



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

**ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΔΙΒΑΘΜΙΑΣ ΣΤΡΟΒΙΛΟ-ΥΠΕΡΠΛΗΡΩΣΗΣ  
ΣΕ ΜΟΝΙΜΗ ΚΑΙ ΜΕΤΑΒΑΤΙΚΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΜΕ ΧΡΗΣΗ  
ΤΟΥ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟΥ ΠΑΚΕΤΟΥ GT-POWER**



**ΚΑΛΟΡΙΤΗΣ Π. ΓΙΩΡΓΟΣ**

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

**ΑΘΗΝΑ, ΦΕΒΡΟΥΑΡΙΟΣ 2014**

# Πρόλογος

Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον Επίκουρο Καθηγητή του Ε.Μ.Π. κ. Ευάγγελο Γιακουμή για την δυνατότητα που μου προσέφερε να ασχοληθώ με ένα τόσο ενδιαφέρον θέμα, αλλά κυρίως για την καθοδήγηση του και τον χρόνο που αφιέρωσε καθ' όλη την διάρκεια εκπόνησης της διπλωματικής μου εργασίας. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους Καθηγητές κ. Κ. Ρακόπουλο και κ. Δ. Χουντάλα καθώς η συνδιδασκαλία τους σε όλα τα μαθήματα που αφορούν τις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης, με ώθησε στην περαιτέρω ενασχόληση μου με το συγκεκριμένο αντικείμενο.

Ακόμη, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Senior Engineer της εταιρίας Gamma Technologies Inc., κ. Ιάκωβο Παπαδημητρίου για την σημαντική βοήθειά του και επίλυση κάθε απορίας μου σχετικά με την καλύτερη κατανόηση του λογισμικού GT-Suite.

Τέλος, θέλω να ευχαριστήσω την οικογένειά μου και του φίλους μου για την αμέριστη συμπαράσταση και κατανόηση που έδειξαν σε όλα τα χρόνια των σπουδών μου.

Στο εξώφυλλο αναπαρίστανται το σύστημα διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης της εταιρίας BorgWarner.

# Πίνακας Περιεχομένων

Εισαγωγή.....	6
Abstract .....	7
<b>1. Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ. ....</b>	<b>8</b>
1.1 Ορισμός υπερπλήρωσης.....	8
1.2 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα της υπερπλήρωσης.....	10
1.3 Μέθοδοι υπερπλήρωσης .....	10
1.3.1 Τρόπος κίνησης του συμπιεστή .....	11
1.3.2 Σχεδιασμός του συμπιεστή .....	13
1.3.3 Σύνδεση κινητήρα με την μονάδα υπερπλήρωσης .....	13
1.4 Βασικές αρχές στροβιλο-υπερπλήρωσης.....	14
1.4.1 Γενικές αρχές .....	14
1.4.2 Ενδιάμεση ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης.....	15
1.5 Μεταβατική λειτουργία ενός στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα .....	17
<b>2. Διβάθμια-Σειριακή στροβιλο-υπερπλήρωση.....</b>	<b>19</b>
2.1 Γενικές αρχές διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης.....	19
2.2 Σχεδιασμός ενός συστήματος διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης.....	22
2.3 Στρατηγική ελέγχου συστήματος διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης	23
2.3.1 Διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση με βαλβίδα παράκαμψης στο ζεύγος υψηλής πίεσης .....	24
2.3.2 Διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση με βαλβίδα παράκαμψης στο ζεύγος χαμηλής πίεσης.....	25
2.3.3 Σύνθετο σύστημα ελέγχου διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης ...	27
<b>3. Σχηματισμός και Εκπομπές Ρύπων από Κινητήρες Diesel.....</b>	<b>29</b>
3.1 Γενικά .....	29
3.2 Σχηματισμός των οξειδίων του αζώτου NO <sub>x</sub> .....	31
3.2.1 Γενική περιγραφή.....	31

3.2.2 Αντιδράσεις σχηματισμού του μονοξειδίου του αζώτου NO .....	31
3.2.3 Αντιδράσεις σχηματισμού του διοξειδίου του αζώτου NO <sub>2</sub> .....	32
3.3 Σχηματισμός των NO <sub>x</sub> στο θάλαμο καύσης των κινητήρων diesel .....	33
3.3.1 Γενικά.....	33
3.3.2 Επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας στην τιμή των NO <sub>x</sub> .....	34
3.4 Εκπομπές σωματιδίων .....	35
3.4.1 Γενικά.....	35
3.4.2 Κατανομή μεγέθους σωματιδίων.....	38
3.5 Ιδιαιτερότητες εκπομπών καυσαερίων κατά τη μεταβατική λειτουργία στροβιλο-υπερπληρωμένων κινητήρων diesel .....	41
<b>4. Μοντελοποίηση διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης με το λογισμικό GT-Suite.....</b>	<b>43</b>
4.1 Το λογισμικό GT-Suite.....	43
4.1.1 Γενικά χαρακτηριστικά του λογισμικού GT-Suite.....	43
4.1.2 Το υποπρόγραμμα GT-Power και το περιβάλλον εργασίας του ....	44
4.2 Γενική περιγραφή του μοντέλου .....	46
4.3 Ο εξακύλινδρος κινητήρας diesel .....	47
4.3.1 Γενικά χαρακτηριστικά του κινητήρα .....	47
4.3.2 Πολλαπλή εισαγωγής, σωλήνες και θυρίδες εισαγωγής .....	47
4.3.3 Βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής.....	49
4.3.4 Κύλινδροι .....	50
4.3.5 Εγχυτήρες καυσίμου .....	51
4.3.6 Πολλαπλή εξαγωγής και θυρίδες εξαγωγής.....	52
4.3.7 Στροφαλοφόρος άτρακτος .....	53
4.4 Τα ζεύγη στροβιλο-υπερπλήρωσης.....	53
4.4.1 Το ζεύγος χαμηλής πίεσης.....	54
4.4.2 Το ζεύγος υψηλής πίεσης .....	55
4.5 Τα ψυγεία ενδιάμεσης ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης (intercooler και aftercooler) .....	57
4.5.1 Το ψυγείο ενδιάμεσης ψύξης του αέρα (intercooler) .....	57
4.5.2 Το δεύτερο ψυγείο ψύξης του αέρα (aftercooler) .....	58
4.6 Το σύστημα ελέγχου των ζευγών στροβιλο-υπερπλήρωσης.....	59

4.6.1 Η στρατηγική ελέγχου των δύο ζευγών στροβιλο-υπερπλήρωσης	59
4.6.2 Αισθητήρας πίεσης .....	60
4.6.3 Ελεγκτής (controller) .....	60
4.6.4 Ενεργοποιητής.....	61
<b>5. Αποτελέσματα προσομοιώσεων σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας</b>	<b>62</b>
5.1 Εισαγωγή .....	62
5.2 Ρυθμίσεις προσομοίωσης.....	63
5.3 Επισκόπηση των αποτελεσμάτων σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας	64
5.3.1 Οι χάρτες λειτουργίας των ζευγών στροβιλο-υπερπλήρωσης.....	64
5.3.2 Επιδόσεις του κινητήρα.....	71
<b>6. Αποτελέσματα προσομοιώσεων μεταβατικής λειτουργίας .....</b>	<b>82</b>
6.1 Εισαγωγή .....	82
6.2 Ρυθμίσεις προσομοίωσης.....	83
6.3 Επισκόπηση των προς εξέταση μεταβολών .....	84
6.4 Επίδραση έντασης επιτάχυνσης.....	85
6.4.1 Επιτάχυνση από τις 1000 στις 1500 rpm .....	86
6.4.2 Επιτάχυνση από τις 1000 στις 2000 rpm .....	90
6.4.3 Επιτάχυνση από τις 1500 στις 2000 rpm .....	94
6.4.4 Επιτάχυνση από τις 1500 στις 2500 rpm .....	97
6.4.5 Επιτάχυνση από τις 2000 στις 2500 rpm .....	99
6.4.6 Επιτάχυνση από τις 2000 στις 3000 rpm .....	103
6.5 Επίδραση περιοριστή καυσίμου .....	104
6.5.1 Επιτάχυνση από τις 1000 στις 2000 rpm .....	106
6.6 Επίδραση αδράνειας .....	108
<b>7. Συμπεράσματα .....</b>	<b>111</b>
<b>Παράρτημα-Πίνακας Συμβόλων .....</b>	<b>114</b>
<b>Βιβλιογραφία.....</b>	<b>116</b>

# Εισαγωγή

Η παρούσα διπλωματική εργασία ασχολείται με το θέμα της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης ενός εξακύλινδρου κινητήρα diesel και την μελέτη αυτού σε μόνιμες και μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Η διερεύνηση τόσο της μόνιμης, όσο και της μεταβατικής λειτουργίας των κινητήρων diesel, παρουσιάζουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον, λόγω της πληθώρας των εφαρμογών (βιομηχανία, οχήματα κλπ) στις οποίες αυτοί χρησιμοποιούνται.

Βασικός στόχος της συγκεκριμένης εργασίας είναι η μοντελοποίηση του κινητήρα και του συστήματος υπερπλήρωσης με χρήση του υπολογιστικού πακέτου GT-Power, το οποίο είναι ένα εξειδικευμένο λογισμικό μοντελοποίησης με ευρεία χρήση στην βιομηχανία. Η διερεύνηση του μοντέλου σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας γίνεται με στόχο την κατανόηση και αξιολόγηση των επιδόσεων του κινητήρα και της εκπομπής ρύπων από αυτόν. Η εξέταση στο επίπεδο των ρύπων επικεντρώνεται στους δυο βασικότερους ρύπους των κινητήρων diesel, οι οποίοι είναι τα οξειδία του αζώτου ( $\text{NO}_x$ ) και η αιθάλη, και δίνεται ιδιαίτερη έμφαση στην δημιουργία τους κυρίως κατά την μεταβατική λειτουργία του κινητήρα.

Τέλος, γίνεται σύγκριση του μοντέλου της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης με δύο αντίστοιχα μοντέλα για την απλή και την συνδυασμένη υπερπλήρωση σε μόνιμες και μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας, που είχαν ως βάση τον ίδιο κινητήρα και είχαν δημιουργηθεί κατά την εκπόνηση παλαιότερης διπλωματικής εργασίας [7].

# Abstract

This diploma thesis aims at the modeling of a six cylinder Diesel engine equipped with a dual turbocharging system and at the study of it at steady-state and transient conditions. The modeling and the study of the whole system is accomplished with the use of the GT-Power software. More specifically, the purpose of this study is the investigation of the model in several operating conditions and the evaluation of the results respectively to the performance of the engine and the emission of the main pollutants, i.e. the smoke opacity and nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>).

The examination of the system at steady-state conditions mainly focuses on the performance of the engine with the objective being the maximization of the power curve, whereas the study of the model at transient conditions focuses on the response of the engine and the emission of pollutants. The study at transient conditions investigates the impact of three different factors: speed demand acceleration and the initial load, the inertia of the load and the application of an extreme fuel limiter.

Finally, a comparison of this model with a single-stage turbocharging system and a combined system, of the same diesel engine, is accomplished and through the above analysis arise the results for the behavior of the dual-stage turbocharging model. The most important ones for the examination of the system at steady-state conditions are the increase of the engine performance and the mechanical and the thermal stress of the engine, while for the investigation of the model at transient conditions is the important negative effect that the turbocharger phenomenon has on the response of the engine at low engine speeds.

# Κεφάλαιο 1

---

## Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.

### 1.1 Ορισμός υπερπλήρωσης

Με τον όρο υπερπλήρωση σε μια Μ.Ε.Κ. ορίζεται η προ-συμπύεση μέρους ή όλης της γόμωσης, εξωτερικά του κυλίνδρου με την χρήση κάποιου μηχανικού μέσου (συμπιεστής). Έτσι το εργαζόμενο μέσο (αέρας) συμπιέζεται τόσο εξωτερικά, όσο και εσωτερικά του κυλίνδρου.

Με αυτόν τον τρόπο αλλά και ταυτοχρόνως με την ενδιάμεση ψύξη (cooling) του αέρα επιτυγχάνεται αρχικά αύξηση της πυκνότητάς του, στην συνέχεια αύξηση της παροχής του αναρροφούμενου αέρα, που οδηγεί σε αύξηση της ποσότητας του καυσίμου που μπορεί να καεί, και συνεπώς σε αύξηση της ισχύος του κινητήρα. Έτσι, ένας υπερπληρωμένος κινητήρας ίδιων διαστάσεων με έναν αντίστοιχο φυσικής αναπνοής μπορεί να επιτύχει σημαντικά υψηλότερη ισχύ.

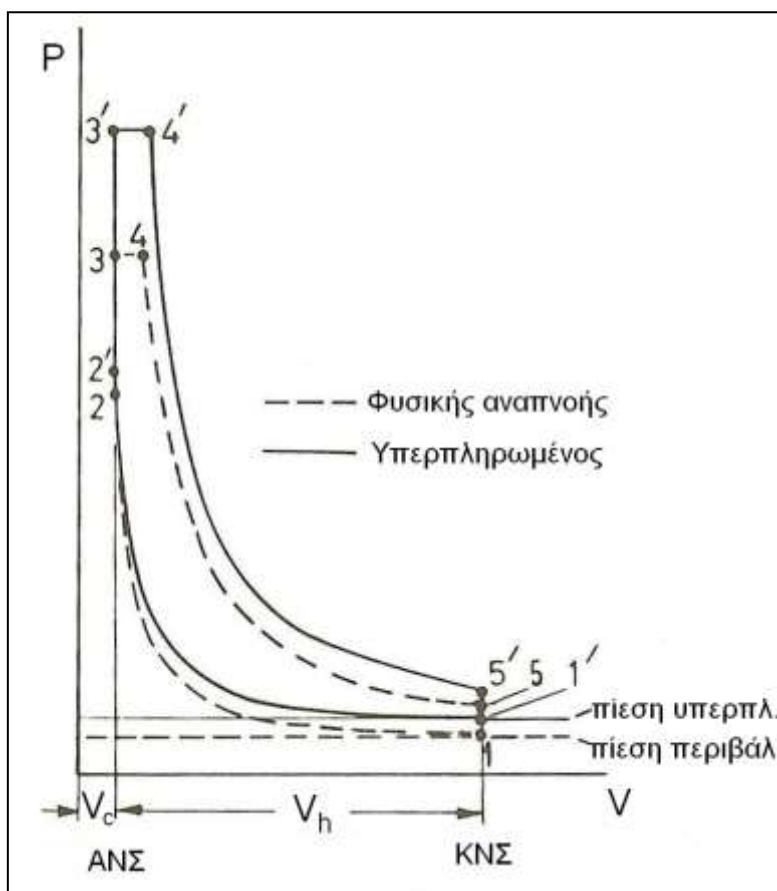
Στον Πίνακα 1.1 παρουσιάζονται συνοπτικά κάποια τυπικά χαρακτηριστικά κινητήρων diesel βαρέων φορητών στο διάστημα 1930-1996. Γίνεται εμφανές ότι στο διάστημα των τελευταίων 70 χρόνων παρατηρείται ένας τετραπλασιασμός της ισχύος των κινητήρων diesel, χωρίς ουσιαστική μεταβολή του όγκου εμβολισμού τους. Συνεπώς, έχουμε και τετραπλασιασμό της χωρικής ισχύος τους ή τελικά της μέσης πραγματικής πίεσης αυτών  $\bar{p}_e$ , με δεδομένο ότι η αντίστοιχη ταχύτητα περιστροφής 'n' αυξήθηκε, το ίδιο χρονικό διάστημα, σε αρκετά μικρότερο βαθμό. Επίσης, στο Σχήμα 1.1 γίνεται σύγκριση του ιδανικού μικτού κύκλου αέρα μεταξύ ενός κινητήρα φυσικής αναπνοής με έναν αντίστοιχο υπερπληρωμένο. Και οι δύο κινητήρες έχουν



τον ίδιο βαθμό συμπίεσης 'ε', ενώ αυτό που γίνεται αντιληπτό, είναι οι μεγαλύτερες πιέσεις στις οποίες φτάνει ο υπερπληρωμένος κινητήρας καθ' όλη την διάρκεια του θερμοδυναμικού κύκλου [3].

**Πίνακας 1.1:** Τυπικά χαρακτηριστικά κινητήρων diesel βαρέων οχημάτων από το 1930-1996 [3]

<b>Μέγιστη Ισχύς (kW)</b>	70-110	92-110	110-125	107-132	140-154	283-304	309-441
<b>Μέγιστη Ροπή (Nm)</b>	520-1010	610-660	660-1050	620-1050	680-760	1285-1300	1850-2700
<b>Όγκος Εμβολισμού (L)</b>	16,6	13,5	18,1	11,6	18,7	18,3	18,3
<b>Έτος</b>	1930	1936	1939	1955/6	1960	1985	1996



**Σχήμα 1.1:** Σύγκριση ιδανικού μικτού κύκλου αέρα φυσικής αναπνοής (123451) και υπερπληρωμένου κινητήρα (1'2'3'4'5'1') με τον ίδιο βαθμό συμπίεσης [3]

## 1.2 Πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα της υπερπλήρωσης

Τα βασικά πλεονεκτήματα της υπερπλήρωσης, για δεδομένη εξαγόμενη ισχύ από έναν κινητήρα, είναι [3]:

- μικρότερος φυσικός όγκος (μικρότερος αριθμός κυλίνδρων, μικρότερο μέγεθος κινητήρα, 'downsizing').
- χαμηλότερο κόστος ανά μονάδα εξαγόμενης ισχύος, ειδικά για μεγαλύτερων διαστάσεων κινητήρες.
- χαμηλότερες εκπομπές καυσαερίων σε μόνιμη κατάσταση λειτουργίας
- μικρότερο βάρος, μεγαλύτερη ειδική μάζα.
- μικρότερο ποσοστό τριβών λόγω του μικρότερου αριθμού κυλίνδρων.
- μειωμένος θόρυβος στην εξαγωγή λόγω του στροβίλου των καυσαερίων.
- ειδικά σε κινητήρες diesel, μείωση της καθυστέρησης ανάφλεξης λόγω αυξημένων θερμοκρασιών εντός του κυλίνδρου.

Τα μειονεκτήματα της υπερπλήρωσης αντιθέτως είναι τα εξής:

- πιο αργή επιτάχυνση συγκριτικά με αντίστοιχους κινητήρες φυσικής αναπνοής (αναφέρεται κυρίως σε συστήματα στροβιλο-υπερπλήρωσης).
- υψηλότερη θερμική και μηχανική καταπόνηση στα εσωτερικά του κυλίνδρου.
- αυξημένες εκπομπές ρύπων ιδιαίτερα κατά την διάρκεια μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα (κυρίως σε συστήματα στροβιλο-υπερπλήρωσης).

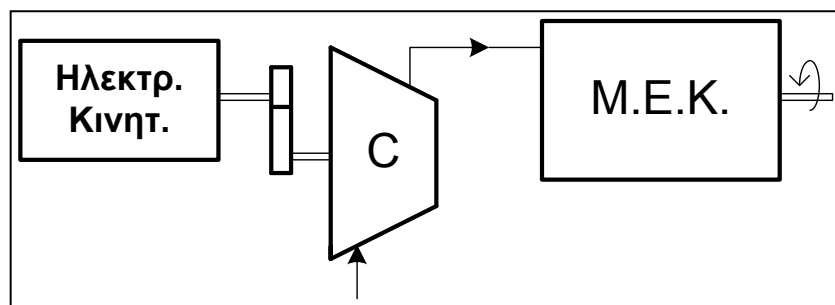
## 1.3 Μέθοδοι υπερπλήρωσης

Καθ' όλη την διάρκεια της εξέλιξης της υπερπλήρωσης έχουν αναπτυχθεί διάφορες μέθοδοι, οι οποίες έχουν βρει έδαφος σε μεγάλο εύρος εφαρμογών. Έτσι, μια πρώτη κατηγοριοποίηση των μεθόδων υπερπλήρωσης μπορεί να γίνει με βάση τα κριτήρια που ακολουθούν ως εξής:

1. Σύμφωνα με τον τρόπο κίνησης του συμπιεστή.
2. Σύμφωνα με τον σχεδιασμό του συμπιεστή.
3. Σύμφωνα με τον τρόπο σύνδεσης της μονάδας υπερπλήρωσης και του κινητήρα.
4. Είδος του κινητήρα.

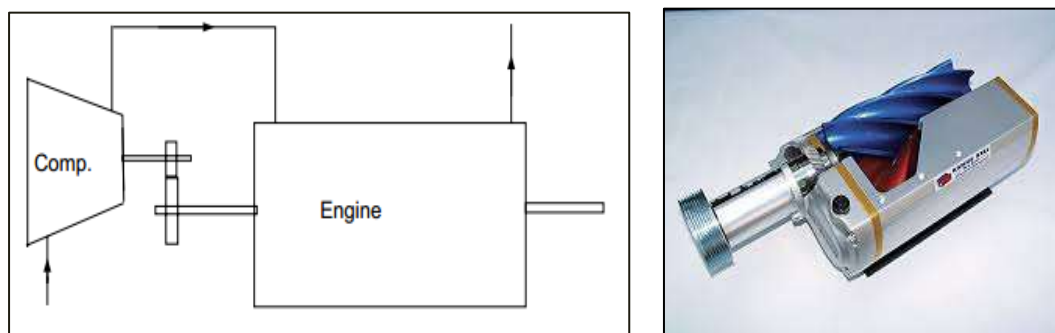
### 1.3.1 Τρόπος κίνησης του συμπιεστή

A) Εξωτερικά κινούμενος συμπιεστής από κάποιον ηλεκτροκινητήρα ή κάποια βοηθητική διάταξη.



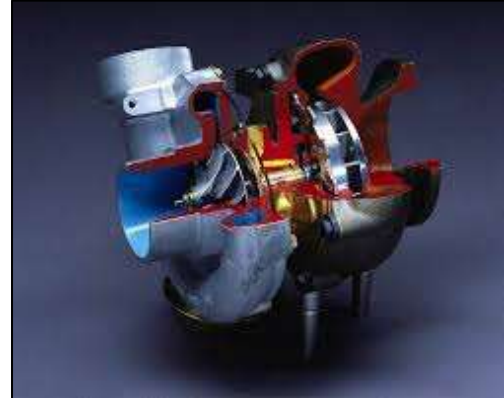
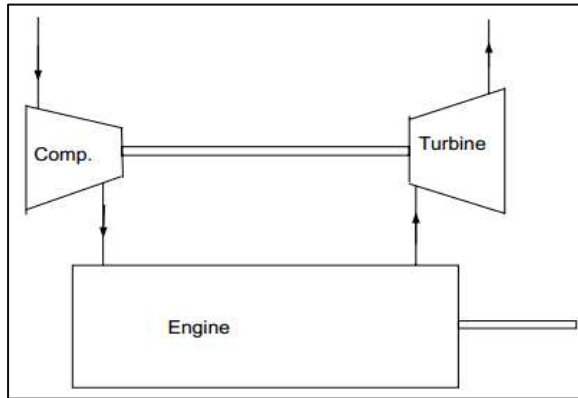
**Σχήμα 1.2:** Σύστημα υπερπλήρωσης με συμπιεστή κινούμενο από εξωτερικό ηλεκτροκινητήρα [3]

B) Κίνηση από την στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα με απορρόφηση όμως μηχανικού έργου από αυτόν, η οποία ονομάζεται και μηχανική υπερπλήρωση. Κύρια εφαρμογή έχει βρει σε κινητήρες otto με ή χωρίς ενδιάμεση ψύξη αέρα και με σχέση μετάδοσης που μπορεί να είναι σταθερή ή μεταβλητή.



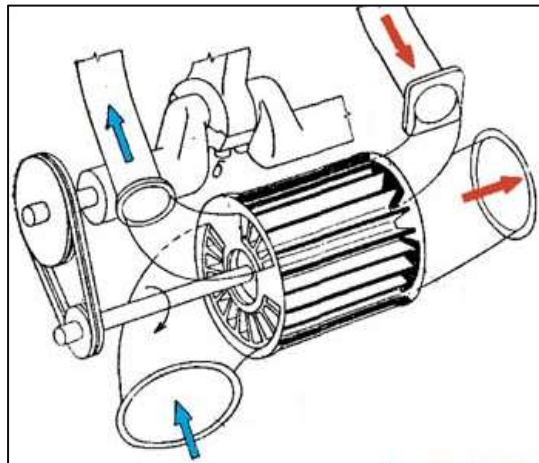
**Σχήμα 1.3:** Αριστερά: μονογραμμικό σχήμα μηχανικής υπερπλήρωσης, Δεξιά: συμπιεστής κοχλιοειδούς τύπου (Lysholm)

Γ) Κίνηση από στρόβιλο καυσαερίων, η οποία ονομάζεται και στροβιλο - υπερπλήρωση. Αποτελεί τον πλέον διαδεμένο τρόπο υπερπλήρωσης και μπορεί να είναι είτε μονοβάθμια είτε διβάθμια, με ή χωρίς ενδιάμεση ψύξη αέρα.



**Σχήμα 1.4:** Αριστερά: μονογραμμικό σχήμα στροβιλο-υπερπλήρωσης χωρίς ενδιάμεση ψύξη του αέρα, δεξιά: τυπικός στροβιλο-υπερπληρωτής

Δ) Συμπίεση μέσω κύματος πίεσης που προέρχεται από την αποτόνωση του καυσαερίου σε δρομέα με πτερύγια (σύστημα Comprex της εταιρίας Brown Boveri & Co. Ltd).



**Σχήμα 1.5:** Σύστημα υπερπλήρωσης με την μέθοδο Comprex

### 1.3.2 Σχεδιασμός του συμπιεστή

Σε αυτή την κατηγορία διακρίνονται οι συμπιεστές σε δύο ομάδες:

1. Στους συμπιεστές θετικής εκτόπισης με παλινδρομικό ή περιστρεφόμενο έμβολο. Οι συμπιεστές με παλινδρομικό έμβολο χωρίζονται κυρίως στους εμβολοφόρους, στους τύπου στροφαλοθαλάμου και στους τύπου ταλαντούμενων πτερυγίων, ενώ οι συμπιεστές με περιστρεφόμενο έμβολο χωρίζονται στους λοβοειδείς τύπου Roots ή στους κοχλιοειδείς τύπου Lysholm.
2. Στους συμπιεστές δυναμικής ροής. Αυτοί μπορεί να είναι αξονικής, ακτινικής ή μικτής ροής.

### 1.3.3 Σύνδεση κινητήρα με την μονάδα υπερπλήρωσης

Όσον αφορά τον τρόπο σύνδεσης του κινητήρα με την μονάδα υπερπλήρωσης και την μεταφορά ισχύος, έχουν αναπτυχθεί οι παρακάτω μέθοδοι:

1. Συμπιεστής συζευγμένος στην στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα (Σχήμα 1.3).
2. Ζεύγος συμπιεστή-στροβίλου χωρίς μηχανική σύνδεση με τον κινητήρα (Σχήμα 1.4).
3. Σύζευξη συμπιεστή-στροβίλου υψηλής πίεσης και στρόβιλος ισχύος χαμηλής πίεσης συνδεδεμένος με την στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα (turbo-compound engines). Κύρια χρήση σε αεροσκάφη.
4. Σύζευξη συμπιεστή-στροβίλου υψηλής πίεσης και συμπιεστή χαμηλής πίεσης στην στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα σε σειρά με το ζεύγος (συνδυασμένη υπερπλήρωση). Κύρια χρήση σε 2-Χ κινητήρες και σε κινητήρες οχημάτων για την βελτίωση της μεταβατικής τους λειτουργίας.
5. Στρόβιλος ισχύος σε σύνδεση με ζεύγος συμπιεστή και κινητήρα. Η εξαγόμενη ισχύς προέρχεται μόνο από τον στρόβιλο.

## 1.4 Βασικές αρχές στροβιλο-υπερπλήρωσης

### 1.4.1 Γενικές αρχές

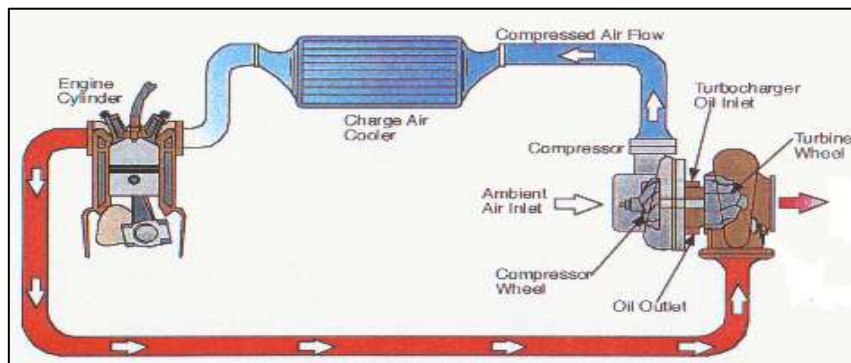
Όπως έχει ήδη αναφερθεί η πιο βασική και ευρέως χρησιμοποιούμενη μέθοδος υπερπλήρωσης είναι η στροβιλο-υπερπλήρωση (turbocharging). Η συγκεκριμένη μέθοδος παρουσιάζει τα περισσότερα πλεονεκτήματα συγκριτικά με τις υπόλοιπες που αναφέρθηκαν και έχει γνωρίσει την μεγαλύτερη εξέλιξη μέσα από μια πληθώρα εφαρμογών σε κινητήρες otto ή (κυρίως) diesel. Συχνή είναι και η υλοποίηση της μεθόδου με τοποθέτηση ενός ψυγείου ώστε να ψύχεται ο αέρας υπερπλήρωσης προτού εισέλθει στους κυλίνδρους, για περαιτέρω αύξηση της πυκνότητάς του (aftercooler). Το ζεύγος στροβιλο-υπερπλήρωσης αποτελείται συνήθως από έναν φυγοκεντρικό (ακτινικό) συμπιεστή και από έναν ακτινικό (για τις πιο μικρές εφαρμογές) ή έναν αξονικό (για τις μεγαλύτερες εφαρμογές) στρόβιλο ισχύος.

Ο συμπιεστής και ο στρόβιλος είναι μηχανικά συνδεδεμένοι στην ίδια άτρακτο (Σχήμα 1.6) και η ισχύς που απαιτείται για την κίνηση του συμπιεστή παρέχεται από τον στρόβιλο μέσω της αποτόνωσης των καυσαερίων. Το όλο σύστημα αποτελεί μια αρκετά απλή κατασκευή με σημαντικά οφέλη, τα οποία είναι τα εξής: επιτυγχάνεται υψηλή συγκέντρωση ισχύος, μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και δεν υπάρχει απορρόφηση επιπλέον έργου από την Μ.Ε.Κ.

Η αρχή λειτουργίας του ζεύγους έχει ως εξής: ο αέρας περιβάλλοντος αναρροφάται από τον συμπιεστή αυξάνοντας την πυκνότητά του, στην συνέχεια ψύχεται από το ψυγείο που υπάρχει μεταξύ του συμπιεστή και του κινητήρα και οδηγείται στους κυλίνδρους όπου και εξέρχεται ως καυσαέριο πια, οδηγούμενο στον στρόβιλο για να γίνει η εκτόνωσή του και να παραχθεί η απαιτούμενη ισχύς για την κίνηση του συμπιεστή (Σχήμα 1.7).



**Σχήμα 1.6:** Ζεύγος στροβιλο-υπερπληρωτή (γαλάζιο τμήμα: συμπιεστής, κόκκινο τμήμα: στρόβιλος, κίτρινο τμήμα: λίπανση της ατράκτου)



**Σχήμα 1.7:** Τυπική διάταξη ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης με Μ.Ε.Κ. και ενδιάμεσο ψυγείο

#### 1.4.2 Ενδιάμεση ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης

Πρωταρχικός στόχος της υπερπλήρωσης είναι η αύξηση της πίεσης εισαγωγής στους κυλίνδρους του κινητήρα και άρα η αύξηση της πυκνότητας του αέρα υπερπλήρωσης. Ωστόσο είναι αδύνατο να συμπιεστεί ο αέρας χωρίς ταυτόχρονα να αυξηθεί και η θερμοκρασία του, όπως φαίνεται και από την καταστατική εξίσωση των αερίων:

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} \quad (1.1)$$

Έτσι είναι πιθανό, αν η αύξηση της θερμοκρασίας του αέρα λόγω της συμπίεσής του είναι μεγάλη, να μην επιτυγχάνεται η επιθυμητή αύξηση της πυκνότητάς του. Είναι λοιπόν φανερό, πως η ανύψωση της θερμοκρασίας του

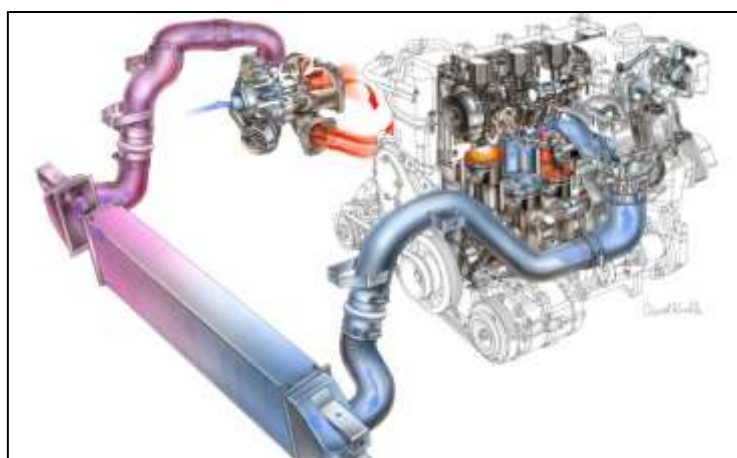
αέρα πρέπει να είναι όσο το δυνατόν μικρότερη και άρα η χρήση ενός ενδιάμεσου ψυγείου κρίνεται στις περισσότερες περιπτώσεις απαραίτητη (Σχήμα 1.8). Επιπλέον, η χρήση του ψυγείου οδηγεί πολλές φορές και στα ακόλουθα ουσιαστικά πλεονεκτήματα:

- Χαμηλότερες θερμοκρασίες στο εσωτερικό των κυλίνδρων και άρα μικρότερη θερμική καταπόνηση του κινητήρα.
- Μειωμένες εκπομπές NO<sub>x</sub>, λόγω των μειωμένων θερμοκρασιών.
- Ενίσχυση της έννοιας της υπερπλήρωσης, καθώς με μείωση της θερμοκρασίας του αέρα επιτυγχάνεται περαιτέρω αύξηση της πυκνότητάς του.

Παρ' όλα αυτά, αν και η μέθοδος της ψύξης του αέρα εφαρμόζεται συχνά, δεν είναι καθολική σε χρήση και αυτό γιατί παρουσιάζει και κάποια συγκεκριμένα μειονεκτήματα που αναφέρονται στην συνέχεια:

- Απώλειες πίεσης του αέρα καθώς περνά από τις διάφορες επιπλέον σωληνώσεις και μικρή πτώση στην πίεση εισαγωγής του αέρα στους κυλίνδρους.
- Το κόστος της εφαρμογής που όμως τις περισσότερες φορές αντισταθμίζεται από τα οφέλη της ψύξης του αέρα.
- Εύρεση χώρου.

Έτσι, συνήθως η χρησιμοποίηση ή όχι ενός ενδιάμεσου ψυγείου συσχετίζεται κάθε φορά με την εκάστοτε εφαρμογή.



