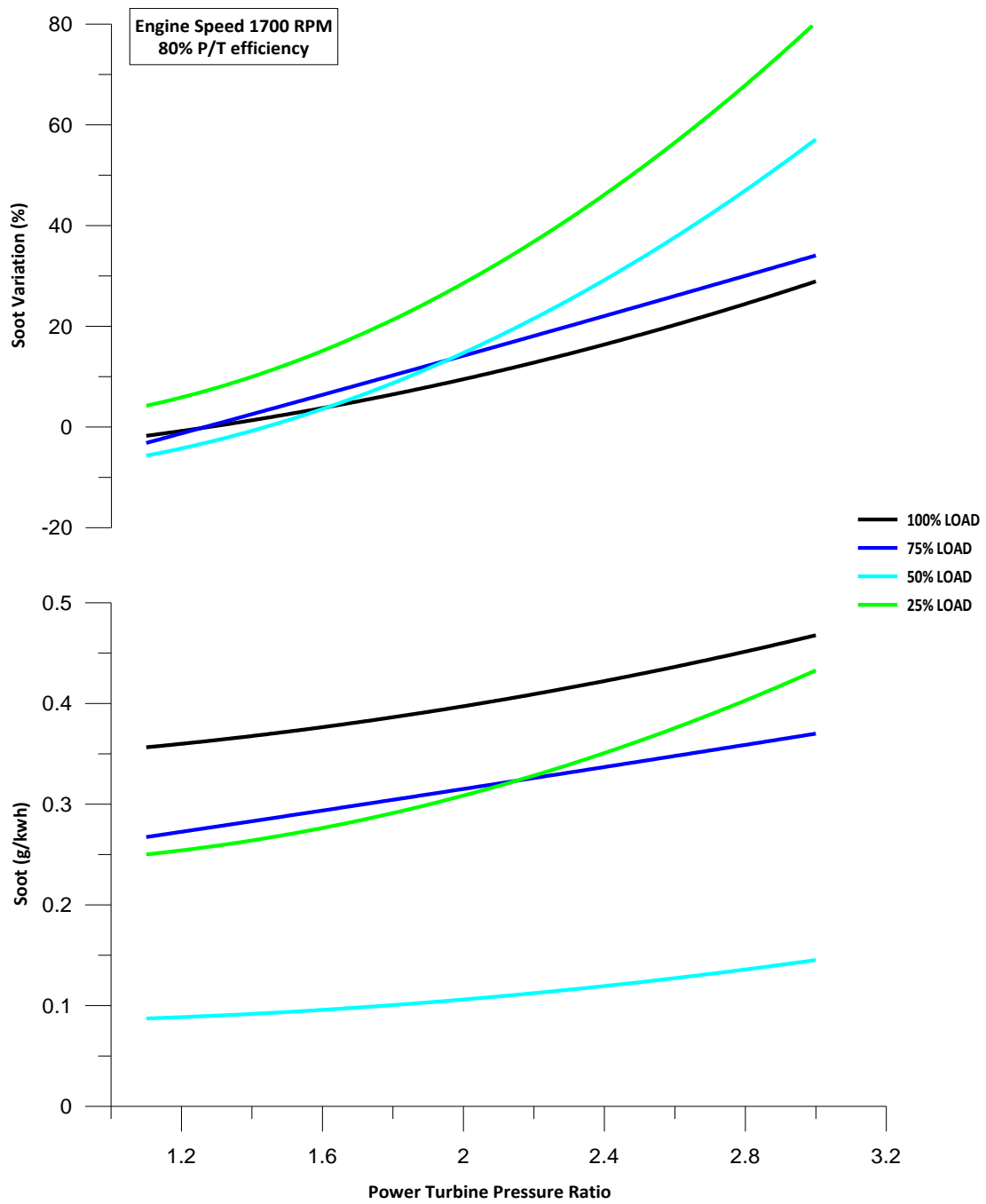
Στα χαμηλά φορτία παρατηρούμε ότι οι εκπομπές NOx μειώνονται γραμμικά με την αύξηση του λόγου πίεσης. Με την αύξηση του φορτίου ο ρυθμός μείωσης των εκπομπών NOx μεταβάλλεται. Για μικρές τιμές του λόγου πίεσης έως και τον βέλτιστο λόγο πίεσης η μεταβολή είναι εντονότερη ενώ στην συνέχεια γίνεται πιο ομαλή.

Αυτό οφείλεται αφενός μεν στην εντονότερη αύξηση της ισχύος του κινητήρα στα μεγάλα φορτία και αφετέρου στην ποσότητα του παγιδευμένου καυσαερίου στον κύλινδρο. Στα μεγάλα φορτία ο βέλτιστος λόγος πίεσης είναι μεγαλύτερος. Σαν συνέπεια η πίεση αντίθλιψης είναι και αυτή μεγαλύτερη. Παγιδεύεται έτσι μεγαλύτερη ποσότητα καυσαερίου στον κύλινδρο.

6.3.5 Εκπομπές αιθάλης

Στο σχήμα 6.25 δίνονται οι εκπομπές αιθάλης για τα τέσσερα φορτία λειτουργίας συναρτήσει του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος.

Στο άνω διάγραμμα φαίνεται η ποσοστιαία μεταβολή σε σχέση με τις εκπομπές αιθάλης της απλά υπερπληρωμένης μηχανής, ενώ στο κάτω διάγραμμα φαίνονται οι απόλυτες τιμές αυτής.



Σχήμα 6.25 : Επίδραση λόγου πίεσης συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα στις εκπομπές αιθάλης για στρόβιλο ισχύος με β.α. 80%

Στο παραπάνω σχήμα βλέπουμε ότι η ποσότητα της εκπεμπόμενης αιθάλης αυξάνετε ανάλογα με το φορτίο. Παρολαυτά στα μικρά φορτία βλέπουμε αύξηση της αιθάλης η οποία οφείλεται στο ότι η πίεση υπερπληρώσεως στα χαμηλά φορτία είναι μικρή και έτσι καίεται σχετικά πλούσιο μείγμα.

6.4 Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα

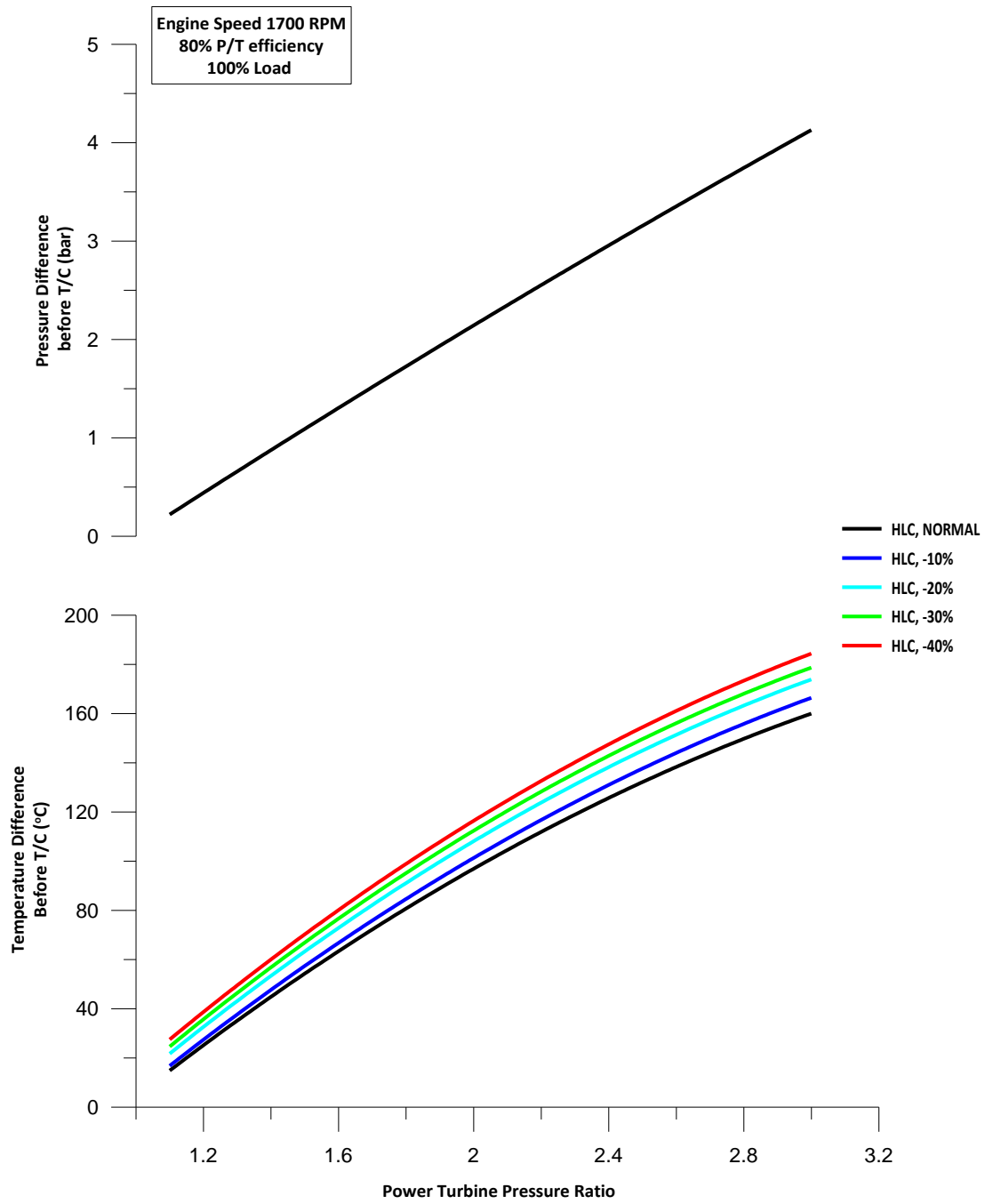
Με την εκτίμηση της επίδρασης του λόγου πίεσης συναρτήσει του βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος και του φορτίου του κινητήρα ολοκληρώθηκε το πρώτο στάδιο της εργασίας. Σκοπός του δεύτερου τμήματος της εργασίας είναι η εκτίμηση της επίδρασης της θερμικής μόνωσης του κινητήρα. Στο στάδιο αυτό, έγινε χρήση του στροβίλου ισχύος με ισηντροπικό βαθμό απόδοσης 80%.

Για να προσομοιωθεί η μείωση των απωλειών θερμότητας στη παρούσα εργασία γίνεται σταδιακή μείωση του συντελεστή απωλειών θερμότητας του μοντέλου. Έτσι οι προσομοιώσεις έγιναν για κανονικό συντελεστή (Heat Losses coefficient = 0.023) και στην συνέχεια με μείωση αυτού κατά 10%, 20%, 30% και 40%.

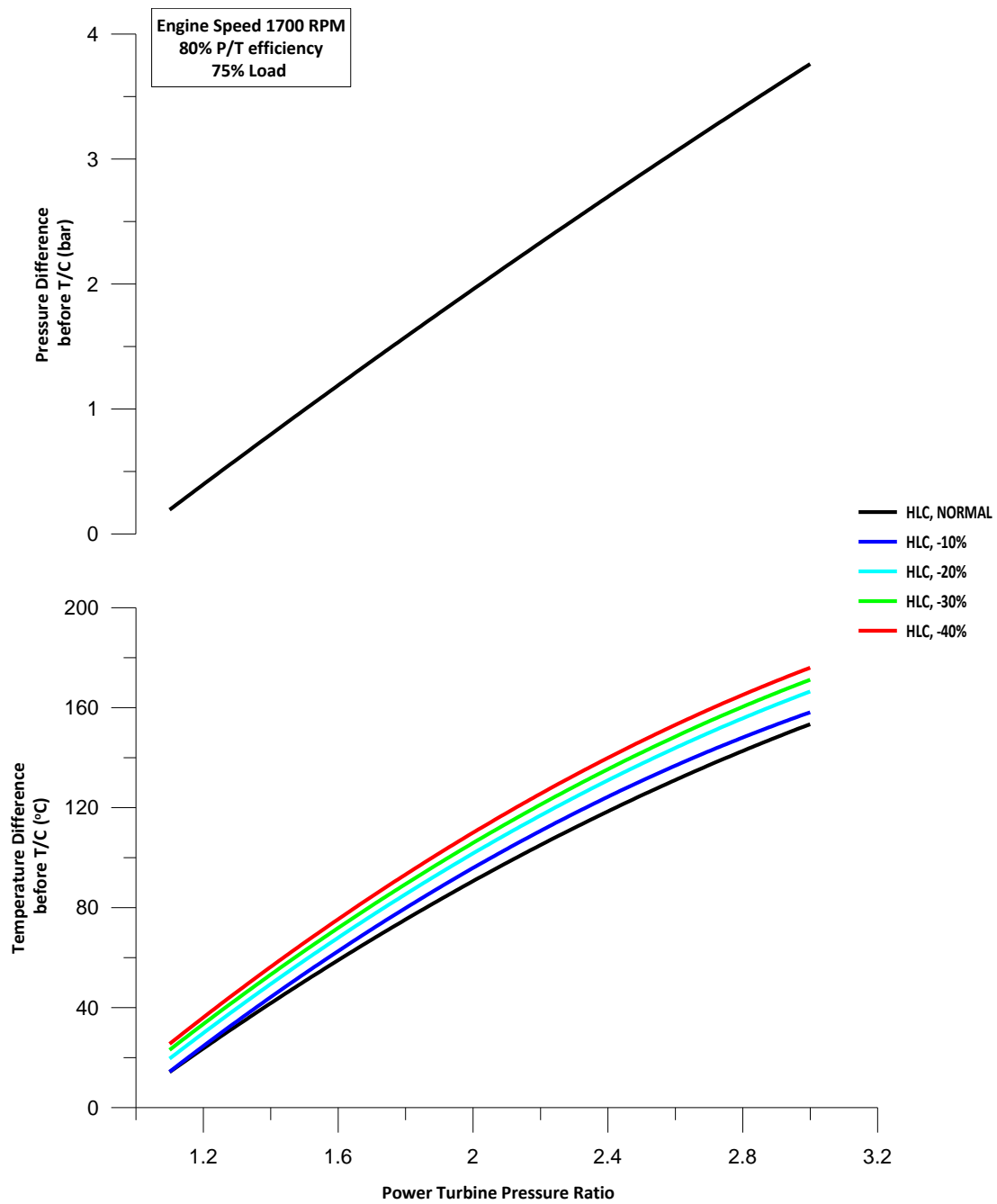
6.4.1 Πίεση και θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον στροβιλουπερπληρωτή

Στα διαγράμματα 6.26, 6.27, 6.28 και 6.29 φαίνεται η επίδραση της μόνωσης του κινητήρα συναρτήσει της μεταβολής του λόγου πίεσης στην πίεση (άνω διάγραμμα) και την θερμοκρασία (κάτω διάγραμμα) των καυσαερίων πριν τον υπερπληρωτή στα τέσσερα φορτία λειτουργίας.