**Σχήμα 1.8:** Διάταξη στροβιλο-υπερπλήρωσης και Μ.Ε.Κ. με έμφαση στο ενδιάμεσο ψυγείο



## 1.5 Μεταβατική λειτουργία ενός στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα

Ως μεταβατική κατάσταση λειτουργίας (transient) ενός κινητήρα diesel ορίζεται το τμήμα εκείνο της λειτουργίας του, κατά το οποίο είτε η ταχύτητα περιστροφής του, είτε το φορτίο του, ή και τα δύο μεταβάλλονται χρονικά μέχρι την επίτευξη μιας κατάστασης ισορροπίας [5]. Η **μεταβολή του φορτίου** είναι η συνήθης κατάσταση μεταβατικής λειτουργίας για βιομηχανικούς κινητήρες, ενώ η **μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής** είναι αυτή που χαρακτηρίζει κυρίως την μη μόνιμη λειτουργία για κινητήρες οχημάτων. Όπως είναι φανερό, ένας κινητήρας οχήματος εργάζεται σχεδόν πάντα σε μη μόνιμες καταστάσεις λόγω των διαφορετικών συνθηκών που επικρατούν κάθε φορά στον δρόμο. Έτσι, είναι λογικό η μεταβατική λειτουργία ενός κινητήρα να χρήζει ιδιαίτερης προσοχής και μελέτης, λόγω του φαινομένου της υστέρησης του υπερπληρωτή.

Η υστέρηση του υπερπληρωτή μπορεί να γίνει κατανοητή αν σκεφτεί κανείς τις λειτουργίες που λαμβάνουν χώρα σ' έναν κινητήρα κατά την φάση μιας μεταβατικής κατάστασης. Το κύριο μειονέκτημα είναι η έλλειψη μηχανικής σύνδεσης μεταξύ κινητήρα και ζεύγους υπερπλήρωσης. Κατά την αύξηση στροφών ή φορτίου του κινητήρα το παραγόμενο από τον στρόβιλο έργο, πρέπει πρώτα να υπερνικήσει την αδράνεια του ζεύγους, ώστε στην συνέχεια να μπορέσει να επιταχύνει τον συμπιεστή, που με την σειρά του θα τροφοδοτήσει τον κινητήρα με την αυξημένη παροχή αέρα που απαιτείται για να αντιμετωπιστεί το αυξημένο φορτίο ή για να επιτευχθεί η επιθυμητή αύξηση στροφών. **Ουσιαστικά, αυτό που συμβαίνει κατά την περίοδο αύξησης του φορτίου ή της ταχύτητας περιστροφής κινητήρα diesel είναι η έγχυση μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου χωρίς όμως να είναι διαθέσιμη το ίδιο άμεσα και η απαιτούμενη παροχή αέρα από τον συμπιεστή αφού ο στρόβιλος που τον κινεί δεν έχει προλάβει να αυξήσει το παραγόμενο έργο αποτόνωσης.**

Έτσι, στις πρώτες χρονικές στιγμές μετά από μια απότομη αύξηση στροφών ή φορτίου, παρατηρείται ανακολουθία ανάμεσα στην αυξημένη παροχή καυσίμου και στην χαμηλή ποσότητα του αναρροφώμενου αέρα, με

αποτέλεσμα ο λόγος ισοδυναμίας αέρα καυσίμου να πέφτει σε χαμηλές τιμές και να επικρατούν τότε υψηλές εκπομπές καπνού και NO<sub>x</sub>, μέχρι να επανέλθει ο κινητήρας σε μια σταθερή κατάσταση λειτουργίας. Το φαινόμενο αυτό ονομάζεται υστέρηση του υπερπληρωτή ή turbocharger lag, στην διεθνή ορολογία [5].

# Κεφάλαιο 2

---

## Διβάθμια-Σειριακή στροβιλο- υπερπλήρωση

Στο Κεφάλαιο αυτό θα γίνει μια αναφορά στο θεωρητικό μέρος της εφαρμογής της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης καθώς και στους μηχανισμούς σχηματισμού των ρύπων (στο επόμενο κεφάλαιο), για την καλύτερη κατανόηση και ερμηνεία των αποτελεσμάτων που θα εξετασθούν στην συνέχεια αυτής της εργασίας.

### 2.1 Γενικές αρχές διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης

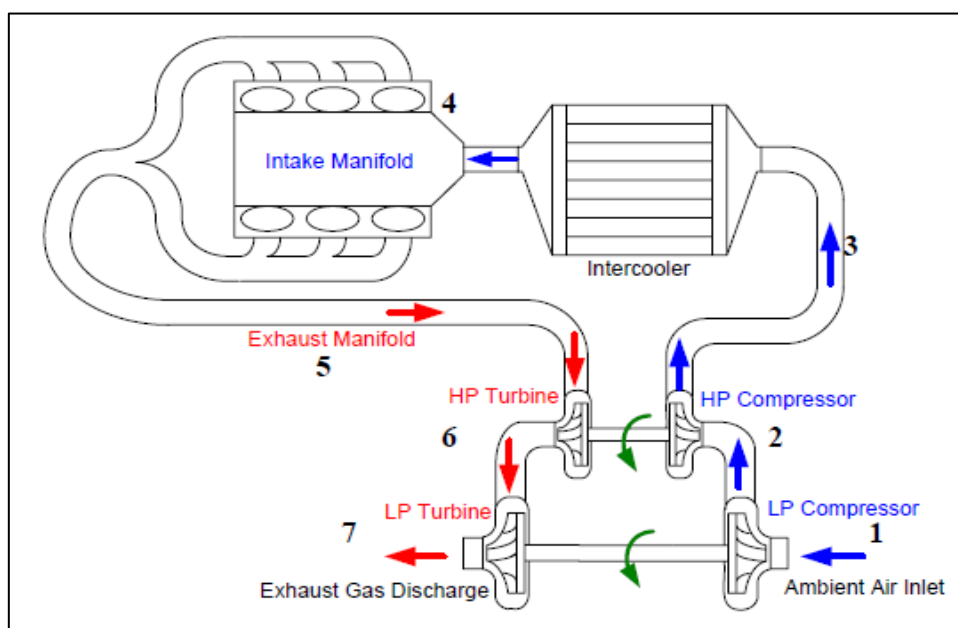
Όπως έχει ήδη αναφερθεί, μια εξέλιξη της απλής, μονοβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης αποτελεί η διβάθμια, εν σειρά στροβιλο-υπερπλήρωση (serial two-stage turbocharging). Η τεχνολογία αυτή εξελίχθηκε κυρίως την τελευταία δεκαετία σε κινητήρες οχημάτων, και είναι κατάλληλη για εφαρμογές όπου ζητούμενο είναι οι υψηλές πιέσεις υπερπλήρωσης (>3.5 bar), δηλαδή οι υψηλότερες αποδόσεις, καθώς και η ταυτόχρονη ελάττωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου<sup>1</sup>. Κυρίως αυτή η τεχνολογία έχει εφαρμοστεί μέχρι σήμερα μόνο σε κινητήρες diesel, λόγω των υψηλών πιέσεων και θερμοκρασιών που επικρατούν, στο εσωτερικό των κυλίνδρων.

---

<sup>1</sup> Δεν πρέπει να συγχέεται η διβάθμια σειριακή στροβιλο-υπερπλήρωση που εξετάζεται στην παρούσα διπλωματική εργασία με την διβάθμια (ή και πολυβάθμια ακόμα) παράλληλη (διαδοχική – sequential) στροβιλο-υπερπλήρωση ή με διάφορες εφαρμογές τύπου ‘twin-turbo’ διαφόρων κατασκευαστών που βρίσκουν εφαρμογή ακόμα και σε κινητήρες βενζίνης.

Η διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση προσφέρει αρκετά πλεονεκτήματα, έναντι της απλής, όταν εφαρμόζεται κατάλληλα. Η βελτίωση της ισχύος του κινητήρα σε όλο το εύρος ταχυτήτων περιστροφής, είναι το πιο ορατό όφελος, καθώς η πίεση υπερπλήρωσης μπορεί να ανέλθει πάνω από 4 bar, εφ' όσον ο μόνος περιορισμός στην πίεση στην πολλαπλή εισαγωγής στους κινητήρες diesel είναι η μέγιστη πίεση καύσης στους κυλίνδρους και ο λόγος αέρα-καυσίμου κυρίως λόγω των εκπομπών αιθάλης.

Επιπλέον, με την συγκεκριμένη εφαρμογή, η συμπίεση του αέρα πραγματοποιείται σε δύο στάδια αντί ενός, αρχικά από τον συμπιεστή χαμηλής πίεσης και στην συνέχεια από τον συμπιεστή υψηλής πίεσης, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.1. Έτσι, επιτυγχάνεται συνολικά καλύτερος βαθμός απόδοσης και στους δύο συμπιεστές, εφ' όσον εργάζονται και οι δύο στην περιοχή καλής λειτουργίας τους. Αύξηση του λόγου πίεσης ενός συμπιεστή σε τιμές μεγαλύτερες των 3.5 bar, οδηγεί σε λειτουργία του εκτός των ικανοποιητικών ορίων όσο αφορά τον βαθμό απόδοσής του αλλά και πολύ κοντά στην γραμμή πάλμωσής του. Έτσι, διαμοιράζοντας το έργο της συμπίεσης σε δύο συμπιεστές, βελτιώνονται οι βαθμοί απόδοσής τους και λειτουργούν σε ασφαλή περιοχή, μακριά από την γραμμή πάλμωσης, χωρίς τον κίνδυνο της ασταθούς λειτουργίας [8].



**Σχήμα 2.1:** Μονογραμμική απεικόνιση μιας εφαρμογής διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης

Επιπλέον, με την εφαρμογή της διβάθμιας στοβιλο-υπερπλήρωσης μπορεί υπό-συνθήκες να βελτιωθεί και η συμπεριφορά του κινητήρα κατά την μεταβατική του λειτουργία, χρησιμοποιώντας έναν πιο μικρό στρόβιλο για το ζεύγος υψηλής πίεσης και έναν πιο μεγάλο για το ζεύγος χαμηλής πίεσης, έτσι ώστε η αδράνεια του ζεύγους υψηλής πίεσης να είναι μικρότερη και να επιταχύνεται πιο γρήγορα. Ο συνδυασμός ενός μεγαλύτερου ζεύγους χαμηλής πίεσης με ένα μικρότερο ζεύγος υψηλής πίεσης, βελτιώνει επίσης και την λειτουργία του κινητήρα σε σταθερές συνθήκες (steady state).

Έτσι, ολοκληρώνοντας την συγκεκριμένη παράγραφο, αναφέρονται ορισμένα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα της διβάθμιας στοβιλο-υπερπλήρωσης έναντι της μονοβάθμιας.

#### Πλεονεκτήματα:

- Υψηλότερα επίπεδα της πίεσης υπερπλήρωσης, γεγονός που οδηγεί στην σημαντική αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης και της συγκέντρωσης ισχύος του κινητήρα.
- Υψηλότερος βαθμός απόδοσης, ακόμη και για δεδομένη πίεση υπερπλήρωσης, λόγω μείωσης του βαθμού απόδοσης του συμπιεστή και του στρόβιλου με αύξηση του λόγου πιέσεών τους.
- Μεγαλύτερο εύρος λειτουργίας και ταίριασμα με τον κινητήρα.
- Συνήθως καλύτερη επιτάχυνση και καλύτερη απόκριση του κινητήρα σε μεταβατικές λειτουργίες.

#### Μειονεκτήματα:

- Απαιτείται περισσότερος χώρος και καλύτερη τοποθέτηση και των δύο ζευγών.
- Αυξημένο βάρος του κινητήρα.
- Απαιτείται πιο πολύπλοκο σύστημα ελέγχου του κινητήρα, προκειμένου να συνεργάζονται αρμονικά τα δύο ζεύγη (αναλύεται καλύτερα στην Παράγραφο 2.3).
- Το ταίριασμα του κινητήρα πρέπει να γίνει πλέον με δύο ζεύγη αντί για ένα, άρα η διαδικασία ταιριάσματος γίνεται πιο πολύπλοκη.



**Σχήμα 2.2:** Διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση σε κινητήρα οχήματος όπου γίνεται αντιληπτό ο χώρος που απαιτείται για μια τέτοια εφαρμογή· το κάτω ζεύγος είναι της χαμηλής πίεσης και το πάνω ζεύγος της υψηλής πίεσης (φαίνεται επίσης και η διαφορά μεγέθους που υπάρχει μεταξύ τους)

## 2.2 Σχεδιασμός ενός συστήματος διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης

Ο σχεδιασμός ενός συστήματος διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης, έχει ως κύριο στόχο το καλύτερο ταίριασμα μεταξύ των δύο ζευγών και του κινητήρα, έτσι ώστε να επιτυγχάνονται τα επιθυμητά αποτελέσματα για την εκάστοτε εφαρμογή. Οι περιορισμοί ενός συστήματος μονοβάθμιας υπερπλήρωσης, όσον αφορά την επίτευξη υψηλής πίεσης υπερπλήρωσης, την αυξημένη ισχύ του κινητήρα αλλά και την γρήγορη απόκριση στις μεταβατικές περιόδους, μπορούν να βελτιωθούν σημαντικά με την κατάλληλη επιλογή των δυο ζευγών.

Αρχικά, εξετάζεται η επίδραση του μεγέθους του ζεύγους υψηλής πίεσης. Κατά την λειτουργία του κινητήρα σε σταθερές συνθήκες, ένα σχετικά μικρό ζεύγος υψηλής πίεσης έχει πολύ καλή απόδοση στις χαμηλές στροφές αλλά μικρότερη σε στροφές μεγαλύτερες από 2000 rpm, καθώς δεν μπορεί να ανταπεξέλθει στην όλο και αυξανόμενη παροχή μάζας. Από την άλλη, κατά την λειτουργία του κινητήρα σε μεταβαλλόμενες συνθήκες, ένα μικρό ζεύγος

υψηλής πίεσης έχει πολύ καλύτερη απόκριση στις επιταχύνσεις λόγω της πολύ μικρής αδράνειας που έχει.

Ομοίως, πρέπει να εξεταστεί και η επίδραση του μεγέθους του ζεύγους χαμηλής πίεσης. Η μείωση του μεγέθους (downsizing) αυτού του ζεύγους προκαλεί το εξής χαρακτηριστικό: μειώνει την αποδιδόμενη ροπή στις υψηλές στροφές λειτουργίας, δηλαδή (>2000 rpm, για κινητήρες φορτηγών ή λεωφορείων) και την αυξάνει για στροφές μικρότερες από 1500 rpm. Παρ' όλα αυτά, βελτιώνεται κάπως η απόκριση του κατά την μεταβατική λειτουργία.

Έτσι το συμπέρασμα που εξάγεται είναι το εξής: ένα μικρό ζεύγος υψηλής πίεσης είναι προτιμότερο για την μεταβατική λειτουργία του κινητήρα σε χαμηλές στροφές, αλλά περιορίζει την παροχή μάζας στις υψηλές στροφές, ενώ ένα μικρό ζεύγος χαμηλής πίεσης βελτιώνει την αποδιδόμενη ροπή στις χαμηλές στροφές αλλά περιορίζει αρκετά την απόδοση του κινητήρα σε επιδόσεις σε όλο το υπόλοιπο φάσμα των ταχυτήτων περιστροφής. Όπως γίνεται αντιληπτό, ένας συνδυασμός και μια "ισορροπία" στο μέγεθος των δύο ζευγών είναι η καλύτερη λύση. Επιπλέον, για την επίτευξη ενός ακόμη καλύτερου ταιριάσματος για την εκάστοτε εφαρμογή είναι σίγουρα προτιμότερο να εξετάζονται τα δύο ζεύγη ως ένα ενιαίο σύστημα σε μόνιμη λειτουργία και μη, παρά το κάθε ζεύγος χωριστά και αυτόνομα [9].

Στην επόμενη παράγραφο εξετάζεται ένα ακόμη πολύ σημαντικό θέμα της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης, το οποίο είναι ο έλεγχος του όλου συστήματος.

## **2.3 Στρατηγική ελέγχου συστήματος διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης**

Ο έλεγχος ενός συστήματος διβάθμιας υπερπλήρωσης αναφέρεται κυρίως στο έλεγχο της πίεσης υπερπλήρωσης (boost control), έτσι ώστε ο κινητήρας να μην υπερβεί κάποια όρια θερμοκρασιών και πιέσεων, τα οποία μπορεί να είναι καταστροφικά. Επιπλέον, ένας άλλος λόγος για να ελέγχεται η πίεση υπερπλήρωσης, όπου ακολούθως οδηγεί στον έλεγχο ολόκληρης της

εφαρμογής, είναι για να λειτουργεί το όλο σύστημα σε ένα βέλτιστο πεδίο ή με όσο το δυνατόν καλύτερη απόδοση γίνεται. Έτσι, αυτό που συμβαίνει πολλές φορές είναι το όλο σύστημα να μην αποδίδει το μέγιστο των δυνατοτήτων του αλλά αυτό να ρυθμίζεται σε χαμηλότερα επίπεδα με διάφορους τρόπους. Η εφαρμογή αυτή ονομάζεται ρυθμιζόμενο σύστημα διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης (regulated two-stage turbocharging) [11].

Υπάρχουν πολλοί τρόποι για να ελέγξει κανείς ένα τέτοιο σύστημα και έχουν αναπτυχθεί από αρκετές εταιρίες ποικίλες εφαρμογές. Παρ' όλα αυτά, ο πιο απλός τρόπος είναι είτε η χρήση μιας βαλβίδας παράκαμψης στον στρόβιλο του ζεύγους υψηλής πίεσης, ή μια αντίστοιχη βαλβίδα στον στρόβιλο του ζεύγους χαμηλής πίεσης. Η βαλβίδα παράκαμψης στην πρώτη εφαρμογή, περιορίζει την ισχύ που μπορεί να δοθεί στον συμπιεστή του ζεύγους υψηλής πίεσης, ενώ η βαλβίδα παράκαμψης στην δεύτερη εφαρμογή, περιορίζει την ισχύ που είναι διαθέσιμη στον συμπιεστή του ζεύγους χαμηλής πίεσης. Και οι δύο αυτές εφαρμογές έχουν τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματά τους (τα οποία θα αναφερθούν στην συνέχεια), αλλά κύριος στόχος τους είναι ο έλεγχος της πίεσης στην πολλαπλή εισαγωγής και ο έλεγχος της μέγιστης πίεσης καύσης εντός των κυλίνδρων.

Αυτοί οι δύο τρόποι αποτελούν τις πλέον απλές εφαρμογές και είναι οι κύριες διαμορφώσεις μέσω των οποίων μπορεί κανείς να κατανοήσει τις βασικές αρχές του ελέγχου ενός ζεύγους διβάθμιας υπερπλήρωσης [8].

Στην συνέχεια αναπτύσσονται οι δύο ανωτέρω μέθοδοι ενώ δίνεται και ένα παράδειγμα μιας πιο σύνθετης εφαρμογής.

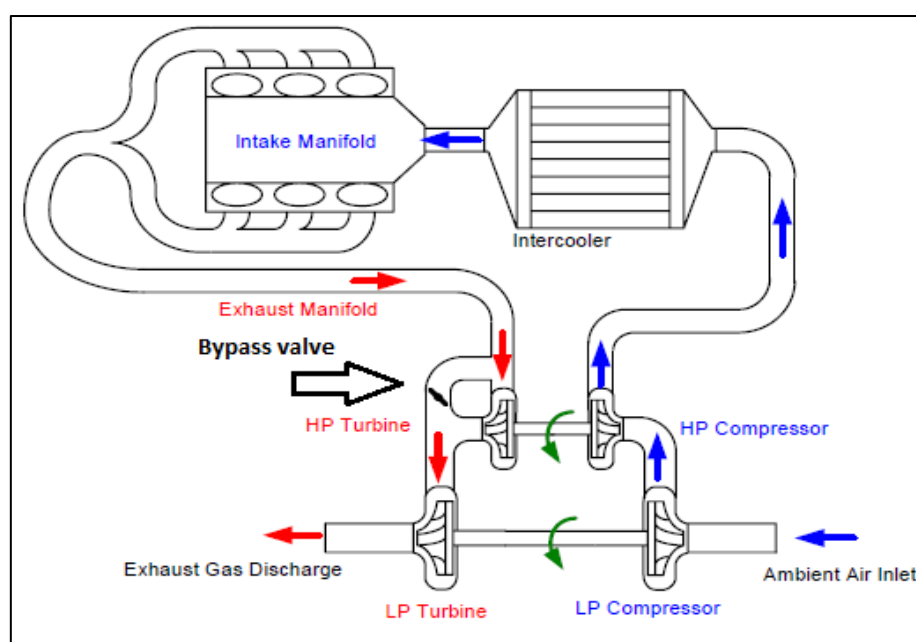
### **2.3.1 Διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση με βαλβίδα παράκαμψης στο ζεύγος υψηλής πίεσης**

Η συγκεκριμένη διαμόρφωση φαίνεται στο Σχήμα 2.3. Η βαλβίδα παράκαμψης βρίσκεται στον στρόβιλο του ζεύγους υψηλής πίεσης, μειώνοντας την διαθέσιμη ισχύ προς τον συμπιεστή. Έτσι, είναι δυνατόν να χρησιμοποιηθεί ένα μικρότερο ζεύγος υψηλής πίεσης και ο συγκεκριμένος στροβιλο-υπερπληρωτής λειτουργεί στην περιοχή καλής απόδοσης του σε



σχετικά μικρότερο χρόνο αλλά και σε μεγαλύτερο εύρος ταχυτήτων περιστροφής του κινητήρα. Στις υψηλές στροφές της Μ.Ε.Κ., η βαλβίδα ανοίγει, μειώνοντας την ποσότητα του αέρα που περνά από τον στρόβιλο και διατηρώντας τον συμπιεστή σε κάποια όρια, εμποδίζοντάς τον να συμπιέσει τον αέρα πάνω από ένα σημείο ή να εισχωρήσει στην περιοχή ασταθούς λειτουργίας του.

Το ζεύγος χαμηλής πίεσης που χρησιμοποιείται σε αυτήν την διάταξη είναι μεγαλύτερο από αυτό της επόμενης εφαρμογής, με βαλβίδα παράκαμψης στον στρόβιλο χαμηλής πίεσης, και έτσι στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής η απόδοσή του είναι σχετικά μειωμένη λόγω του αυξημένου μεγέθους του. Ωστόσο, η διαδικασία του ταιριάσματος, μπορεί να αποδώσει ένα πολύ ισορροπημένο σύστημα με πολύ καλή απόδοση.

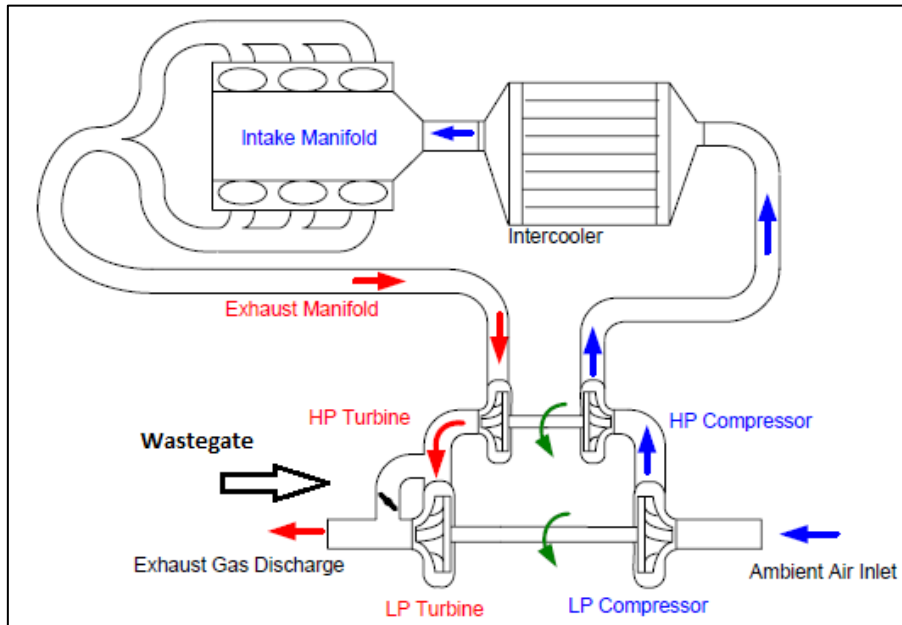


**Σχήμα 2.3:** Εφαρμογή διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης με βαλβίδα παράκαμψης στον στρόβιλο του ζεύγους υψηλής πίεσης (HP)

### 2.3.2 Διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση με βαλβίδα παράκαμψης στο ζεύγος χαμηλής πίεσης

Η συγκεκριμένη διάταξη φαίνεται στο Σχήμα 2.4. Η βαλβίδα βρίσκεται στον στρόβιλο του ζεύγους χαμηλής πίεσης περιορίζοντας έτσι την διαθέσιμη προς τον συμπιεστή ισχύ. Σε αυτή την εφαρμογή, μπορεί να χρησιμοποιηθεί

ένα μικρότερο ζεύγος χαμηλής πίεσης, συγκριτικά με την προηγούμενη. Οι δύο συμπιεστές είναι περίπου παρόμοιοι σε μέγεθος (αφού και ο συμπιεστής του ζεύγους υψηλής πίεσης είναι εξαρχής μικρότερος) και χρησιμοποιούνται περίπου σε ίδιο ποσοστό καθ' όλη την διάρκεια λειτουργίας.



**Σχήμα 2.4:** Εφαρμογή διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης με βαλβίδα παράκαμψης στον στρόβιλο του ζεύγους χαμηλής πίεσης (LP)



**Σχήμα 2.5:** Εφαρμογή διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης της εταιρίας BorgWarner με βαλβίδα παράκαμψης στο ζεύγος χαμηλής πίεσης (η βαλβίδα παράκαμψης είναι το εξάρτημα με την κόκκινη διαμόρφωση στο επάνω μέρος)

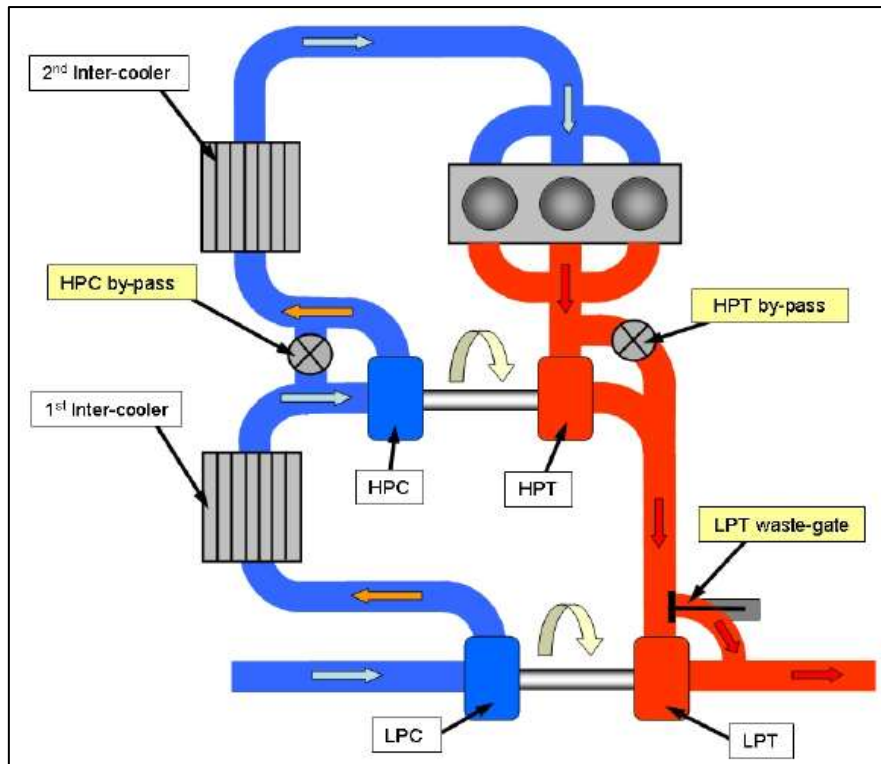
### 2.3.3 Σύνθετο σύστημα ελέγχου διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης

Η συγκεκριμένη εφαρμογή που θα αναφερθεί σε αυτή την παράγραφο αποτελεί ένα σύστημα από μια εφαρμογή της εταιρίας Ricardo σε έναν τρικύλινδρο κινητήρα, όπου αναπτύσσεται μια πιο πολύπλοκη στρατηγική ελέγχου από αυτές που αναφέρθηκαν στις προηγούμενες παραγράφους [10]. Επίσης, αρκετές είναι οι εταιρίες που έχουν χρησιμοποιήσει παρόμοιες στρατηγικές στις εκάστοτε εφαρμογές, οι οποίες όμως είναι πιο πολύπλοκες σε υλοποίηση συγκριτικά με τις απλές στρατηγικές αλλά πλεονεκτούν κυρίως κατά την μεταβατική λειτουργία του κινητήρα, καθώς έχουν πιο άμεση απόκριση και φέρνουν το σύστημα πιο γρήγορα σε ισορροπία.

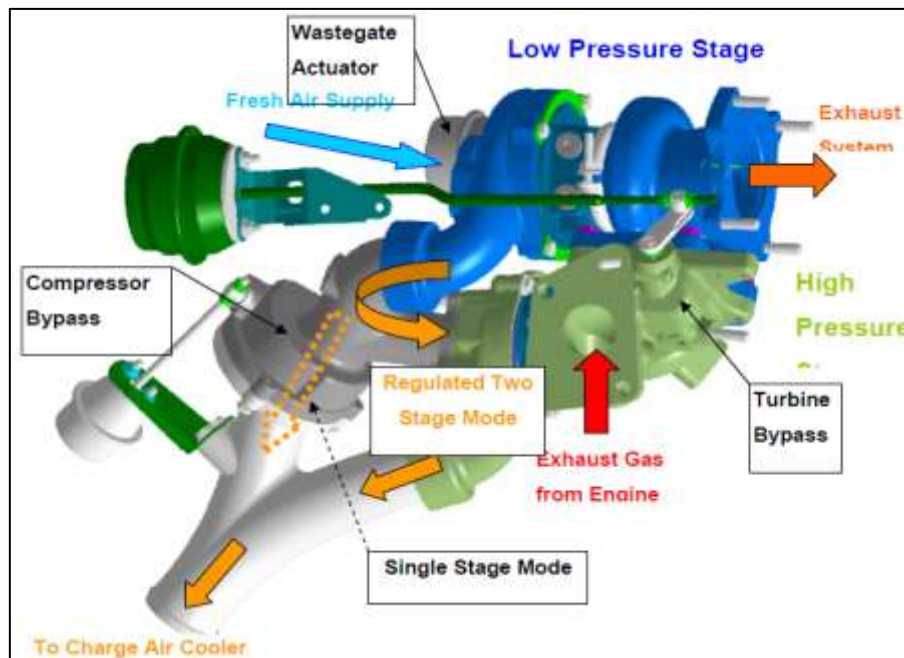
Τα κύρια μέρη ελέγχου της εφαρμογής που φαίνεται στο Σχήμα 2.6, είναι η βαλβίδα παράκαμψης (bypass) του στροβίλου του ζεύγους υψηλής πίεσης, η βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίου (waste-gate) στον στρόβιλο του ζεύγους χαμηλής πίεσης και η βαλβίδα παράκαμψης (bypass) του συμπιεστή του ζεύγους υψηλής πίεσης.

Το πιο σημαντικό στοιχείο σε αυτό το σύστημα ελέγχου είναι η βαλβίδα παράκαμψης του στροβίλου υψηλής πίεσης και θεωρητικά θα μπορούσε να ελέγξει όλο τον κινητήρα και τα δύο ζεύγη χωρίς κανένα άλλο στοιχείο ελέγχου. Ελέγχει την πίεση στην πολλαπλής εισαγωγής και έτσι μπορεί να ελέγχει όλο το σύστημα. Η βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίου του στροβίλου χαμηλής πίεσης είναι το δεύτερο σε σειρά πιο σημαντικό στοιχείο, καθώς μειώνει την ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους χαμηλής πίεσης και το εμποδίζει από την υπέρ-τάχυνση. Τέλος η βαλβίδα παράκαμψης του συμπιεστή, μπορεί (μαζί και με την αντίστοιχη βαλβίδα στον στρόβιλο) να παρακάμψει εξ' ολοκλήρου το ζεύγος υψηλής πίεσης. Αυτό μπορεί να συμβεί σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής, όταν το ζεύγος υψηλής πίεσης είναι αρκετά μικρό για την αυξημένη παροχή μάζας.

Έτσι όπως γίνεται αντιληπτό, μια εφαρμογή διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης μπορεί να ελεγχθεί από ένα, δύο ή τρία στοιχεία ελέγχου, ανάλογα κάθε φορά με τις απαιτήσεις που υπάρχουν.



**Σχήμα 2.6:** Διβάρθια στροβιλο-υπερπλήρωση κινητήρα diesel με τρία στοιχεία ελέγχου (Ricardo)



**Σχήμα 2.7:** Εφαρμογή της εταιρίας BorgWarner με έμφαση στα στοιχεία ελέγχου του όλου συστήματος διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης

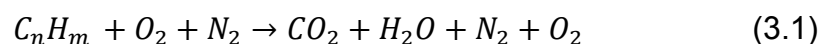
# Κεφάλαιο 3

---

## Σχηματισμός και Εκπομπές Ρύπων από Κινητήρες Diesel<sup>2</sup>

### 3.1 Γενικά

Ο σχηματισμός των ρυπογόνων ουσιών που εκπέμπονται από τους κινητήρες οχημάτων οφείλεται στη χημική διάσπαση των προϊόντων της καύσης που προκαλείται από τις υψηλές θερμοκρασίες που αναπτύσσονται στον θάλαμο καύσης, οι οποίες τοπικά φθάνουν ακόμη και τους 3000 Κ. Δεχόμενοι την παραδοχή ότι η καύση είναι τέλεια καθώς και ότι δεν υφίσταται χημική διάσπαση, τα προϊόντα της δίνονται από το ακόλουθο γενικό σχήμα χημικής αντίδρασης:



Πρέπει να τονιστεί, πως στην παραπάνω αντίδραση δεν έχουν τοποθετηθεί οι στοιχειομετρικοί συντελεστές και κατά συνέπεια έχει μόνο ποιοτική σημασία.

Στην πραγματικότητα, όμως, τα προϊόντα της τέλει καύσης υφίστανται διάσπαση, με συνέπεια την εμφάνιση των ακόλουθων ριζών και ενώσεων σε

---

<sup>2</sup> Για περισσότερες λεπτομέρειες βλ. Παραπομπές [4,5], από όπου προέρχεται και η συγκεκριμένη ανάλυση

αυτά:  $H_2O$ ,  $H_2$ ,  $O_2$ ,  $N_2$ ,  $N$ ,  $O$ ,  $OH$ ,  $H$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $NO$ ,  $HC$  κ.λπ. καθώς και αρκετών άλλων όπως είναι οι αλδεΐδες, κετόνες,  $O_3$  κ.λπ.

Από αυτές τις αέριες ρυπογόνες ουσίες, οι κυριότερες είναι τα  $NO_x$ ,  $CO$  και  $HC$ , οι οποίες μαζί με την αιθάλη (καπνό) που εκπέμπεται από τους κινητήρες diesel αποτελούν τους λεγόμενους ελεγχόμενους ρύπους (regulated emissions), των οποίων τα επίπεδα συγκέντρωσης στα καυσαέρια της εξαγωγής των εμβολοφόρων κινητήρων είναι νομοθετημένα σε αναπτυγμένες χώρες (ΕΕ, Η.Π.Α., Ιαπωνία), ακολουθώντας πρότυπες συσκευές και μεθόδους μέτρησης.