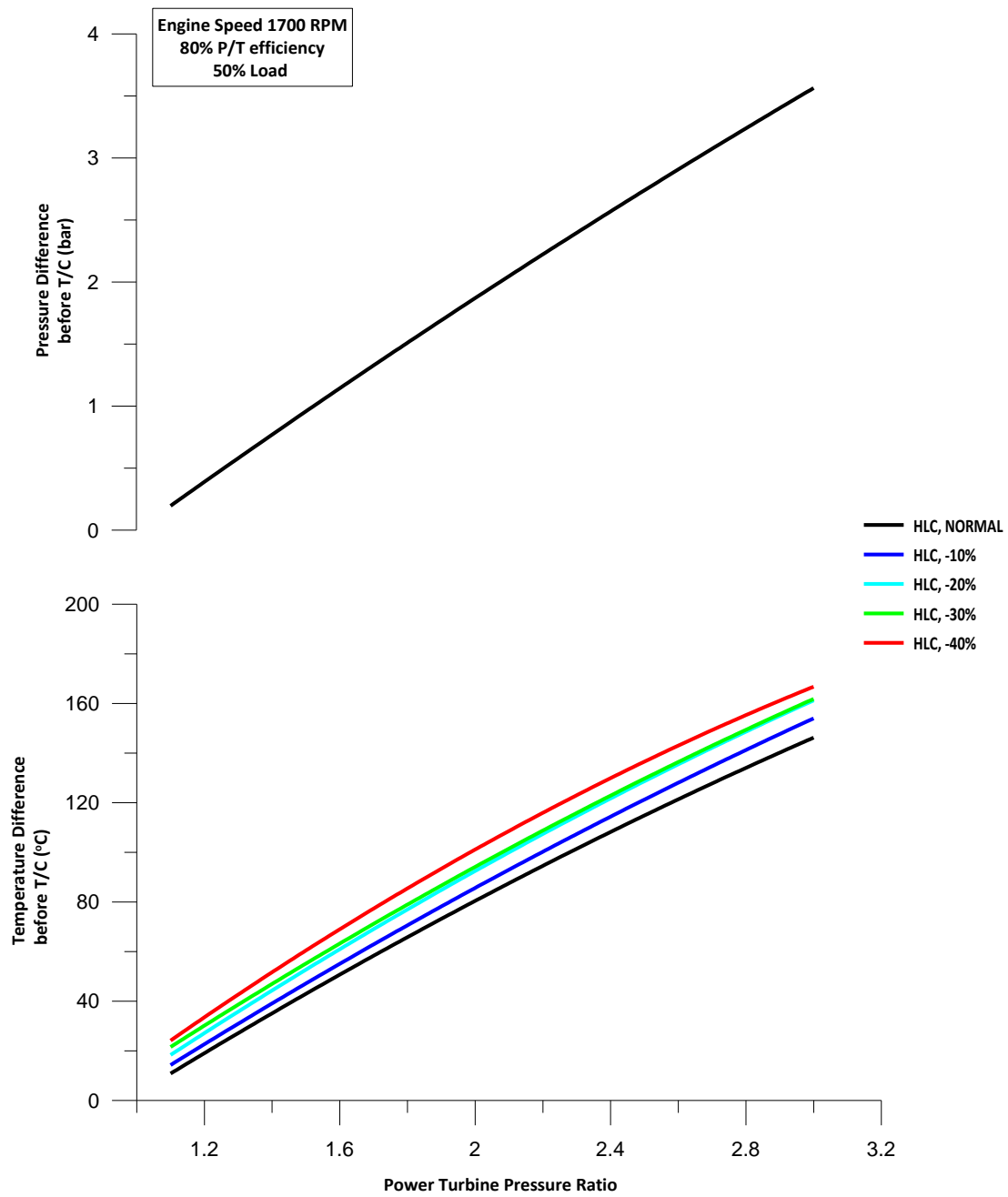
Στα διαγράμματα αυτά φαίνονται οι διαφορές των απόλυτων τιμών των μεγεθών σε σχέση με τις τιμές (P_{ex} , T_{ex}) που έδωσε η προσομοίωση για απλή υπερπλήρωση.



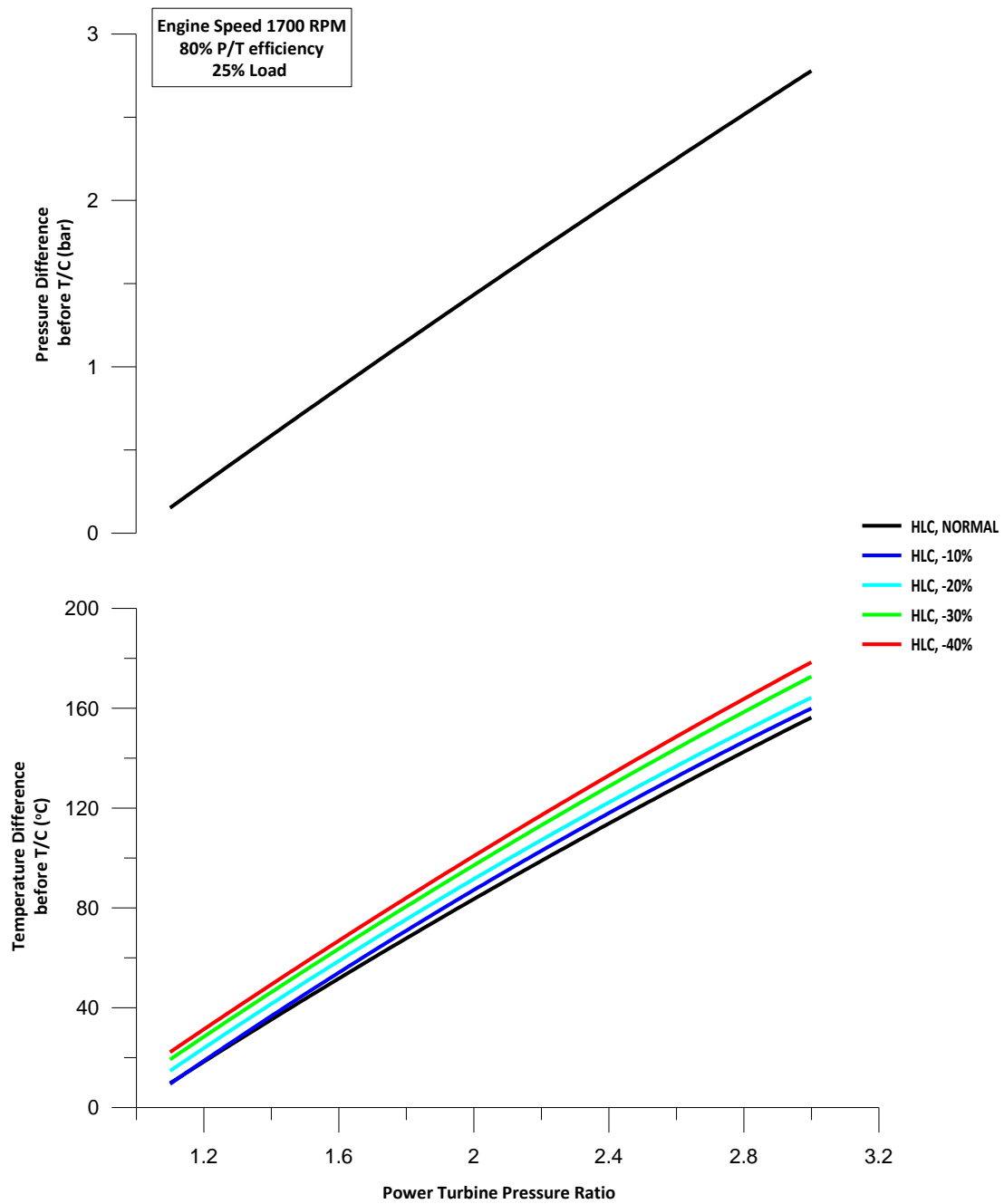
Σχήμα 6.26 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στην πίεση και την θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον υπερπληρωτή για φορτίο 100%



Σχήμα 6.27: Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στην πίεση και την θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον υπερπληρωτή για φορτίο 75%



Σχήμα 6.28 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στην πίεση και την θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον υπερπληρωτή για φορτίο 50%



Σχήμα 6.29 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στην πίεση και την θερμοκρασία του καυσαερίου πριν τον υπερπληρωτή για φορτίο 25%

Όπως βλέπουμε με την μείωση των απωλειών θερμότητας η μεταβολή της πίεσης των καυσαερίων πριν το υπερπληρωτή δεν επηρεάζεται. Όπως και πριν είναι γραμμική με την μεταβολή της αναλογίας πίεσεως του στροβίλου ισχύος.

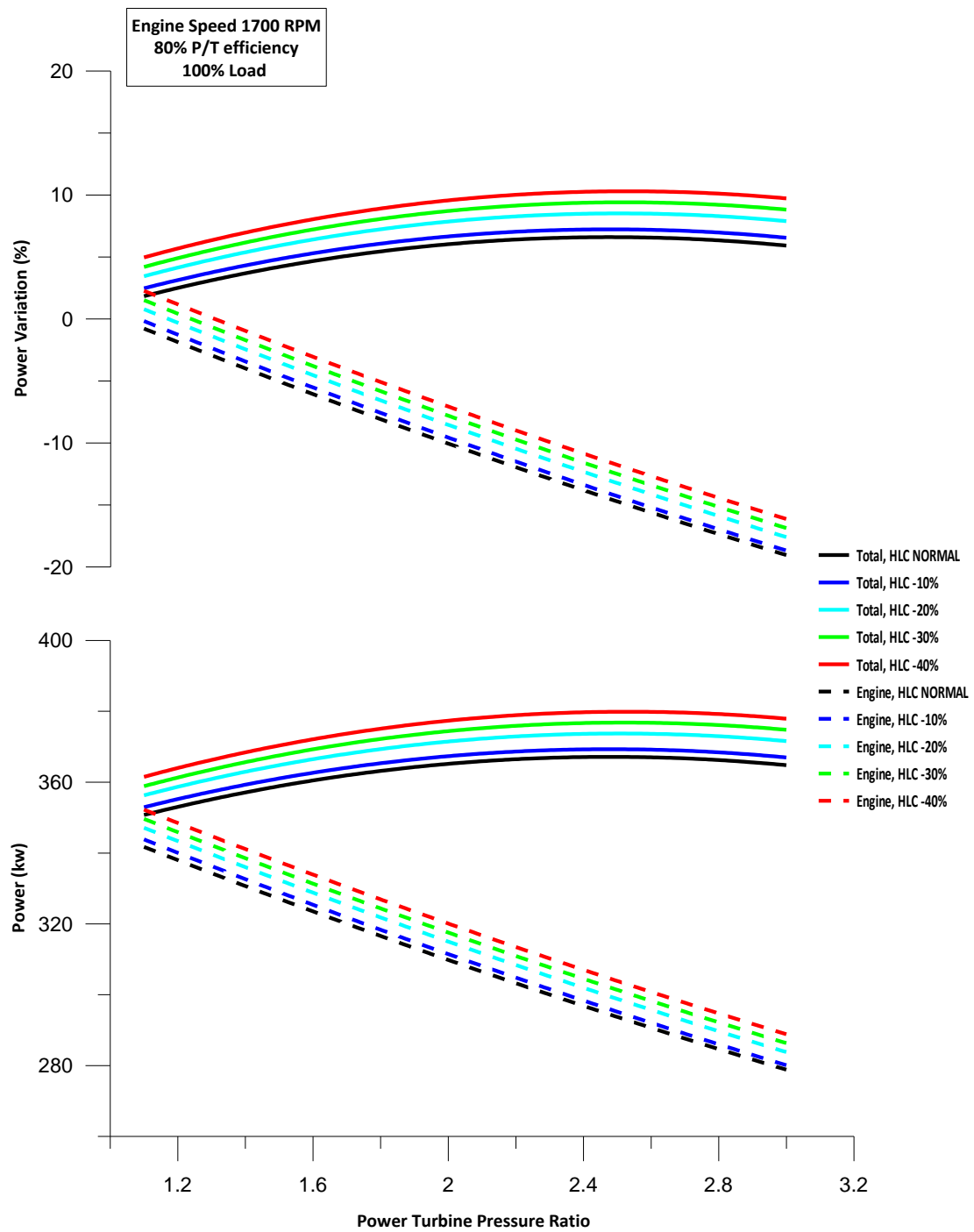
Η θερμοκρασιακή διαφορά ωστόσο, αυξάνεται με την θερμική μόνωση του κινητήρα για όλα τα φορτία. Με την θερμική μόνωση του κινητήρα αυξάνεται η θερμοκρασία λειτουργίας αυτού. Συνεπώς παρατηρείται αύξηση και στην θερμοκρασία των καυσαερίων. Την θερμοκρασιακή αύξηση αυτή είναι που εκμεταλλεύεται ο στρόβιλος ισχύος. Ανάλογα με το φορτίο μεταβάλλεται όπως έχουμε αναφέρει ο βέλτιστος λόγος πίεσης. Για τον αντίστοιχο βέλτιστο λόγο πίεσης η αύξηση που προκύπτει στην θερμοκρασιακή διαφορά κυμαίνεται από 15°C στα χαμηλά φορτία έως 22°C.

Υπενθυμίζουμε ότι η αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας εξαρτώνται από την αντοχή του στροβίλου του υπερπληρωτή. Κατά την θερμική μόνωση του κινητήρα η θερμοκρασιακή διαφορά των καυσαερίων αυξάνει. Συνεπώς η καταλληλότητα του στροβίλου του υπερπληρωτή εξαρτάται ακόμη περισσότερο από την αντοχή του στις υψηλές θερμοκρασίες.

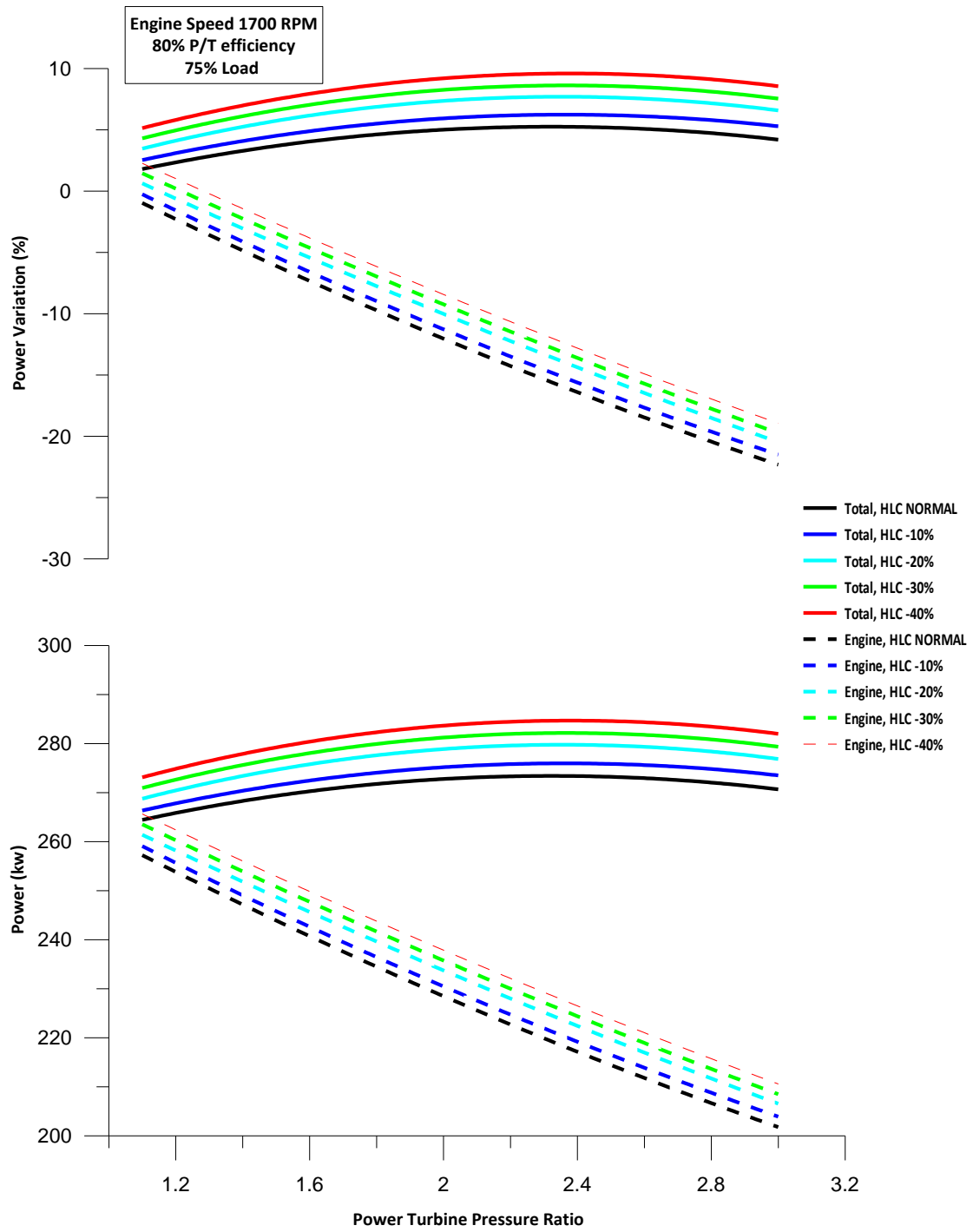
6.4.2 Παραγόμενη ισχύς

Στα σχήματα 6.30, 6.31, 6.32 και 6.33 φαίνεται η επίδραση της μόνωσης του κινητήρα συναρτήσει της μεταβολής του λόγου πίεσης στη παραγόμενη ισχύ (σε kw) του κινητήρα (engine) και στην ολική ισχύ του κινητήρα και του συστήματος της σύνθετης μηχανικής στροβιλουπερπλήρωσης στα τέσσερα φορτία λειτουργίας. Η διακεκομμένη γραμμή αναφέρεται στον κινητήρα ενώ η συνεχής στο σύστημα.

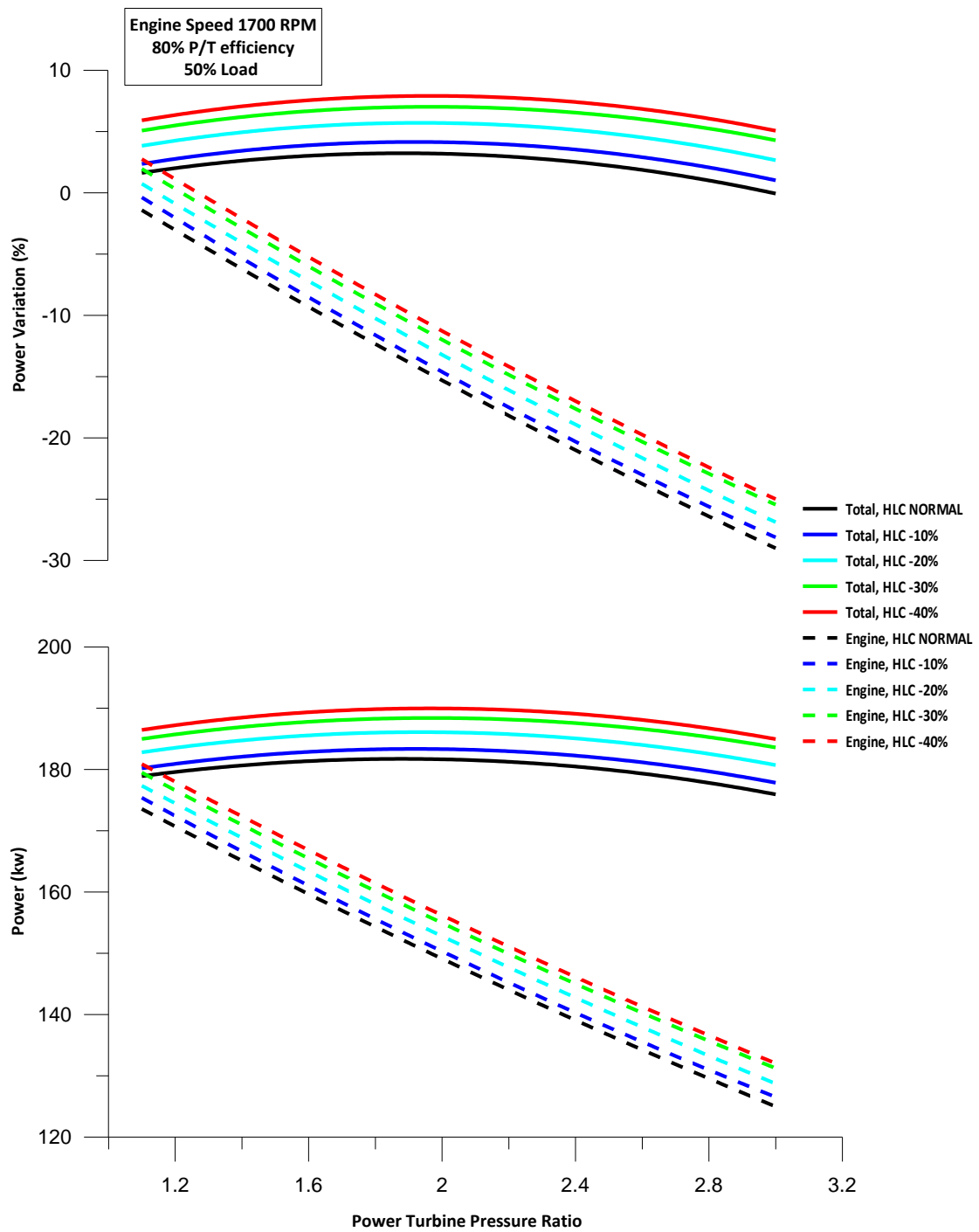
Στο άνω διάγραμμα φαίνεται η ποσοστιαία μεταβολή σε σχέση με την παραγόμενη ισχύ της απλά υπερπληρωμένης μηχανής, ενώ στο κάτω διάγραμμα φαίνονται οι απόλυτες τιμές αυτής.



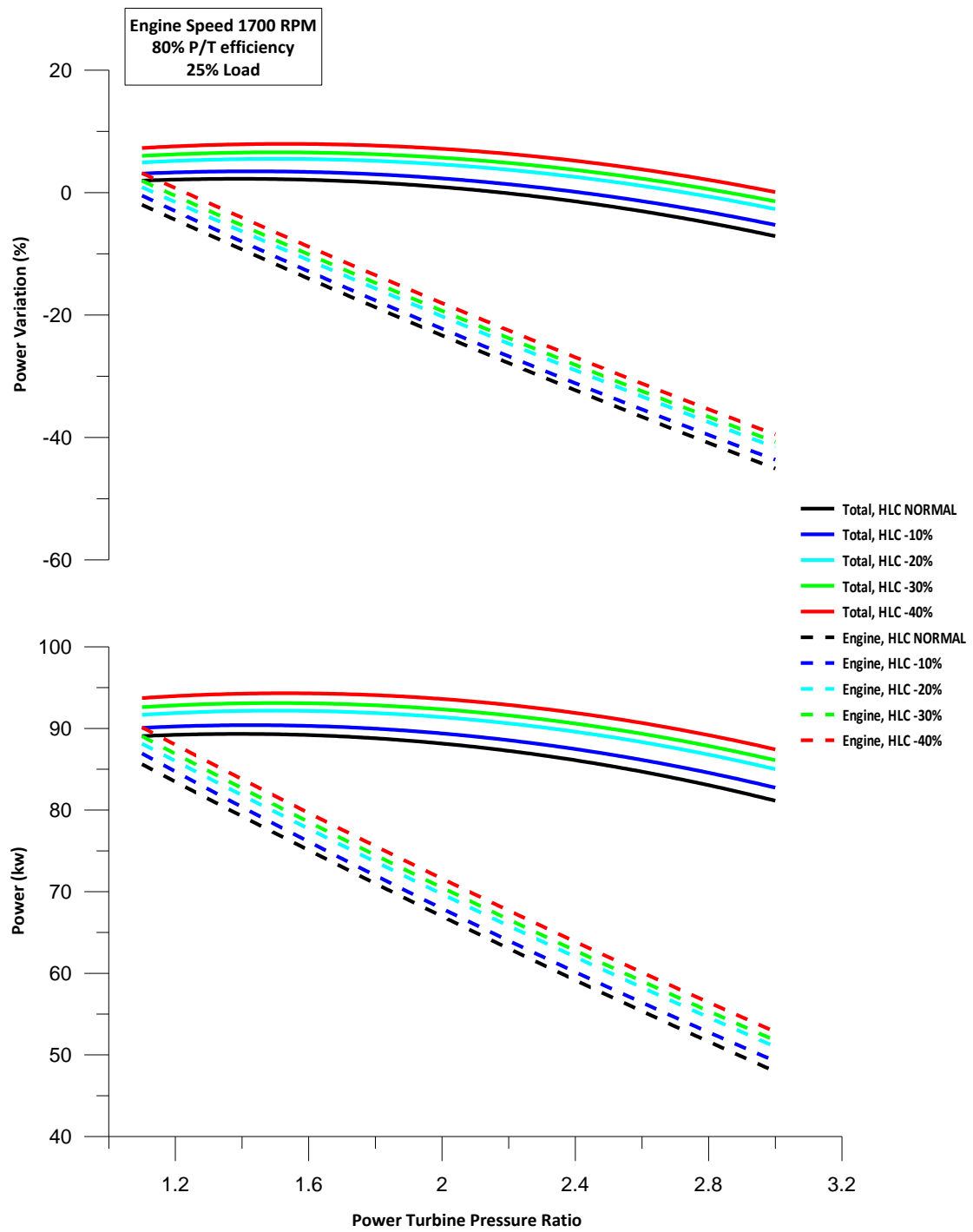
Σχήμα 6.30 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στην παραγόμενη ισχύ για φορτίο 100%



Σχήμα 6.31 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στην παραγόμενη ισχύ για φορτίο 75%



Σχήμα 6.32 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στην παραγόμενη ισχύ για φορτίο 50%



Σχήμα 6.33 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στην παραγόμενη ισχύ για φορτίο 25%

Όπως προκύπτει από τα προηγούμενα διαγράμματα με την μόνωση του κινητήρα επιτυγχάνεται αύξηση της παραγόμενης ισχύος από τον ίδιο τον κινητήρα αλλά και αύξηση της παραγόμενης ισχύος από το σύστημα. Η αύξηση της ισχύος του κινητήρα οφείλεται στην μείωση των θερμικών απωλειών του και κατά συνέπεια στην υψηλότερη θερμοκρασία λειτουργίας. Όπως είδαμε, συνέπεια της αύξησης της θερμοκρασίας λειτουργίας είναι η αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων, την οποία εκμεταλλεύεται ο στρόβιλος ισχύος προσδίδοντας έτσι περισσότερη ισχύ στο σύστημα.