Οι τρεις αυτοί αέριοι ρύποι εμφανίζονται και στις δύο κατηγορίες εμβολοφόρων κινητήρων, δηλαδή diesel και otto, παρουσιάζουν όμως αρκετά σημαντικές διαφορές στη συγκέντρωσή τους στο καυσαέριο της εξαγωγής (χωρίς πρόσθετα μέσα περιστολής). Πιο συγκεκριμένα:

- Τα  $NO_x$  εμφανίζονται σε σημαντικά ποσοστά της ίδιας τάξης μεγέθους και στις δύο κατηγορίες κινητήρων, παρουσιάζοντας όμως λίγο μεγαλύτερες τιμές στους κινητήρες otto.
- Το  $CO$  είναι δύο τάξεις μεγέθους μεγαλύτερο στους κινητήρες otto και κατά συνέπεια δεν αποτελεί σημαντικό ρύπο για τους κινητήρες diesel.
- Τα επίπεδα εκπομπής των  $HC$  στους κινητήρες Diesel είναι μια τάξη μεγέθους χαμηλότερη από τους κινητήρες Otto.

Σημειώνεται, επίσης, ότι εντοπίζονται διαφοροποιήσεις και ανάλογα με τον τύπο του κινητήρα (π.χ. diesel άμεσης ή έμμεσης έγχυσης).

Εκτός από τους αέριους ρύπους, παρατηρείται και εκπομπή στερεών σωματιδίων (particulates) από τους εμβολοφόρους κινητήρες. Τα σωματίδια που εκπέμπονται από τους κινητήρες diesel αποτελούν την αιθάλη (soot) που σχηματίζεται κατά την καύση, ενώ όσον αφορά τους κινητήρες otto οι εκπομπές αιθάλης είναι σχεδόν μηδαμινές.

Στη συνέχεια ακολουθεί αναφορά στους μηχανισμούς σχηματισμού των κύριων ρύπων που εμφανίζονται σε κινητήρες diesel, δηλαδή των  $NO_x$  και της αιθάλης, καθώς και στην επίδραση των διαφόρων παραμέτρων λειτουργίας

του κινητήρα πάνω σε αυτούς τους μηχανισμούς. Όσον αφορά στις εκπομπές HC και CO, οι ποσότητές τους είναι πολύ μικρές, έτσι ώστε να μπορούν να θεωρηθούν αμελητέες.

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

### **3.2.1 Γενική περιγραφή**

Ο όρος οξειδία του αζώτου NO<sub>x</sub> περιλαμβάνει το μονοξείδιο του αζώτου NO, το διοξείδιο του αζώτου NO<sub>2</sub> καθώς και ίχνη άλλων οξειδίων του αζώτου (όπως το N<sub>2</sub>O<sub>5</sub>) που σχηματίζονται στο θάλαμο καύσης των εμβολοφόρων κινητήρων. Το NO<sub>2</sub> εκπέμπεται, όμως, σε αρκετά μικρότερο ποσοστό από ότι το NO, επομένως όταν αναφερόμαστε σε σχηματισμό NO<sub>x</sub> στον κινητήρα αναφερόμαστε κατά κύριο λόγο στο μονοξείδιο του αζώτου. Εντούτοις, στα χαμηλά φορτία των κινητήρων diesel κατ' εξαίρεση τα ποσοστά του NO<sub>2</sub> δεν μπορούν να θεωρηθούν αμελητέα, καθώς αποτελούν το 10-25% των συνολικών εκπεμπόμενων οξειδίων του αζώτου.

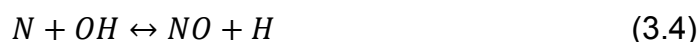
Το NO σχηματίζεται στις περιοχές υψηλής θερμοκρασίας εντός της καιόμενης ζώνης, με την προϋπόθεση ότι υπάρχει και η απαραίτητη ποσότητα οξυγόνου. Στη συνέχεια κατά τη φάση της αποτόνωσης, καθώς ορισμένες αντιδράσεις που συμμετέχουν στο σχηματισμό του NO «παγώνουν» λόγω της πτώσης της θερμοκρασίας, το καυσαέριο της εξαγωγής περιέχει συγκεντρώσεις NO αρκετά μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες της χημικής ισορροπίας για την ίδια θερμοκρασία. Συνεπώς, στο σχηματισμό του NO καθοριστικό παράγοντα αποτελεί η χημική κινητική των αντιδράσεων και όχι η χημική ισορροπία.

### **3.2.2 Αντιδράσεις σχηματισμού του μονοξειδίου του αζώτου NO**

Το NO προέρχεται κυρίως από την οξείδωση του N<sub>2</sub> του ατμοσφαιρικού αέρα λόγω της υψηλής θερμοκρασίας που επικρατεί στην περιοχή που λαμβάνει χώρα η καύση. Μικρές και σχεδόν αμελητέες ποσότητες NO

προέρχονται επίσης και από την οξειδωση του  $N_2$ , που ενδεχομένως περιέχεται στο καύσιμο.

Ο σχηματισμός του NO καθορίζεται κυρίως από τις ακόλουθες τρεις αντιδράσεις (για μείγματα καυσίμου-αέρα όχι πολύ μακριά από τη στοιχειομετρική τιμή):



### 3.2.3 Αντιδράσεις σχηματισμού του διοξειδίου του αζώτου $NO_2$

Ο σχηματισμός του  $NO_2$  οφείλεται στην τάχιστη οξειδωση του NO που σχηματίζεται στην περιοχή της αντίδρασης σύμφωνα με την αντίδραση:



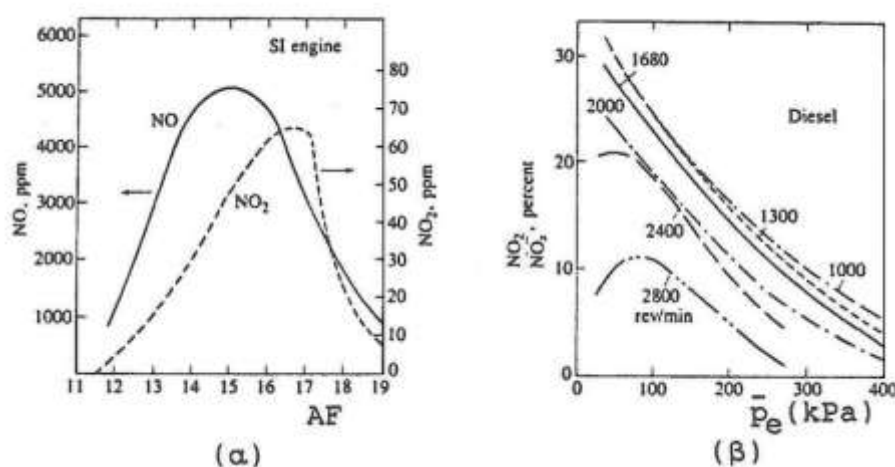
Αντίστροφα, το  $NO_2$  μπορεί να μετατραπεί σε NO σύμφωνα με την αντίδραση:



Η παραπάνω αντίδραση προωθείται προς τα δεξιά, εκτός κι αν το διοξείδιο του αζώτου αναμειχθεί με το ψυχρότερο ρευστό, όπως συμβαίνει στα χαμηλά φορτία των κινητήρων diesel, όπου υπάρχει έντονα ανομοιόμορφη κατανομή του καυσίμου στις ψυχρές περιοχές. Στα Σχήματα 3.1.α και 3.1.β απεικονίζονται τα ποσοστά εκπομπής NO και  $NO_2$  από τυπικούς κινητήρες otto και diesel, αντίστοιχα, απ' όπου φαίνεται ότι στους κινητήρες diesel το ποσοστό του  $NO_2$  είναι αρκετά υψηλότερο σε σχέση με τον κινητήρα otto και μεταβάλλεται έντονα με την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο. Οι περισσότερες συσκευές μετρούν τη συγκέντρωση και των δύο



αυτών συστατικών παρέχοντας το τελικό αποτέλεσμα σε οξειδία του αζώτου ( $\text{NO}_x$ ).



**Σχήμα 3.1:** Εκπομπή  $\text{NO}$  και  $\text{NO}_2$  από κινητήρες (α) otto και (β) diesel [4]

### 3.3 Σχηματισμός των $\text{NO}_x$ στο θάλαμο καύσης των κινητήρων diesel

#### 3.3.1 Γενικά

Στους κινητήρες diesel λόγω του ότι το καύσιμο εγχύεται στο θάλαμο καύσης σε υγρή μορφή και ύστερα πραγματοποιείται η ανάμειξή του με τον αέρα, παρατηρείται μεγάλη στρωμάτωση στην κατανομή της θερμοκρασίας καθώς και στη συγκέντρωση του καυσίμου εντός του κυλίνδρου. Έτσι τα  $\text{NO}_x$  σχηματίζονται μόνο σε ορισμένες περιοχές, στις οποίες οι συνθήκες που επικρατούν το επιτρέπουν. Το μεγαλύτερο ποσοστό των  $\text{NO}_x$  σχηματίζεται κατά κύριο λόγο κατά το δεύτερο στάδιο της καύσης, δηλαδή αυτό της ανεξέλεγκτης καύσης, όπου η φλόγα είναι τύπου προανάμειξης, με τιμές του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα κοντά στη μονάδα και θερμοκρασία ιδιαίτερα υψηλή, λόγω του συγκεκριμένου τύπου φλόγας.

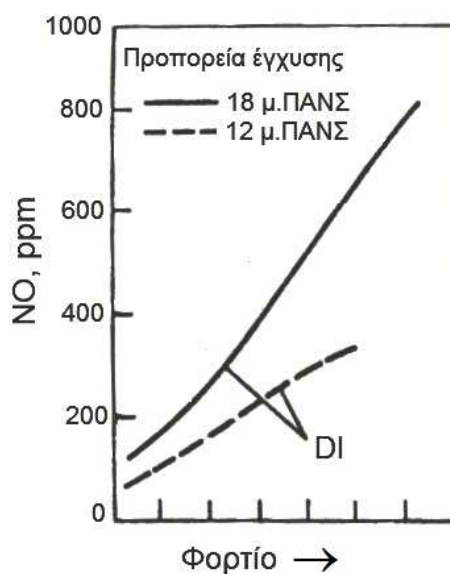
Κατά το τρίτο στάδιο της καύσης (ελεγχόμενη καύση), εξαιτίας της συνεχούς εξάπλωσης της δέσμης του καυσίμου, οι ζώνες αντίδρασης έρχονται σε επαφή με τον ψυχρό αέρα που τις περιβάλλει, με αποτέλεσμα την

πτώση της θερμοκρασίας τους και το «πάγωμα» των αντιδράσεων διάσπασης του NO σε αρκετά υψηλές τιμές και λίγο πιο νωρίς συγκριτικά με τους κινητήρες otto.

### 3.3.2 Επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας στην τιμή των NO<sub>x</sub>

#### A) Επίδραση του φορτίου

Αυξανόμενου του φορτίου παρατηρείται εν γένει αύξηση της συγκέντρωσης των NO<sub>x</sub> στα καυσαέρια, εξαιτίας της αύξησης της θερμοκρασίας στη ζώνη αντίδρασης και λόγω της ύπαρξης αρκετών περιοχών με συγκέντρωση αέρα-καυσίμου γύρω από τη στοιχειομετρική τιμή. Στο Σχήμα 3.2 απεικονίζεται η εξάρτηση αυτή για τους κινητήρες diesel άμεσης έγχυσης (DI). Πιο συγκεκριμένα, παρατηρούμε ότι στους κινητήρες αυτούς η εκπομπή NO αυξάνεται συνεχώς αυξανόμενου του φορτίου.



**Σχήμα 3.2:** Επίδραση προπορείας έγχυσης και φορτίου στην παραγωγή NO<sub>x</sub> σε κινητήρα diesel άμεσης έγχυσης (DI) [4]

## **B) Επίδραση της προπορείας έγχυσης του καυσίμου**

Με την αύξηση της προπορείας έγχυσης, παρατηρείται αύξηση των παραγόμενων εκπομπών NO<sub>x</sub> στους κινητήρες diesel άμεσης έγχυσης, εξαιτίας της σημαντικής αύξησης της πίεσης και θερμοκρασίας των αερίων εντός του θαλάμου καύσης, όπως επίσης φαίνεται και στο Σχήμα 3.2.

## **Γ) Επίδραση του ποσοστού του παραμένουτος καυσαερίου**

Η αύξηση του ποσοστού του παραμένουτος καυσαερίου του θαλάμου καύσης οδηγεί σε σημαντική μείωση της συγκέντρωσης των NO<sub>x</sub>. Η αιτία του φαινομένου αυτού είναι η αύξηση της ειδικής θερμοχωρητικότητας του περιβάλλοντος μέσου με αποτέλεσμα την πτώση της πίεσης και της θερμοκρασίας εντός της ζώνης αντίδρασης. Παρόμοια είναι ουσιαστικά και η επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR).

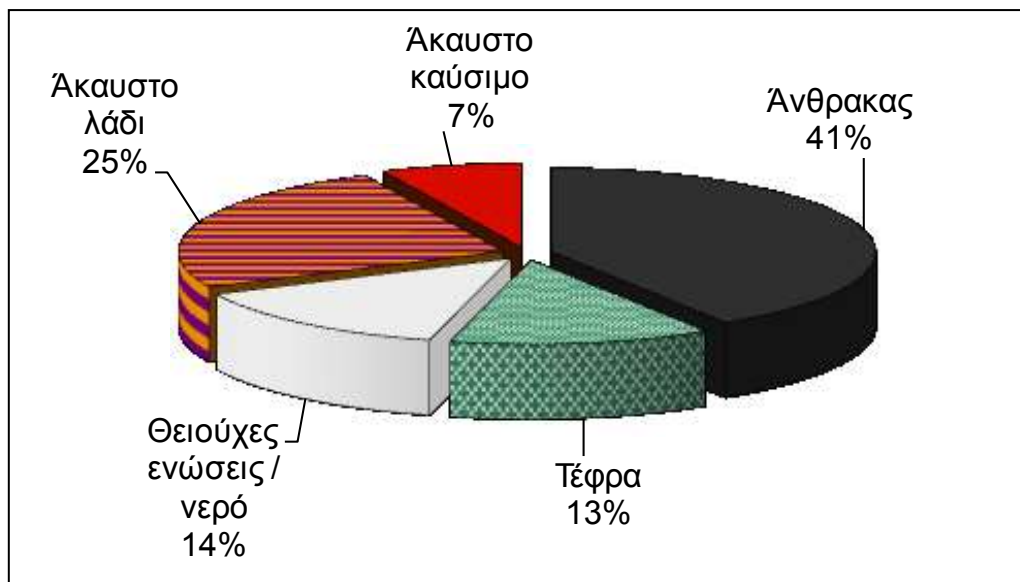
## **3.4 Εκπομπές σωματιδίων**

### **3.4.1 Γενικά**

Τα σωματίδια, που προέρχονται από την καύση του πετρελαίου, αποτελούνται κυρίως από ανθρακούχο υλικό (αιθάλη) παραγόμενο κατά τη διάρκεια της καύσης, στο οποίο έχουν απορροφηθεί κάποια οργανικά συστατικά (προερχόμενα κυρίως από άκαυστο καύσιμο και λιπαντικό έλαιο κινητήρα). Τα σωματίδια κατανέμονται σε ένα πλατύ εύρος μεγεθών από 20 nm έως 10 μm, χαρακτηριστικό που τα καθιστά αναπνεύσιμα. Συχνά γίνεται ο διαχωρισμός των σωματιδίων αυτών σε ένα διαλυτό οργανικό μέρος και σε ένα μη διαλυτό, από τα οποία το δεύτερο χρησιμοποιείται συχνά ως μία εκτίμηση του ποσού της αιθάλης.

Το ποσοστό της αιθάλης που περιέχεται στα σωματίδια από την εξάτμιση κινητήρα diesel ποικίλει, αλλά είναι συνήθως υψηλότερο του 40-50%. Επιπρόσθετες ουσίες που περιέχονται στα σωματίδια είναι: άκαυστο καύσιμο

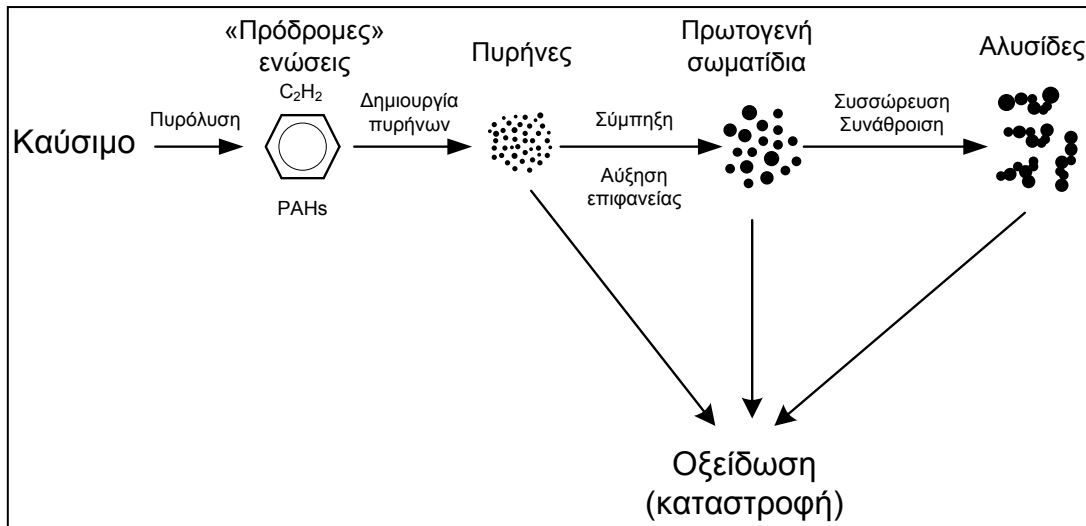
ή λιπαντικό έλαιο κινητήρα ή και προερχόμενα από μερική καύση, τρίμματα μετάλλων από φθορά καθώς επίσης και άλατα από τα καύσιμα (Σχήμα 3.3).



**Σχήμα 3.3:** Τυπική σύσταση στην εξάτμιση κινητήρα Diesel βαρέος τύπου (φορτηγού) κατά τη διάρκεια δοκιμής σε Κύκλο Πόλης [5]

Το κλάσμα των θειούχων ενώσεων είναι προσεγγιστικά ανάλογο του κλάσματος σε περιεχόμενο θείου από το καύσιμο, άρα εξαιρετικά μειωμένο τα τελευταία χρόνια. Το κλάσμα που σχετίζεται με το άκαυστο καύσιμο/λάδι κινητήρα (διαλυτό οργανικό κλάσμα) ποικίλει ανάλογα με τη σχεδίαση του κινητήρα και τις συνθήκες λειτουργίας. Έχει εύρος που ξεκινά από τιμές μικρότερες του 10 % έως ποσοστά που ξεπερνούν το 90 %.

Η αιθάλη δημιουργείται από άκαυστο καύσιμο το οποίο σχηματίζει σωματίδια από την αέρια φάση στη στερεά σε περιοχές πλούσιες σε καύσιμο και με υψηλές θερμοκρασίες. Ανάλογα με τις περιβάλλουσες συνθήκες που επικρατούν, υδρογονάνθρακες ή άλλα διαθέσιμα μόρια συμπυκνώνονται ή απορροφώνται από την αιθάλη. Η εξέλιξη της υγρής – ή αέριας – φάσης των υδρογονανθράκων σε στερεά σωματίδια αιθάλης περιλαμβάνει έξι κοινά αναγνωρισμένες διαδικασίες (Σχήμα 3.4):



**Σχήμα 3.4:** Διάγραμμα μηχανισμού σχηματισμού και καταστροφής σωματιδίων εντός θαλάμου καύσης κινητήρα diesel [5]

- Πυρόλυση (Pyrolysis): ενδόθερμη διαδικασία που μεταβάλλει τη μοριακή δομή του καυσίμου υπό υψηλή θερμοκρασία και παράγει ενώσεις όπως οι πολυκυκλικοί αρωματικοί υδρογονάνθρακες (PAHs), που θεωρούνται πρόδρομοι της αιθάλης.
- Σχηματισμός πυρήνων (Nucleation): δημιουργία πυρήνων ή νανοσωματιδίων από ασταθή υλικά όπως οι υδρογονάνθρακες
- Επιφανειακή αύξηση (Surface growth): διαδικασία προσθήκης μάζας στην επιφάνεια ενός σωματιδίου αιθάλης.
- Σύμπτυξη (Coagulation): βίαιες συγκρούσεις των σφαιρικών σωματιδίων που οδηγούν στην ένωσή τους και το σχηματισμό μεγαλύτερων σωματιδίων.
- Συσσώρευση (Agglomeration): Τα σωματίδια παραμένουν ενωμένα για να σχηματίσουν μεγάλες ομάδες σε δομή αλυσίδας.
- Οξείδωση (Oxidation): διαδικασία που λαμβάνει χώρα κατά τη διάρκεια κάθε σταδίου από τα παραπάνω, κυρίως όταν επικρατούν θερμοκρασίες υψηλότερες των 1300 K, όπου η αιθάλη καίγεται υπό την παρουσία οξειδωτικών στοιχείων και σχηματίζει αέρια προϊόντα όπως CO, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O.

### 3.4.2 Κατανομή μεγέθους σωματιδίων

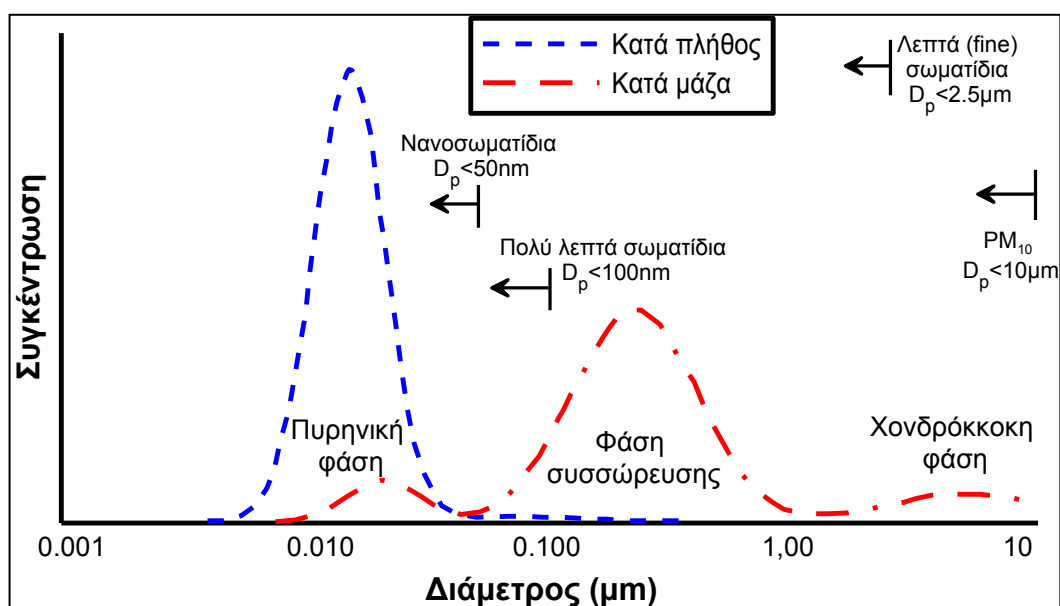
Οι υπό εφαρμογή κανονισμοί για τις εκπομπές σωματιδίων στην Ευρωπαϊκή Ένωση και στις Η.Π.Α. βασίζονται στην εκπεμπόμενη μάζα σωματιδίων. Εντούτοις, η κατανομή μεγέθους των σωματιδίων είναι ιδιαίτερα σημαντική σε ζητήματα σχετικά με την ποιότητα του αέρα, καθώς θεωρείται ότι η τοξικότητα των σωματιδίων αυξάνεται μειούμενου του μεγέθους τους. Τα σωματίδια αιθάλης, της τάξης των 100 nm, είναι επικίνδυνα για την ανθρώπινη υγεία, καθώς το μέγεθος τους είναι αρκετά μικρό ώστε να απορροφώνται από τη μύτη αλλά και αρκετά μεγάλο ώστε να επικάθονται στους πνεύμονες.

Σε αντίθεση με τη μάζα, ο αριθμός των εκπεμπόμενων σωματιδίων δεν διατηρείται σταθερός. Μέσα στο σωλήνα της εξαγωγής ενός κινητήρα diesel, οι συνεχώς μεταβαλλόμενες συνθήκες μπορούν να οδηγήσουν στο σχηματισμό σωματιδίων (με αποτέλεσμα την αύξηση και του αριθμού των σωματιδίων και της συγκέντρωσης της μάζας), στη συμπύκνωση και στη σύμπτυξη (με αποτέλεσμα τη μείωση της συγκέντρωσης και την αύξηση του μεγέθους των σωματιδίων). Τα παραπάνω φαινόμενα παρατηρούνται επίσης και κατά τη διάρκεια της αραίωσης και της δειγματοληψίας, καθιστώντας πολύ δύσκολη αφ' ενός την εξαγωγή σαφών συμπερασμάτων και αφ' ετέρου το σχεδιασμό ενός κατάλληλου προτύπου αναφοράς.

Στο Σχήμα 3.5 που ακολουθεί, η κατανομή του αριθμού και της μάζας των σωματιδίων από την εξαγωγή κινητήρα diesel παρουσιάζεται εξιδανικευμένη, σε λογαριθμική κλίμακα όσον αφορά τη διάμετρο. Η συγκέντρωση των σωματιδίων σε οποιοδήποτε εύρος μεγέθους είναι ανάλογη προς την περιοχή κάτω από την αντίστοιχη καμπύλη σε αυτό το εύρος. Το μεγαλύτερο μέρος της μάζας σωματιδίων συναντάται στην αποκαλούμενη κατάσταση συσσώρευσης (accumulation mode) για εύρος διαμέτρων 0.1-0.3  $\mu\text{m}$ . Στην περιοχή αυτή βρίσκονται τα συσσωματώματα και τα σχετικά προσροφημένα υλικά. Η κατάσταση νανοσωματιδίων (nuclei mode) αποτελείται από σωματίδια με εύρος διαμέτρου 0.005-0.05  $\mu\text{m}$ . Απαρτίζεται συνήθως από τις πτητικές οργανικές ενώσεις υδρογονανθράκων και θείου, και μπορεί επίσης να περιέχει και στερεές ενώσεις άνθρακα και μετάλλων. Ένα

ποσοστό μεγαλύτερο από 90% των εκπεμπόμενων σωματιδίων από ένα κινητήρα diesel εμπίπτει στην κατάσταση νανοσωματιδίων (nuclei mode), το οποίο, εντούτοις αντιστοιχεί μόνο στο 1-20 % της συνολικής μάζας των σωματιδίων. Η «χονδρόκοκη» κατάσταση (coarse mode) περιέχει το 5-20 % της μάζας των σωματιδίων και αποτελείται από τα σωματίδια της φάσης συσσώρευσης, που έχουν επικαθίσει στην επιφάνεια των κυλίνδρων και της πολλαπλής εξαγωγής και στη συνέχεια συμπαρασύρονται. Στο Σχήμα 3.5 απεικονίζονται επίσης μερικές κατηγορίες του μεγέθους για τα ατμοσφαιρικά σωματίδια που είναι:

- τα  $PM_{10}$  με  $D_p$  (διάμετρο) $<10 \mu m$
- τα λεπτά σωματίδια (ultrafine particles) με  $D_p < 2.5 \mu m$
- τα πολύ λεπτά σωματίδια (ultrafine particles) με  $D_p < 0.1 \mu m$
- τα νανοσωματίδια (nanoparticles) με  $D_p < 0.05 \mu m$ .

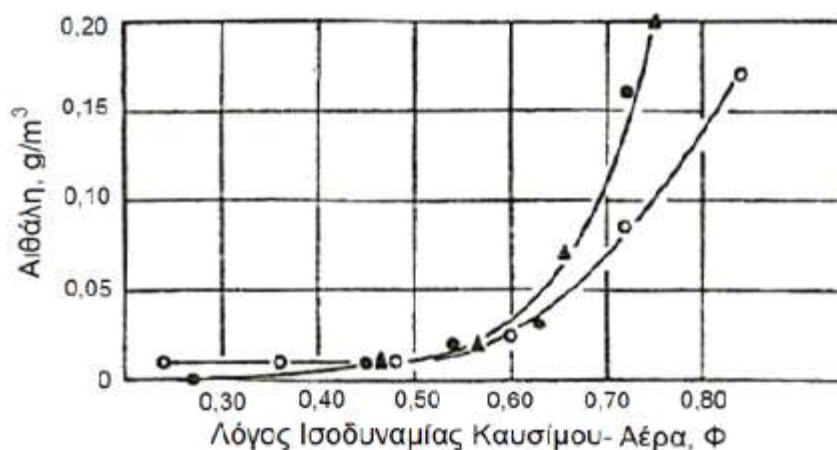


**Σχήμα 3.5:** Τυπική κατανομή μεγέθους-πλήθους σωματιδίων από την εξαγωγή κινητήρων diesel [5]

Το μέγεθος των σωματιδίων αποτελεί παράγοντα της επίδρασης των εκπομπών των κινητήρων στο φυσικό περιβάλλον ως εξής: επηρεάζει το χρόνο παραμονής των σωματιδίων στην ατμόσφαιρα, τις οπτικές ιδιότητες και την επιφάνεια των σωματιδίων, και τις επιπτώσεις στην υγεία. Πιο συγκεκριμένα ο χρόνος παραμονής των σωματιδίων στην ατμόσφαιρα είναι

μεγαλύτερος για τα σωματίδια με διάμετρο 0.1-10  $\mu\text{m}$  και είναι περίπου μια εβδομάδα. Τα μεγαλύτερα μόρια απομακρύνονται αρκετά γρήγορα από την ατμόσφαιρα με επικάθηση ενώ τα μικρότερα με τη διάχυση και τη σύμπτυξη. Ένας χαρακτηριστικός χρόνος παραμονής για τα σωματίδια με διάμετρο 10nm είναι μόνο 15 λεπτά. Ο κύριος μηχανισμός για την απομάκρυνση αυτών των μικροσκοπικών σωματιδίων είναι η σύμπτυξη με αυτά της φάσης συσσώρευσης.

Κατά τη διάρκεια της μόνιμης λειτουργίας του κινητήρα diesel, σχηματίζονται συνήθως τα σωματίδια της φάσης συσσώρευσης (80-110 nm). Στην αρχή της φάσης της καύσης, η πλειοψηφία των σωματιδίων είναι μεταξύ των 80-90 nm ενώ στη συνέχεια τα σωματίδια της αιθάλης συσσωματώνονται και σχηματίζουν έτσι σωματίδια μεγαλύτερης διαμέτρου. Κατά τη διάρκεια της οξειδωσης της αιθάλης, ο αριθμός των σωματιδίων μειώνεται δραστικά σε ολόκληρο το φάσμα μεγεθών. Αυξανόμενου του φορτίου, αυξάνεται αντίστοιχα η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου, γεγονός που ευνοεί το σχηματισμό μεγαλύτερων σωματιδίων. Αντίθετα, κατά την άφορτη λειτουργία («ρελαντί») ευνοείται ο σχηματισμός νανοσωματιδίων. Στο Σχήμα 3.6 παρουσιάζεται η μεταβολή των εκπεμπόμενων σωματιδίων σε συνάρτηση με το λόγο ισοδυναμίας καυσίμου αέρα (δηλαδή το φορτίο).



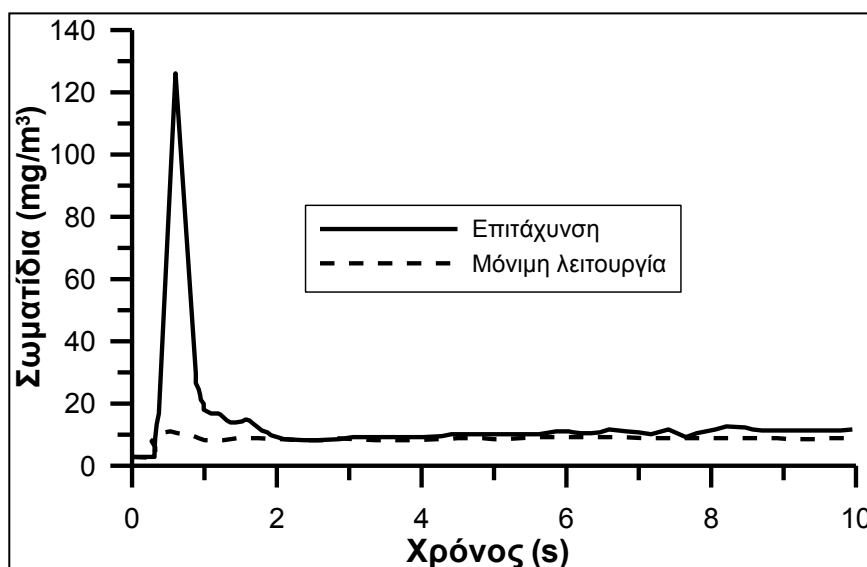
**Σχήμα 3.6:** Επίδραση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα ( $\Phi$ ) στις εκπομπές αιθάλης [4]



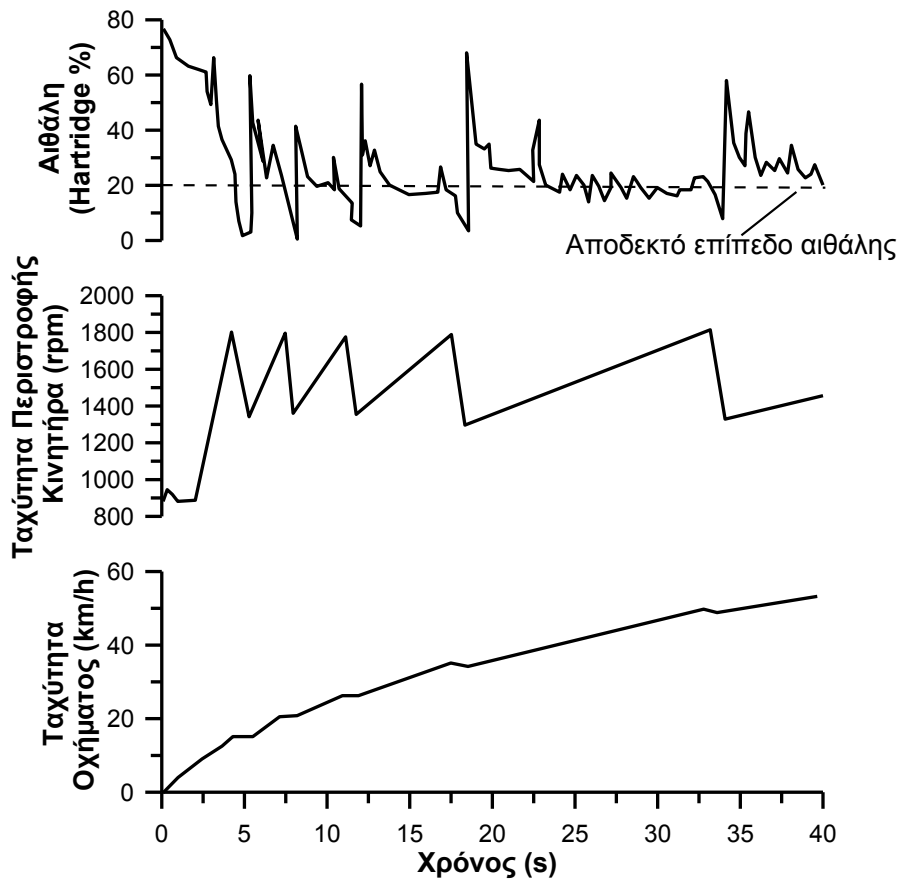
Μεταξύ των σημαντικότερων παραγόντων που έχουν βρεθεί ότι επηρεάζουν τη συγκέντρωση του αριθμού των σωματιδίων και την κατανομή του μεγέθους τους είναι ο τύπος του καυσίμου που χρησιμοποιείται, με προτιμητέα τα καύσιμα με πολύ χαμηλή περιεκτικότητα σε θείο για μειωμένες γενικά εκπομπές σωματιδίων, αν και έχει παρατηρηθεί μια αύξηση στη συγκέντρωση των νανο-σωματιδίων. Όμοια φαινόμενα παρατηρούνται για υψηλότερες πιέσεις έγχυσης του καυσίμου ή για χαμηλότερα ποσοστά EGR.