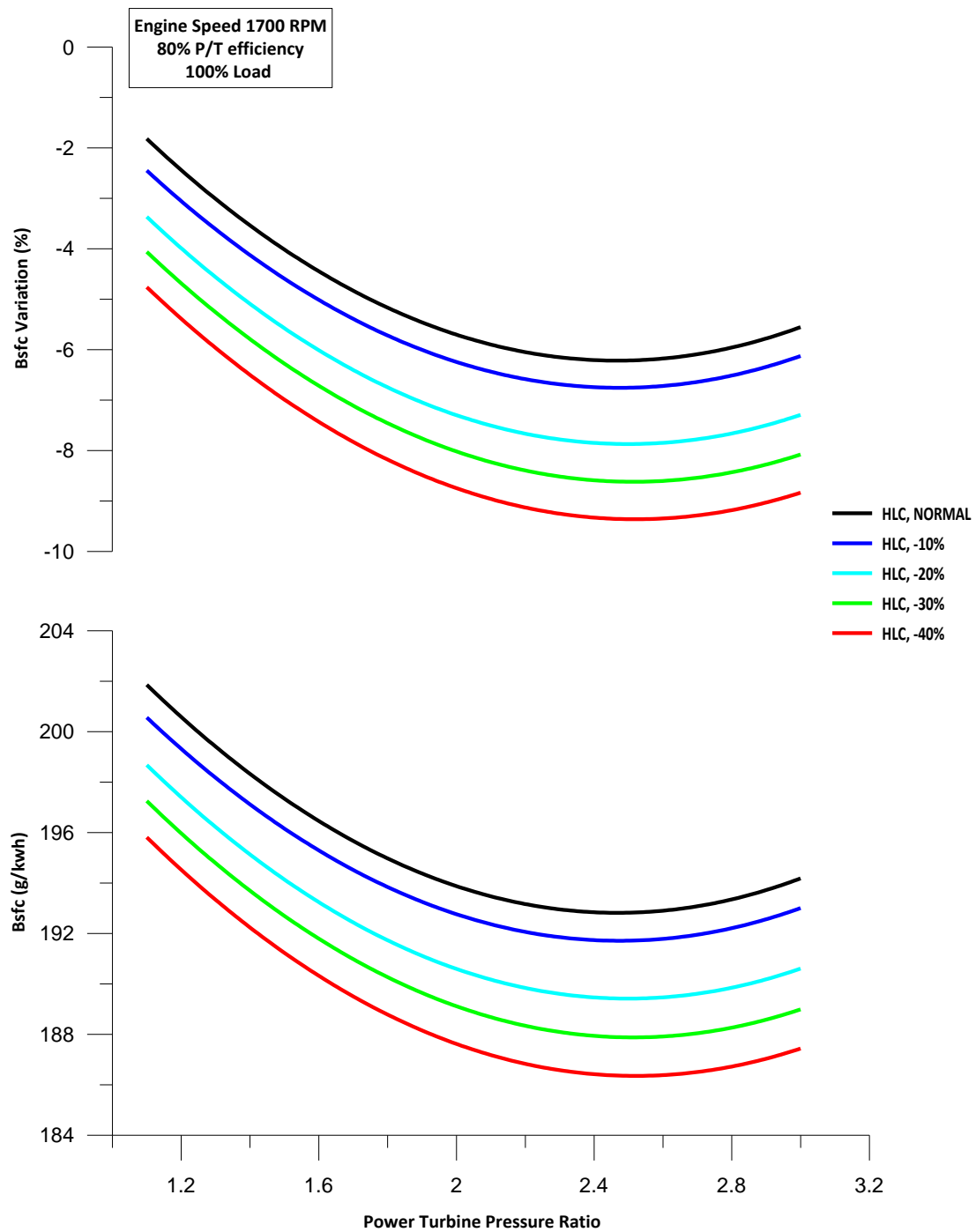
Εκτός όμως από την αύξηση της ισχύος παρατηρούμε και μικρή αλλαγή της κλίσης των καμπυλών ολικής ισχύος (συνεχής γραμμή). Αυτό μεταφράζεται σε μικρή μετακίνηση του βέλτιστου λόγου πίεσης, προς μεγαλύτερες τιμές. Η μετακίνηση αυτή για χαμηλά φορτία έχει σαν αποτέλεσμα την μεταβολή της καμπύλης ολικής ισχύος από έντονα αρνητική σε ουδέτερη προς ήπια αρνητική, αυξάνοντας έτσι την ενέργεια που ανακτάται από τα καυσαέρια στα χαμηλά φορτία.

Συνεπώς με την μόνωση του κινητήρα για 80% ισοτροπικό βαθμό απόδοσης του στροβίλου ισχύος είναι δυνατόν να επιτευχθεί αύξηση της ολικής ισχύος, η οποία κυμαίνεται από 8% στα χαμηλά φορτία έως 10.5 % στο πλήρες φορτίο με την μόνωση του κινητήρα. Όπως είδαμε πριν η αύξηση αυτή ήταν από 2.5% έως 6.5% με σύστημα σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης και χωρίς μόνωση. Παρατηρούμε ότι η επίδραση της μόνωσης του κινητήρα είναι μεγαλύτερη στα χαμηλά φορτία. Αυτό συμβαίνει διότι οι απώλειες θερμότητας είναι μεγαλύτερες αναλογικά με την θερμοκρασία λειτουργίας στα χαμηλά φορτία απ' ότι στο πλήρες.

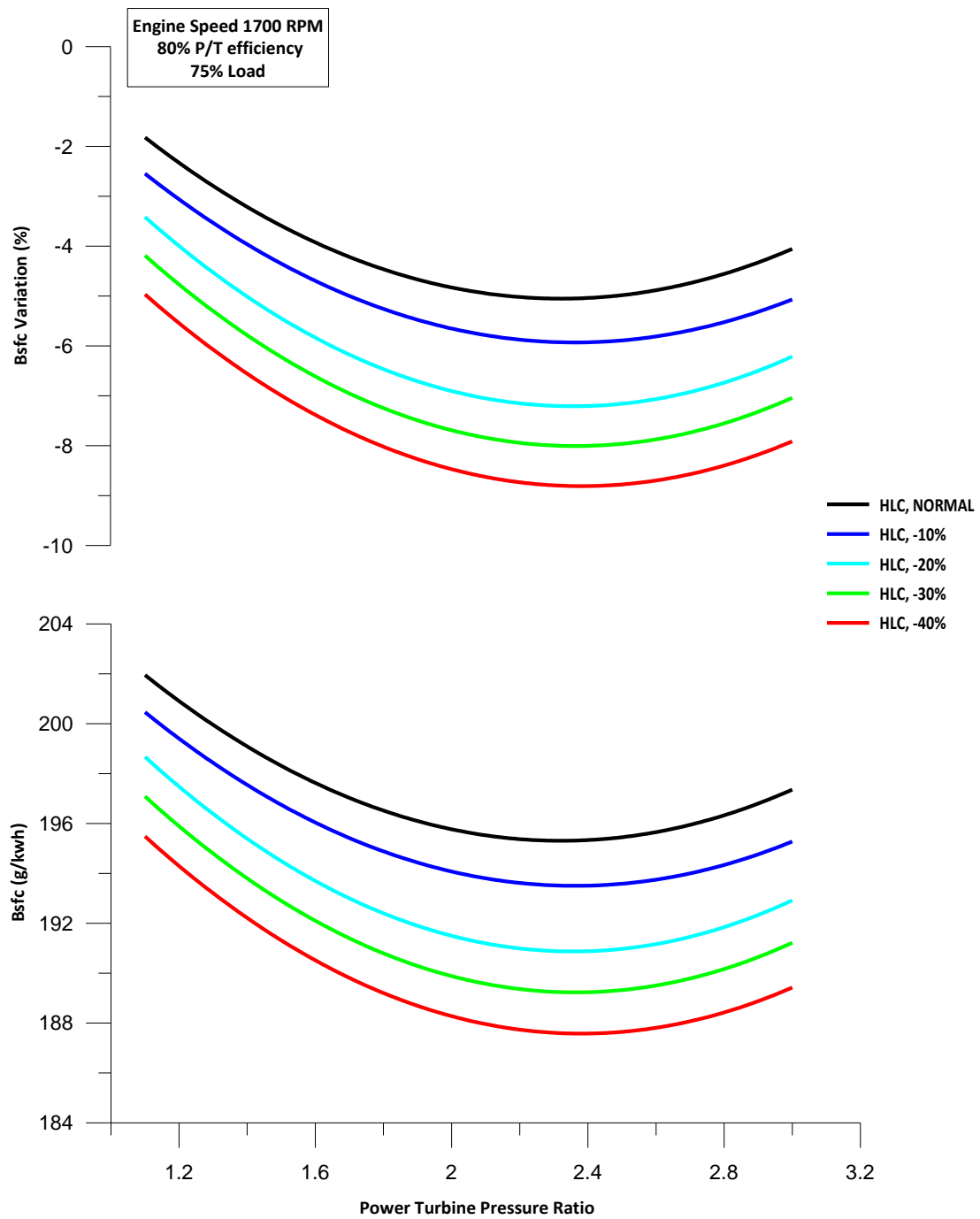
6.4.3 Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Στα σχήματα 6.34, 6.35, 6.36 και 6.37 δίνεται η ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει της αναλογίας πίεσεως για όλα τα φορτία λειτουργίας.

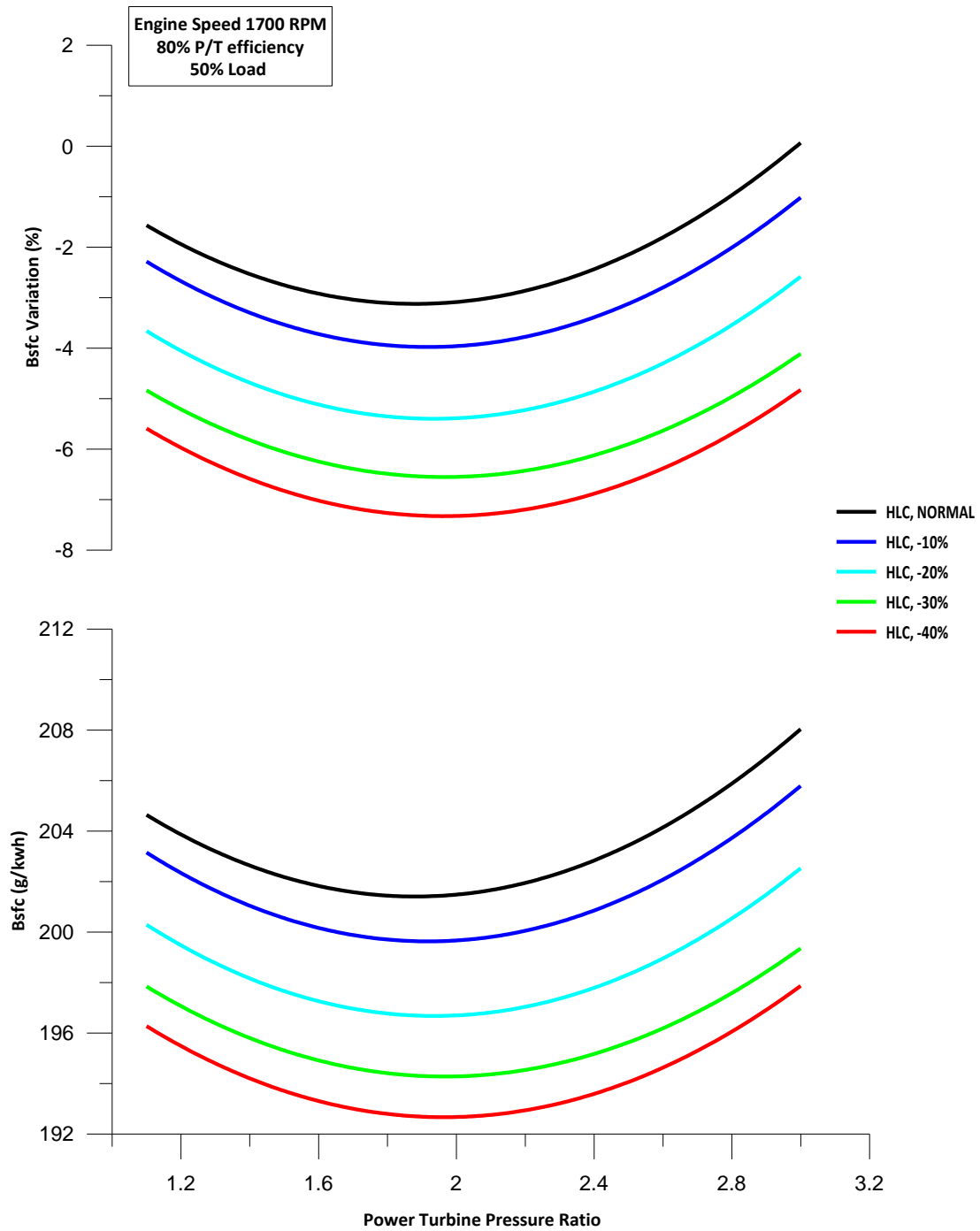
Στο άνω διάγραμμα φαίνεται η ποσοστιαία μεταβολή σε σχέση με την ειδική κατανάλωση της απλά υπερπληρωμένης μηχανής, ενώ στο κάτω διάγραμμα φαίνονται οι απόλυτες τιμές αυτής.