### 3.5 Ιδιαιτερότητες εκπομπών καυσαερίων κατά τη μεταβατική λειτουργία στροβιλο-υπερπληρωμένων κινητήρων diesel

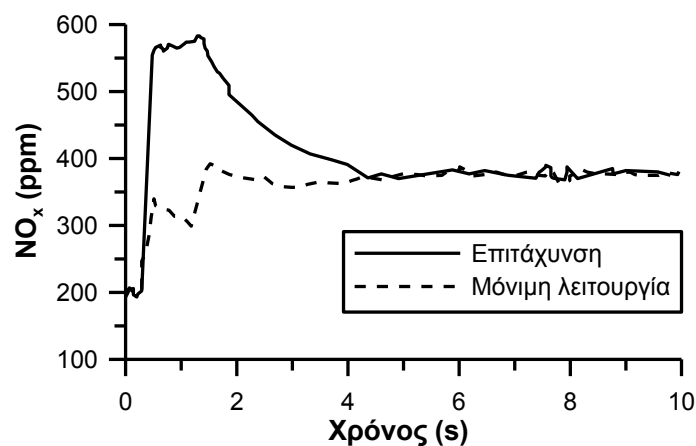
Η χειροτέρευση της καύσης κατά τη διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας υπερπληρωμένων κινητήρων diesel, λόγω του φαινομένου της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή (turbocharger lag), οδηγεί σε στιγμιαία σημαντική αύξηση των αέριων και σωματιδιακών ρύπων σε σύγκριση με την αντίστοιχη μόνιμη λειτουργία (σταθερή ταχύτητα περιστροφής και φορτίο). Μερικά τυπικά παραδείγματα δίνονται παρακάτω:



**Σχήμα 3.7:** Υπερακόντιση εκπομπών αιθάλης κατά τη διάρκεια επιτάχυνσης στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα diesel από την άφορτη λειτουργία ('ρελαντί'): η υπερακόντιση είναι μεγαλύτερη όσο πιο 'χαμηλό' το αρχικό σημείο λειτουργίας, όσο πιο μεγάλη η μεταβολή στροφών ή φορτίου, όσο πιο απότομα αυτή πραγματοποιείται και όσο πιο μεγάλη η μέση πραγματική πίεση (rating) του κινητήρα [5]



**Σχήμα 3.8:** Εκπομπές αιθάλης κατά τη διάρκεια συνεχών αλλαγών ταχυτήτων σε υπερπληρωμένο κινητήρα diesel φορτηγού που εισέρχεται σε αυτοκινητόδρομο [14]



**Σχήμα 3.9:** Υπερακόντιση εκπομπών οξειδίων του αζώτου κατά τη διάρκεια επιτάχυνσης στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα diesel από την άφορτη λειτουργία ('ρελαντί') [5]

# Κεφάλαιο 4

---

## Μοντελοποίηση διβάθμιας στροβιλο- υπερπλήρωσης με το λογισμικό GT-Suite

### 4.1 Το λογισμικό GT-Suite

#### 4.1.1 Γενικά χαρακτηριστικά του λογισμικού GT-Suite

Το πρόγραμμα GT-Suite, αποτελεί προϊόν της εταιρίας Gamma Technologies [6], και απευθύνεται στην βιομηχανία κινητήρων και οχημάτων. Το GT-Suite παρέχει ένα περιβάλλον καθώς και διάφορα υποπρογράμματα, στα οποία μπορεί να γίνει εικονική αναπαράσταση κινητήρων, συστημάτων μετάδοσης αλλά και προσομοίωση μιας μεγάλης ποικιλίας εφαρμογών που σχετίζονται με την αυτοκινητοβιομηχανία.



**Σχήμα 4.1:** Εικόνα εισόδου στο λογισμικό GT-Suite

Ορισμένες από τις κύριες εφαρμογές αυτού του λογισμικού είναι:

- Μοντελοποίηση κινητήρων (GT-Power).
- Ανάλυση δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων.
- Ακουστική συστήματος εισαγωγής και εξαγωγής.
- Επεξεργασία καυσαερίων.
- Προσομοίωση μοντέλων πραγματικού χρόνου.
- Δυναμική οχήματος.
- Υβριδικά συστήματα, ηλεκτροκίνητα οχήματα και κυψέλες καυσίμου.
- Συστήματα ψύξης κινητήρων.
- Θερμική και ενεργειακή διαχείριση οχημάτων.
- Συστήματα Air-conditioning.
- Συστήματα λίπανσης.
- Συστήματα έγχυσης καυσίμου.
- Υδραυλικά και πνευματικά συστήματα.
- Κινηματική και δυναμική εκκεντροφόρου και συστήματος βαλβίδων.
- Κινηματική και δυναμική στροφαλοφόρου.
- Συστήματα μετάδοσης, κιβώτια ταχυτήτων και ιμαντοκίνηση.

Στην παρούσα εργασία έγινε χρήση του επιμέρους προγράμματος του GT-Suite, **GT-Power**, το οποίο εξειδικεύεται στη μοντελοποίηση κινητήρων, άδεια (license) του οποίου υπάρχει στο Εργαστήριο Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π. εδώ και μερικά χρόνια.

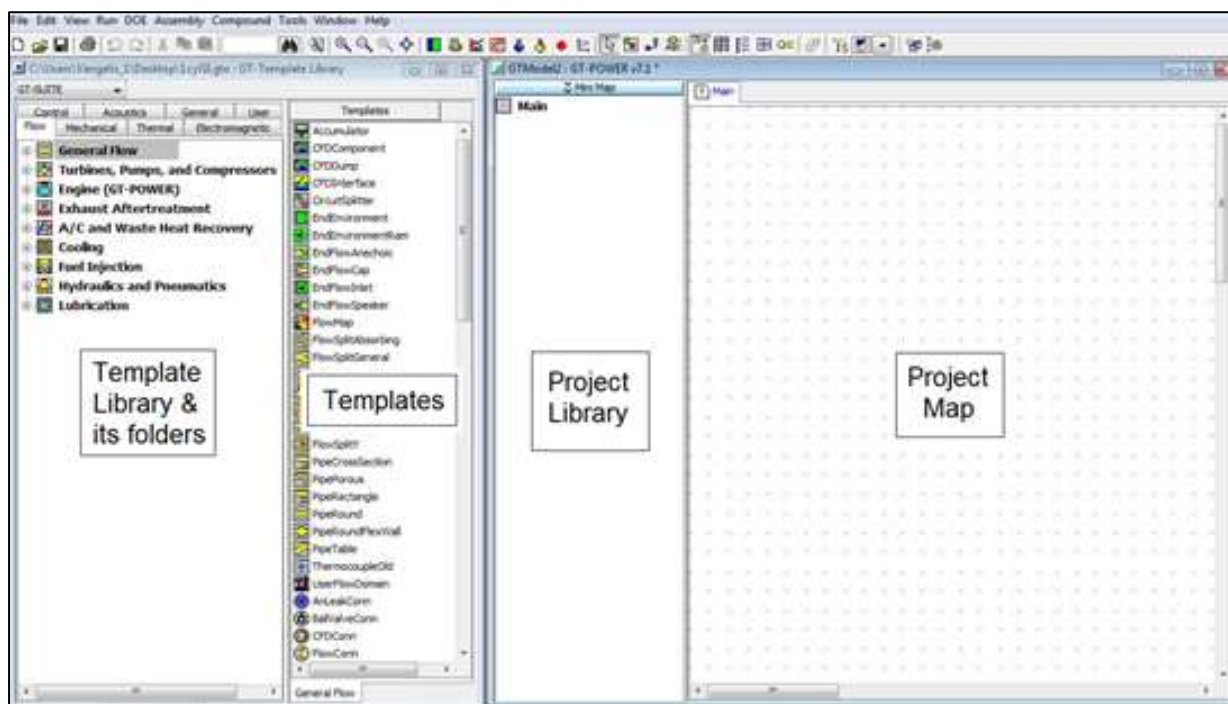
#### **4.1.2 Το υποπρόγραμμα GT-Power και το περιβάλλον εργασίας του**

Το GT-Power αποτελεί, όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, ένα υποπρόγραμμα του GT-Suite, το οποίο χρησιμοποιείται κυρίως για την μοντελοποίηση και εικονική απεικόνιση κινητήρων και το οποίο χρησιμοποιήθηκε και στην παρούσα διπλωματική εργασία.

Το GT-Power έχει μια βιβλιοθήκη (library) με όλα τα πρότυπα στοιχεία και εργαλεία (templates) που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την εικονική κατασκευή του ίδιου του κινητήρα καθώς και διαφόρων άλλων εφαρμογών. Ο χρήστης επιλέγει τα στοιχεία από τα οποία θα αποτελείται η εκάστοτε

εφαρμογή (π.χ. κύλινδρος, βαλβίδες κλπ) και αφού συμπληρωθούν τα διάφορα χαρακτηριστικά αυτών των εργαλείων, δηλαδή στο παράδειγμα κατασκευής ενός κυλίνδρου πρέπει να διευκρινιστούν οι διαστάσεις του κυλίνδρου, οι θερμοκρασίες στα τοιχώματά του κλπ, μεταφέρονται στην συνέχεια στην βιβλιοθήκη της συγκεκριμένης εφαρμογής (project library). Τέλος, τα έτοιμα πλέον αντικείμενα του κινητήρα τοποθετούνται στον χάρτη εργασίας (project map), όπου και συνδέονται κατάλληλα μεταξύ τους και αποτελούν μέρη ή κομμάτια της συνολικής εφαρμογής. Όλα τα παραπάνω για το περιβάλλον εργασίας του GT-Power γίνονται καλύτερα αντιληπτά στο Σχήμα 4.2.

Όταν πλέον είναι έτοιμος ο κινητήρας στον χάρτη εργασίας του προγράμματος, τότε μοιάζει σαν ένα μονογραμμικό σχέδιο της εφαρμογής (όπως θα γίνει αντιληπτό και σε σχήμα που ακολουθεί (Σχήμα 4.12)).



**Σχήμα 4.2:** Το περιβάλλον εργασίας του GT-Power

Τέλος, όταν το μοντέλο του κινητήρα μαζί με όλα τα επιπλέον περιφερειακά του συστήματα είναι πλήρως λειτουργικό, το πρόγραμμα δίνει την δυνατότητα στον χρήστη να 'τρέξει' διάφορα σενάρια σταθερής ή μεταβατικής λειτουργίας, ορίζοντας κάποιες αρχικές συνθήκες (π.χ. αρχική

ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα για ένα σενάριο μεταβατικής λειτουργίας). Έπειτα, ο χρήστης έχει την δυνατότητα να εξετάσει την απόκριση του κινητήρα, λαμβάνοντας τα αποτελέσματα μέσω του εργαλείου GT-Post, σε μορφή πινάκων ή διαγραμμάτων.

## 4.2 Γενική περιγραφή του μοντέλου

Το μοντέλο που δημιουργήθηκε στην παρούσα διπλωματική εργασία, αποτελεί συνέχεια του μοντέλου που είχε δημιουργηθεί κατά την εκπόνηση προηγούμενης διπλωματικής εργασίας [7]. Το μοντέλο αποτελούνταν από έναν υπερπληρωμένο εξακύλινδρο, 4-Χ κινητήρα diesel φορτηγού, ενώ σκοπός αυτής της εργασίας ήταν η προσθήκη ενός επιπλέον ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης μαζί με δυο ψυγεία ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης, έτσι ώστε να προκύψει και να μελετηθεί η διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση του κινητήρα. Έγινε, όπως είναι φυσικό, εκ νέου 'ταίριασμα' του κινητήρα με τα δύο ζεύγη, προστέθηκε σύστημα ελέγχου του κινητήρα και των ζευγών με την χρήση βαλβίδων παράκαμψης και μια στρατηγική ελέγχου που θα αναλυθεί στην συνέχεια. Τέλος, τα αποτελέσματα που προέκυψαν συγκρίθηκαν με τα αποτελέσματα που είχαν εξαχθεί για την απλή στροβιλο-υπερπλήρωση αλλά και για την συνδυασμένη υπερπλήρωση [7] για διάφορα σενάρια σταθερής και μεταβατικής λειτουργίας, τα οποία παρουσιάζονται στην συνέχεια σε μορφή διαγραμμάτων.

Προτού προχωρήσει η ανάλυση, κρίνεται σημαντικό να αναφερθεί πως στο παρόν μοντέλο του GT-Power όλες οι διεργασίες εντός του κυλίνδρου γίνονται σε επίπεδο γωνίας στροφάλου (filling and emptying method). Συγκεκριμένα, για την μοντελοποίηση της καύσης χρησιμοποιούνται οι εξισώσεις του Wiebe και για τις απώλειες θερμότητας η σχέση του Woschni. Τέλος, όσον αφορά την επίλυση των εξισώσεων της πολλαπλής εξαγωγής χρησιμοποιείται η μέθοδος των χαρακτηριστικών (pressure wave action simulation).

## 4.3 Ο εξακύλινδρος κινητήρας diesel

### 4.3.1 Γενικά χαρακτηριστικά του κινητήρα

Ο κινητήρας που μοντελοποιήθηκε έχει βασιστεί στον κινητήρα που βρίσκεται στο εργαστήριο των Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π. και είναι ο Mercedes-Benz OM-366 LA. Τα βασικά χαρακτηριστικά του δίνονται στον Πίνακα 4.1.

**Πίνακας 4.1: Βασικά χαρακτηριστικά του κινητήρα**

Αριθμός κυλίνδρων	$z = 6$
Διάμετρος (bore) εμβόλου	$D = 97,5 \text{ mm}$
Διαδρομή (stroke) εμβόλου	$s = 2r = 133 \text{ mm}$
Μήκος διωστήρα	$L = 230 \text{ mm}$
Συνολικός όγκος εμβολισμού	$V_H = 5958,01 \text{ cm}^3$

Όπου ο συνολικός όγκος εμβολισμού του κινητήρα υπολογίζεται από την Σχέση 4.1.

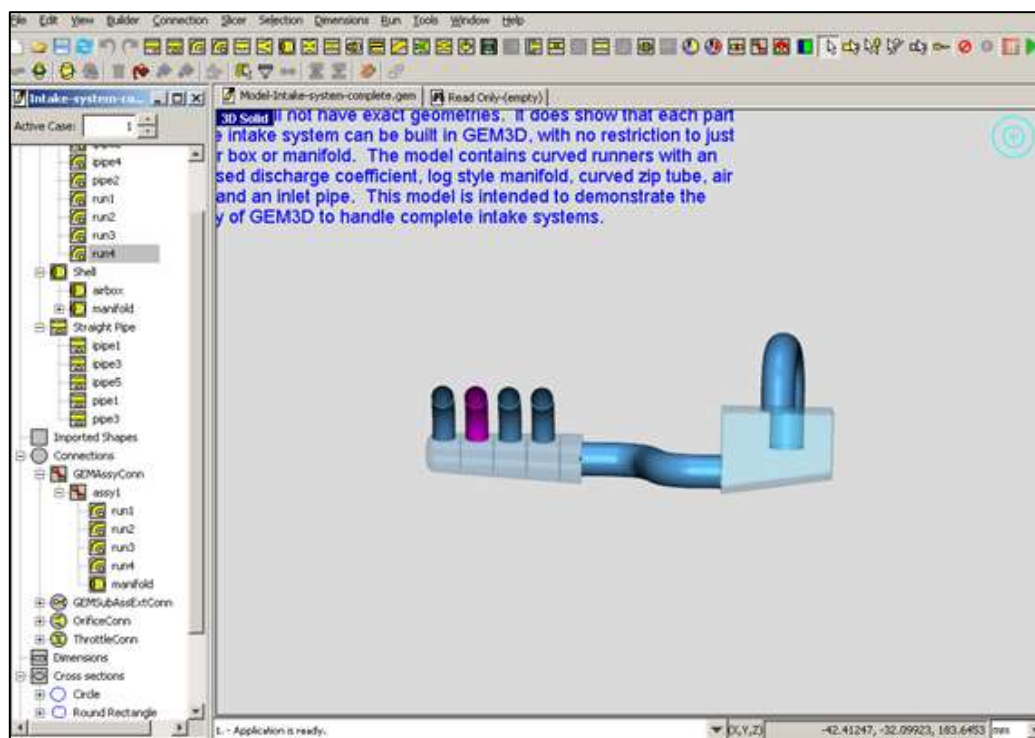
$$V_H = z * \frac{\pi * D^2}{4} * s \quad (4.1)$$

Στην συνέχεια γίνεται μια σύντομη περιγραφή στα επιμέρους τμήματα του κινητήρα (πολλαπλή εισαγωγής, βαλβίδες κλπ), και μια πιο εκτενής περιγραφή στα δύο ζεύγη στροβιλο-υπερπλήρωσης καθώς και στην στρατηγική ελέγχου του όλου συστήματος.

### 4.3.2 Πολλαπλή εισαγωγής, σωλήνες και θυρίδες εισαγωγής

Η πολλαπλή εισαγωγής αποτελείται από μια σειρά σωλήνων (pipes) και διακλαδώσεων (flow splits) με αριθμημένες θυρίδες, έτσι ώστε να καθορίζεται αυστηρά η πορεία της ροής του αέρα προς τους κυλίνδρους του κινητήρα. Επίσης, υπάρχει η δυνατότητα καθορισμού της γωνίας μεταξύ των σωλήνων εισόδου και εξόδου από αυτήν, αλλά για απλούστερο σχεδιασμό θεωρήθηκε

ότι οι σωλήνες εισαγωγής είναι κάθετοι στον σωλήνα εισόδου της πολλαπλής εισαγωγής, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4.3.



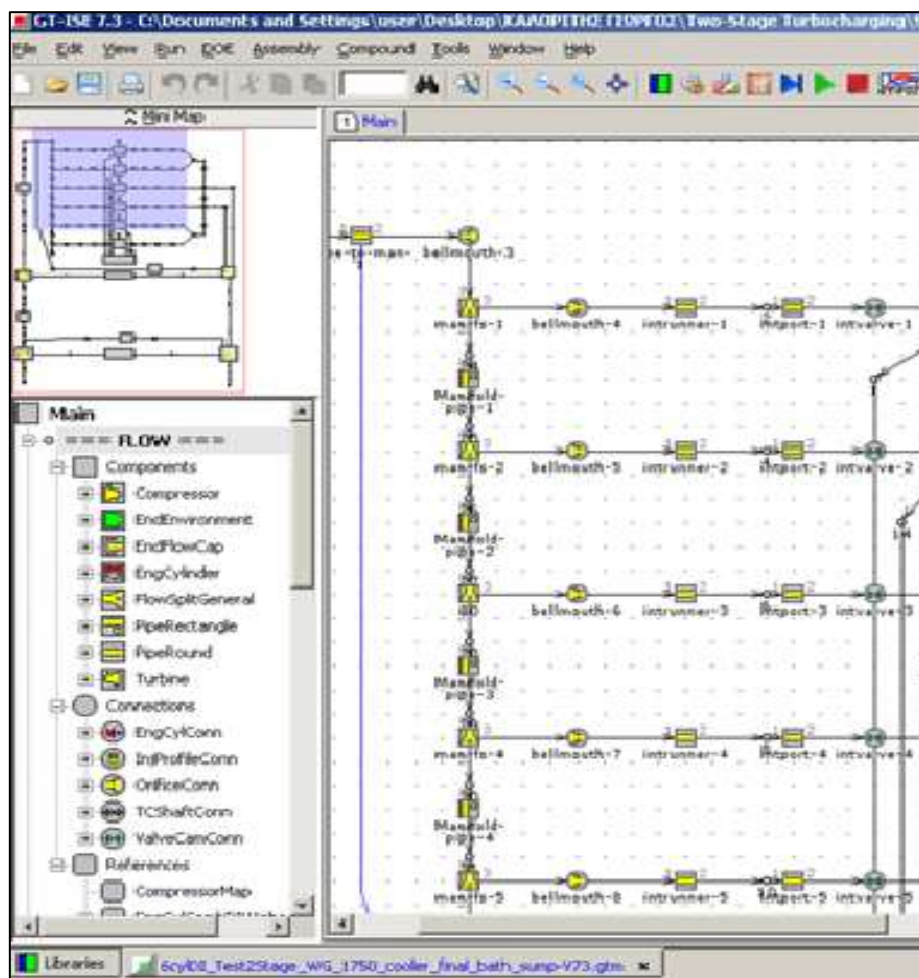
**Σχήμα 4.3:** Τρισδιάστατη αναπαράσταση των σωλήνων στην πολλαπλή εισαγωγής (το συγκεκριμένο παράδειγμα είναι για 4-κύλινδρο κινητήρα αντί για τον 6-κύλινδρο που εξετάζεται στο παρόν μοντέλο)

Όσον αφορά τους σωλήνες εισαγωγής, οι οποίοι συνδέουν την πολλαπλή εισαγωγής με τις θυρίδες εισαγωγής των κυλίνδρων, επιλέχθηκαν να έχουν διάμετρο 40 mm και μήκος 120 mm. Επίσης, είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι κατά την μοντελοποίηση των σωλήνων εισαγωγής, επιλέγεται και το υλικό κατασκευής τους (στην προκειμένη περίπτωση επιλέχθηκε ο χυτοσίδηρος) προσομοιάζοντας έτσι την τραχύτητα της επιφάνειας που θα έχουν, για τον υπολογισμό των διαφόρων απωλειών στην ροή.

Τέλος, οι θυρίδες εισαγωγής έχουν και αυτές διάμετρο 40 mm, ώστε να μην υπάρχουν επιπλέον απώλειες της ροής από απότομες αλλαγές στις διαμέτρους των διαφόρων στοιχείων. Το μήκος τους είναι 80 mm και το υλικό τους είναι ο χυτοσίδηρος. Επίσης, ορίζεται και η θερμοκρασία των τοιχωμάτων τους στους 450 K και ένας πολλαπλασιαστής μεταφοράς θερμότητας ίσος με 1,5 για να προσομοιωθεί η μεταφορά θερμότητας από τις



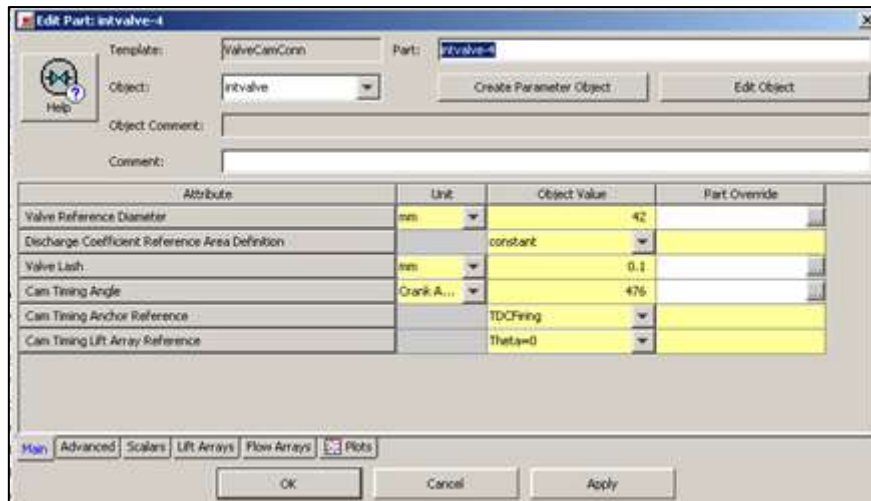
θερμότερες βαλβίδες προς τις θυρίδες. Η σύνδεση των ανωτέρω τμημάτων φαίνεται στο Σχήμα 4.4.



**Σχήμα 4.4:** Μέρος της διάταξης της πολλαπλής εισαγωγής, στην οποία φαίνονται: η πολλαπλή εισαγωγής, οι σωλήνες εισαγωγής και οι θυρίδες εισαγωγής

### 4.3.3 Βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής

Οι βαλβίδες εισαγωγής (Σχήμα 4.5) έχουν διάμετρο 42 mm, ανοίγουν 15° πριν την έναρξη της εισαγωγής του αέρα και κλείνουν 82° μετά την έναρξη της συμπίεσης. Οι βαλβίδες εξαγωγής έχουν διάμετρο 36 mm, ανοίγουν 112° μετά την έναρξη της καύσης και κλείνουν 24° μετά την έναρξη της εισαγωγής του αέρα στον κύλινδρο. Η μέγιστη βύθιση τόσο για τις βαλβίδες εισαγωγής, όσο και για τις βαλβίδες εξαγωγής είναι 10,204 mm.



**Σχήμα 4.5:** Παράθυρο εισαγωγής δεδομένων για τις βαλβίδες εισαγωγής

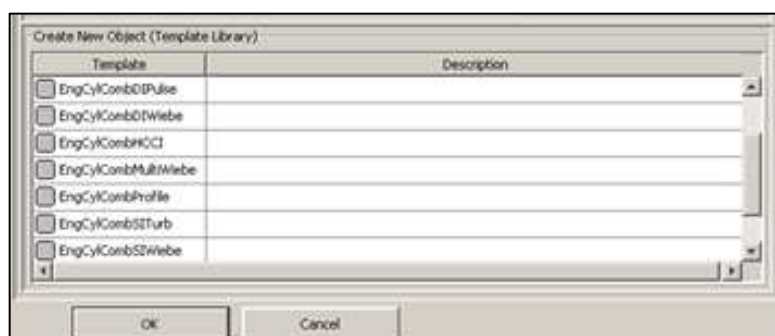
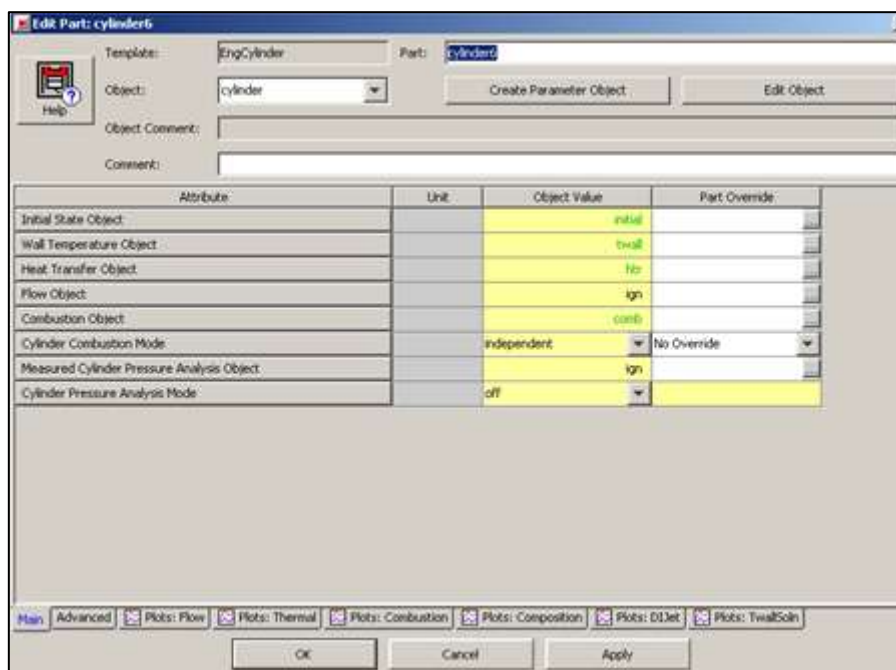
#### 4.3.4 Κύλινδροι

Οι βασικές διαστάσεις των κυλίνδρων έχουν αναφερθεί ανωτέρω, ενώ σε αυτό το σημείο κρίνεται σκόπιμο να δοθούν οι αρχικές συνθήκες που επικρατούν εντός του κυλίνδρου αλλά και στα τοιχώματα αυτού. Το πρόγραμμα δίνει ιδιαίτερη βαρύτητα στον ορισμό αυτών των συνθηκών (Σχήμα 4.6), με στόχο τον ακριβέστερο υπολογισμό των διαφόρων παραμέτρων για την εξαγωγή όσο το δυνατόν πιο ρεαλιστικών συμπερασμάτων.

Για ένα απλό υπολογιστικό μοντέλο μεταφοράς, όπως αυτό που χρησιμοποιείται, αρκούν τρεις θερμοκρασίες: μια για την κυλινδροκεφαλή (cylinder head), μια για τα έμβολα (pistons) και μια για τα περιφερειακά τοιχώματα των κυλίνδρων (cylinder walls). Έτσι, αυτές οι θερμοκρασίες ορίζονται για την κεφαλή στους 550 K, για τα έμβολα στους 590 K και για τα τοιχώματα στους 450 K.

Επίσης, για τον ακριβέστερο προσδιορισμό της μεταφοράς θερμότητας προς την κεφαλή του κυλίνδρου και προς το έμβολο, χρησιμοποιούνται δύο συντελεστές, οι οποίοι ορίζονται ως 'λόγος κεφαλής προς διάμετρο κυλίνδρου' (head/bore area ratio) και 'λόγος εμβόλου προς διάμετρο' (piston/bore area ratio). Αυτοί οι συντελεστές λαμβάνουν υπόψη την γεωμετρία αυτών των

επιφανειών (π.χ. κοιλότητα εμβόλου) και τον τρόπο με τον οποίο αυτή επηρεάζει την μεταφορά θερμότητας προς αυτά τα τμήματα του κυλίνδρου.



**Σχήμα 4.6:** Παράθυρο εισαγωγής δεδομένων για τους κυλίνδρους και παράθυρο επιλογής μοντέλου καύσης

#### 4.3.5 Εγχυτήρες καυσίμου

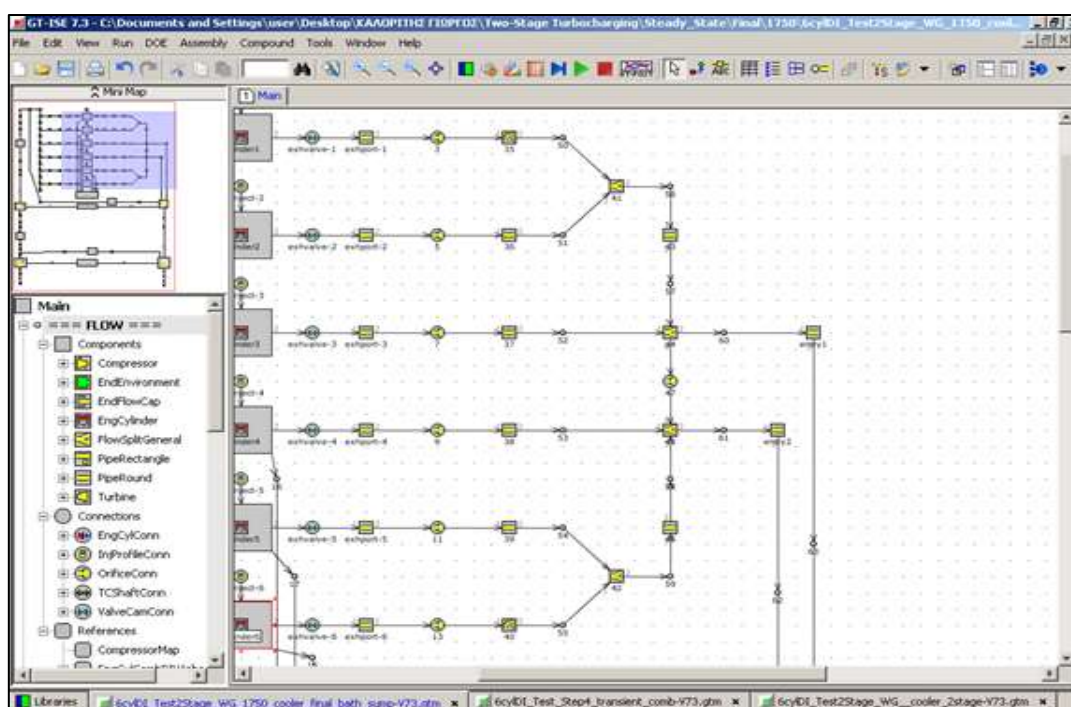
Στο μοντέλο που δημιουργήθηκε, χρησιμοποιήθηκαν εγχυτήρες καυσίμου 6 οπών με διάμετρο 0,3 mm η καθεμία. Εγχύουν τυπικό καύσιμο diesel στους κυλίνδρους σε θερμοκρασία 300 K, ενώ η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου είναι μια παράμετρος που ορίζεται από τον χρήστη στη συγκεκριμένη περίπτωση, ανάλογα με τις συνθήκες που επικρατούν. Η παράμετρος αυτή, μπορεί ουσιαστικά να μεταφραστεί ως το πάτημα του πεντάλ του γκαζιού από τον οδηγό.

#### 4.3.6 Πολλαπλή εξαγωγή και θυρίδες εξαγωγής

Οι θυρίδες εξαγωγής των κυλίνδρων, έχουν διάμετρο 30 mm και μήκος 60 mm, ενώ θεωρούνται κατασκευασμένες από χυτοσίδηρο.

Όσον αφορά την πολλαπλή εξαγωγή σε έναν στροβιλο-υπερπληρωμένο κινητήρα, υπάρχουν κάποια σημεία στα οποία πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη έμφαση. Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4.7, υπάρχει ομαδοποίηση των σωλήνων εξαγωγής των κυλίνδρων, έτσι ώστε τα καυσαέρια να κατευθύνονται προς τον στρόβιλο με την μορφή κυμάτων πίεσης. Επομένως, η ομαδοποίηση της πολλαπλής εξαγωγής γίνεται ως εξής: κύλινδροι 1-2-3 σε μια σωλήνωση και οι 4-5-6 σε άλλη, καθώς επιλέχθηκε ο στρόβιλος να έχει δύο εισόδους (twin entry) [3]. Επίσης, υπάρχει και μια σύνδεση μεταξύ των δυο σωλήνων με μια μικρή οπή, η οποία χρησιμοποιείται από το πρόγραμμα για να προσομοιώνει τις μικρές διαρροές που μπορεί να υπάρχουν από τα δύο ρεύματα κατά την είσοδό τους στον στρόβιλο.

Τέλος, η θερμοκρασία σε όλη την πολλαπλή εξαγωγή βρίσκεται στους 900K, είναι δηλαδή αισθητά αυξημένη, συγκριτικά με την πολλαπλή εισαγωγή, προσομοιώνοντας έτσι τις αυξημένες θερμοκρασίες που αποκτούν εξαιτίας των καυσαερίων.



**Σχήμα 4.7:** Διάταξη πολλαπλής εξαγωγής του μοντέλου στο χάρτη εργασίας

#### 4.3.7 Στροφαλοφόρος άτρακτος

Το τελευταίο τμήμα που απαρτίζει τον κινητήρα είναι η στροφαλοφόρος άτρακτος. Εκεί συνδέονται όλοι οι κύλινδροι και αποτελεί ουσιαστικά το μέσο ρύθμισης του κινητήρα (ταχύτητα περιστροφής, φορτίο κλπ). Σε αυτό το στοιχείο καθορίζεται επίσης και ο τύπος του κινητήρα (4-X), η αδράνειά του (η οποία θα μας απασχολήσει κατά την μεταβατική λειτουργία) καθώς και η σειρά ανάφλεξης των κυλίνδρων. Στην συγκεκριμένη περίπτωση, για τον εξακύλινδρο κινητήρα, η σειρά ανάφλεξης είναι: 1-5-3-6-2-4.

#### 4.4 Τα ζεύγη στροβιλο-υπερπλήρωσης

Το μοντέλο που εξετάζεται είναι αυτό της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης, συνεπώς αποτελείται από δυο αυτόνομα ζεύγη. Το πρώτο ζεύγος είναι αυτό της χαμηλής πίεσης και ονομάζεται έτσι καθώς βρίσκεται πρώτο σε σειρά διάταξης και η είσοδος του αέρα στον συμπιεστή έχει πίεση ίση με τη ατμοσφαιρική. Το δεύτερο ζεύγος είναι αυτό της υψηλής πίεσης και βρίσκεται κατάντι του ζεύγους χαμηλής πίεσης, ενώ η πίεση που δέχεται ο συμπιεστής αυτός, είναι ίση με την πίεση εξόδου του συμπιεστή χαμηλής πίεσης μείον τις απώλειες λόγω των σωληνώσεων και του ενδιάμεσου ψυγείου (αναφέρεται στην συνέχεια). Και τα δύο ζεύγη αποτελούνται από έναν ακτινικό συμπιεστή, έναν στρόβιλο με σταθερή γεωμετρία και από μια βαλβίδα παράκαμψης το καθένα.

Όπως έχει αναφερθεί και στο θεωρητικό μέρος αυτής της εργασίας (Κεφάλαιο 2), το μέγεθος των δύο ζευγών διαφέρει. Το ζεύγος χαμηλής πίεσης είναι μεγαλύτερο σε μέγεθος από αυτό της υψηλής πίεσης, έτσι ώστε να δίνει στον κινητήρα μεγαλύτερη παροχή αέρα κατά τις χαμηλές και μέσες ταχύτητες περιστροφής (1000-2250 rpm). Αντιθέτως, το ζεύγος υψηλής πίεσης είναι μικρότερο σε μέγεθος για να επιτυγχάνεται καλύτερη απόκριση αυτού αλλά και του κινητήρα κατά την μεταβατική λειτουργία, λόγω της μικρότερης αδράνειας που έχει συγκριτικά με το ζεύγος χαμηλής πίεσης. Όπως είναι φυσικό, η επιλογή του μεγέθους των δύο ζευγών έγινε με στόχο

τις καλύτερες επιδόσεις του κινητήρα τόσο σε συνθήκες σταθερής λειτουργίας, όσο και σε μεταβατική λειτουργία.

#### 4.4.1 Το ζεύγος χαμηλής πίεσης

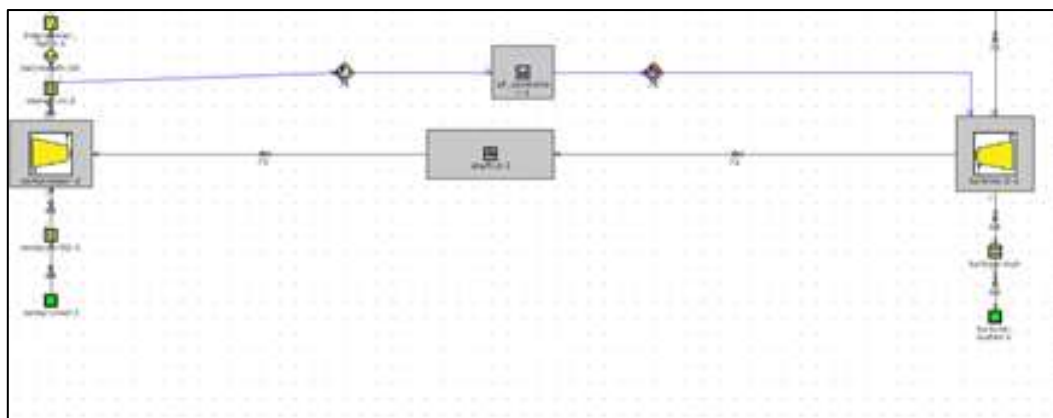
Το ζεύγος αυτό αποτελείται από τον συμπιεστή (CLP), τον στρόβιλο (TLP) και την άτρακτο που τα συνδέει (Σχήμα 4.8). Στην συνέχεια εξετάζεται το κάθε τμήμα ξεχωριστά.

Ο συμπιεστής που χρησιμοποιήθηκε είναι αυτός που παρέχεται από την βιβλιοθήκη του προγράμματος, στον οποίο βρίσκεται εγκατεστημένος ένας πρότυπος χάρτης ακτινικού συμπιεστή δυναμικής ροής. Όπως ήδη αναφέρθηκε, η είσοδος του αέρα σε αυτόν τον συμπιεστή έχει πίεση ίση με την ατμοσφαιρική και θερμοκρασία ίση με 298 K, δηλαδή οι συνθήκες που επικρατούν στην είσοδο αυτού του συμπιεστή είναι οι ατμοσφαιρικές. Επίσης, το μέγεθος του συμπιεστή καθορίζεται από το πρόγραμμα μέσω ενός συντελεστή παροχής μάζας (mass multiplier), ο οποίος ορίζει την παροχή μάζας που διέρχεται από τον συμπιεστή. Έπειτα από δοκιμές ταιριάσματος, αυτός ο συντελεστής προέκυψε ίσος με 0,9. Η έξοδος του συμπιεστή καταλήγει στο ψυγείο ενδιάμεσης ψύξης (intercooler).

Όμοια με τον συμπιεστή, έτσι και ο στρόβιλος χρησιμοποιεί τον αντίστοιχο χάρτη του στροβίλου που παρέχεται από το πρόγραμμα. Ο στρόβιλος αυτός βρίσκεται κατάντι του στροβίλου υψηλής πίεσης, που σημαίνει ότι δέχεται μειωμένες θερμοκρασίες και πιέσεις, καθώς μια πρώτη εκτόνωση των καυσαερίων έχει ήδη γίνει στον στρόβιλο υψηλής πίεσης. Αυτός ο στρόβιλος, σε αντίθεση με τον στρόβιλο υψηλής πίεσης δεν είναι διπλής εισόδου (twin entry) καθώς δεν συνδέεται με την πολλαπλή εξαγωγής του κινητήρα αλλά με την έξοδο του στροβίλου υψηλής πίεσης. Η έξοδος αυτού του στροβίλου συνδέεται με το περιβάλλον, όπου επικρατούν ατμοσφαιρικές συνθήκες και ο συντελεστής παροχής μάζας προέκυψε ίσος με 1,05 κατά την διαδικασία του ταιριάσματος.

Τέλος, η άτρακτος του ζεύγους χαμηλής πίεσης αποτελεί το μέσο μεταφοράς της ισχύος και της ροπής από τον στρόβιλο στον συμπιεστή. Εδώ

ο χρήστης θα πρέπει να ορίσει την ροπή αδράνειας του άξονα (σημαντικό για την μεταβατική λειτουργία), καθώς και μια αρχική ταχύτητα περιστροφής. Αυτή η ταχύτητα περιστροφής, είναι η ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους και την ορίζεται εκ νέου σε κάθε σενάριο που πρόκειται να 'τρέξει' το πρόγραμμα, έτσι ώστε να συγκλίνει πιο γρήγορα στις πραγματικές τιμές, μειώνοντας τον χρόνο των υπολογισμών.



**Σχήμα 4.8:** Διάταξη του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης χαμηλής πίεσης (από αριστερά προς τα δεξιά: συμπιεστής, άτρακτος που συνδέει τον συμπιεστή και τον στρόβιλο και στρόβιλος) · φαίνεται επίσης ότι η είσοδος του συμπιεστή και η έξοδος του στροβίλου είναι στο περιβάλλον

#### 4.4.2 Το ζεύγος υψηλής πίεσης

Όμοια με το ζεύγος χαμηλής πίεσης, το ζεύγος αυτό αποτελείται από τον συμπιεστή (HPC), τον στρόβιλο (HPT) και την άτρακτο που τα συνδέει (Σχήμα 4.9). Στην συνέχεια εξετάζεται το κάθε τμήμα χωριστά.

Για τον συμπιεστή υψηλής πίεσης χρησιμοποιήθηκε ξανά ο χάρτης του πρότυπου συμπιεστή που παρέχει το πρόγραμμα, αλλά από τις διαδικασίες ταιριάσματος προέκυψε η τιμή του συντελεστή παροχής μάζας ίση με 0,7. Η πίεση που δέχεται ο συμπιεστής αυτός είναι περίπου η πίεση εξόδου του συμπιεστή χαμηλής πίεσης, αν θεωρηθούν πολύ μικρές οι απώλειες στις σωληνώσεις και στο ενδιάμεσο ψυγείο υπερπλήρωσης (intercooler). Η πίεση εξόδου όμως του συμπιεστή υψηλής πίεσης είναι η πίεση με την οποία ο αέρας εισέρχεται στους κυλίνδρους και ονομάζεται πίεση υπερπλήρωσης (boost pressure). Η πίεση υπερπλήρωσης δίνεται από την Σχέση 4.2, όπου με

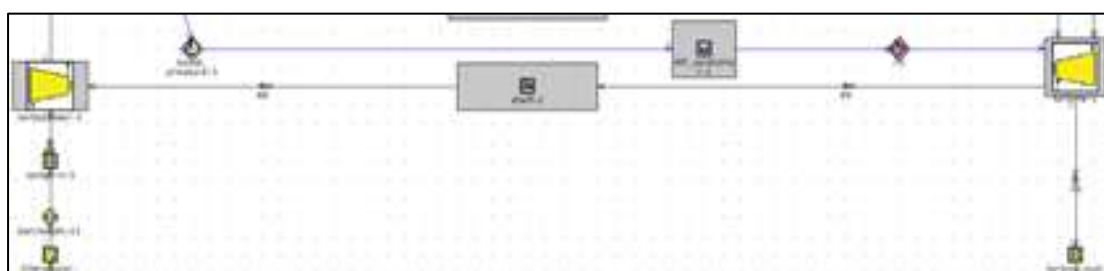


δείκτες 1, 2, 3 και 4 συμβολίζονται η είσοδος και η έξοδος του συμπιεστή χαμηλής πίεσης και η είσοδος και η έξοδος του συμπιεστή υψηλής πίεσης αντίστοιχα:

$$P_0 = \frac{P_2}{P_1} * \frac{P_4}{P_3} \quad (4.2)$$

Ο στρόβιλος υψηλής πίεσης χρησιμοποιεί και εδώ τον πρότυπο χάρτη του στροβίλου που παρέχεται από το πρόγραμμα με συντελεστή παροχής μάζας ίσο με 0,9. Εδώ ο στρόβιλος είναι διπλής εισόδου (twin entry), καθεμία για την αντίστοιχη τριάδα κυλίνδρων, όπως έχει ήδη αναφερθεί στην πολλαπλή εξαγωγής. Η είσοδος του στροβίλου υψηλής πίεσης δέχεται μεγαλύτερες πιέσεις και θερμοκρασίες συγκριτικά με τον στρόβιλο χαμηλής πίεσης, καθώς βρίσκεται αμέσως μετά από την έξοδο των κυλίνδρων.

Τέλος, η άτρακτος του ζεύγους υψηλής πίεσης είναι όμοια με αυτή του ζεύγους χαμηλής πίεσης με την μόνη διαφορά στην ροπή αδράνειας, όπου όπως θα αναφερθεί και στο κεφάλαιο της μεταβατικής λειτουργίας είναι μικρότερη από το ζεύγος χαμηλής πίεσης λόγω του συνολικά μικρότερου μεγέθους του συμπιεστή και του στροβίλου. Όμοια και εδώ, η αρχική ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου είναι μια παράμετρος που ορίζεται από τον χρήστη για να βοηθήσει το πρόγραμμα να συγκλίνει πιο γρήγορα.



**Σχήμα 4.9:** Διάταξη του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης υψηλής πίεσης (από αριστερά προς τα δεξιά: συμπιεστής, άτρακτος που συνδέει τον συμπιεστή και τον στρόβιλο και στρόβιλος)



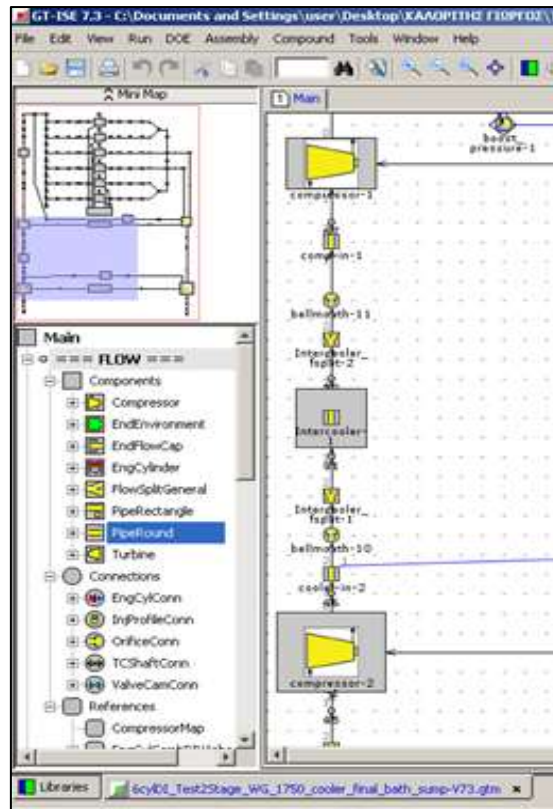
## **4.5 Τα ψυγεία ενδιάμεσης ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης (intercooler και aftercooler)**

Όπως είναι γνωστό σχεδόν σε κάθε υπερπληρωμένο κινητήρα η ψύξη του αέρα πριν από την είσοδο αυτού στους κυλίνδρους κρίνεται απαραίτητη για την αποφυγή υψηλών πιέσεων και θερμοκρασιών εντός των κυλίνδρων. Στην συγκεκριμένη εφαρμογή όμως, θεωρήθηκε απαραίτητη η τοποθέτηση και ενός ενδιάμεσου ψυγείου ψύξης του αέρα, μεταξύ του συμπιεστή χαμηλής και υψηλής πίεσης. Με δεδομένο ότι η πίεση εξόδου του συμπιεστή χαμηλής πίεσης ξεπερνάει τα 2 bar σε ένα μεγάλο εύρος ταχυτήτων περιστροφής (από 1750-2750 rpm), άρα και οι θερμοκρασίες είναι αυξημένες, κρίθηκε απαραίτητο το ενδιάμεσο ψυγείο ψύξης (κάτι που συνηθίζεται σε συστήματα διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης) για την προστασία του συμπιεστή υψηλής πίεσης από θερμικές και μηχανικές φορτίσεις.

### **4.5.1 Το ψυγείο ενδιάμεσης ψύξης του αέρα (intercooler)**

Το ψυγείο ενδιάμεσης ψύξης του αέρα αντιμετωπίζεται από το πρόγραμμα ως ένα “μαύρο κουτί”, στο οποίο η μάζα του αέρα υφίσταται πτώση πίεσης και θερμοκρασίας. Στην είσοδο του ψυγείου, χρησιμοποιείται ένα στοιχείο διακλάδωσης, για να προσομοιώσει την μετάβαση της ροής του αέρα από τον σωλήνα που βρίσκεται στην έξοδο του συμπιεστή προς το εσωτερικό του ψυγείου. Ένα τέτοιο στοιχείο βρίσκεται και στην έξοδο του ψυγείου, το οποίο αντιπροσωπεύει την μετάβαση της ροής του αέρα από την έξοδο του ψυγείου στον σωλήνα που οδηγεί στον συμπιεστή υψηλής πίεσης (Σχήμα 4.10).

Για την προσομοίωση του κύριου μέρους του ψυγείου, χρησιμοποιείται ένα στοιχείο πολλαπλών σωληνών, στο οποίο ορίζονται ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας (heat transfer) και ο συντελεστής τριβής (friction multiplier), καθορίζοντας έτσι την αποδοτικότητα του ψυγείου. Το συγκεκριμένο ψυγείο αποτελείται από 700 σωληνώσεις με σταθερή διάμετρο 2,6 mm και μήκος 300 mm. Τέλος, η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το ενδιάμεσο ψυγείο είναι περίπου 320 K, η οποία καθορίζεται από τον χρήστη.



**Σχήμα 4.10:** Διάταξη του ενδιάμεσου ψυγείου ψύξης του αέρα (intercooler)

#### 4.5.2 Το δεύτερο ψυγείο ψύξης του αέρα (aftercooler)

Το ψυγείο αυτό βρίσκεται μετά τον συμπιεστή υψηλής πίεσης και πριν από την πολλαπλή εισαγωγής. Έχει πανομοιότυπη διάταξη με το προηγούμενο ψυγείο, αλλά αποτελείται από 1000 σωληνώσεις καθώς πρέπει να επιφέρει μεγαλύτερες μεταβολές στην θερμοκρασία του αέρα, ο οποίος έχει αισθητά πιο αυξημένη πίεση και θερμοκρασία συγκριτικά με την έξοδό του από τον πρώτο συμπιεστή. Μετά τον συμπιεστή υψηλής πίεσης, ο αέρας, σε αρκετές περιπτώσεις, έχει πίεση περίπου 5 bar και θερμοκρασία γύρω στους 400 K. Έτσι όπως είναι φυσικό, η επιφάνεια συναλλαγής του πρέπει να είναι μεγάλη ώστε η θερμοκρασία να γίνει όμοια με αυτήν που έχει οριστεί από τον χρήστη, δηλαδή στους 340 K στην προκειμένη περίπτωση.

## **4.6 Το σύστημα ελέγχου των ζευγών στροβιλο-υπερπλήρωσης**

Το σύστημα ελέγχου και των δύο ζευγών στροβιλο-υπερπλήρωσης αποτελείται από τα εξής τρία στοιχεία:

- Έναν αισθητήρα πίεσης.
- Έναν ελεγκτή που ορίζει πόσο θα ανοίξει ή θα κλείσει η βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίων (waste-gate) του στροβίλου.
- Έναν ενεργοποιητή, ο οποίος ρυθμίζει το άνοιγμα της βαλβίδας.

Η διάταξη των στοιχείων αυτών φαίνεται στα Σχήματα 4.8 και 4.9 για κάθε ζεύγος αντίστοιχα, όπου είναι τοποθετημένα ακριβώς επάνω από την άτρακτο των ζευγών.

### **4.6.1 Η στρατηγική ελέγχου των δύο ζευγών στροβιλο-υπερπλήρωσης**

Η λογική με την οποία αναπτύχθηκε η στρατηγική ελέγχου τόσο για το ζεύγος χαμηλής πίεσης, όσο και γι' αυτό της υψηλής πίεσης ήταν τέτοια ώστε και οι δύο συμπιεστές να λειτουργούν μακριά από την γραμμή πάλμωσής τους, να μην υπάρχει υπέρ-τάχυνση της ατράκτου στις υψηλές κυρίως ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα και να διατηρείται η πίεση υπερπλήρωσης εντός αποδεκτών ορίων, αποφεύγοντας έτσι την δημιουργία πολύ υψηλών πιέσεων και θερμοκρασιών εντός των κυλίνδρων του κινητήρα.

Για το ζεύγος χαμηλής πίεσης, ορίσθηκε ως μέγιστος λόγος πίεσης τα 3 bar, έτσι ώστε ο συμπιεστής να δουλεύει με υψηλό βαθμό απόδοσης και όταν η πίεση του αέρα ξεπερνάει αυτό το όριο, τότε ανοίγει η βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίου του στροβίλου. Στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής (2500-3000 rpm), ο μέγιστος λόγος πίεσης περιορίστηκε σε πιο χαμηλές τιμές γιατί παρατηρούνταν υπέρ-τάχυνση του ζεύγους, που οδηγούσε σε μη αποδεκτά αποτελέσματα.

Όσον αφορά το ζεύγος υψηλής πίεσης, ο μόνος περιορισμός που τέθηκε ήταν αυτός της τελικής πίεσης υπερπλήρωσης. Το όριο των 5 bar ως πίεση υπερπλήρωσης κρίθηκε ικανοποιητικό για την επίτευξη των επιθυμητών

επιδόσεων από τον κινητήρα αλλά και της προστασίας του από πολύ υψηλές τιμές πιέσεων και θερμοκρασιών καύσης εντός του κυλίνδρου (200 bar).

#### **4.6.2 Αισθητήρας πίεσης**

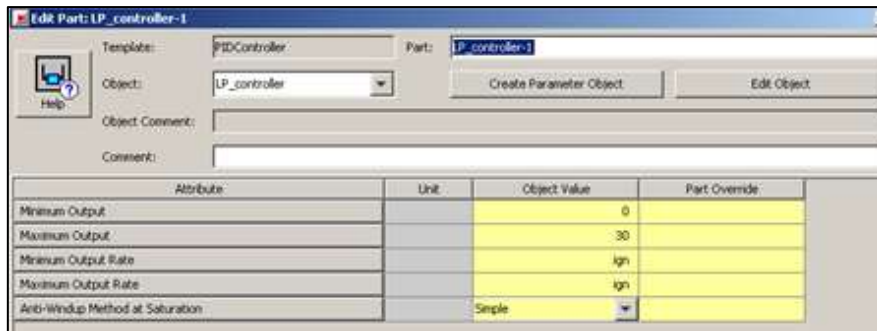
Οι αισθητήρες είναι στοιχεία που τοποθετούνται σε οποιοδήποτε σημείο επιθυμεί ο χρήστης και μετρούν διάφορες παραμέτρους όπως π.χ. την πίεση, την θερμοκρασία κλπ μεταφέροντας την μετρούμενη τιμή σε κάποιο άλλο στοιχείο, όπως σε έναν ελεγκτή. Στην συγκεκριμένη περίπτωση σκοπός ήταν η μέτρηση της πίεσης, και γι' αυτό ορίστηκε ως αισθητήρας πίεσης.

Για το ζεύγος χαμηλής πίεσης θεωρήθηκε κατάλληλο σημείο μέτρησης του λόγου πίεσης του συμπιεστή στον σωλήνα που βρίσκεται ακριβώς στην έξοδό του και προτού ο αέρας εισχωρήσει στο ενδιάμεσο ψυγείο ψύξης. Για το ζεύγος υψηλής πίεσης, ο αισθητήρας μετράει την πίεση του αέρα στον σωλήνα που οδηγεί στην πολλαπλή εισαγωγής για να υπολογίζεται η πραγματική πίεση υπερπλήρωσης, έχοντας υποστεί και τις όποιες απώλειες κατά την διέλευσή του από το δεύτερο ψυγείο ψύξης του αέρα.

#### **4.6.3 Ελεγκτής (controller)**

Ο ελεγκτής δέχεται το σήμα του αισθητήρα πίεσης και αναλόγως με το αν αυτό το σήμα είναι μεγαλύτερο ή μικρότερο από τα δεδομένα που του έχει ορίσει ο χρήστης (π.χ. μέγιστη πίεση υπερπλήρωσης), στέλνει την κατάλληλη εντολή στον ενεργοποιητή για το άνοιγμα ή κλείσιμο της βαλβίδας παράκαμψης καυσαερίου του στροβίλου, έτσι ώστε να κρατήσει την πίεση υπερπλήρωσης εντός αποδεκτών ορίων.

Επίσης, ο χρήστης έχει την δυνατότητα να ορίσει την απόκριση του ελεγκτή στο σήμα εισόδου. Για παράδειγμα σε μια μεταβατική κατάσταση, ο χρήστης μπορεί να ορίσει ένα χρονικό διάστημα που θεωρεί ότι απαιτείται για να ισορροπήσει το σύστημα και έτσι ο ελεγκτής να δρα με το πέρας αυτού του διαστήματος. Τέλος, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4.11 πρέπει να ορισθούν και μια ελάχιστη και μια μέγιστη τιμή της διαμέτρου της βαλβίδας παράκαμψης, προσομοιώνοντας την πλήρως κλειστή ή ανοιχτή βαλβίδα.

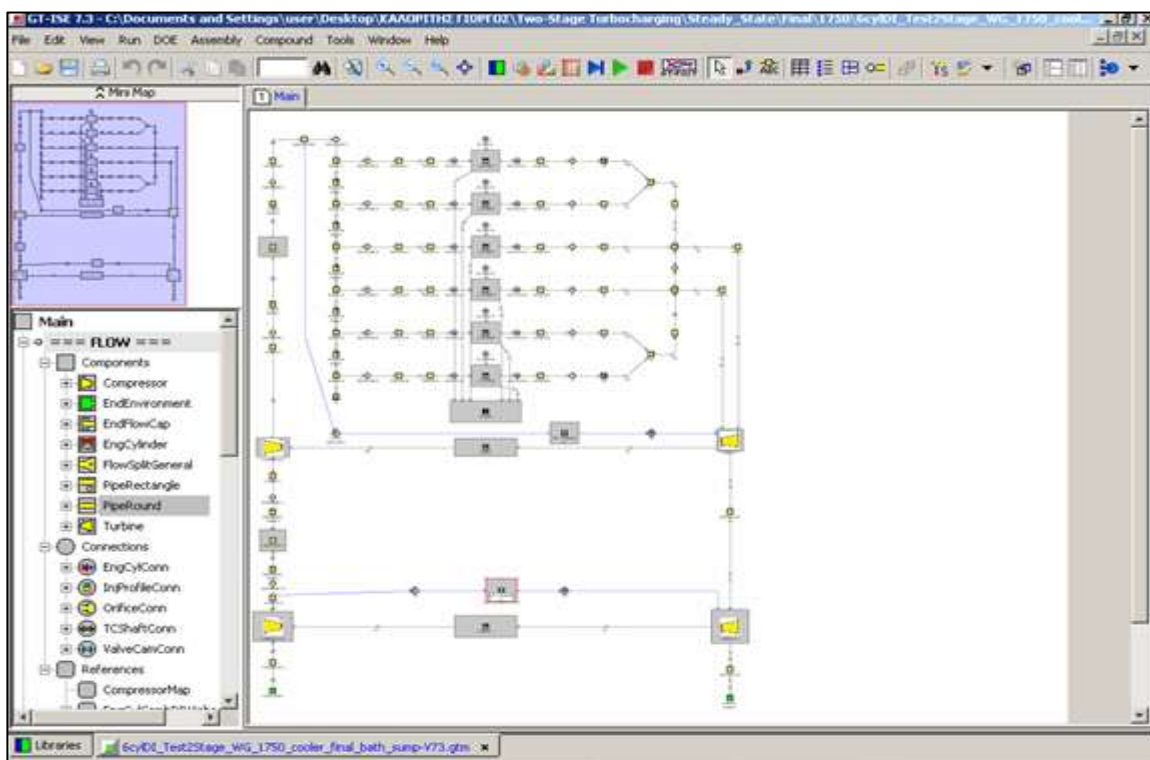


**Σχήμα 4.11:** Παράθυρο εισαγωγή δεδομένων του ελεγκτή για το ζεύγος χαμηλής πίεσης

#### 4.6.4 Ενεργοποιητής

Ο ενεργοποιητής είναι ένα απλό στοιχείο του προγράμματος που δέχεται τις εντολές του ελεγκτή και επενεργεί εν προκειμένω επάνω στην βαλβίδα παράκαμψης του στροβίλου με το να ορίζει την διάμετρό της.

Έχοντας πλέον ολοκληρωθεί η εποπτεία του μοντέλου της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης, όπως φαίνεται στην ολοκληρωμένη του μορφή στο Σχήμα 4.12, γίνεται στην συνέχεια η επισκόπηση των αποτελεσμάτων σε σταθερές συνθήκες και σε μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας στα επόμενα δύο κεφάλαια που ακολουθούν.



**Σχήμα 4.12:** Ολοκληρωμένη μορφή του μοντέλου της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης στο περιβάλλον του προγράμματος GT-Power

# Κεφάλαιο 5

---

## Αποτελέσματα προσομοιώσεων σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας

### 5.1 Εισαγωγή

Σκοπός του παρόντος κεφαλαίου είναι η παρουσίαση των αποτελεσμάτων των διαφόρων μετρήσεων που έγιναν στο μοντέλο προσομοίωσης της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας. Τα αποτελέσματα αυτά συγκρίνονται με τα αντίστοιχα αποτελέσματα που είχαν εξαχθεί για την απλή στροβιλο-υπερπλήρωση και την συνδυασμένη υπερπλήρωση [7]. Επιπλέον, σε ορισμένα αποτελέσματα γίνεται και σύγκριση με τον κινητήρα φυσικής αναπνοής, ο οποίος αποτελεί την βάση του προς εξέταση μοντέλου.

Σε αυτό το σημείο κρίνεται επίσης σημαντικό να αναφερθεί πως τα τρία αυτά μοντέλα (διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση, απλή στροβιλο-υπερπλήρωση μαζί με την συνδυασμένη, και ο κινητήρας φυσικής αναπνοής) έχουν τον ίδιο όγκο εμβολισμού, ίδιο αριθμό κυλίνδρων και ίδιες διαστάσεις αλλά διαφορετικούς βαθμούς συμπίεσης, προκειμένου η μεταξύ τους σύγκριση να είναι πιο ρεαλιστική. Στον Πίνακα 5.1 δίνονται οι βαθμοί συμπίεσης των μοντέλων, καθώς και η μέγιστη πίεση υπερπλήρωσης και η μέγιστη μέση πραγματική πίεση για το καθένα:

**Πίνακας 5.1: Βαθμοί συμπίεσης, μέγιστη πίεση υπερπλήρωσης και μέγιστη μέση πραγματική πίεση εξεταζόμενων κινητήρων**

Είδος κινητήρα	Κιν. φυσικής αναπνοής	Απλή στροβιλο-υπερπλήρωση	Συνδυασμένη υπερπλήρωση	2-βάθμια στροβιλο-υπερ.
<b>Μέγιστη πίεση υπερπλήρωσης (bar)</b>	-	2,61	2,93	5,06
<b>Μέγιστη μέση πραγματική πίεση (bar)</b>	6,13	12,85	13,6	27,5
<b>Μέγιστη πίεση καύσης (bar)</b>	59,9	137,5	149,8	195,9
<b>Βαθμός συμπίεσης</b>	20	18	18	14

Γίνεται προφανές ότι με την αύξηση του επιπέδου υπερπλήρωσης, μειώνεται αντίστοιχα και ο βαθμός συμπίεσης του κινητήρα για να αποφευχθούν υπερβολικές πιέσεις εντός των κυλίνδρων.

## 5.2 Ρυθμίσεις προσομοίωσης

Προκειμένου να “τρέξει” το πρόγραμμα σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας πρέπει να οριστούν κάποια επιπλέον δεδομένα και αρχικές συνθήκες. Μέσω του μενού επιλογών που παρέχει το GT-Power, ο χρήστης πρέπει να επιλέξει ένα σενάριο προσομοίωσης. Σε αυτό το σενάριο ορίζεται μια πληθώρα παραμέτρων, όπως για παράδειγμα η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, καθώς και οποιαδήποτε άλλη μεταβλητή έχει θεωρηθεί από τον χρήστη ως παράμετρος.

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, η κύρια παράμετρος που θεωρείται και το δεδομένο εισόδου είναι το πάτημα του πεντάλ του γκαζιού που μεταφράζεται σε ποσότητα εγχυόμενου καυσίμου ανά κύκλο. Έτσι, ο χρήστης πριν το τρέξιμο κάθε σεναρίου πρέπει να ορίσει την ποσότητα του καυσίμου που εγχύεται. Στις συνθήκες σταθερής λειτουργίας, έχει θεωρηθεί πως ο κινητήρας βρίσκεται υπό το μέγιστο δυνατό φορτίο του (100%) και άρα η ποσότητα του καυσίμου που εγχύεται είναι η μέγιστη.

Κάποιες άλλες μεταβλητές που ορίζονται από τον χρήστη πριν την έναρξη των υπολογισμών είναι οι αρχικές ταχύτητες περιστροφής των δύο ζευγών στροβιλο-υπερπλήρωσης, προκειμένου το πρόγραμμα να συγκλίνει πιο γρήγορα σε μια τελική μόνιμη κατάσταση. Τέλος, ορίζεται και ο χρόνος (αριθμός κύκλων) για τον οποίο θα “τρέξει” το πρόγραμμα, ο οποίος πρέπει να είναι αρκετά μεγάλος, έτσι ώστε να μπορέσει να συγκλίνει. Ένας ενδεικτικός χρόνος διάρκειας για την σύγκλιση ενός τυπικού σεναρίου είναι περίπου 5-6 λεπτά.

### **5.3 Επισκόπηση των αποτελεσμάτων σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας**

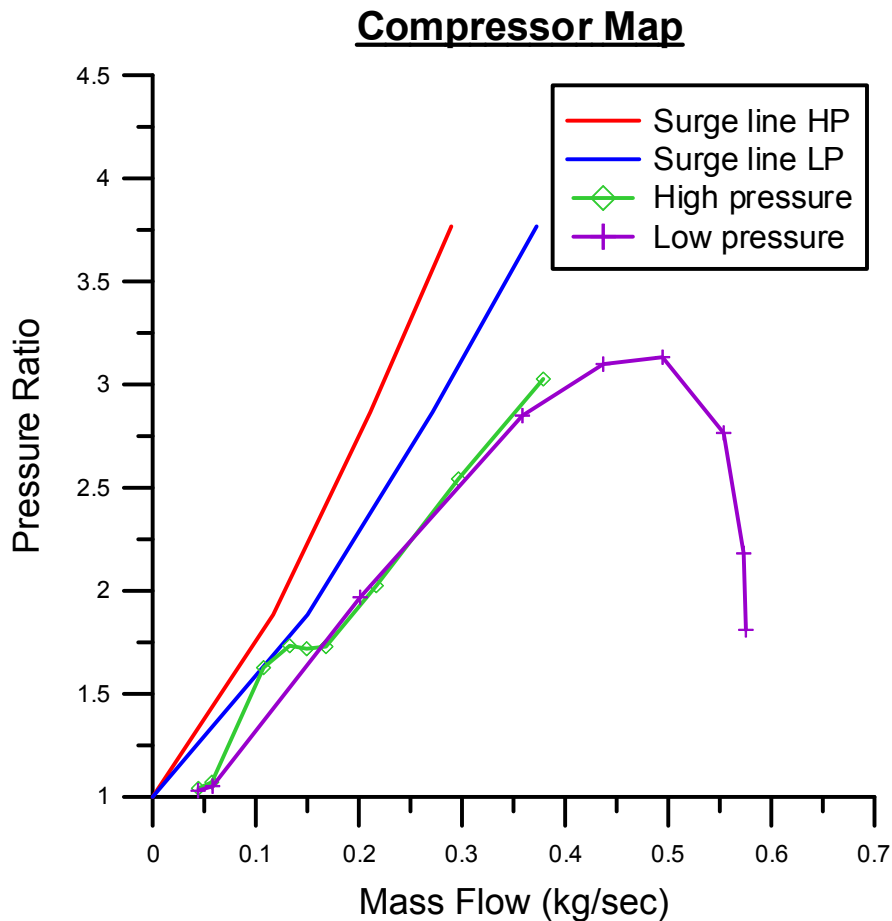
Σε αυτό το σημείο γίνεται η επισκόπηση των αποτελεσμάτων των τριών κινητήρων σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας. Αρχικά γίνεται η επισκόπηση των χαρτών λειτουργίας του κινητήρα με την διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση, έτσι ώστε να διασφαλιστεί ότι το όλο σύστημα λειτουργεί ικανοποιητικά και στην συνέχεια δίνονται οι επιδόσεις του κινητήρα, συγκρινόμενες με τους άλλους δύο κινητήρες.

#### **5.3.1 Οι χάρτες λειτουργίας των ζευγών στροβιλο-υπερπλήρωσης**

Αρχικά διασφαλίζεται η λειτουργία των δύο συμπιεστών, εντός ασφαλών ορίων, μακριά δηλαδή από την γραμμή πάλμωσής τους. Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 5.1, οι γραμμές λειτουργίας των δύο συμπιεστών βρίσκονται σε ικανοποιητική απόσταση από τις γραμμές πάλμωσης, εξασφαλίζοντας έτσι την μη είσοδό τους στην ασταθή περιοχή.

Όσον αφορά την πτώση που παρατηρείται στον λόγο πίεσης του συμπιεστή χαμηλής πίεσης σε μεγάλες παροχές αέρα, αυτή οφείλεται κυρίως στον κυρίαρχο ρόλο που αποκτά το ζεύγος υψηλής πίεσης στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής, όπως θα φανεί και στην συνέχεια.