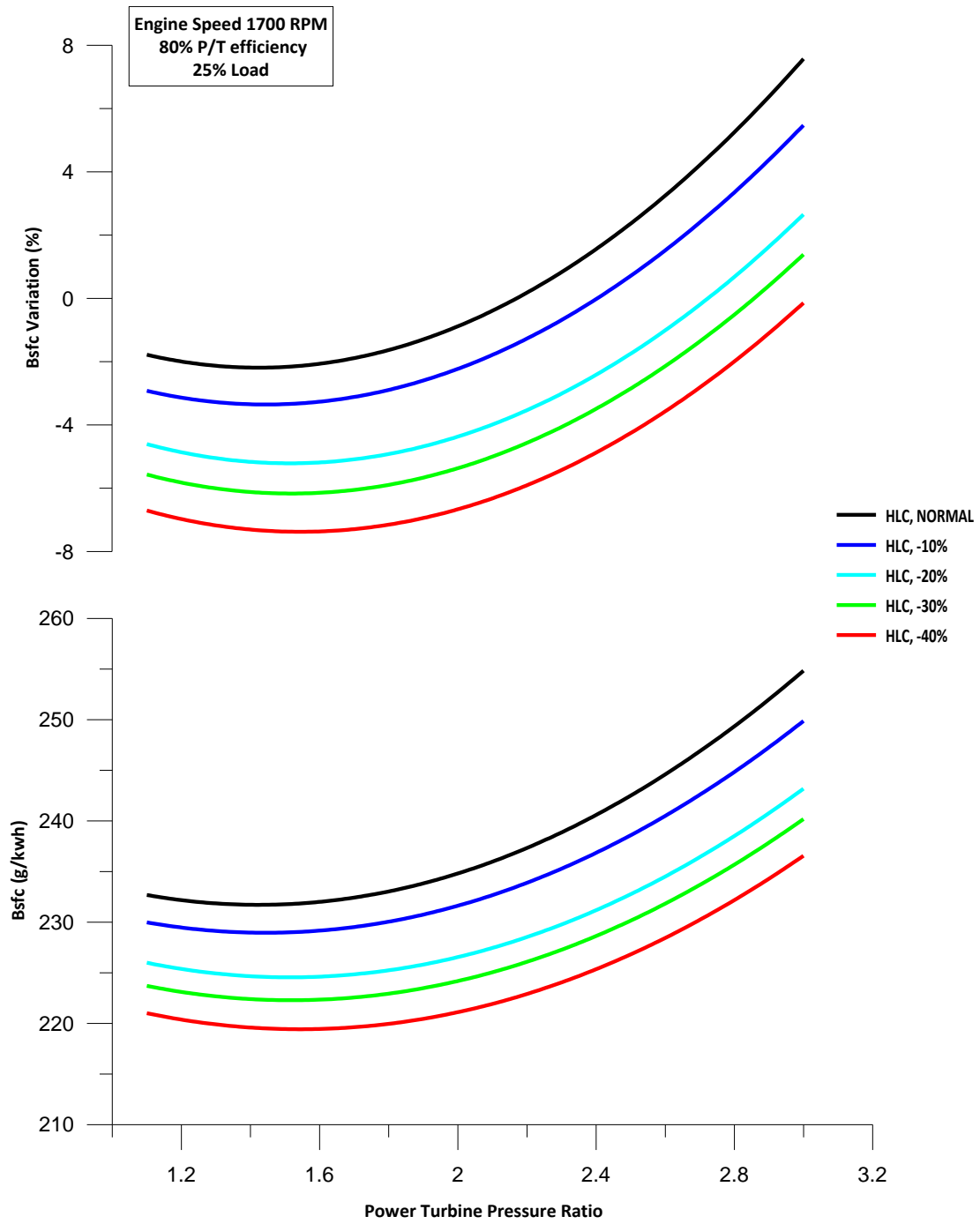
Σχήμα 6.24 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στην ειδική κατανάλωση καυσίμου για φορτίο 100%



Σχήμα 6.25 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στην ειδική κατανάλωση καυσίμου για φορτίο 75%



Σχήμα 6.26 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στην ειδική κατανάλωση καυσίμου για φορτίο 50%



Σχήμα 6.27 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στην ειδική κατανάλωση καυσίμου για φορτίο 25%

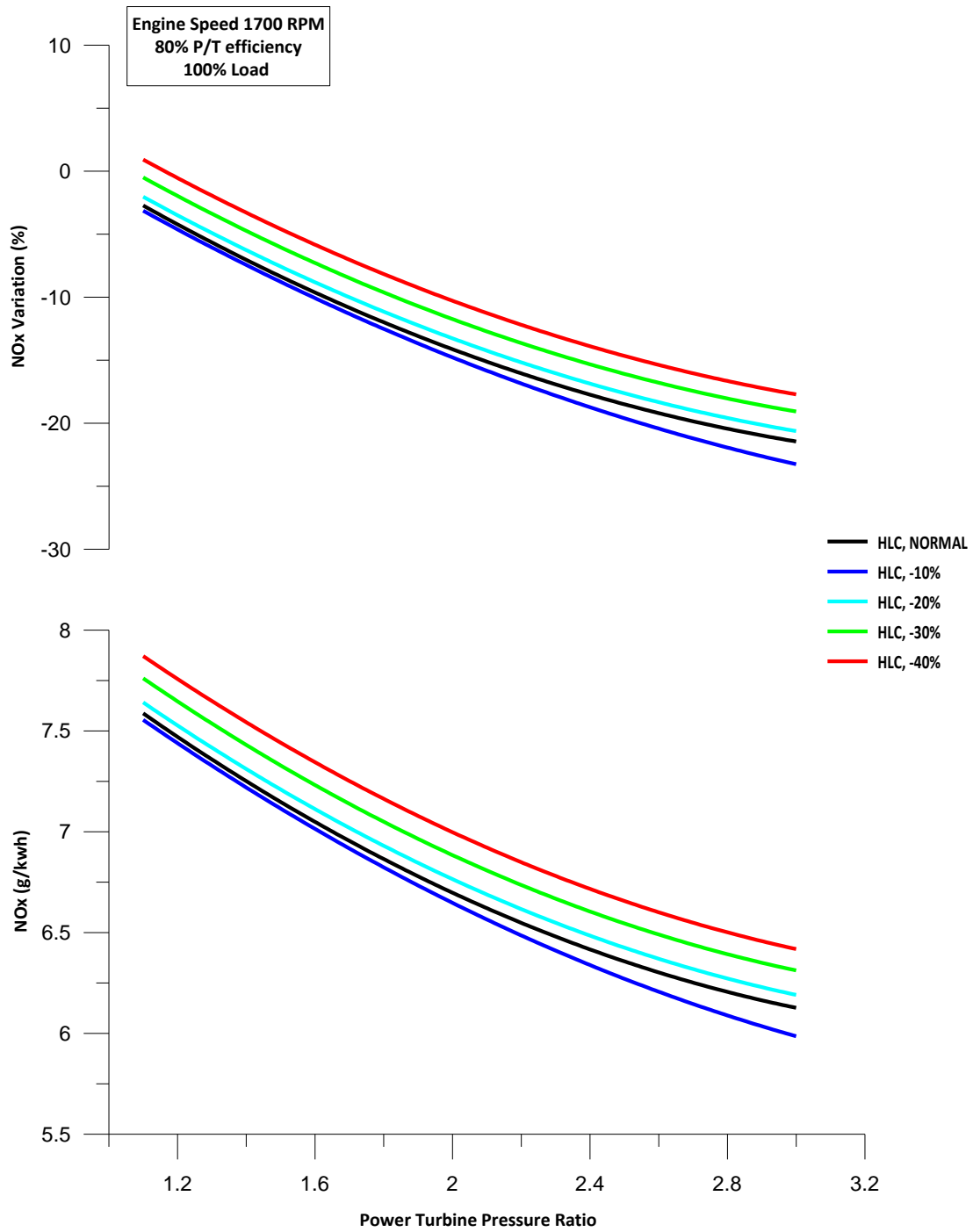
Με την μόνωση του κινητήρα, όπως είδαμε, έχουμε αύξηση της παραγόμενης ισχύος από το σύστημα. Η ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι αντιστρόφως ανάλογη της ισχύος. Από τα προηγούμενα διαγράμματα προκύπτει ότι με την μόνωση του κινητήρα έχουμε μείωση της ειδικής κατανάλωσης σε όλα τα φορτία. Με την μεταβολή του ποσοστού απωλειών δεν παρατηρούμε κάποια ιδιαίτερη μεταβολή στις κλίσεις των καμπυλών.

Συνεπώς με την μόνωση του κινητήρα έχουμε μείωση της ειδικής κατανάλωσης. Συγκεκριμένα στο πλήρες φορτίο η μείωση φτάνει το 9.3 % και η τιμή της ειδικής κατανάλωσης πλησιάζει τα 186 g/kwh σε αντίθεση με την μείωση 6.07% και τα 193g/kwh που έχει το σύστημα χωρίς μόνωση. Όπως αναμένετο, η επίδραση της μόνωσης του κινητήρα είναι μεγαλύτερη στα χαμηλά φορτία. Η μείωση της ειδικής κατανάλωσης ανεβαίνει στο 7.5% από 2.5%.

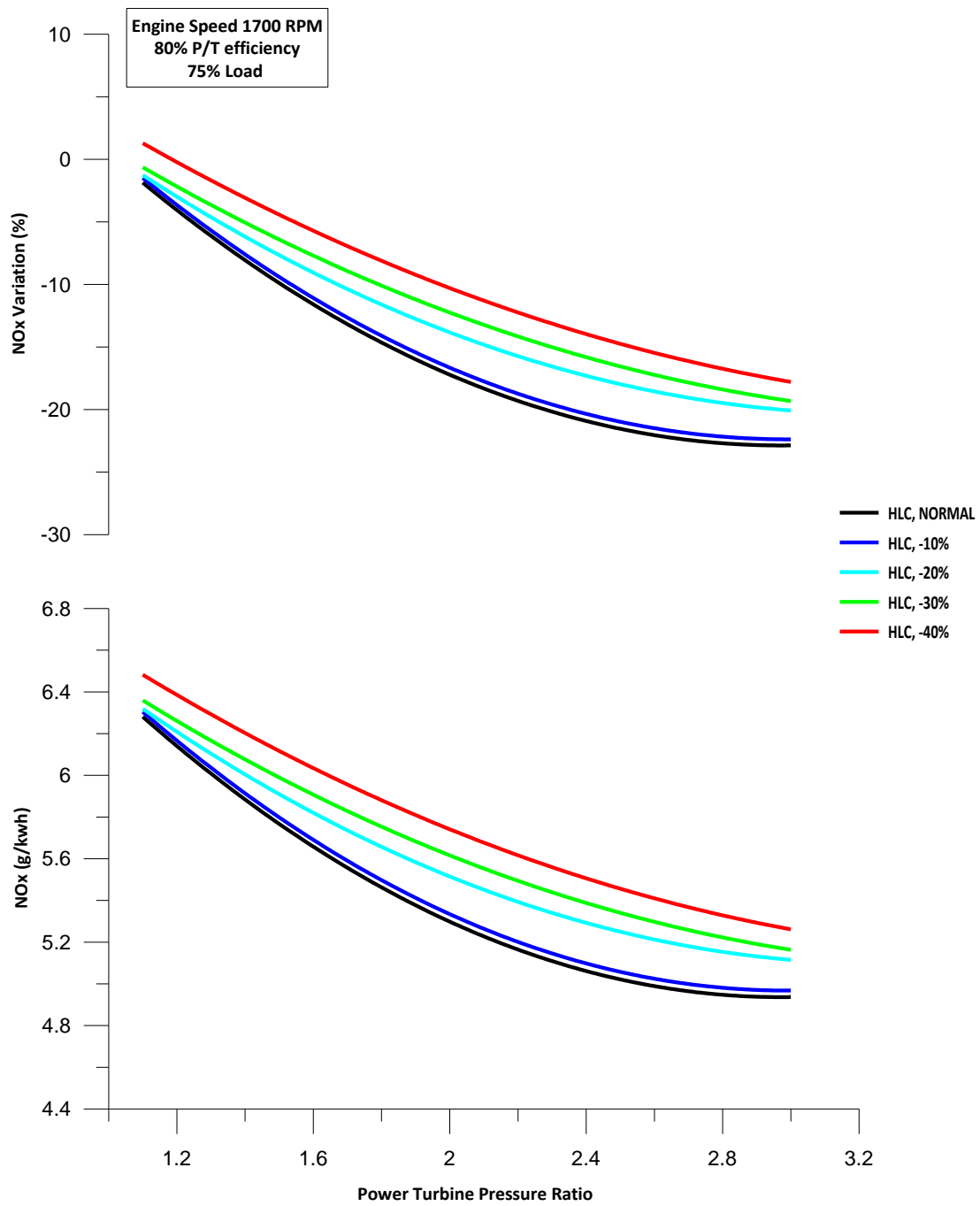
6.4.4 Εκπομπές NOx

Στα σχήματα 6.28, 6.29, 6.30 και 6.31 φαίνεται η επίδραση της μόνωσης του κινητήρα συναρτήσει της μεταβολής του λόγου πίεσης στις εκπομπές των οξειδίων του αζώτου (NOx) στα τέσσερα φορτία λειτουργίας.

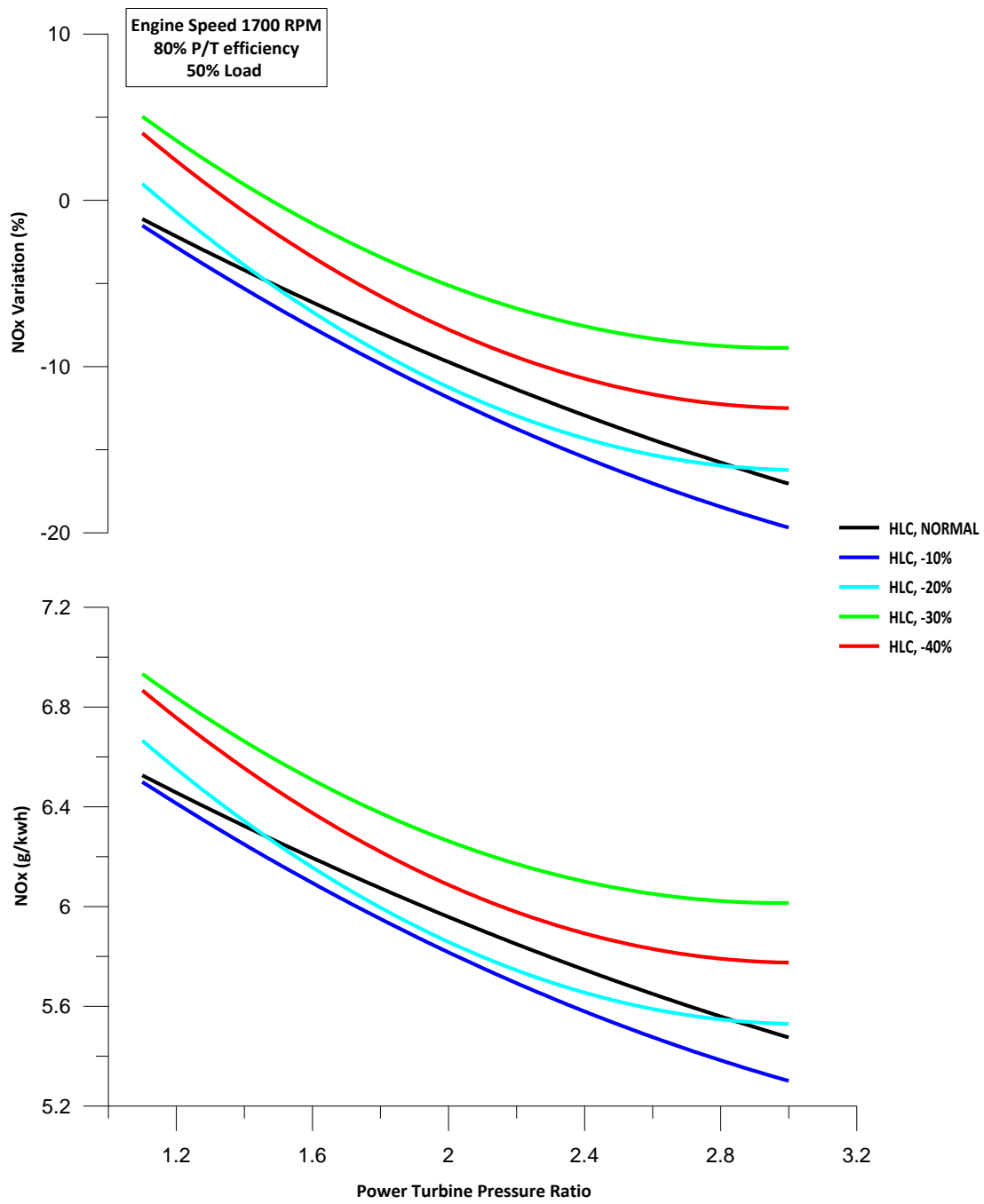
Στο άνω διάγραμμα φαίνεται η ποσοστιαία μεταβολή σε σχέση με τις εκπομπές NOx της απλά υπερπληρωμένης μηχανής, ενώ στο κάτω διάγραμμα φαίνονται οι απόλυτες τιμές αυτής.