**Σχήμα 5.1:** Χάρτης λειτουργίας των συμπιεστών υψηλής και χαμηλής πίεσης

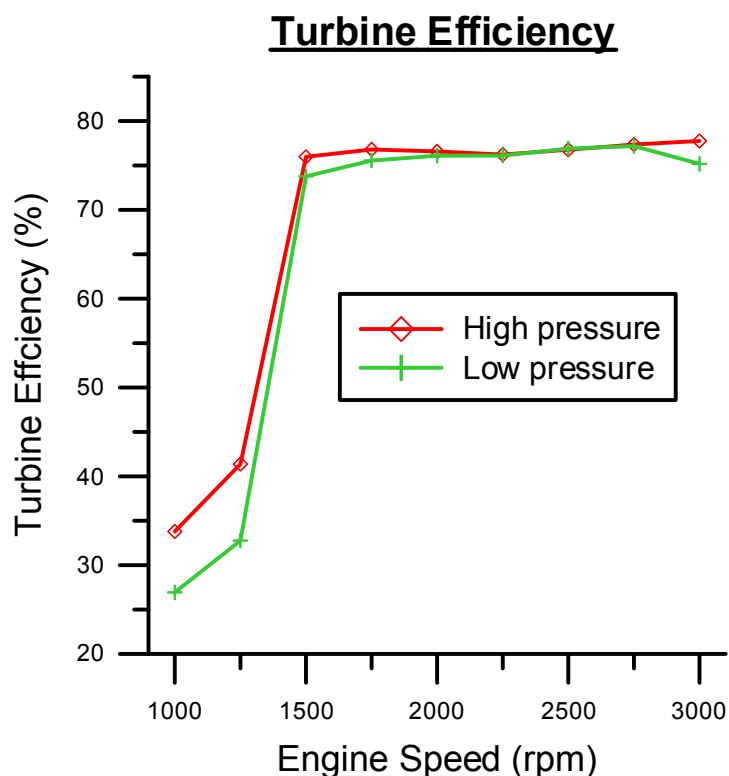
Στο Σχήμα 5.2 δίνεται ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης των στροβίλων των δύο ζευγών. Όπως γίνεται αντιληπτό, σχεδόν σε όλο το εύρος των ταχυτήτων περιστροφής του κινητήρα (εκτός από τις 1000 και 1250 rpm), οι δύο στρόβιλοι λειτουργούν με πολύ καλό βαθμό απόδοσης, της τάξης του 75%. **Αυτό προκύπτει από το γεγονός ότι η αυξημένη πίεση εισαγωγής στους κυλίνδρους του κινητήρα, συνεπάγεται και αυξημένη πίεση εξαγωγής με αποτέλεσμα την καλή λειτουργία των στροβίλων.**

Η ικανοποιητικότερη λειτουργία των στροβίλων προκαλεί και μεγάλες ταχύτητες περιστροφής των ζευγών (Σχήμα 5.3) αλλά και κατ' επέκταση την καλή λειτουργία των συμπιεστών. Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 5.4, και οι δύο συμπιεστές έχουν ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης, με τον συμπιεστή χαμηλής πίεσης να συνεισφέρει σε μεγαλύτερο βαθμό στις μεσαίες ταχύτητες

περιστροφής του κινητήρα και τον συμπιεστή υψηλής πίεσης, να συνεισφέρει περισσότερο στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής.

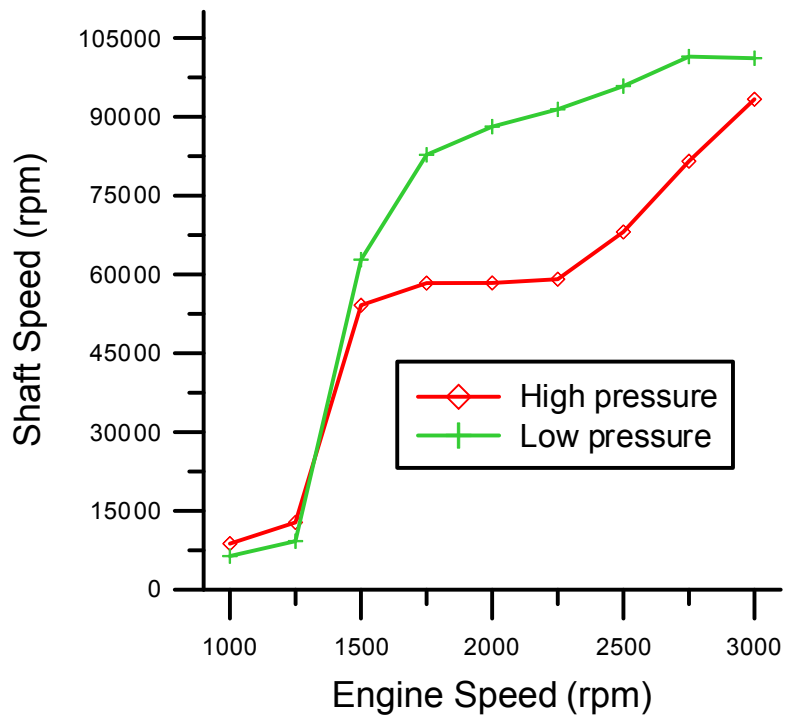
Είναι επίσης εμφανές, πως στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα η απόδοση του συμπιεστή χαμηλής πίεσης πέφτει. Αυτό οφείλεται στο σύστημα ελέγχου των ζευγών, το οποίο αποτρέπει την υπερτάχυνση του ζεύγους χαμηλής πίεσης διατηρώντας τον λόγο πίεσης του συμπιεστή σε πιο χαμηλά επίπεδα, με χρήση της βαλβίδας παράκαμψης του στροβίλου.

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 5.5, η βαλβίδα παράκαμψης του ζεύγους υψηλής πίεσης ανοίγει μόνο στις μεσαίες ταχύτητες περιστροφής, προκειμένου να διατηρήσει την συνολική πίεση υπερπλήρωσης εντός επιτρεπτών ορίων (5 bar), για τους λόγους που έχουν ήδη αναφερθεί (κατασκευαστικούς κυρίως), ενώ στο ζεύγος χαμηλής πίεσης ανοίγει στις υψηλές ταχύτητες για να το εμποδίσει να περιστραφεί με ταχύτητες που βρίσκονται εκτός του χάρτη λειτουργίας του συμπιεστή.



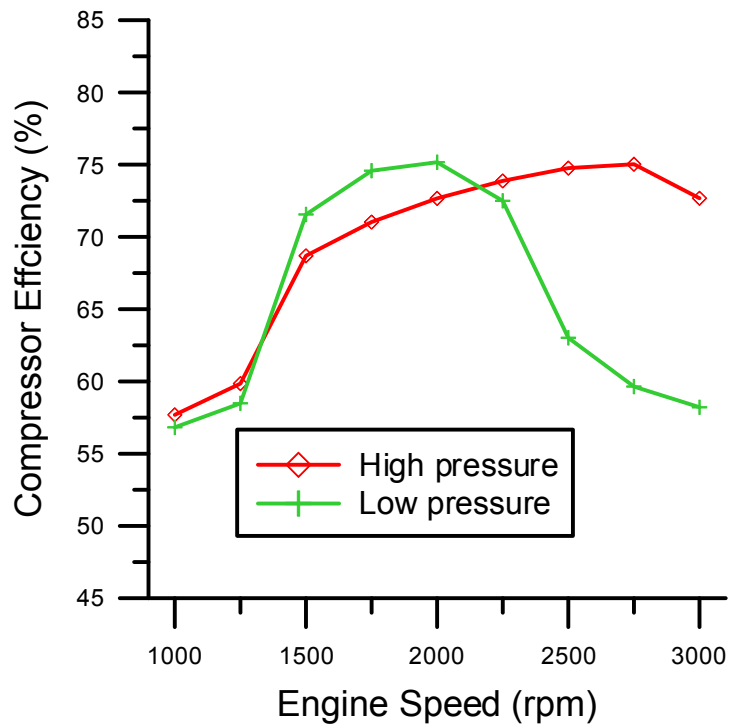
**Σχήμα 5.2:** Σύγκριση του βαθμού απόδοσης του στροβίλου του ζεύγους χαμηλής πίεσης με το ζεύγος υψηλής πίεσης

### Turbocharger Shaft Speed

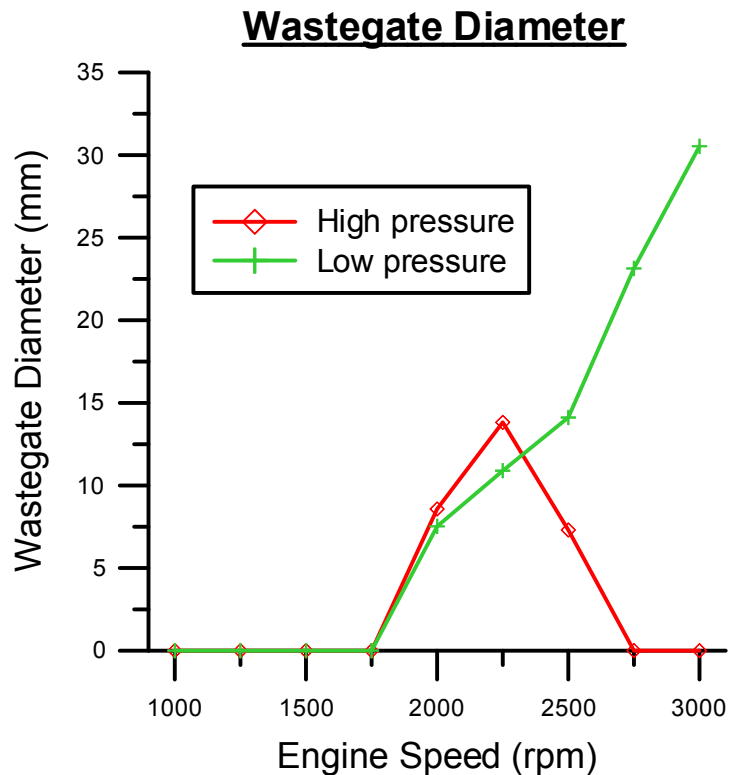


**Σχήμα 5.3:** Σύγκριση της ταχύτητας περιστροφής του ζεύγους χαμηλής πίεσης με το ζεύγους υψηλής πίεσης

### Compressor Efficiency



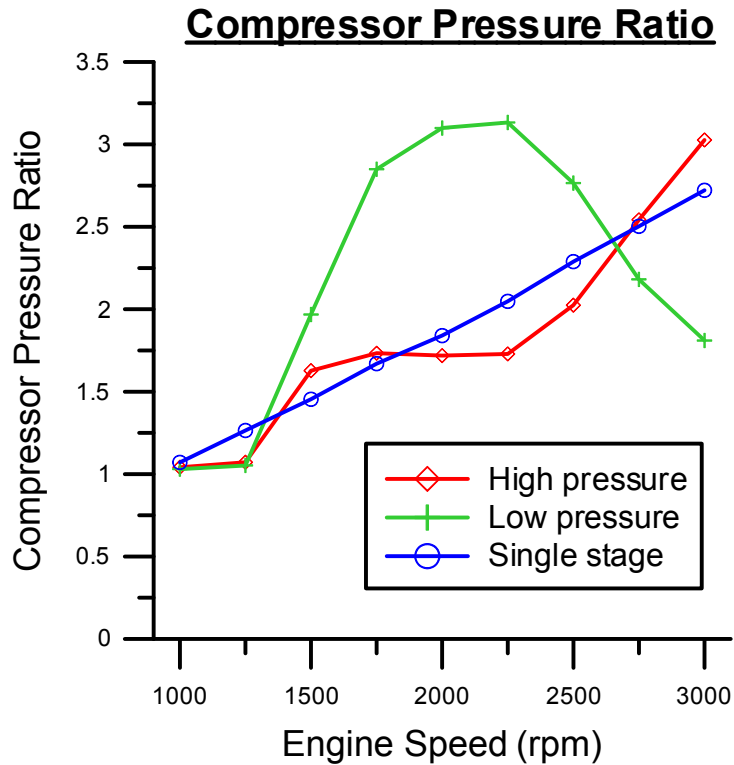
**Σχήμα 5.4:** Σύγκριση του βαθμού απόδοσης του συμπιεστή του ζεύγους χαμηλής πίεσης με το ζεύγους υψηλής πίεσης



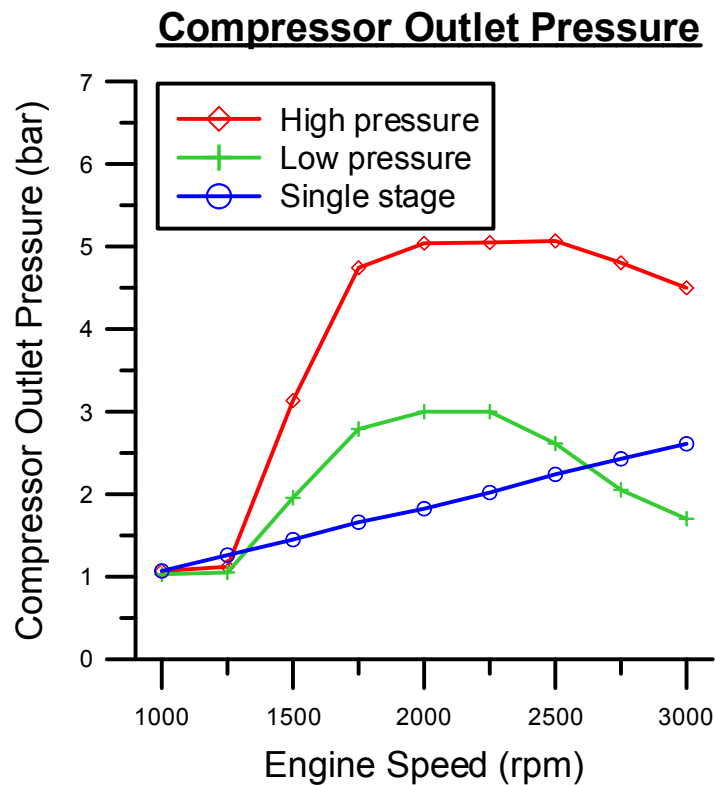
**Σχήμα 5.5:** Σύγκριση της βαλβίδας παράκαμψης καυσαερίου του στροβίλου χαμηλής πίεσης με το στρόβιλο υψηλής πίεσης

Κλείνοντας την παράγραφο με τους χάρτες λειτουργίας των δύο ζευγών, δίνονται τα διαγράμματα (Σχήματα 5.6 και 5.7), στα οποία παρουσιάζεται μια σύγκριση μεταξύ της μονοβάθμιας και της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης, αναφορικά με τον λόγο πίεσης αλλά και με την πίεσης εξόδου του κάθε συμπιεστή. Στο Σχήμα 5.6 φαίνεται από την καμπύλη του συμπιεστή χαμηλής πίεσης για την διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση, αυτό που έχει ήδη αναφερθεί, ο περιορισμός δηλαδή του συμπιεστή σε πιο χαμηλούς λόγους πίεσης για την αποφυγή της υπερτάχυνσης του ζεύγους.

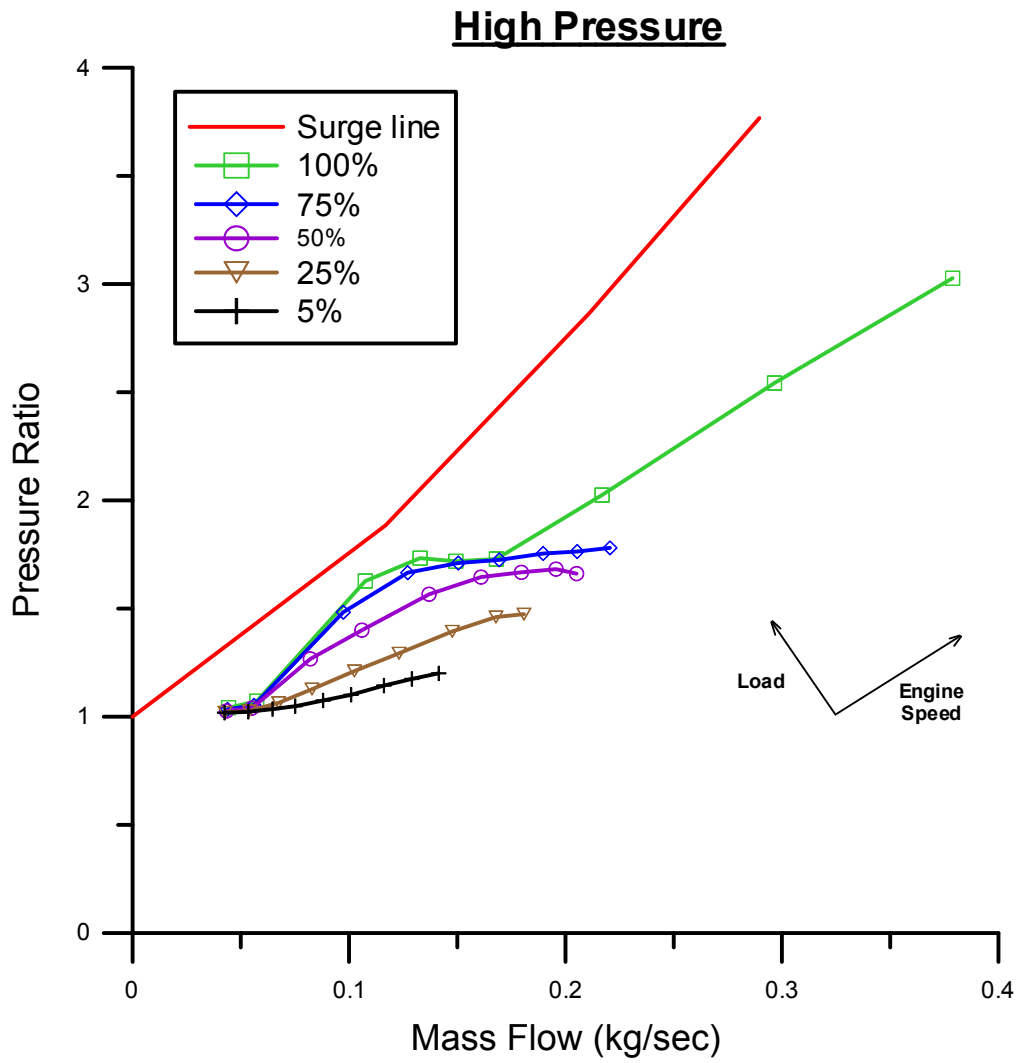
Τέλος, δίνονται και οι χάρτες λειτουργίας (Σχήματα 5.8 και 5.9) των συμπιεστών υψηλής και χαμηλής πίεσης σε όλο το φάσμα λειτουργίας του κινητήρα. Σύμφωνα με την φορά των βελών γίνεται αντίστοιχα αύξηση φορτίου ή αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα. Η καμπύλη του 5 % αντιστοιχεί ουσιαστικά στην άφορτη λειτουργία (ρελαντί).



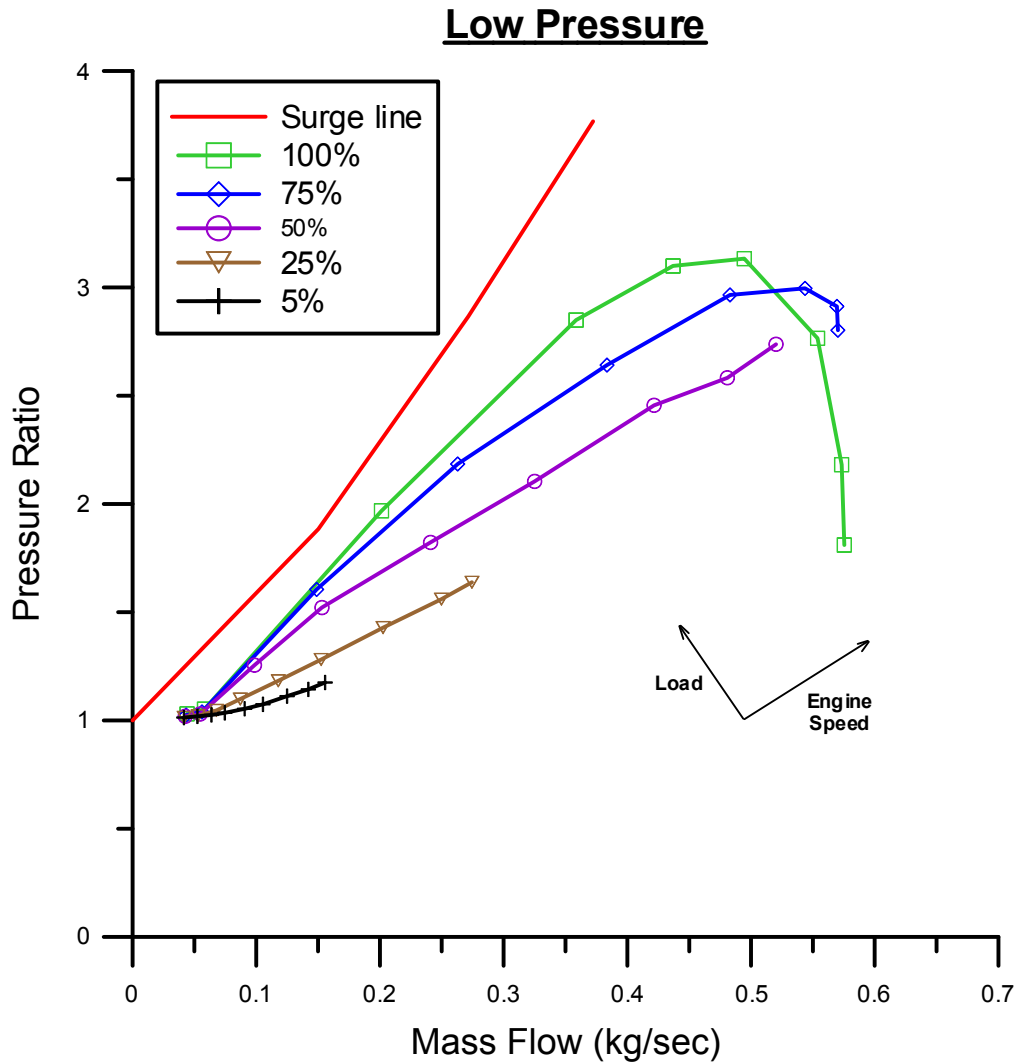
**Σχήμα 5.6:** Σύγκριση του λόγου πίεσης, συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, για τους συμπιεστές των μοντέλων της διβάθμιας και της απλής στροβίλο-υπερπλήρωσης



**Σχήμα 5.7:** Σύγκριση της πίεσης εξόδου, συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, για τους συμπιεστές των μοντέλων της διβάθμιας και της απλής στροβίλο-υπερπλήρωσης



**Σχήμα 5.8:** Χάρτης λειτουργίας του συμπιεστή υψηλής πίεσης συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα και του επιβαλλόμενου φορτίου



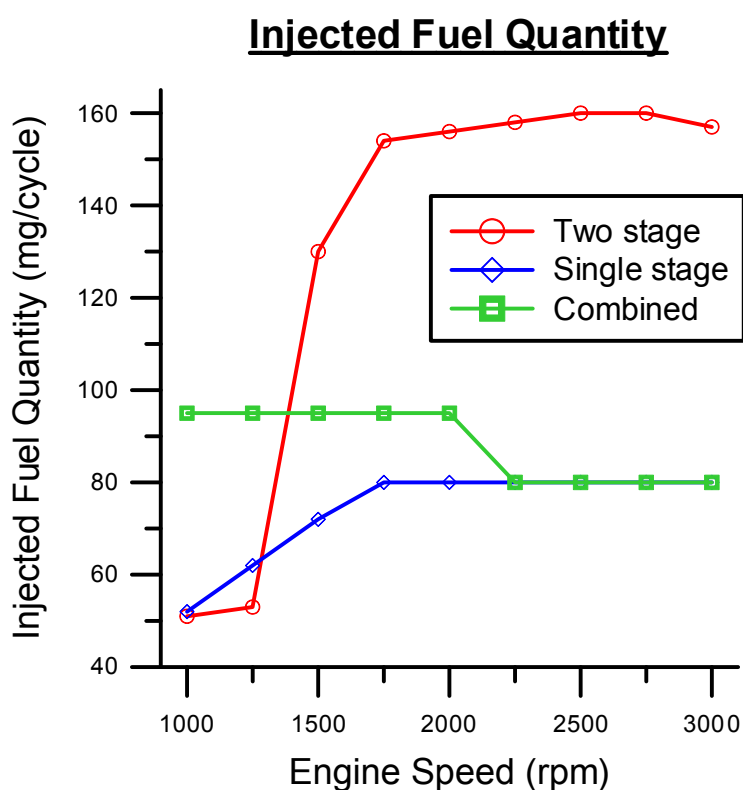
**Σχήμα 5.9:** Χάρτης λειτουργίας του συμπιεστή χαμηλής πίεσης συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα και του επιβαλλόμενου φορτίου

### 5.3.2 Επιδόσεις του κινητήρα

Αρχικά δίνεται το διάγραμμα (Σχήμα 5.10) της ποσότητας του εγχυόμενου καυσίμου, το οποίο, όπως έχει αναφερθεί, αποτελεί και το δεδομένο εισόδου.

Αυτό που είναι εμφανές, είναι πως στην διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου είναι σημαντικά μεγαλύτερη από την απλή αλλά και την συνδυασμένη υπερπλήρωση. Κάτι τέτοιο είναι λογικό καθώς με την χρήση δύο σχεδόν πανομοιότυπων συμπιεστών σε σειρά, αναρροφάται και συμπιέζεται πολύ μεγαλύτερη παροχή μάζας αέρα, πράγμα που σημαίνει πως για να γίνει η καύση στο εσωτερικό

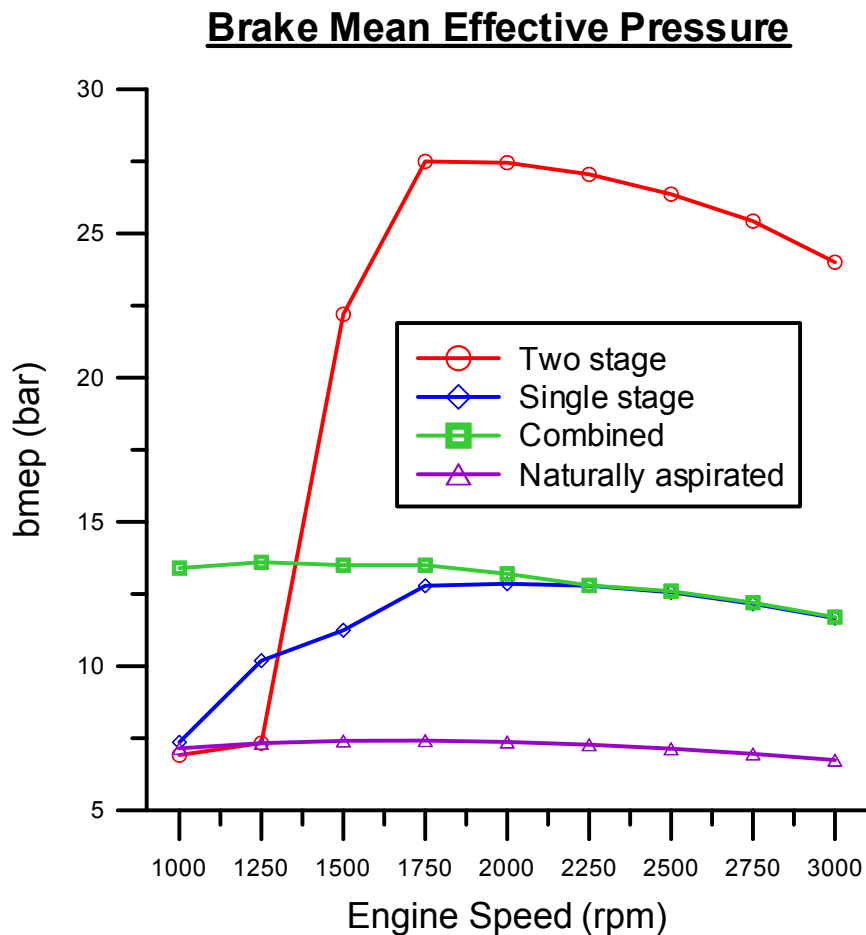
των κυλίνδρων απαιτείται και πολύ μεγαλύτερη ποσότητα καυσίμου, έτσι ώστε το μείγμα να μην είναι πολύ πλούσιο σε αέρα αλλά εντός των επιπέδων λειτουργίας των κινητήρων diesel. Παρόλο βέβαια που και στην περίπτωση της συνδυασμένης υπερπλήρωσης λειτουργούν δύο συμπιεστές, η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου είναι αρκετά μικρότερη από την αντίστοιχη της διβάθμιας και αυτό γίνεται καθώς ο συγκεκριμένος μηχανικός συμπιεστής έχει μικρότερη δυνατότητα αναρρόφησης παροχής μάζας αέρα. Επίσης, είναι φανερό πως στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα (1000-1250 rpm), η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου είναι αρκετά μικρή καθώς το σύστημα των δύο ζευγών δεν έχει αρχίσει να αποδίδει ακόμη, ενώ στις μεσαίες και υψηλές ταχύτητες περιστροφής (2000-3000 rpm), η ποσότητα αυτή σταθεροποιείται και περιορίζεται σε μια τιμή των 160 mg/κύκλο περίπου. Αυτός ο περιορισμός γίνεται για κατασκευαστικούς κυρίως λόγους, έτσι ώστε η μέγιστη πίεση καύσης να μην ξεπεράσει τα 200 bar, που αποτελεί το κατασκευαστικό όριο για τους κινητήρες diesel, αλλά και για λόγους περιορισμού των εκπομπών αιθάλης.



**Σχήμα 5.10:** Σύγκριση της ποσότητας εγχυόμενου καυσίμου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής ανάμεσα σε διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση, απλή στροβιλο-υπερπλήρωση και συνδυασμένη υπερπλήρωση



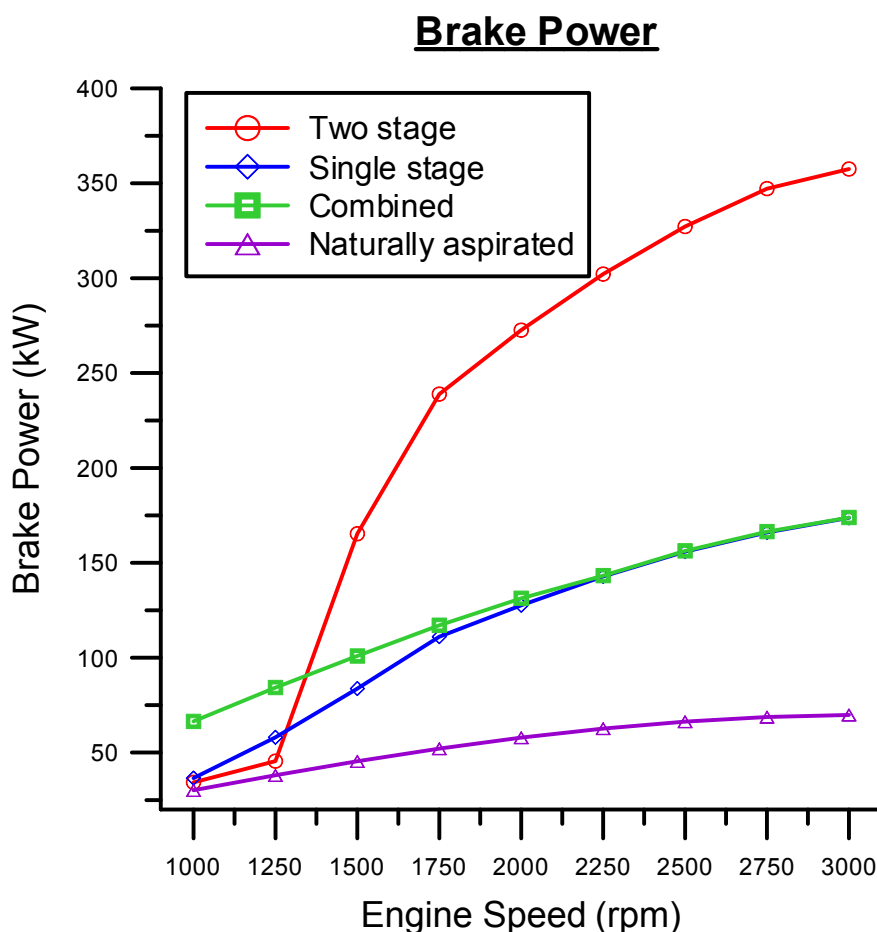
Στην συνέχεια, στο διάγραμμα που ακολουθεί (Σχήμα 5.11) εξετάζεται η επίδραση της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης στην μέση πραγματική πίεση.



**Σχήμα 5.11:** Σύγκριση μέσης πραγματικής πίεσης στους κυλίνδρους συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής ανάμεσα σε διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση, απλή στροβιλο-υπερπλήρωση, συνδυασμένη υπερπλήρωση και στον κινητήρα φυσικής αναπνοής

Όσον αφορά την μέση πραγματική πίεση, τα αποτελέσματα που προέκυψαν ήταν τα αναμενόμενα. Είναι εμφανής η θετική επίδραση της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης στην μέση πραγματική πίεση, ή οποία υπερδιπλασιάζεται συγκριτικά με την απλή ή την συνδυασμένη υπερπλήρωση, φτάνοντας περίπου τα 28 bar, νούμερο που αποτελεί το άνω όριο για σημερινές εφαρμογές. Όμοια με το προηγούμενο διάγραμμα, στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής όπου το σύστημα των δύο ζευγών δεν λειτουργεί αποδοτικά/ικανοποιητικά, ο κινητήρας φτάνει σε μικρές μέσες πραγματικές

πιέσεις, ενώ στην συνέχεια παρατηρείται μια ραγδαία αύξηση. Τέλος, η πτωτική τάση που φαίνεται να έχει η μέση πραγματική πίεση στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής, δεν οφείλεται σε κάποιο πρόβλημα του συστήματος αλλά στην ιδιομορφία του ίδιου κινητήρα (base engine) [11].