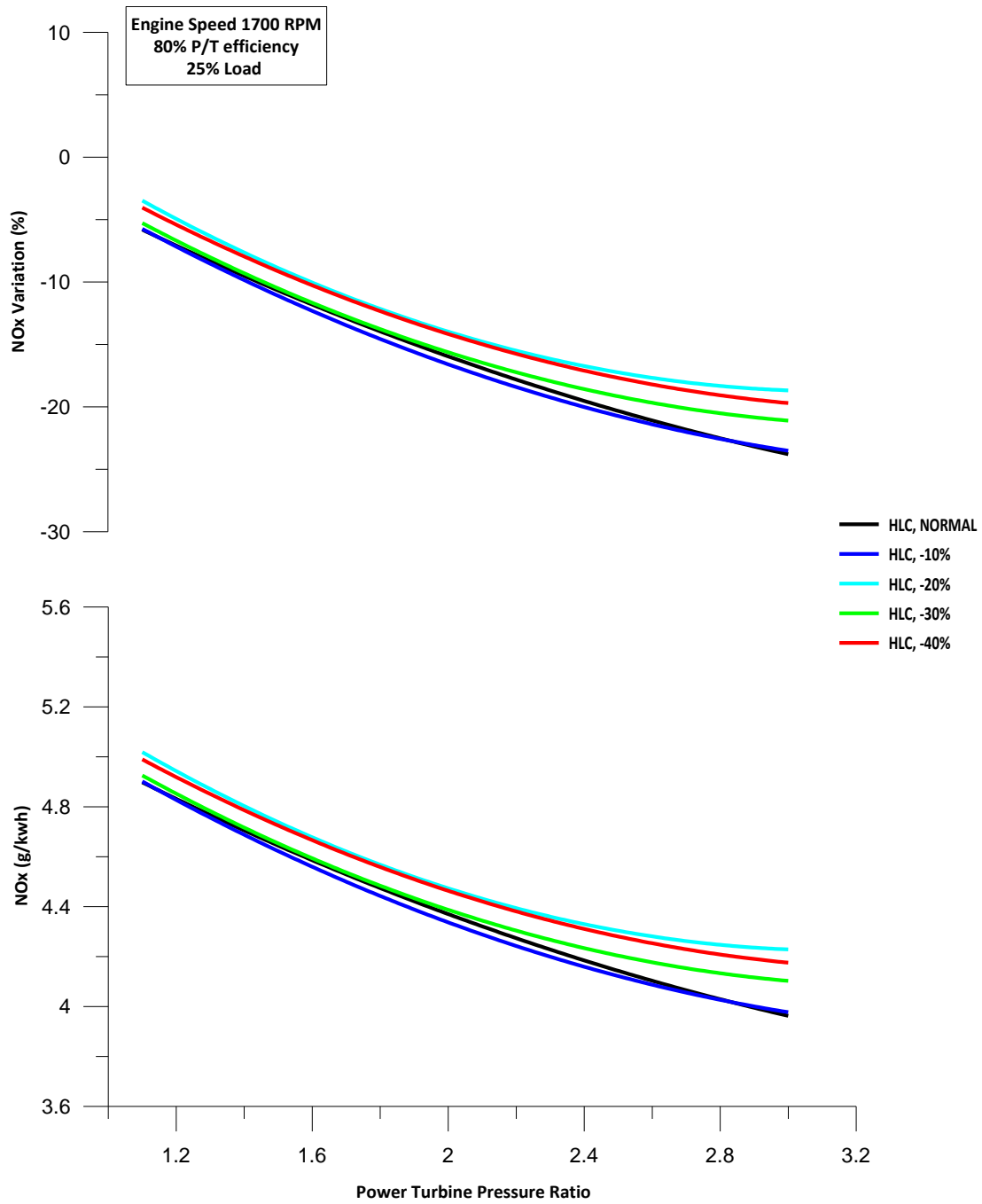
Σχήμα 6.28 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στις εκπομπές NOx για φορτίο 100%



Σχήμα 6.29 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στις εκπομπές NOx για φορτίο 75%



Σχήμα 6.30 : Επίδραση της του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στις εκπομπές NOx για φορτίο 50%



Σχήμα 6.31 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στις εκπομπές NOx για φορτίο 25%

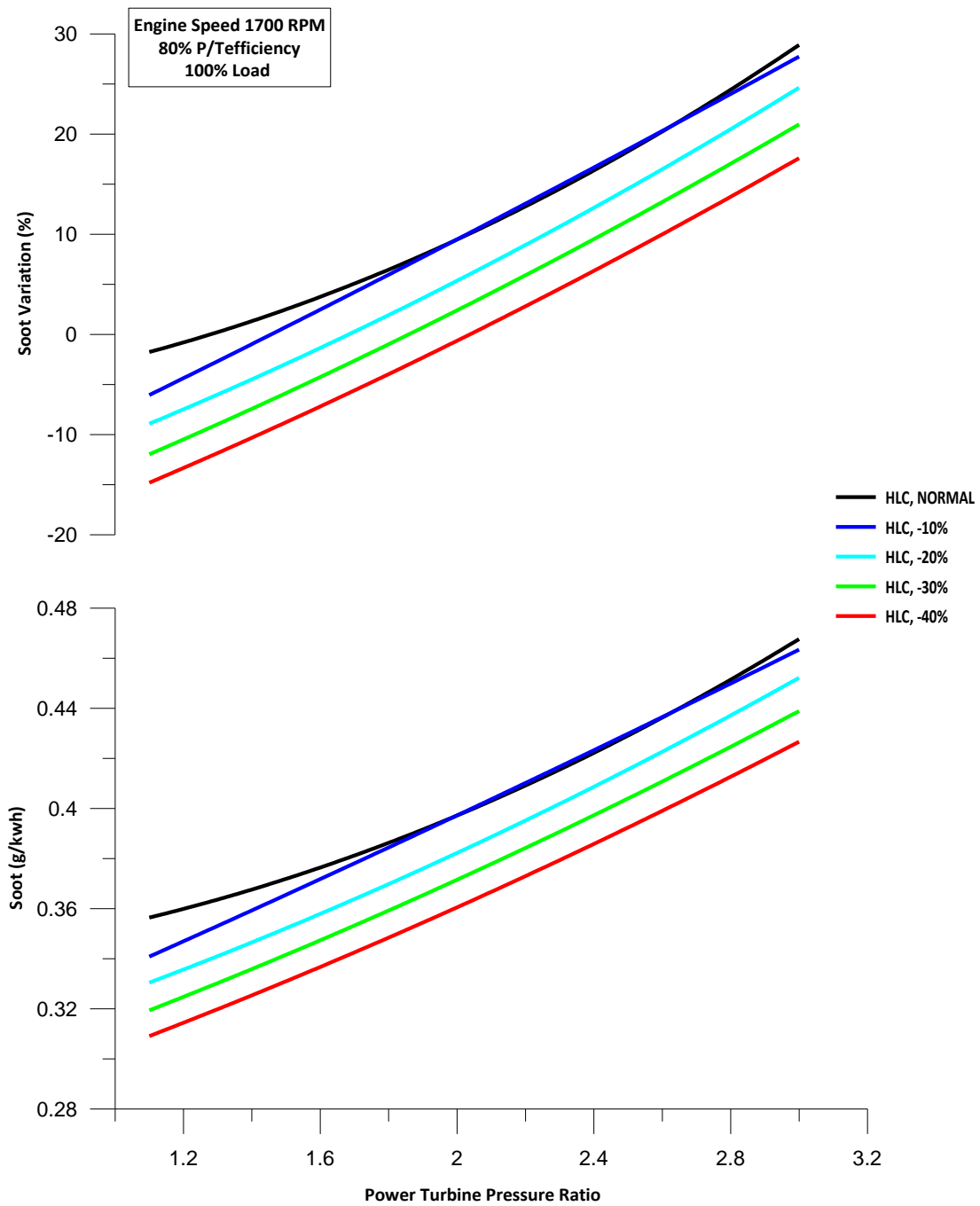
Από τα προηγούμενα διαγράμματα προκύπτει ότι η μόνωση του κινητήρα επιφέρει αύξηση των εκπομπών NOx. Αυτό οφείλεται στην αύξηση της θερμοκρασίας του θαλάμου, αφού μειώνονται οι απώλειες θερμότητας, που όπως έχουμε πει ευνοεί τον σχηματισμό των NOx.

Βλέπουμε επίσης, ότι η αύξηση των εκπομπών NOx με την θερμική μόνωση του κινητήρα στα χαμηλά φορτία είναι μικρότερη απ' ότι στο πλήρες. Αυτό είναι αναμενόμενο καθώς η αύξηση της θερμοκρασίας λειτουργίας του κινητήρα είναι μεγαλύτερη στο πλήρες φορτίο και όπως γνωρίζουμε οι υψηλές θερμοκρασίες ευνοούν τον σχηματισμό των NOx. Έτσι για τον βέλτιστο λόγο πίεσης, στο χαμηλό φορτίο έχουμε αύξηση κατά 1.8% ενώ στο πλήρες φορτίο έχουμε αύξηση κατά 3%.

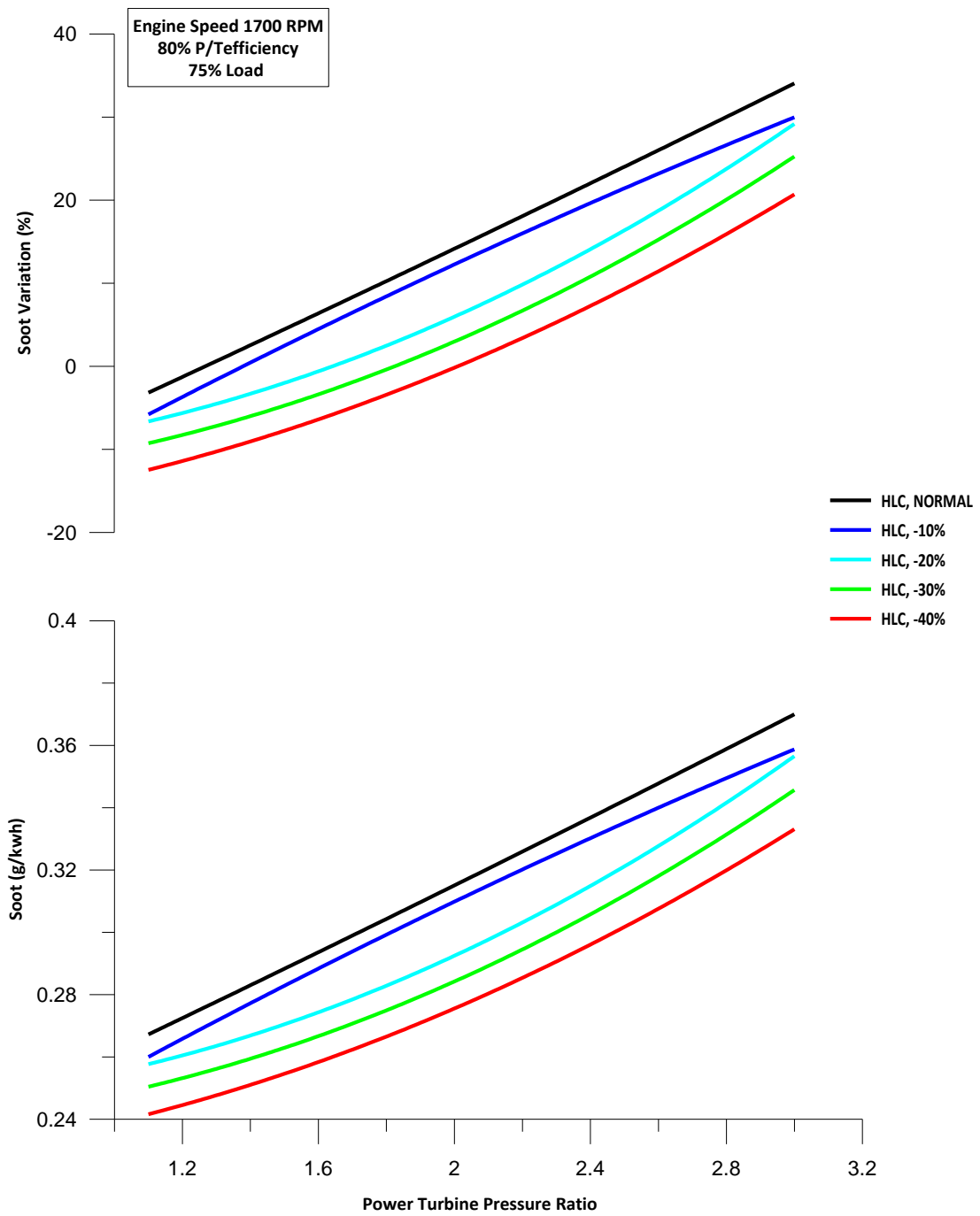
6.4.5 Εκπομπές αιθάλης

Στα σχήματα 6.31, 6.32, 6.33 και 6.34 η επίδραση της μόνωσης του κινητήρα συναρτήσει της μεταβολής του λόγου πίεσης στις εκπομπές της αιθάλης για τέσσερα φορτία λειτουργίας.

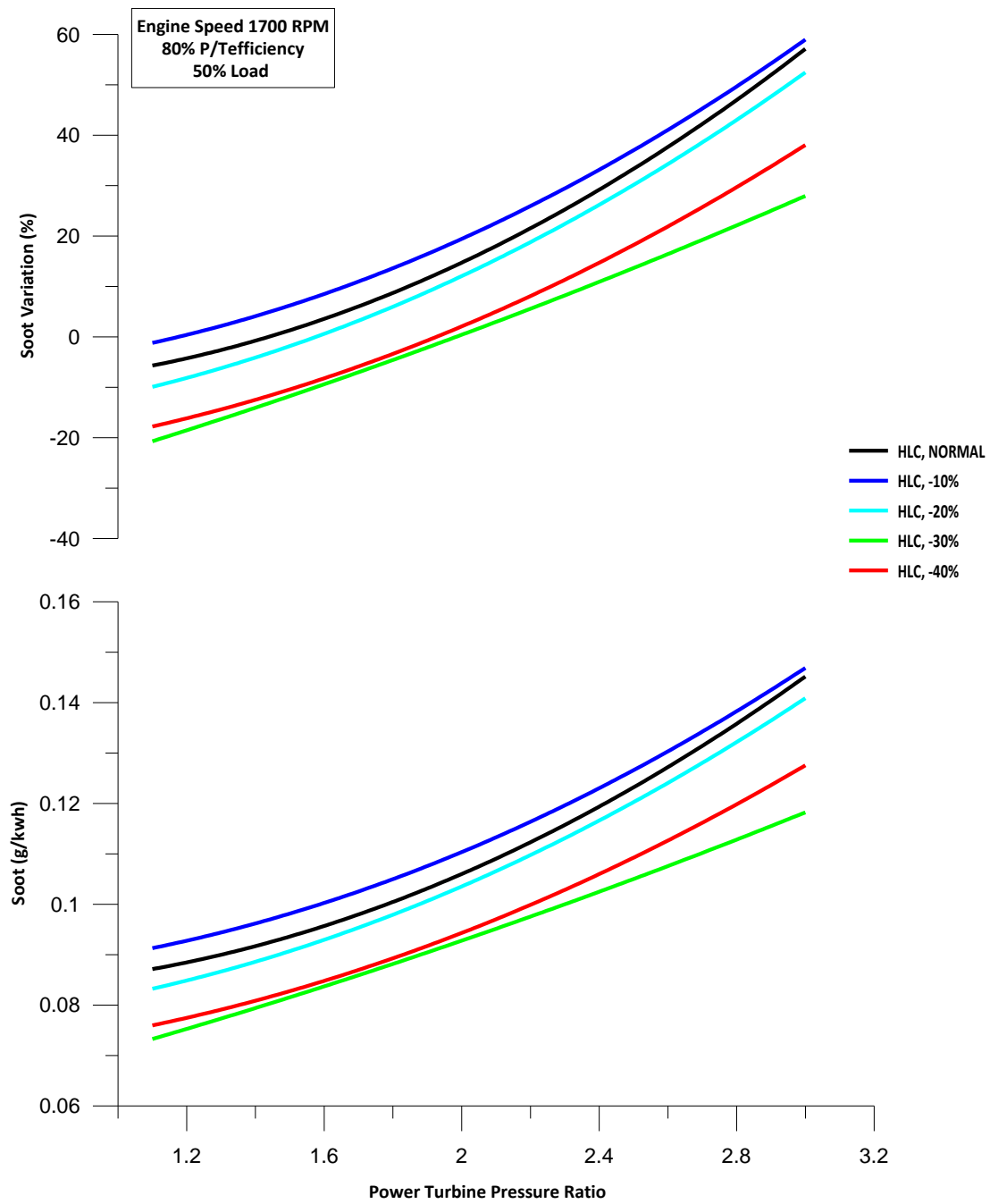
Στο άνω διάγραμμα φαίνεται η ποσοστιαία μεταβολή σε σχέση με τις εκπομπές αιθάλης της απλά υπερπληρωμένης μηχανής, ενώ στο κάτω διάγραμμα φαίνονται οι απόλυτες τιμές αυτής.



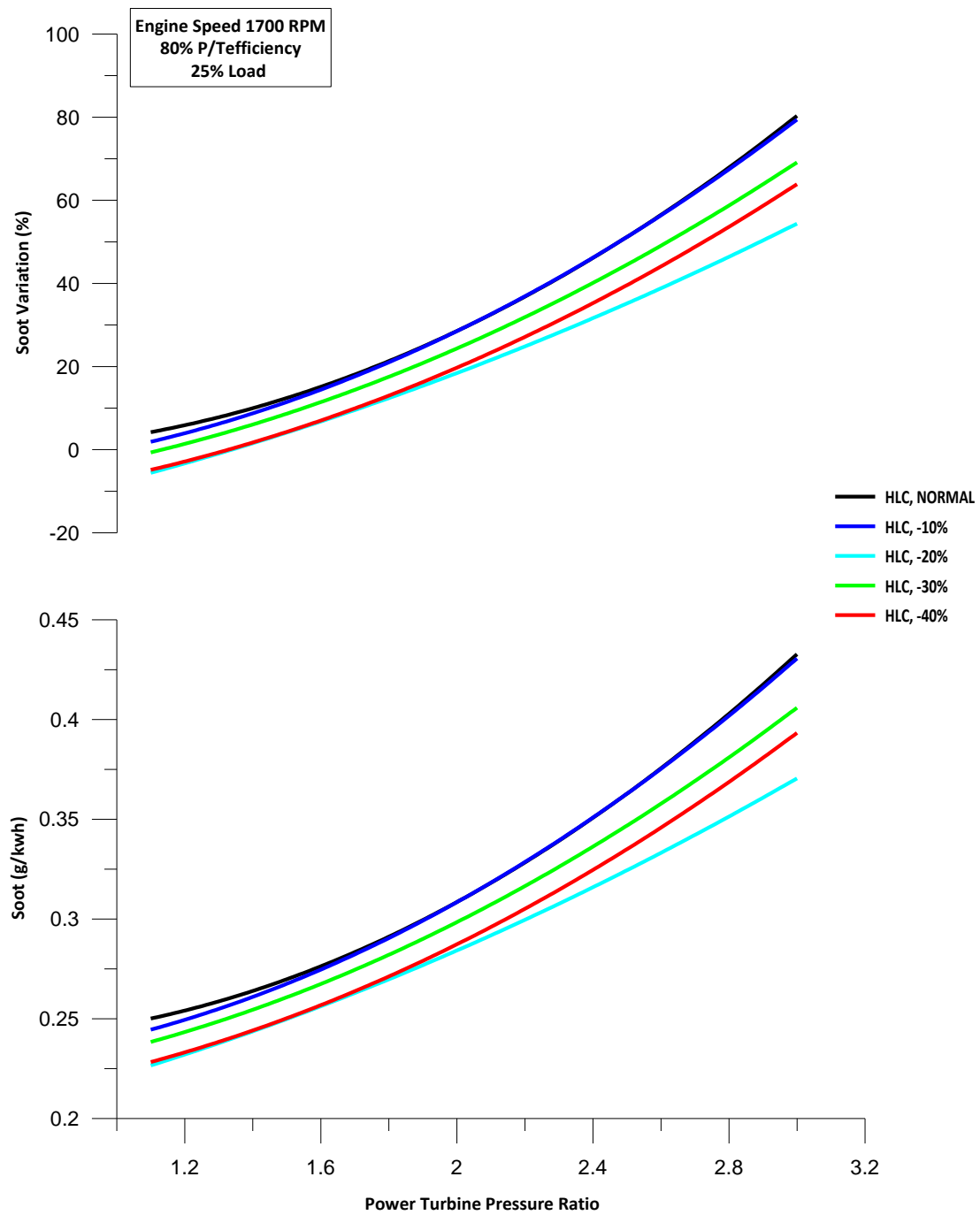
Σχήμα 6.32 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στις εκπομπές αιθάλης για φορτίο 100%



Σχήμα 6.33 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στις εκπομπές αιθάλης για φορτίο 75%



Σχήμα 6.34 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στις εκπομπές αιθάλης για φορτίο 50%



Σχήμα 6.35 : Επίδραση του λόγου πίεσης συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στις εκπομπές αιθάλης για φορτίο 25%

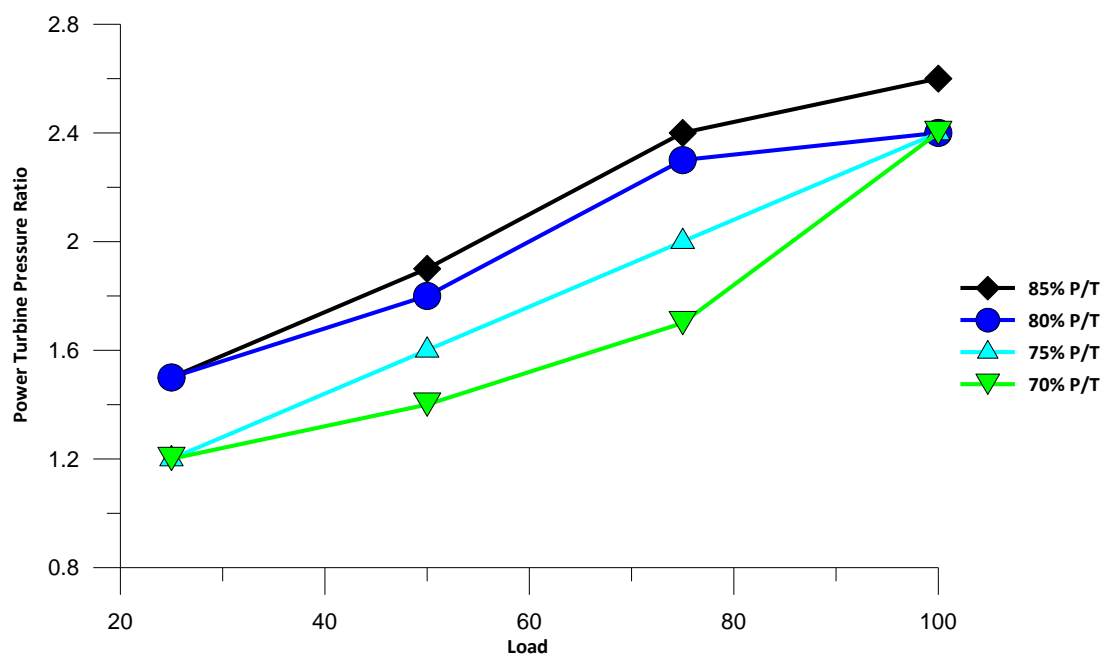
Από τα προηγούμενα διαγράμματα προκύπτει ότι η μόνωση του κινητήρα επιφέρει μείωση των εκπομπών αιθάλης. Αυτό οφείλεται στην αύξηση της θερμοκρασίας του θαλάμου, αφού μειώνονται οι απώλειες θερμότητας, που όπως έχουμε πει ευνοεί τη οξείδωση της αιθάλης.

Βλέπουμε επίσης, ότι η μείωση των εκπομπών αιθάλης με την θερμική μόνωση του κινητήρα στα χαμηλά φορτία είναι μικρότερη απ' ό,τι στο πλήρες. Αυτό είναι αναμενόμενο καθώς η αύξηση της θερμοκρασίας λειτουργίας του κινητήρα είναι μεγαλύτερη στο πλήρες φορτίο και όπως γνωρίζουμε οι υψηλές θερμοκρασίες ευνοούν την οξείδωση της αιθάλης. Έτσι για τον βέλτιστο λόγο πίεσης, στο χαμηλό φορτίο έχουμε μείωση έως και 4% ενώ στο πλήρες φορτίο έχουμε μείωση έως και 8.8%.

6.5 Βέλτιστος λόγος πίεσης

Αναφέρθηκε στα προηγούμενα κεφάλαια ότι ο βέλτιστος λόγος πίεσης μεταβάλλεται με το φορτίο του κινητήρα, το βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος και το επίπεδο της θερμικής μόνωσης. Για τον λόγο αυτό δίνονται τα σχήματα 6.36 και 6.37.

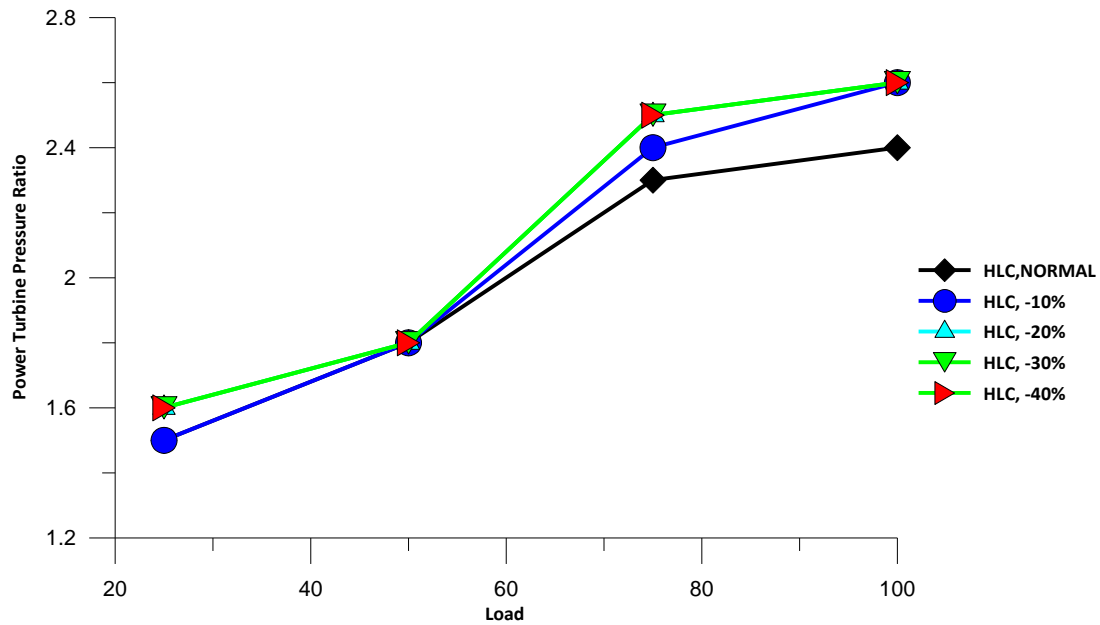
Στο σχήμα 6.36 φαίνεται η μεταβολή του βέλτιστου λόγου πίεσης συναρτήσει του φορτίου για τους τέσσερις ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης του στροβίλου ισχύος που χρησιμοποιήθηκαν στο πρώτο τμήμα της διπλωματικής εργασίας.