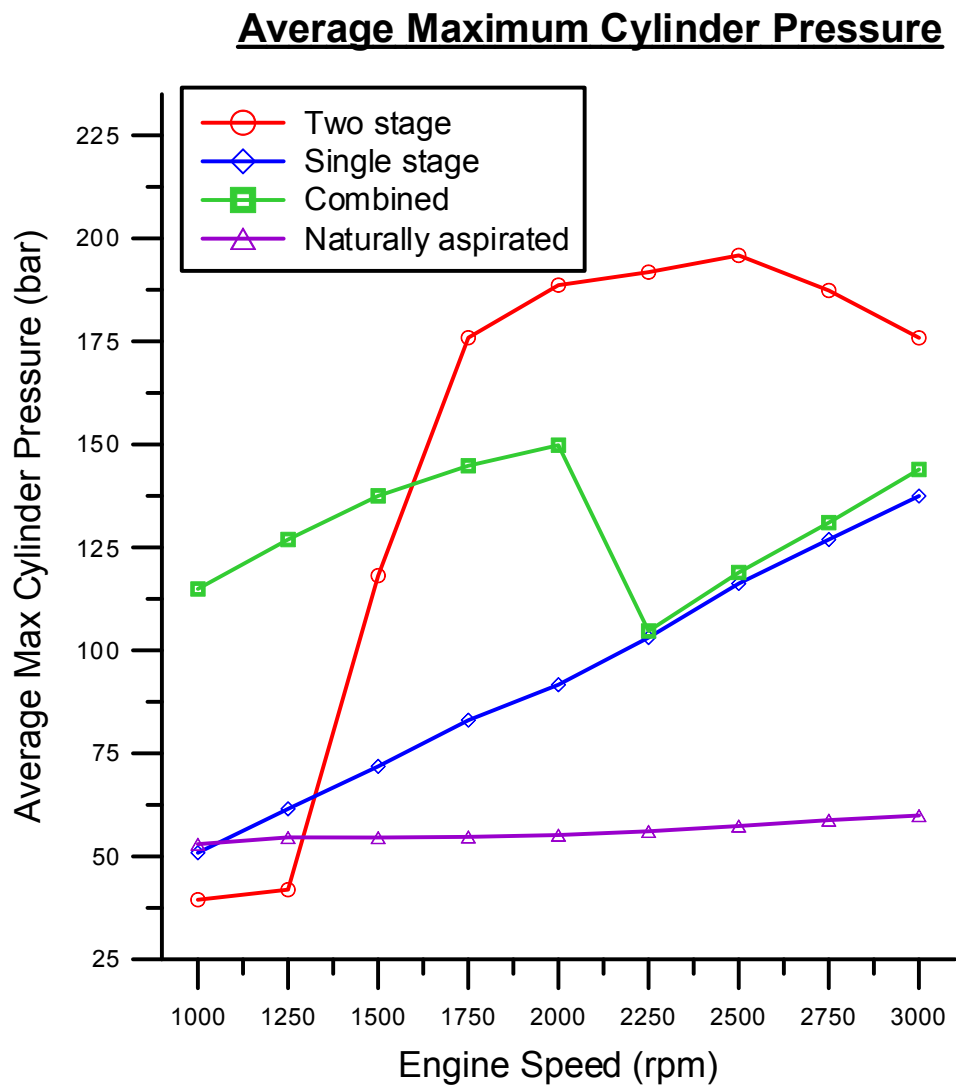


**Σχήμα 5.12:** Σύγκριση πραγματικής ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής ανάμεσα σε διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση, απλή στροβιλο-υπερπλήρωση, συνδυασμένη υπερπλήρωση και στον κινητήρα φυσικής αναπνοής

Εύκολα γίνεται αντιληπτό στο Σχήμα 5.12, ότι εφ' όσον η διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση έχει μεγαλύτερες παροχές αέρα και καυσίμου, καταλήγει και σε παραγωγή αισθητά μεγαλύτερης ισχύος. Επίσης είναι φανερό (και αναμενόμενο), ότι όσο η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα μεγαλώνει, τόσο αυξάνεται και η ισχύς του.

Σε αντιστοιχία με τα προηγούμενα, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 5.13, η μέγιστη πίεση καύσης είναι αρκετά μεγαλύτερη στην διβάθμια στροβιλο-

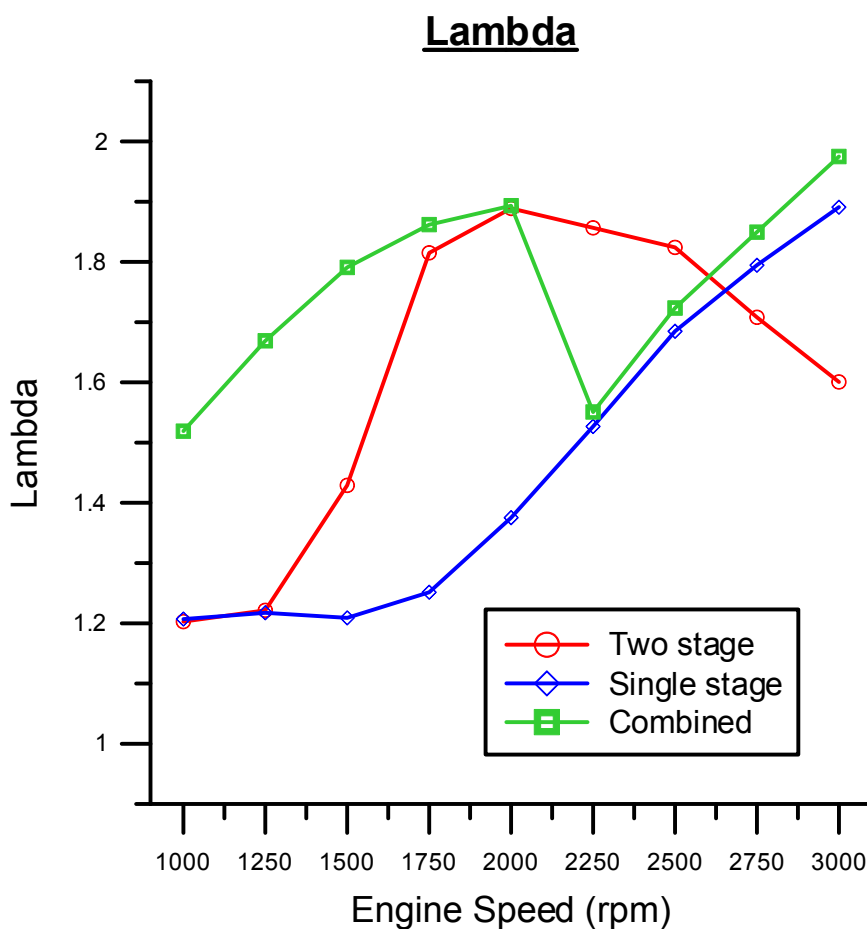
υπερπλήρωση, φτάνοντας ουσιαστικά στο κατασκευαστικό όριο των μοντέρνων κινητήρων diesel οχημάτων. Σημαντικό είναι το γεγονός, πως στην περίπτωση της συνδυασμένης υπερπλήρωσης η πίεση καύσης στους κυλίνδρους είναι σημαντικά υψηλή από τις χαμηλές ήδη ταχύτητες περιστροφής λόγω της συνεισφοράς του μηχανικού συμπιεστή, ο οποίος τίθεται εκτός λειτουργίας κοντά στις 2000 rpm, οπότε και η πίεση επανέρχεται στα επίπεδα της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης.



**Σχήμα 5.13:** Σύγκριση μέσης μέγιστης πίεσης των κυλίνδρων συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής ανάμεσα σε διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση, απλή στροβιλο-υπερπλήρωση, συνδυασμένη υπερπλήρωση και στον κινητήρα φυσικής αναπνοής

Όσον αφορά τον λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου ( $\lambda_a$ ), είναι εμφανές, από το Σχήμα 5.14, πως στο προς εξέταση μοντέλο στις μικρές ταχύτητες περιστροφής διατηρείται σε πολύ χαμηλές τιμές, σχεδόν στο όριο ( $\lambda_a = 1,2$ ) με το οποίο πρέπει να δουλεύουν οι κινητήρες diesel έτσι ώστε να αποφεύγονται οι έντονες εκπομπές αιθάλης (soot) [4]. Στις μεσαίες και υψηλές ταχύτητες περιστροφής, ο κινητήρας λειτουργεί με ικανοποιητικό λόγο αέρα-καυσίμου, διατηρώντας παράλληλα την μέση πραγματική πίεση και την παραγωγή ισχύος σε υψηλά επίπεδα, συγκριτικά με τους άλλους δύο υπερπληρωμένους κινητήρες.

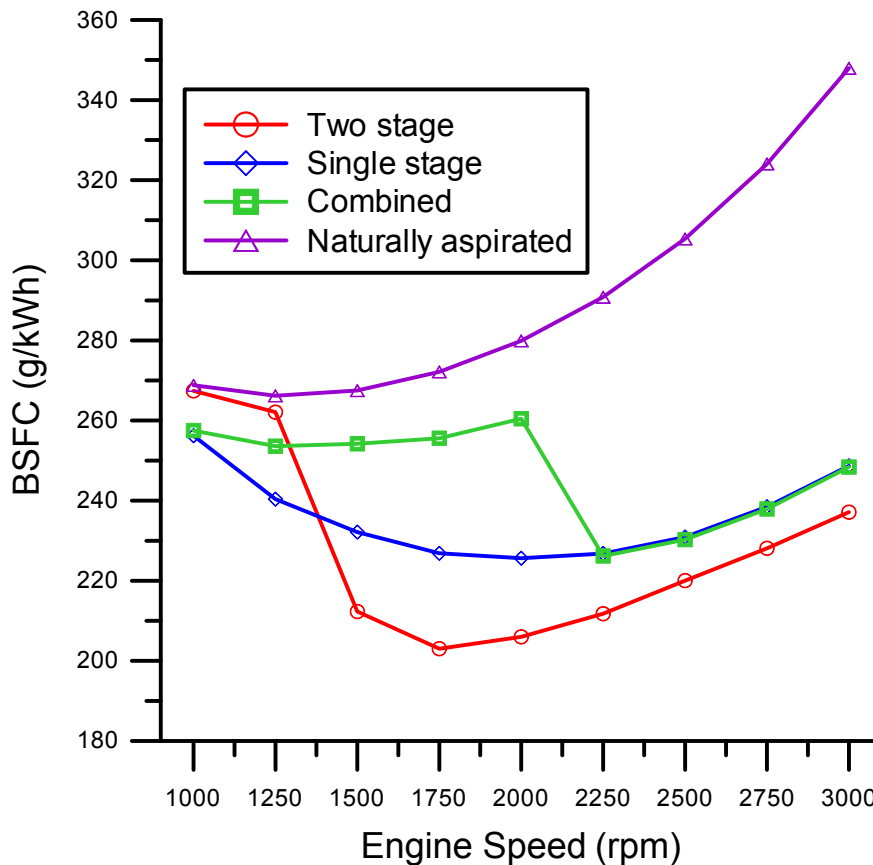
Τέλος, φαίνεται και η βελτίωση που επιφέρει η συνδυασμένη υπερπλήρωση (που είναι άλλωστε και το χαρακτηριστικό της) στον λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου και συνεπακόλουθα (όπως θα φανεί και στην συνέχεια), στη μείωση της εκπομπής ρύπων.



**Σχήμα 5.14:** Σύγκριση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής ανάμεσα σε διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση, απλή στροβιλο-υπερπλήρωση και συνδυασμένη υπερπλήρωση

Όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.15, η επίδραση της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης στην ειδική κατανάλωση καυσίμου, είναι να την **μειώνει σε επίπεδα χαμηλότερα από την απλή στροβιλο-υπερπλήρωση (βελτιωμένος βαθμός απόδοσης)**. Αυτό συμβαίνει καθώς, μπορεί μεν η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου να είναι αρκετά μεγαλύτερη στην διβάθμια υπερπλήρωση αλλά η ισχύς που παράγει ο κινητήρας είναι αναλογικά μεγαλύτερη, προκαλώντας έτσι το ανωτέρω αποτέλεσμα κυρίως μέσω της αύξησης του μηχανικού βαθμού απόδοσης [3, 8]. Στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής, όπου το μοντέλο της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης παράγει μικρότερη ισχύ συγκριτικά με το μοντέλο της μονοβάθμιας, είναι εμφανές πως η ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι αυξημένη. Επιπλέον, αξίζει να σημειωθεί ότι η αυξημένη ειδική κατανάλωση καυσίμου, που παρατηρείται για την διάταξη της συνδυασμένης υπερπλήρωσης, στο εύρος στροφών κατά το οποίο λειτουργεί ο μηχανικός συμπιεστής (έως τις 2000 rpm), οφείλεται στον συνδυασμό της μεγάλης απορρόφησης ισχύος από τον μηχανικό συμπιεστή και της αυξημένης ποσότητας καυσίμου που εγχύεται στους κυλίνδρους.

## Brake Specific Fuel Consumption



**Σχήμα 5.15:** Σύγκριση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής ανάμεσα σε διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση, απλή στροβιλο-υπερπλήρωση, συνδυασμένη υπερπλήρωση και τον κινητήρα φυσικής αναπνοής

Αναφορικά με τις εκπομπές ρύπων, είναι γνωστό πως ένας κινητήρας diesel επηρεάζεται πρωτίστως από τον λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου. Έτσι τα αποτελέσματα που προέκυψαν κατά την σύγκριση των μοντέλων για την παραγωγή οξειδίων του αζώτου αρχικά ( $\text{NO}_x$ ) αλλά και την παραγωγή αιθάλης φαίνονται στα Σχήματα 5.16 και 5.17 αντίστοιχα.

Στο σημείο αυτό κρίνεται σημαντικό να γίνει μια αναφορά στον τρόπο υπολογισμού της αιθάλης. Σε αντίθεση με τα οξείδια του αζώτου ( $\text{NO}_x$ ), λόγω της πολυπλοκότητας ενσωμάτωσης των σχετικών υποσυστημάτων (μοντέλα καύσης όπως έχουν αναφερθεί στην Παράγραφο 4.3.4) του προγράμματος GT-Power, που αφορούν στον υπολογισμό της αιθάλης, αυτή υπολογίσθηκε βάσει της προσεγγιστικής Σχέσης 5.1, η οποία αντλήθηκε από την

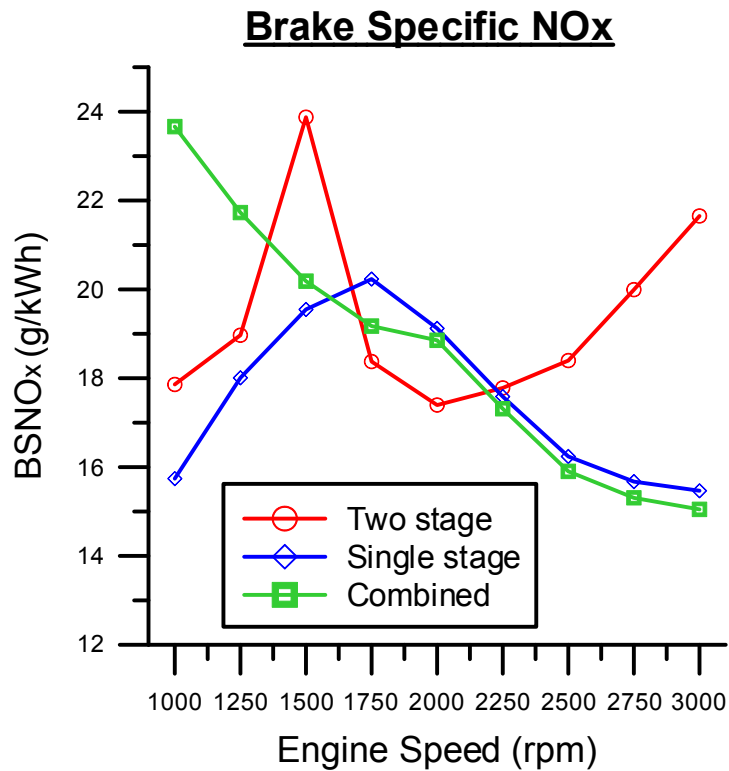
παραπομπή [14] και δίνει ως αποτέλεσμα την αδιαφάνεια της αιθάλης επί τοις εκατό (%):

$$y = 380.190 * AFR^{-3,25} \quad (5.1)$$

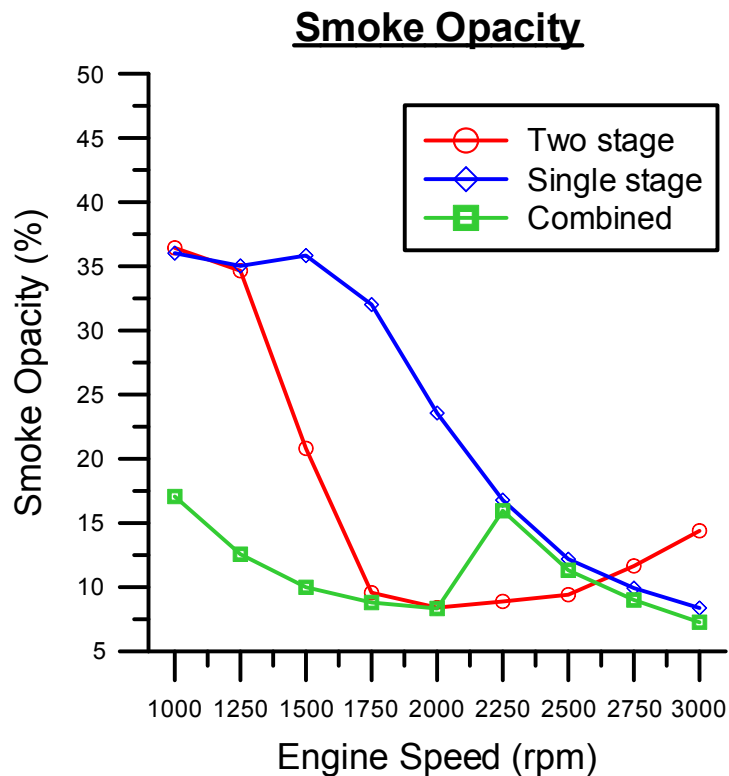
Η σχέση αυτή, που αναπτύχθηκε σε παρόμοιο κινητήρα με αυτόν της παρούσας εργασίας (χωρίς περιοριστή καυσίμου), συσχετίζει τις εκπομπές της αιθάλης με το κυρίαρχο μέγεθος που τις επηρεάζει, δηλαδή την αναλογία αέρα-καυσίμου (AFR), όπως φαίνεται και στο αντίστοιχο διάγραμμα (Σχήμα 5.18).

Το μεγάλο πλεονέκτημα της Σχέσης 5.1 είναι ότι ακριβώς επειδή έχει αναπτυχθεί για να καλύπτει και περιπτώσεις μεταβατικής λειτουργίας, δίνει αξιόπιστα αποτελέσματα και στο πεδίο κοντά ή κάτω από την τιμή  $\lambda_a = 1$ , το οποίο λόγω του φαινομένου της υστέρησης του υπερπληρωτή είναι πολύ συχνά εμφανιζόμενο κατά την μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel, όπως θα γίνει αντιληπτό και στα αποτελέσματα του Κεφαλαίου 6.

Τέλος, πρέπει να αναφερθεί πως για πολύ μικρές τιμές του λόγου AFR, η συγκεκριμένη σχέση δίνει αποτελέσματα μεγαλύτερα από 100%, που όμως εδώ θεωρήθηκαν ότι αντιπροσωπεύουν το 100% της αδιαφάνειας της αιθάλης.

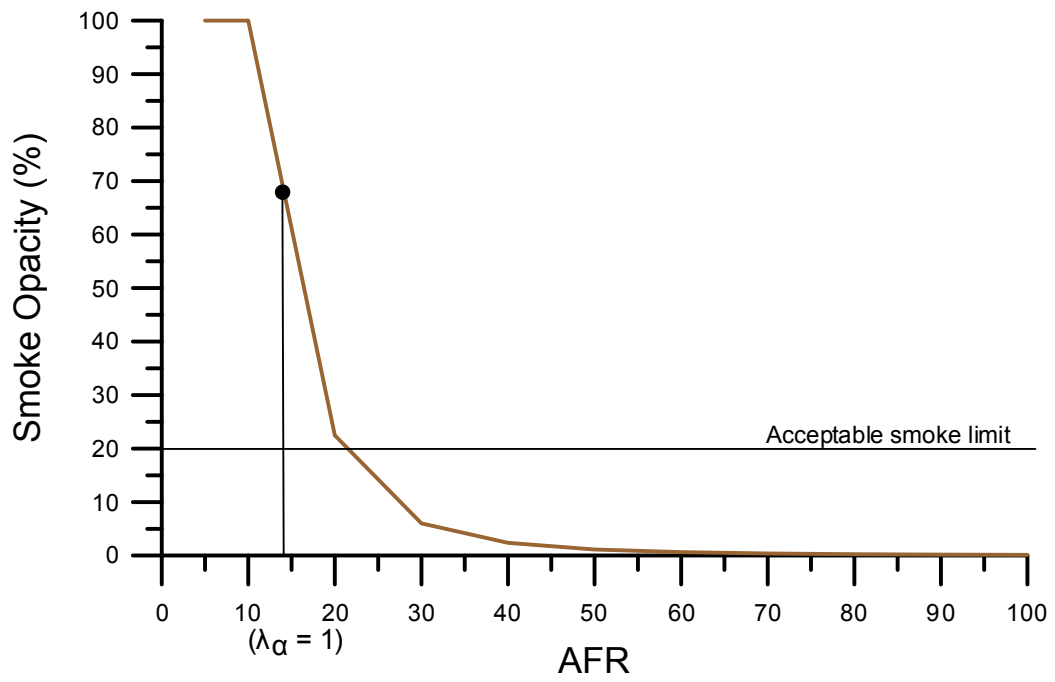


**Σχήμα 5.16:** Σύγκριση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου (NO<sub>x</sub>) συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής ανάμεσα σε διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση, απλή στροβιλο-υπερπλήρωση και την συνδυασμένη υπερπλήρωση



**Σχήμα 5.17:** Σύγκριση των εκπομπών αιθάλης συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής ανάμεσα σε διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση, απλή στροβιλο-υπερπλήρωση και την συνδυασμένη υπερπλήρωση





**Σχήμα 5.18:** Εξάρτηση της σχέσης της αιθάλης από τις τιμές του AFR

# Κεφάλαιο 6

---

## Αποτελέσματα προσομοιώσεων μεταβατικής λειτουργίας

### 6.1 Εισαγωγή

Σκοπός του παρόντος κεφαλαίου είναι η διερεύνηση της λειτουργικής συμπεριφοράς του μοντέλου της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης κατά την διάρκεια μεταβολών ταχύτητας περιστροφής και φορτίου. Επίσης, όμοια με το προηγούμενο κεφάλαιο, γίνεται και σύγκριση μεταξύ του παρόντος μοντέλου με αυτό της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης.

Πιο συγκεκριμένα στο παρόν κεφάλαιο μελετάται η απόκριση του κινητήρα σε τριών ειδών μεταβολές, αλλάζοντας κάθε φορά τις εξής παραμέτρους:

- Την ένταση της επιτάχυνσης.
- Τον περιοριστή καυσίμου.
- Την αδράνεια του φορτίου.

## 6.2 Ρυθμίσεις προσομοίωσης

Προκειμένου το GT-Power, να ‘τρέξει’ σενάρια μεταβατικής λειτουργίας, θα πρέπει ο χρήστης να κάνει κάποιες μετατροπές τόσο στο μοντέλο όσο και στα δεδομένα εισόδου και τις αρχικές συνθήκες του κάθε σεναρίου.

Αρχικά η βασική μετατροπή που γίνεται στο μοντέλο είναι η εξής: μια μηχανική πέδη συνδέεται με την στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα, εφαρμόζοντας σε αυτόν ένα επιβαλλόμενο φορτίο. Το φορτίο αυτό μπορεί να έχει την μορφή οποιασδήποτε συνάρτησης, αλλά στην παρούσα διπλωματική εργασία επιλέχθηκε να είναι τετραγωνικής μορφής, προσομοιώνοντας τις αεροδυναμικές αντιστάσεις ενός οχήματος και εξαρτημένο από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Πιο συγκεκριμένα, αν συμβολισθεί με  $n$  η ταχύτητα περιστροφής, τότε το φορτίο που επιβλήθηκε είχε την μορφή:

$$f(n) = c * n^2 \quad (6.1)$$

όπου  $c$  μια σταθερά που ορίζεται από τον χρήστη βάση του αρχικού σημείου εκκίνησης της μεταβολής, από την σχέση του δεύτερου νόμου του Νεύτωνα:

$$M_{κιν.} = M_{αντ.} + \Theta * \frac{d\omega}{dt} \quad (6.2)$$

Επιπλέον, μια άλλη αλλαγή που γίνεται στο προς εξέταση μοντέλο, είναι ότι ο κινητήρας δεν “τρέχει” πλέον σενάρια ως προς μια σταθερή ταχύτητα περιστροφής (engine speed specification), αλλά ως προς ένα επιβαλλόμενο φορτίο (load specification). Έτσι, όπως γίνεται αντιληπτό, σε ένα τέτοιο σενάριο εξέτασης του κινητήρα, αποκτούν νόημα και άλλα χαρακτηριστικά του που στην διαδικασία προσομοίωσης υπό σταθερή ταχύτητα περιστροφής, δεν είχαν ουσιαστική σημασία. Τέτοια χαρακτηριστικά είναι για παράδειγμα η αδράνεια του κινητήρα, η αδράνεια του φορτίου και η αδράνεια των ζευγών στροβιλο-υπερπλήρωσης. Όπως φαίνεται και στον Πίνακα 6.1, αυτά τα δεδομένα

ορίστηκαν ως εξής θεωρώντας ως βάση τον κινητήρα του εργαστηρίου Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π:

**Πίνακας 6.1: Ροπές αδράνειας του κινητήρα, του φορτίου και των ζευγών στροβιλο-υπερπλήρωσης**

Στοιχείο του μοντέλου	Ροπή αδράνειας
Αδράνεια κινητήρα	0,5 kg/m <sup>2</sup>
Αδράνεια φορτίου	7,25 kg/m <sup>2</sup>
Αδράνεια ζεύγους χαμηλής πίεσης	0,0002 kg/m <sup>2</sup>
Αδράνεια ζεύγους υψηλής πίεσης	0,0001 kg/m <sup>2</sup>

Όμοια με τα σενάρια που εξετάσθηκαν στο Κεφάλαιο 5, ισχύει και εδώ ότι το δεδομένο εισόδου είναι το πάτημα του πεντάλ του γκαζιού (η ποσότητα του καυσίμου που εγχύεται δηλαδή). Έτσι, ο χρήστης πριν το “τρέξιμο” κάθε σεναρίου, το οποίο σε πραγματικό χρόνο διαρκεί περίπου 10-12 λεπτά, πρέπει να ορίζει την ποσότητα του καυσίμου που θα εγχύεται σε κάθε χρονική στιγμή και η οποία διαρκεί περίπου 0,1-0,5 sec σε χρόνο υπολογισμού του προγράμματος, προσομοιώνοντας έτσι το πάτημα του “πεντάλ του γκαζιού” από τον οδηγό κατά την διάρκεια μιας επιτάχυνσης.

Επίσης, ορίζονται το αρχικό σημείο ισορροπίας του μοντέλου, το σημείο δηλαδή από το οποίο ξεκινά να κάνει την προς εξέταση μεταβολή. Έτσι, ορίζονται κάθε φορά ως αρχικές συνθήκες: η αρχική ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, το αρχικώς επιβαλλόμενο φορτίο και οι αρχικές ταχύτητες περιστροφής των δύο ζευγών στροβιλο-υπερπλήρωσης.

Στο σημείο αυτό, είναι σημαντικό να αναφερθεί πως σε όλες τις μεταβολές που θα εξετασθούν σε αυτήν την παράγραφο, το μοντέλο δεν είχε περιοριστή καυσίμου (fuel limiter).

### 6.3 Επισκόπηση των προς εξέταση μεταβολών

Στην παράγραφο αυτή εξετάζονται οι διαφόρων ειδών μεταβολές (επιταχύνσεις) στις οποίες υποβλήθηκε το μοντέλο της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης. Οι μεταβολές αυτές είχαν ως στόχο να εξετάσουν την απόκριση του μοντέλου αλλάζοντας κάθε φορά κάποια χαρακτηριστικά, όπως:

την ένταση της επιτάχυνσης ή την λειτουργία μιας ακραίας περίπτωσης ενός περιοριστή καυσίμου ή την ροπή αδράνειας του φορτίου και των ζευγών στροβιλο-υπερπλήρωσης. Συνολικά, οι μεταβολές αυτές παρουσιάζονται στον Πίνακα 6.2.

**Πίνακας 6.2:** Περιπτώσεις διαφόρων μεταβολών του μοντέλου

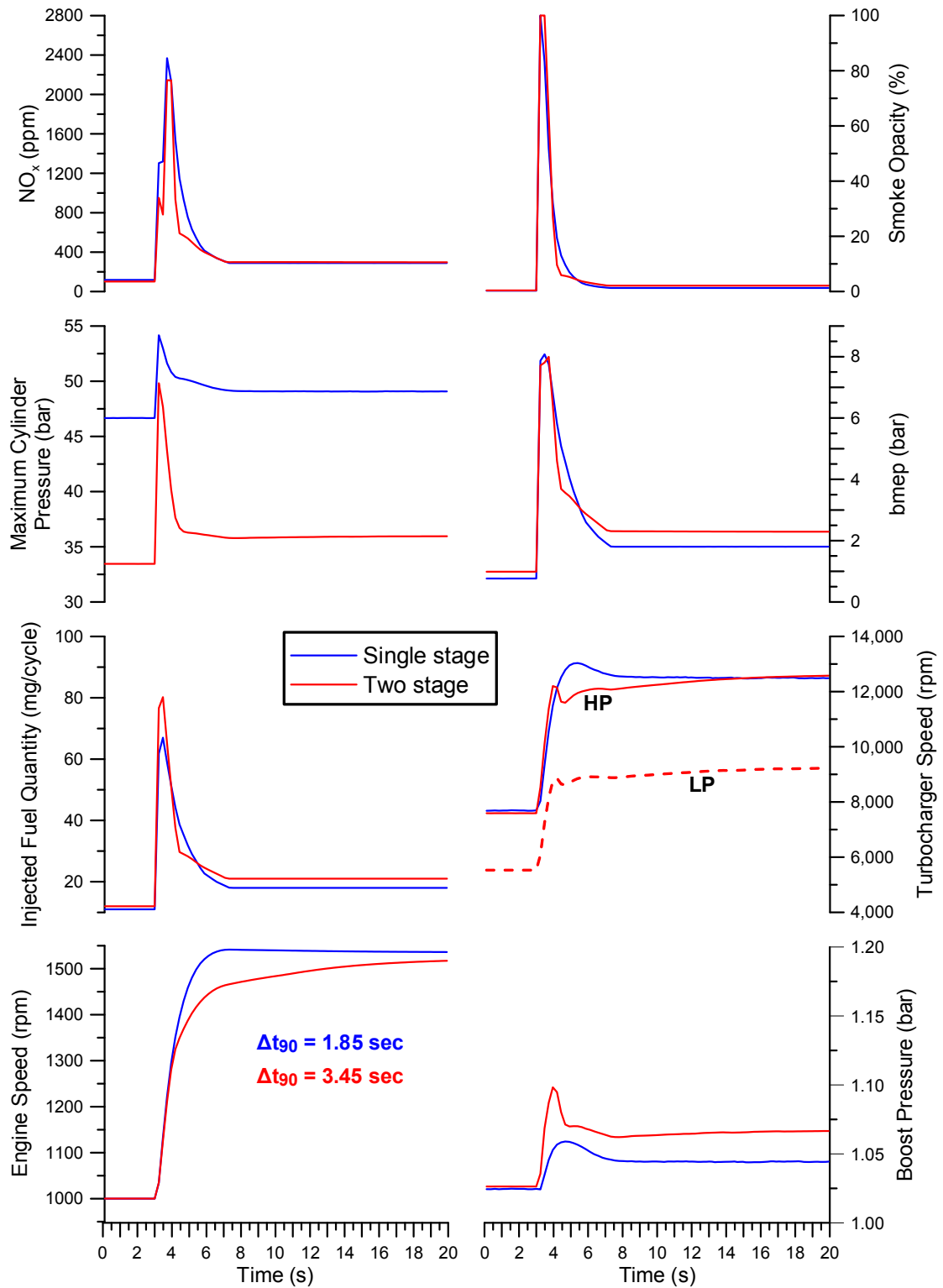
Είδος μεταβολής	A/A	Αρχική ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Τελική ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Αρχικό φορτίο (%)	Παράγραφος
Επίδραση έντασης επιταχύνσεως	1	1000	1500	5	6.4.1
	2	1000	2000	5	6.4.2
	3	1500	2000	25	6.4.3
	4	1500	2500	25	6.4.4
	5	2000	2500	50	6.4.5
	6	2000	3000	30	6.4.6
Επίδραση περιοριστή καυσίμου	7	1000	2000	5	6.5.1
Επίδραση αδράνειας	8	1000	2000	5	6.6

## 6.4 Επίδραση έντασης επιτάχυνσης

Σε αυτή την παράγραφο εξετάζεται η απόκριση του μοντέλου σε μια πληθώρα επιταχύνσεων από διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής και διαφορετικά αρχικά φορτία. Το κύριο ενδιαφέρον της διερεύνησης επικεντρώνεται στο αρχικό και τελικό σημείο μόνιμης λειτουργίας, δηλαδή ουσιαστικά στο εύρος της επιτάχυνσης, για διάφορους συνδυασμούς της ταχύτητας περιστροφής και του αρχικού φορτίου. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στις υποπαραγράφους που ακολουθούν. Αυτού του τύπου η μεταβατική λειτουργία αποτελεί και την σημαντικότερη που εξετάζεται στην παρούσα διπλωματική εργασία.

### 6.4.1 Επιτάχυνση από τις 1000 στις 1500 rpm

**Test No. 1**  
**1000-1500 rpm acceleration**  
**Initial Load: 5%**



**Σχήμα 6.1:** Σύγκριση της διβάθμιας και της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης σε επιτάχυνση από 1000 σε 1500 rpm

Πρόκειται για μεταβολή που αντιστοιχεί πρακτικά σε επιτάχυνση οχήματος με 1<sup>η</sup> ταχύτητα στο κιβώτιο από το “ρελαντί”. Αρχικά, λοιπόν, το μοντέλο βρίσκεται σε ισορροπία στις 1000 rpm σε άφορτη λειτουργία (το φορτίο 5% έχει θεωρηθεί ως “μηδενικό” φορτίο). Κατά την διάρκεια της επιτάχυνσης, παρατηρείται μια ραγδαία αύξηση στην ποσότητα του καυσίμου που εγχύεται μέχρι την μέγιστη τιμή, αντικατοπτρίζοντας την άμεση αντίδραση της αντλίας πετρελαίου στο πάτημα του ‘πεντάλ του γκαζιού’ από τον οδηγό. Αυτή η αύξηση είναι στιγμιαία καθώς στην συνέχεια η ποσότητα του καυσίμου επανέρχεται σταδιακά στην τιμή του τελικού σημείου μόνιμης λειτουργίας. Στοιχεία για την τυπική διάρκεια του “πεντάλ του γκαζιού” καθώς και για το προφίλ της εγχυόμενης ποσότητας καυσίμου ελήφθησαν από τα πειραματικά δεδομένα της παραπομπής [12].

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 6.1, το μοντέλο της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης χρειάζεται σημαντικά περισσότερο χρόνο για να φτάσει στο τελικό σημείο λειτουργίας. Η συμπεριφορά αυτή οφείλεται στο γεγονός του φαινομένου που είναι γνωστό και ως φάση υστέρησης του υπερπληρωτή (turbocharger lag). Το φαινόμενο αυτό είναι το πιο αξιοσημείωτο χαρακτηριστικό στοιχείο των υπερπληρωμένων κινητήρων diesel για μεταβατικές λειτουργίες [13]. Προκαλείται καθώς, μπορεί να μην η αντλία πετρελαίου να ανταποκρίνεται αμέσως στην απαίτηση για αύξηση στροφών, εγχύοντας επιπλέον καύσιμο, αλλά λόγω της αδράνειας του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης, αφού δεν υπάρχει κανένα είδος μηχανικής σύνδεσης μεταξύ της στροφαλοφόρου ατράκτου του κινητήρα και του ζεύγους, παρατηρείται μια ανακολουθία στην παροχή του αέρα που εισάγεται στους κυλίνδρους.