Σχήμα 6.36 : Επίδραση του φορτίου συναρτήσει του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος στο βέλτιστο λόγο πίεσης

Παρατηρούμε ότι η αύξηση του φορτίου επιφέρει αύξηση του βέλτιστου λόγου πίεσης. Επιπλέον αύξηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος επιφέρει αύξηση του βέλτιστου λόγου πίεσης στα αντίστοιχα φορτία.

Στο σχήμα 6.37 φαίνεται η μεταβολή του βέλτιστου λόγου πίεσης συναρτήσει του φορτίου για τα διάφορα επίπεδα της θερμικής μόνωσης του κινητήρα.



Σχήμα 6.37 : Επίδραση του φορτίου συναρτήσει της θερμικής μόνωσης του κινητήρα στο βέλτιστο λόγο πίεσης

Όπως και προηγούμενα, η αύξηση του φορτίου προκαλεί αύξηση του βέλτιστου λόγου πίεσης. Η μεταβολή του επιπέδου της θερμικής μόνωσης επιφέρει αύξηση του βέλτιστου λόγου πίεσης στο χαμηλό φορτίο αλλά και στα υψηλά. Παρατηρούμε όμως ότι πέραν του δεύτερου επιπέδου (-20%) ο βέλτιστος λόγος πίεσης δείχνει να σταθεροποιείται.

7. ΕΠΙΛΟΓΟΣ

7.1 Συμπεράσματα

Η συγκεκριμένη διπλωματική εργασία είχε ως σκοπό την μελέτη της λειτουργικής συμπεριφοράς ενός κινητήρα Diesel με περιορισμένες απώλειες θερμότητας συνοδευόμενου από σύστημα σύνθετης μηχανικής στροβιλουπερπλήρωσης. Η επίτευξη του περιορισμού των απωλειών θερμότητας επιτυγχάνεται με την χρήση υλικών με μικρή θερμική αγωγιμότητα και μεγάλη αντοχή για την κατασκευή του κινητήρα καθώς και την εξάλειψη του ψυγείου. Όμως η μόνωση του κινητήρα Diesel είναι μια διαδικασία που απαιτεί εκτεταμένη μελέτη για τα χρησιμοποιούμενα υλικά αλλά και για τις μεταβολές που προκαλούνται στην λειτουργία του κινητήρα.

Στην παρούσα εργασία έγινε αρχικά εκτίμηση της επίδρασης της σύνθετης μηχανικής στροβιλουπερπλήρωσης σε κινητήρα Diesel και στην συνέχεια διερευνήθηκε η επίδραση των μειωμένων απωλειών θερμότητας στον κινητήρα αλλά και στο όλο σύστημα.

Πραγματοποιήθηκε, λοιπόν, παραμετρική διερεύνηση μέσω προσομοιώσεων με την βοήθεια του μοντέλου Ntua-Engine Performance and Emissions Code, στην οποία μελετήθηκε η επίδραση :

- Της μεταβολής του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος
- Του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος και
- Του περιορισμού των απωλειών θερμότητας

στην πίεση και την θερμοκρασία των καυσαερίων πριν τον υπερπληρωτή, στην παραγόμενη ισχύ, στην ειδική κατανάλωση καυσίμου και στις εκπομπές NOx και αιθάλης σε τέσσερα φορτία λειτουργίας του κινητήρα.

Για την μελέτη της επίδρασης του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος η εφαρμογή του μοντέλου έγινε για τιμές του λόγου πίεσης από 1.1 έως 3. Για την μελέτη της επίδρασης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης χρησιμοποιήθηκαν τέσσερις στροβίλοι ισχύος με ισεντροπικό βαθμό απόδοσης, 70%, 75%, 80%, και 85%. Ενώ Για να προσομοιωθεί η μείωση των απωλειών θερμότητας έγινε σταδιακή μείωση του συντελεστή απωλειών θερμότητας του μοντέλου. Έτσι οι προσομοιώσεις έγιναν για κανονικό συντελεστή (Heat Losses coefficient = 0.023) και στην συνέχεια με μείωση αυτού κατά 10%, 20%, 30% και 40%.

Η προσθήκη συστήματος σύνθετης μηχανικής στροβιλουπερπλήρωσης σε κινητήρα Diesel έχει σαν αποτέλεσμα την αύξηση της ολικής παραγόμενης ισχύος, την μείωση της ειδικής κατανάλωσης και την μείωση των εκπομπών NOx. Η θετική επίδραση του συστήματος αυξάνεται με την αύξηση του φορτίου. Η μεταβολή παραμέτρων όπως ο λόγος πίεσης και ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου ισχύος καθορίζουν περαιτέρω την λειτουργία του συστήματος

- Η μεταβολή του λόγου πίεσης του στροβίλου ισχύος σε σύστημα με σύνθετη μηχανική στροβιλουπερπλήρωση πραγματοποιείται με γνώμονα την μέγιστη ισχύ. Στον βέλτιστο λόγο πίεσης έχουμε την μέγιστη παραγόμενη ισχύ, την ελάχιστη ειδική κατανάλωση ενώ οι εκπομπές NOx και αιθάλης αποκτούν ένα σημείο αναφοράς. Ο βέλτιστος λόγος πίεσης όμως αυξάνεται με την αύξηση του φορτίου. Η αποδοτική λειτουργία του συστήματος απαιτεί την ικανότητα ρύθμισης του με

την μεταβολή του φορτίου. Για τον λόγο αυτό προτείνεται η χρήση στροβίλων μεταβλητής γεωμετρίας.

- Η αύξηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου ισχύος προκαλεί αύξηση στην παραγόμενη ισχύ, μείωση της ειδικής κατανάλωσης αλλά και μείωση των εκπομπών αιθάλης και NOx. Προκαλεί επίσης αύξηση του βέλτιστου λόγου πίεσης.

Για τον βέλτιστο λόγο πίεσης σε κάθε φορτίο και για στρόβιλο ισχύος με ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 80% η επίδραση της σύνθετης μηχανικής στροβιλουπερπλήρωσης συνοψίζεται ως εξής :

- Αύξηση της παραγόμενης ισχύος έως 6.5%
- Μείωση της ειδικής κατανάλωσης έως 6%
- Μείωση των εκπομπών NOx έως 18%
- Αύξηση της αιθάλης έως 18% λόγω της αντίθετης μεταβολής με τα NOx.

Με την θερμική μόνωση του κινητήρα περιορίζονται οι απώλειες θερμότητας και βελτιώνεται ο βαθμός απόδοσης του και η θερμοκρασία λειτουργίας του. Η βελτίωση του βαθμού απόδοσης προκαλεί αύξηση της παραγόμενης ισχύος και μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Η αύξηση της θερμοκρασίας λειτουργίας επιφέρει αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων ενώ ευνοεί τον σχηματισμό NOx και την οξείδωση της αιθάλης. Σαν συνέπεια αυξάνονται οι εκπομπές NOx και μειώνονται οι εκπομπές αιθάλης.

Με την προσθήκη συστήματος σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης σε κινητήρα με περιορισμένες απώλειες θερμότητας είναι δυνατόν να γίνει εκμετάλλευση του αυξημένου ενεργειακού επιπέδου του καυσαερίου. Επίσης είναι δυνατόν να μειωθούν οι αυξημένες εκπομπές NOx του θερμικά μονωμένου κινητήρα.

Τα αποτελέσματα του συνδυασμού κινητήρα με περιορισμένες απώλειες θερμότητας και σύνθετης μηχανικής στροβιλουπερπλήρωσης στο βέλτιστο λόγο πίεσης και για στρόβιλο ισχύος με ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 80% εκτιμούνται στα εξής :

- Αύξηση της παραγόμενης ισχύος έως 10.5%
- Μείωση της ειδικής κατανάλωσης έως 9.3%
- Μείωση των εκπομπών NOx έως 15%
- Αύξηση των εκπομπών αιθάλης έως 9%

Τέλος, από την διερεύνηση προέκυψε ότι η αύξηση του λόγου πίεσης στη σύνθετη μηχανική στροβιλουπερπλήρωση προκαλεί αύξηση στην πίεση και την θερμοκρασία του καυσαερίου πριν το στρόβιλο του υπερπληρωτή. Αντίστοιχα, ο περιορισμός των απωλειών θερμότητας προκαλεί αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων. Συνεπώς συνδυασμός των δύο τεχνολογιών έχει σαν αποτέλεσμα την αυξημένη καταπόνηση του στροβίλου του υπερπληρωτή. Κριτήριο λοιπόν, για την επιλογή του υπερπληρωτή αποτελεί η αντοχή του στην πίεση και τη θερμοκρασία του καυσαερίου. Η αντοχή του στροβίλου θέτει το όριο της αύξησης το λόγου πίεσης.

7.2 Προτάσεις για μελλοντική εργασία

Στην ανάλυση της σύνθετης στροβιλουπερπλήρωσης αναφέραμε ότι με την χρήση του συστήματος αυτού γίνεται εκμετάλλευση της θερμοκρασία των καυσαερίων ενώ παράλληλα η αύξηση της αντίθλιψης στην εξαγωγή λειτουργεί σαν σύστημα ανακυκλοφορίας καυσίμου. Επιπλέον είπαμε ότι γίνεται πολλαπλασιασμός των αποτελεσμάτων της χρήσης λοιπών τεχνικών περιορισμού των εκπομπών ΝΟx. Με γνώμονα τα παραπάνω και στόχο την μελέτη για περιορισμό των εκπομπών θα μπορούσε να πραγματοποιηθεί μια συνδυαστική εργασία για την επίδραση παραμέτρων όπως :

- Η προπορεία εγχύσεως του καυσίμου
- Ο βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή
- Ο βαθμός συμπίεσης του κινητήρα.

Επιπλέον κρίνεται σκόπιμο να γίνει αναλυτικότερη μελέτη του συστήματος της σύνθετης ηλεκτρικής στροβιλουπερπλήρωσης ώστε να συγκριθούν αφενός μεν οι δύο διατάξεις που αναφέραμε μεταξύ τους και αφετέρου να γίνει σύγκριση με το αντίστοιχο μηχανικό σύστημα. Ο λόγος μιας τέτοιας σύγκρισης είναι η εκτίμηση της αναλογίας κόστους με απόδοση καθώς τα ηλεκτρικά συστήματα αναπτύσσονται συνεχώς και προσφέρουν μεγάλη ευελιξία στην ρύθμιση των κινητήρων αλλά στην αντικατάσταση υποσυστημάτων που αυξάνουν τις μηχανικές απώλειες των μηχανών

BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ – ΑΝΑΦΟΡΕΣ

1. Argonne National Laboratory, "Environmental Consequences of, and Control Processes for, Energy Technologies", Pollution Technology review No 181, 1990
2. Roy Kamo, Walter Bryzik. "Cummins-Taradcom Adiabatic Turbocompound Engine Program", SAE Papers No 810070, 1981.
3. Ulrich Hopmann, Caterpillar Inc. Department of Energy Contract "Diesel Engine Waste Heat Recovery Utilizing Electric Turbocompound Technology" 2004 DEER Conference , August 30-Sept 2, 2004, San Diego, California
4. Volvo "Diesel Turbo-compound Technology" , ICCT/NESCCAF Workshop Improving the Fuel Economy of Heavy-Duty Fleets II, February 20, 2008
5. Carl Vuk, John Deere Technical Center, "Electric Turbo Compounding....A technology whose time has come". 2006
6. Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D, Kotsos, K.G. and Hountalas, D.T., "Modelling the blowby rate in a reciprocating internal combustion engine", Proc. 16th IASTEDIMS Int. Conf., Paris, June 22-24, pp. 465-468, 1987.
7. D.T. Hountalas, C.O. Katsanos and D.A Kouremenos, "Study of available exhaust gas heat recovery technologies for HD diesel engine applications", *Int. J. Alternative Propulsion, Vol. 1, No. 2/3, 2007*
8. Rakopoulos, C.D. and Hountalas, D.T., "Development and Validation of a 3-D Multi-Zone Combustion Model for the Prediction of a DI Diesel Engines Performance and Pollutants Emissions". SAE Transactions, journal of Engines, Vol.107, pp.1413-1429, 1998.
9. Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D. and Hountalas, D.T., "Thermodynamic analysis of indirect injection diesel engines by two-zone modeling of combustion", *Trans. ASME, J. Eng for Gas Turbines and Power*, 112, 138-149, 1990. 28.
10. Rakopoulos, C.D., Hountalas, D.T., Taklis, G.N. and Tzanos, E.I., "Analysis of combustion and pollutants formation in a direct injection diesel engine using a multi-zone model", *Energy Res.* 19, 63-88, 1995
11. Heywood, J.B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, New York, 1988.

12. Kouremenos, D.A., Rakopoulos, C.D. and Hountalas, D.T., "Multi-zone combustion modeling for the prediction of pollutants emissions and performance of DI diesel engines, SAE Paper No 970635, 1997.
13. Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας, "Καύση - ρύπανση εμβολοφόρων ΜΕΚ"
14. Γ. Λαμπρούση, Διπλωματική Εργασία "Αξιολόγηση πολυζωνικού μοντέλου καύσης για την πρόβλεψη της επίδρασης διαφόρων λειτουργικών μεγεθών στη συμπεριφορά και την εκπομπή ρύπων κινητήρα ντίζελ - εφαρμογή στον κύκλο esc των 12 σημείων της Ε.Ε. " Αθήνα 2007
15. Hountalas, D.T. and Kouremenos, A.D., "Development of a fast and simple simulation model for the fuel injection system of diesel engines", Advances in Eng Software, Accepted for publication, 1997.

ΔΙΑΔΙΚΤΥΑΚΟΙ ΤΟΠΟΙ

- A. <http://www.histomobile.com>
- B. <http://www.holset.co.uk> (Cummins)
- C. <http://www.mechanicshub.com>
- D. <http://en.wikipedia.org/wiki/>
- E. <http://paultan.org/>
- F. www accuratus.com/
- G. www.azom.com