Η καθυστέρηση αυτή οφείλεται στην αδράνεια του όλου συστήματος, η οποία αναλύεται ως εξής: πρέπει αρχικά να αυξηθούν οι πιέσεις και οι θερμοκρασίες εντός των κυλίνδρων, στην συνέχεια πρέπει το ρεύμα των καυσαερίων να επιταχυνθεί προς την πολλαπλή εξαγωγής, χάνοντας παράλληλα σημαντικά ποσά θερμότητας (μειώνοντας το ενεργειακό τους περιεχόμενο) προς τα “ψυχρά” τοιχώματα των κυλίνδρων και της πολλαπλής εξαγωγής και τέλος το ρεύμα των καυσαερίων πρέπει να επιταχύνει τον στρόβιλο, ο οποίος με την σειρά του υπερνικώντας την αδράνεια του ζεύγους

θα στρέψει με μεγαλύτερη ταχύτητα περιστροφής την άτρακτο και ως αποτέλεσμα ο συμπιεστής θα αναρροφήσει μεγαλύτερη ποσότητα αέρα. Το φαινόμενο αυτό επιβαρύνεται από τα μη ευνοϊκά χαρακτηριστικά των συμπιεστών δυναμικής ροής στις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής του υπερπληρωτή. Για τον λόγο αυτό οι επιταχύνσεις που ξεκινούν από χαμηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα και άρα και του ζεύγους υπερπλήρωσης αλλά και από χαμηλό φορτίο, παρουσιάζουν σε πιο έντονο βαθμό το πρόβλημα της υστέρησης [3, 5].

Η υστέρηση του υπερπληρωτή είναι τόσο εντονότερη, όσο μεγαλώνει η μέση πραγματική πίεση του κινητήρα (rating) και άρα το μέγιστο δυνατό επιβαλλόμενο φορτίο σε αυτόν, όσο χαμηλότερο είναι το αρχικό σημείο λειτουργίας και όσο πιο απότομη είναι η μεταβολή (επιτάχυνση) στην οποία υπόκειται ο κινητήρας. Έτσι, όσο πιο έντονη είναι η υστέρηση του υπερπληρωτή, τόσο πιο έντονη είναι η μείωση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου ( $\lambda_a$ ) και τόσο πιο έντονη η αύξηση της εκπομπής ρύπων.

Άρα, είναι λογικό το μοντέλο της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης να κάνει περισσότερο χρόνο ως το τελικό σημείο λειτουργίας, συγκριτικά με την μονοβάθμια, καθώς φτάνει σε υψηλότερα επίπεδα μέσης πραγματικής πίεσης, όπως φάνηκε και στα αποτελέσματα του Κεφαλαίου 5.

Έτσι, μέσω της ανάλυσης που προηγήθηκε μπορεί τώρα να γίνει καλύτερη εποπτεία των αποτελεσμάτων. Όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.1, λόγω της υστέρησης του υπερπληρωτή, ο οποίος αργεί να φτάσει στο τελικό σημείο λειτουργίας, ο κινητήρας μπορεί να θεωρηθεί ότι κατά το μεγαλύτερο μέρος της διάρκειας της συγκεκριμένης μεταβολής λειτουργεί με την αρχική πίεση υπερπλήρωσης και άρα με την αρχική παροχή αέρα. Όμως, η παροχή καυσίμου είναι ήδη αυξημένη, με αποτέλεσμα την σημαντική πτώση του λόγου ισοδυναμίας αέρα καυσίμου ( $\lambda_a$ ) και άρα την έντονη εκπομπή αιθάλης. Από το Σχήμα 6.1, είναι φανερό πως κατά την διάρκεια της επιτάχυνσης, αυξάνεται σημαντικά η δημιουργία και των οξειδίων του αζώτου ( $\text{NO}_x$ ) και της αιθάλης, η οποία αποτελεί τον χαρακτηριστικό μαύρο καπνό που εκπέμπουν τα οχήματα που είναι εφοδιασμένα με κινητήρες diesel, κατά την διάρκεια μιας έντονης επιτάχυνσης.



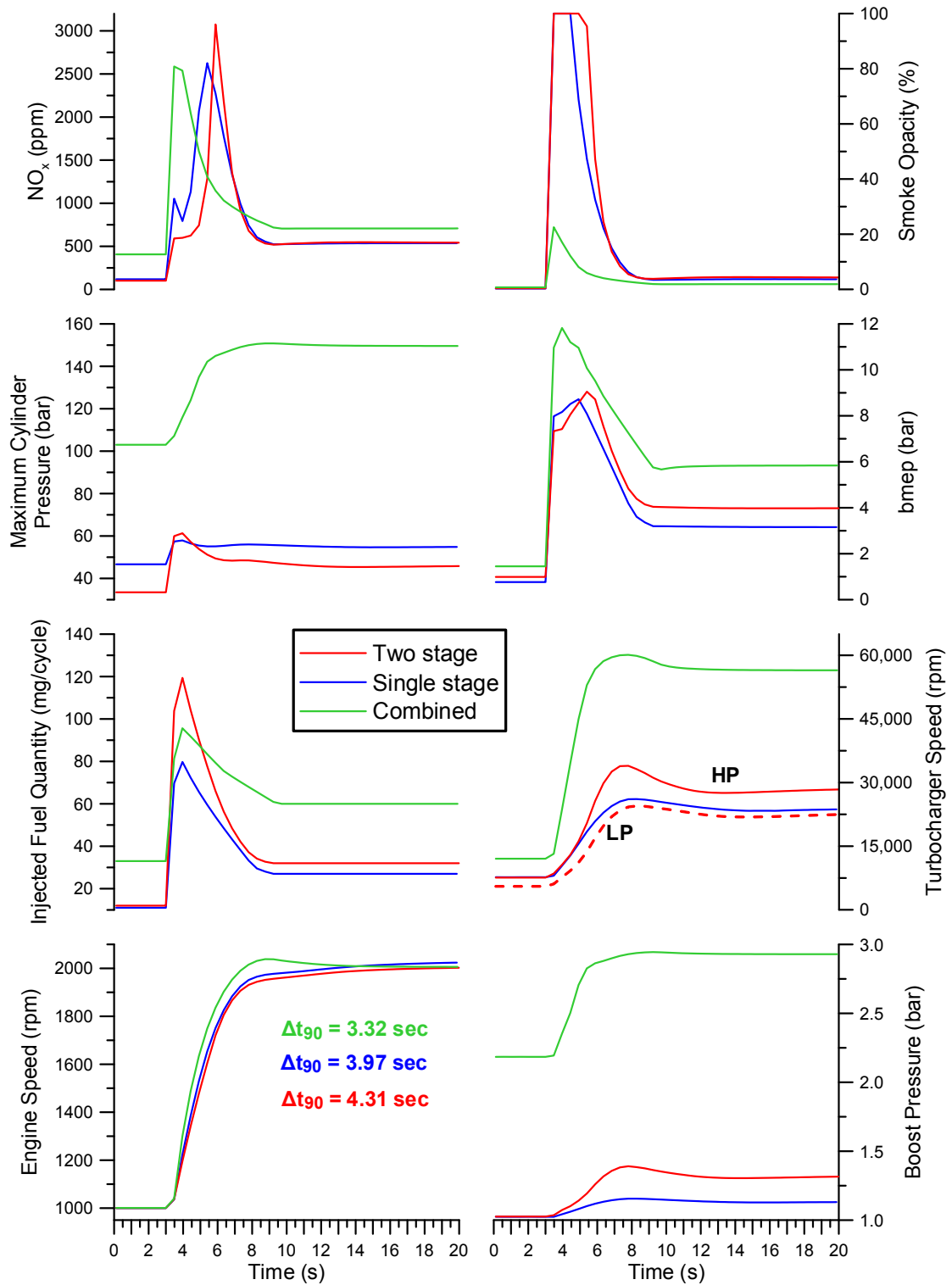
Επιπλέον, η μέση πραγματική πίεση και η πίεση καύσης, ακολουθούν την μορφή της έγχυσης της ποσότητας του καυσίμου και σταθεροποιούνται σε μια τιμή μεγαλύτερη από το αρχικό σημείο λειτουργίας. Η διαφορά που εντοπίζεται στην αρχική και τελική πίεση καύσης στο εσωτερικό των κυλίνδρων μεταξύ της απλής και της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης, οφείλεται στους διαφορετικούς βαθμούς συμπίεσης των δύο μοντέλων, όπως αυτή έχει αναφερθεί στο Κεφάλαιο 5 (Πίνακας 5.7).

Τέλος, από το Σχήμα 6.1 είναι φανερό πως και τα δύο μοντέλα δεν λειτουργούν σε βέλτιστο σημείο καθώς η πίεση υπερπλήρωσης αυξάνεται πολύ λίγο από το αρχικό στο τελικό σημείο και τα ζεύγη στροβιλο-υπερπλήρωση λειτουργούν σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής.

Στην επόμενη υποπαράγραφο, εξετάζεται η επιτάχυνση από τις 1000 στις 2000 rpm και γίνεται επιπλέον σύγκριση και με το μοντέλο της συνδυασμένης υπερπλήρωσης.

### 6.4.2 Επιτάχυνση από τις 1000 στις 2000 rpm

**Test No. 2**  
**1000-2000 rpm acceleration**  
**Initial Load:5%**



**Σχήμα 6.2:** Σύγκριση της συνδυασμένης υπερπλήρωσης, της διβάθμιας και της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης σε επιτάχυνση από 1000 σε 2000 rpm

Η συγκεκριμένη μεταβολή αποτελεί μία πιο ακραία περίπτωση της προηγούμενης και άρα αναμένεται να ενισχύσει όλα τις υπερακοντίσεις που σχετίζονται με την υστέρηση του υπερπληρωτή. Όμοια με πριν, έτσι και σε αυτή την μεταβολή, το δεδομένο εισόδου είναι το πάτημα του “πεντάλ του γκαζιού”, που μεταφράζεται σε άμεση απόκριση από την αντλία πετρελαίου και έγχυση ποσότητας καυσίμου αρχικά μέχρι την μέγιστη τιμή και στην συνέχεια πτώση αυτής μέχρι το σημείο που αντιστοιχεί στο τελικό σημείο λειτουργίας. Η απόκριση του κινητήρα είναι άμεση με ταυτόχρονη αύξηση της πίεσης καύσης και της μέσης πραγματικής πίεσης.

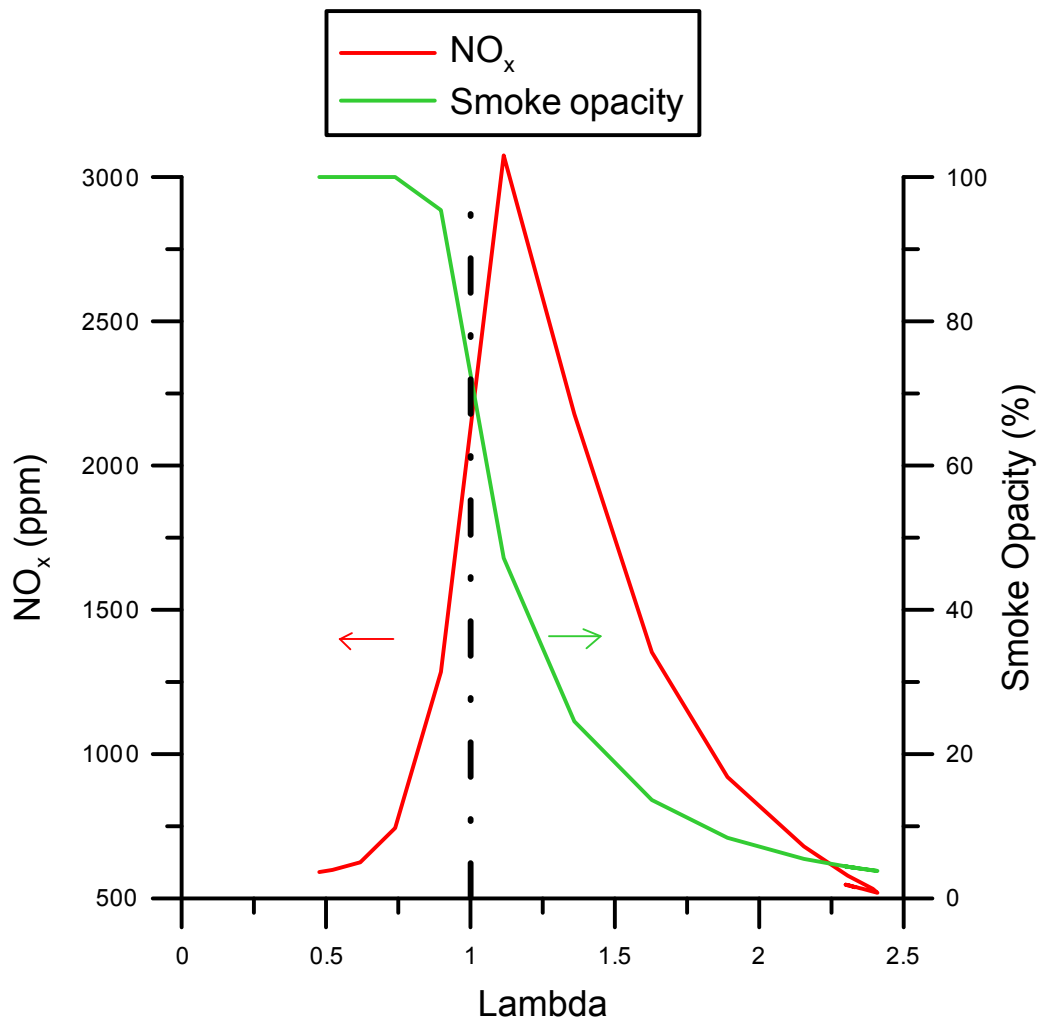
Σύμφωνα με τα όσα αναφέρθηκαν στην Παράγραφο 6.4.2, παρατηρείται η μεγαλύτερη διάρκεια που χρειάζονται τα μοντέλα για να φτάσουν στο τελικό σημείο λειτουργίας, λόγω του μεγαλύτερου εύρους της επιτάχυνσης που εντείνει το φαινόμενο της υστέρησης του υπερπληρωτή. Ενδεικτικά, αναφέρονται οι χρόνοι που χρειάζονται τα μοντέλα της απλής και της διβάθμιας υπερπλήρωσης για να φτάσουν στο 90% της μεταβολής, οι οποίοι είναι 3,97 και 4,31 δευτερόλεπτα αντίστοιχα, έναντι 1,82 και 3,45 δευτερολέπτων για την μεταβολή που εξετάστηκε στην προηγούμενη παράγραφο.

Αντιθέτως, λόγω του φαινομένου της υστέρησης του υπερπληρωτή, η πίεσης υπερπλήρωσης δεν αυξάνεται με τον ίδιο ρυθμό, όμοια με την ταχύτητα περιστροφής των ζευγών και από την ανάλυση που προηγήθηκε στην προηγούμενη παράγραφο, αυτό έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της εκπομπής ρύπων λόγω της αδυναμίας του υπερπληρωτή για αύξηση της παροχής του αέρα. Όπως είναι φανερό από το Σχήμα 6.2, οι εκπομπές αιθάλης φτάνουν στο 100% για μεγαλύτερο διάστημα από την προηγούμενη μεταβολή, όπως άλλωστε συμβαίνει και με την εκπομπή των  $\text{NO}_x$ .

Κατά την μεταβολή αυτή, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 6.2, είναι εμφανής η ανωτερότητα του συστήματος της συνδυασμένης υπερπλήρωσης σε μια επιτάχυνση από χαμηλή ταχύτητα περιστροφής και χαμηλό φορτίο, λόγω της μείωσης του φαινομένου της υστέρησης του υπερπληρωτή μέσω της μηχανικής σύνδεσης του συμπιεστή θετικής εκτόπισης με την στροφαλοφόρο άτρακτο [3, 5, 7]. Όμοια με την προηγούμενη σύγκριση, και

εδώ το μοντέλο της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης υστερεί έναντι της μονοβάθμιας.

Στο σημείο αυτό κρίνεται σημαντικό να γίνει μια αναφορά στην εξάρτηση που υπάρχει μεταξύ των εκπεμπόμενων ρύπων και του λόγου ισοδυναμίας αέρα καυσίμου ( $\lambda_a$ ). Στο Σχήμα 6.3 φαίνεται η σχέση που έχουν οι εκπομπές της αιθάλης και των οξειδίων του αζώτου με το  $\lambda_a$ . Τα δεδομένα με τα οποία έχει δημιουργηθεί αυτό το διάγραμμα έχουν αντληθεί από τα αποτελέσματα της εξεταζόμενης μεταβολής για το μοντέλο της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης. Το διάγραμμα εξετάζει την εξάρτηση αυτών των μεγεθών την χρονική στιγμή της επιτάχυνσης.



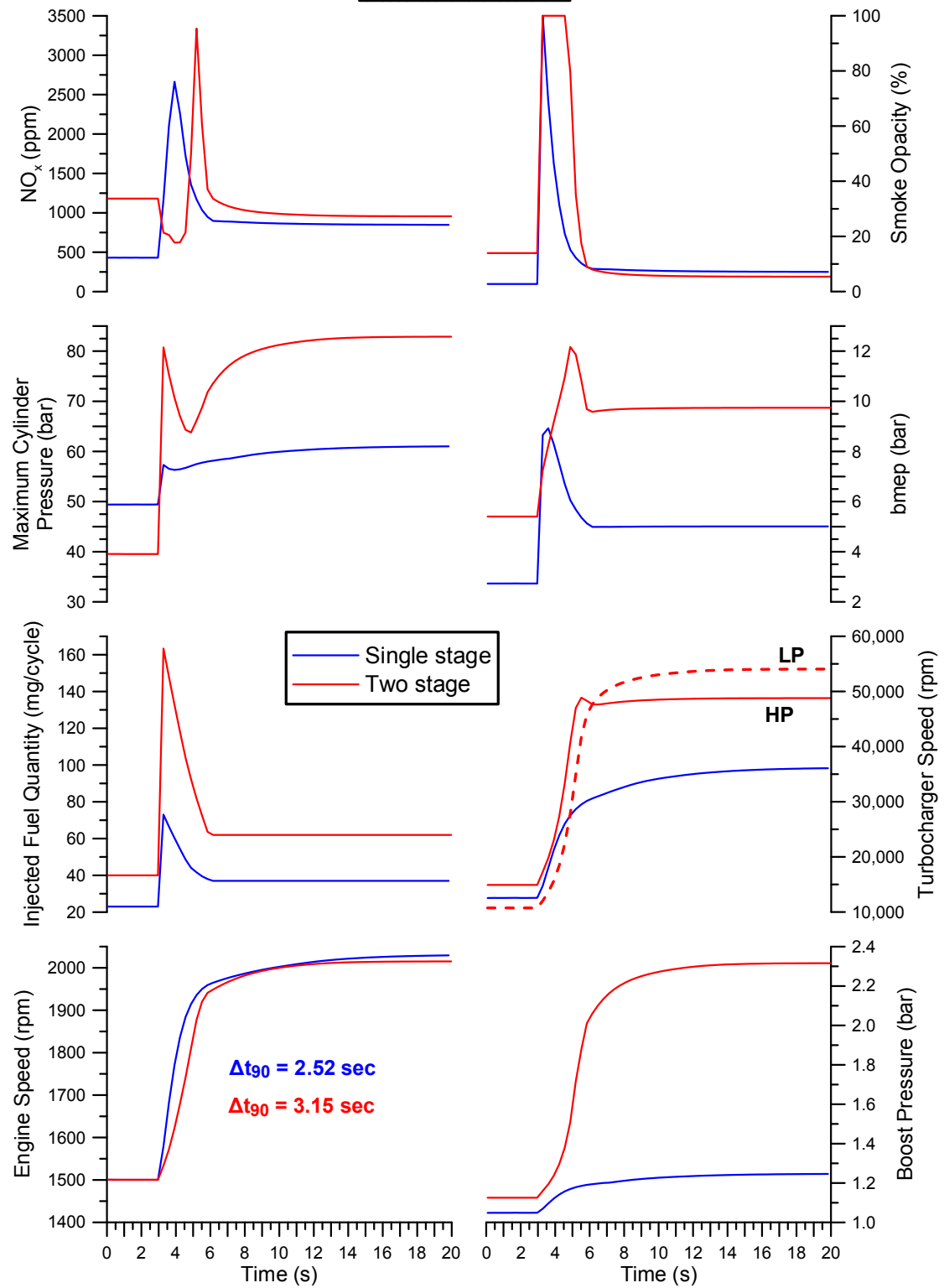
**Σχήμα 6.3:** Εξάρτηση της εκπομπής αιθάλης και οξειδίων του αζώτου από τον λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου

Όπως φαίνεται από το Σχήμα 6.3, η αιθάλη εξαρτάται πρακτικά μόνο από την τιμή του  $\lambda_a$ , όπως φάνηκε ήδη και στο Σχήμα 5.18. Για λόγους ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου μικρότερους από την μονάδα, αυτομάτως, παρατηρούνται πολύ υψηλά επίπεδα παραγωγής αιθάλης (100%). Αντιθέτως, η δημιουργία των  $\text{NO}_x$ , είναι μέγιστη στην περιοχή κοντά στην στοιχειομετρία, καθώς εκεί παρατηρούνται οι μεγαλύτερες θερμοκρασίες καύσης, και τα οξειδία του αζώτου είναι ρύπος ο οποίος εξαρτάται σε πολύ μεγάλο βαθμό από την θερμοκρασία. Τέλος, για λόγους ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου αρκετά μεγαλύτερους από την μονάδα παρατηρείται μηδενισμός της εκπομπής και για του δύο ρύπους.

Στην επόμενη παράγραφο, εξετάζεται η μεταβολή από τις 1500 στις 2000 rpm.

### 6.4.3 Επιτάχυνση από τις 1500 στις 2000 rpm

#### Test No. 3 1500-2000 rpm acceleration Initial Load: 25%



**Σχήμα 6.4:** Σύγκριση της διβάθμιας και της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης σε επιτάχυνση από 1500 σε 2000 rpm

Στην συγκεκριμένη μεταβολή και τα δύο μοντέλα βρίσκονται αρχικά στις 1500 rpm και σε φορτίο 25%. Η μεταβολή δηλαδή που εξετάζεται σε αυτήν την παράγραφο έχει αρχικό σημείο λειτουργίας υψηλότερο από τις δύο προηγούμενες μεταβολές και θα μπορούσε να θεωρηθεί ως μια επιτάχυνση ενός οχήματος με 2<sup>η</sup> ή 3<sup>η</sup> σχέση στο κιβώτιο ταχυτήτων.

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 6.4, τα ζεύγη στροβιλο-υπερπλήρωσης, εκκινούν από μια σχετικά υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής, αλλά και πάλι δεν βρίσκονται στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας τους, καθώς όπως φαίνεται για το αρχικό σημείο μόνιμης λειτουργίας, η πίεση υπερπλήρωσης κυμαίνεται και εδώ σε χαμηλά επίπεδα.

Όμοια με τις μεταβολές που έχουν ήδη εξετασθεί, το προφίλ της παροχής καυσίμου είναι παρόμοιο με τα προηγούμενα, με την διαφορά ότι η αρχική ποσότητα καυσίμου που εγχύεται είναι μεγαλύτερη (αφού εκκινεί από διαφορετικό σημείο λειτουργίας) και η μέγιστη τιμή στην οποία φτάνει η παροχή είναι η μέγιστη δυνατή στις συγκεκριμένες ταχύτητες περιστροφής και για τα δύο μοντέλα από την λειτουργία τους σε σταθερές συνθήκες [12]. Επίσης, η μέγιστη πίεση καύσης και η μέση πραγματική πίεση είναι αυξημένες, καθώς ο κινητήρας παράγει περισσότερη ισχύ, ξεκινώντας από υψηλότερο σημείο λειτουργίας.

Το φαινόμενο της υστέρησης του υπερπληρωτή είναι και σε αυτή την μεταβολή έντονο, αλλά σε μικρότερη ένταση, συγκριτικά με τις δύο προηγούμενες. Όπως αναφέρθηκε, τα δύο μοντέλα εκκινούν από υψηλότερα σημεία λειτουργίας (υψηλότερο φορτίο και ταχύτητα περιστροφής) και άρα η υστέρηση όντως είναι μικρότερη, σύμφωνα με τα όσα αναφέρθηκαν στην Παράγραφο 6.4.1. Από τους χρόνους που απεικονίζονται στο Σχήμα 6.4, φαίνεται πως τα δύο μοντέλα κάνουν σε σχεδόν παρόμοιο χρόνο την μεταβολή καθώς το τελικό σημείο λειτουργίας της διβάθμιας υπερπλήρωσης έχει αισθητά αυξημένη πίεση υπερπλήρωσης, μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής των ζευγών και άρα τροφοδοτεί τον κινητήρα με μεγαλύτερη παροχή μάζας.

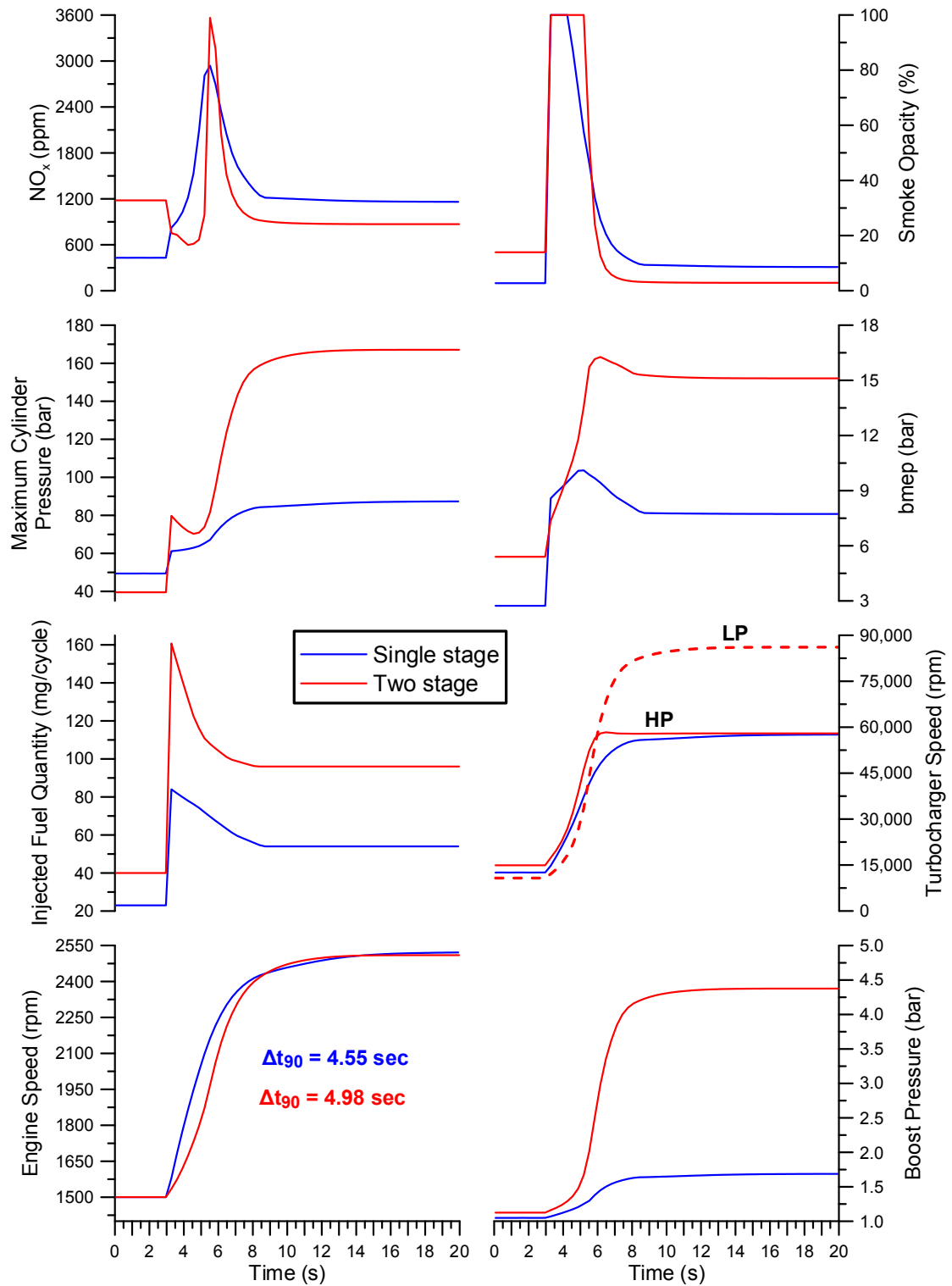
Παρ' όλα αυτά, είναι φανερό πως οι εκπομπές ρύπων είναι και εδώ αυξημένες, κυρίως για το μοντέλο της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης,

και αυτό οφείλεται κυρίως στην πολύ μεγάλη διαφορά που παρατηρείται στην ποσότητα του καυσίμου που εγχύεται στους κυλίνδρους. Έτσι, μπορεί μεν η παροχή μάζας αέρα για το μοντέλο της διβάθμιας υπερπλήρωσης να είναι μεγαλύτερη από της μονοβάθμιας, αλλά δεν είναι ακόμη αρκετά ικανοποιητική για τόσο μεγάλη παροχή καύσιμου.



### 6.4.4 Επιτάχυνση από τις 1500 στις 2500 rpm

**Test No. 4**  
**1500-2500 rpm acceleration**  
**Initial Load: 25%**



**Σχήμα 6.5:** Σύγκριση της διβάθμιας και της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης σε επιτάχυνση από 1500 σε 2500 rpm

Στο Σχήμα 6.5 φαίνεται η επιτάχυνση των δύο μοντέλων από τις 1500 στις 2500 rpm με 25% αρχικό φορτίο. Το αρχικό σημείο λειτουργίας είναι το ίδιο με την προηγούμενη μεταβολή, ενώ το εύρος της επιτάχυνσης είναι μεγαλύτερο, κάτι που αναμένεται να επηρεάσει και τα εξεταζόμενα μεγέθη.

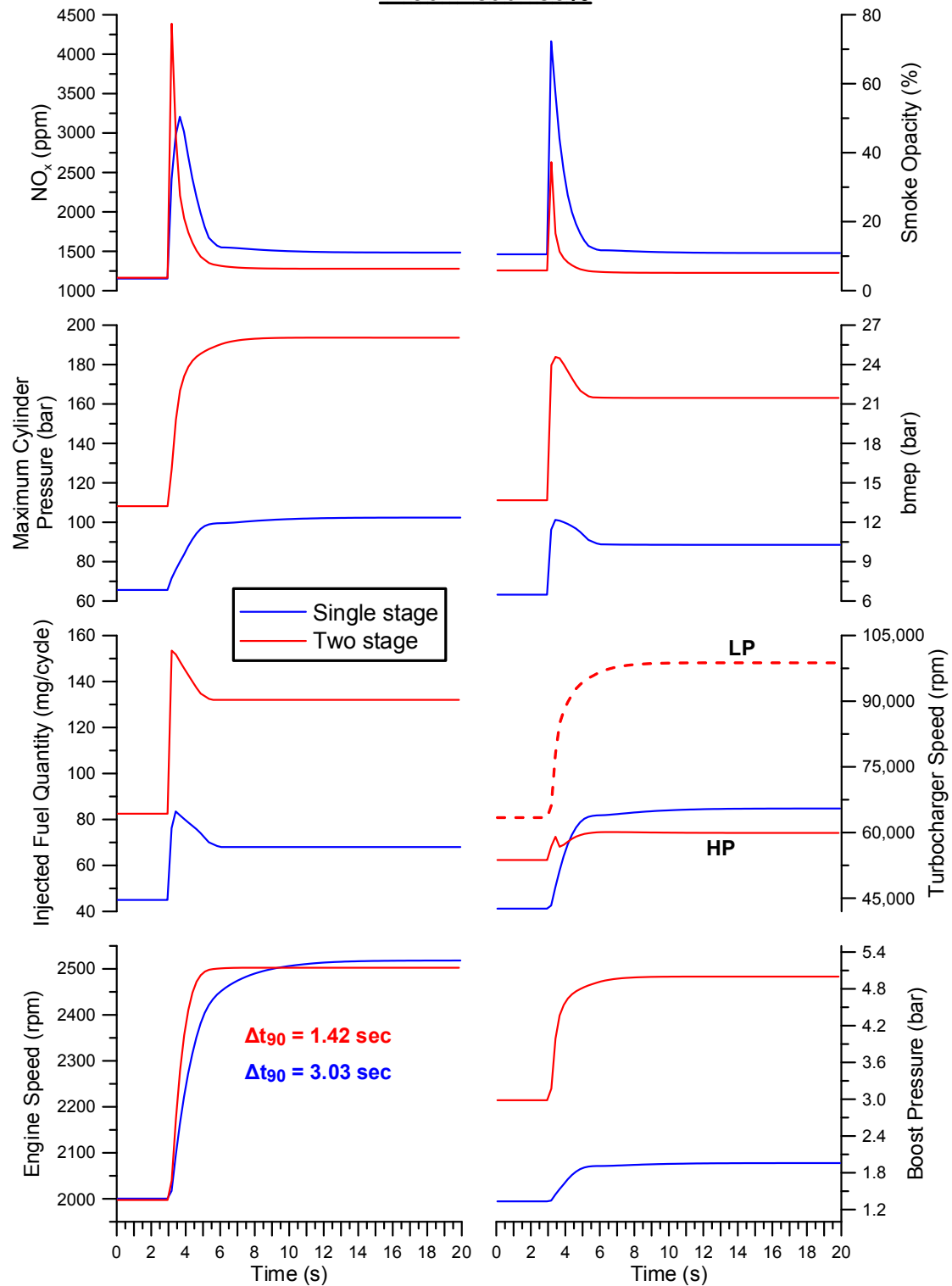
Όπως είναι φανερό, η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου για το τελικό σημείο λειτουργίας είναι αυξημένη, όπως αυξημένες είναι και η πίεση καύσης και η μέση πραγματική πίεση, δείγμα πως ο κινητήρας παράγει πλέον μεγαλύτερη ισχύ. Αυτό μπορεί να γίνει αντιληπτό και από τους ενδεικτικούς χρόνους που δίνονται στο Σχήμα 6.5, για τους οποίους τα δύο μοντέλα έχουν εκτελέσει το 90% της μεταβολής. Πλέον, η διαφορά μεταξύ των δύο κινητήρων είναι σχεδόν μηδενική, όσον αφορά τον χρόνο στον οποίο εκτελούν την μεταβολή.

Από το Σχήμα 6.5, μπορεί κανείς να παρατηρήσει την αυξημένη πίεση υπερπλήρωσης με την οποία λειτουργεί το μοντέλο της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης καθώς και την υψηλή ταχύτητα περιστροφής των δύο ζευγών. Βέβαια, η ένταση της επιτάχυνσης είναι μεγαλύτερη, συγκριτικά με την προηγούμενη μεταβολή που εξετάσθηκε, και γι' αυτό το λόγο το φαινόμενο της υστέρησης του υπερπληρωτή είναι πιο έντονο και άρα οι εκπομπές ρύπων μεγαλύτερες και για τα δύο μοντέλα.

Παρ' όλα αυτά, μπορεί να παρατηρήσει κανείς πως τόσο για τις εκπομπές της αιθάλης, όσο και για τις εκπομπές των  $\text{NO}_x$ , το τελικό σημείο για το μοντέλο της διβάθμιας υπερπλήρωσης είναι μικρότερο συγκριτικά με το αρχικό σημείο λειτουργίας. Το ίδιο όμως δεν παρατηρείται και στο μοντέλο της μονοβάθμιας υπερπλήρωσης. Αυτό συμβαίνει καθώς στο τελικό σημείο λειτουργίας, το μοντέλο της διβάθμιας παράγει μεγαλύτερη ισχύ και το όλο σύστημα έρχεται σιγά-σιγά σε ένα βέλτιστο σημείο λειτουργίας με συνέπεια την μεγάλη πίεση υπερπλήρωσης και ταχύτητα περιστροφής από τα δύο ζεύγη και άρα και την μεγαλύτερη παροχή μάζας αέρα συγκριτικά με το αρχικό σημείο λειτουργίας. Έτσι, η μεγαλύτερη παροχή αέρα στους κυλίνδρους, αυξάνει τον λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου ρίχνοντας παράλληλα και τις εκπομπές των ρύπων.

### 6.4.5 Επιτάχυνση από τις 2000 στις 2500 rpm

**Test No. 5**  
**2000-2500 rpm acceleration**  
**Initial Load: 50%**



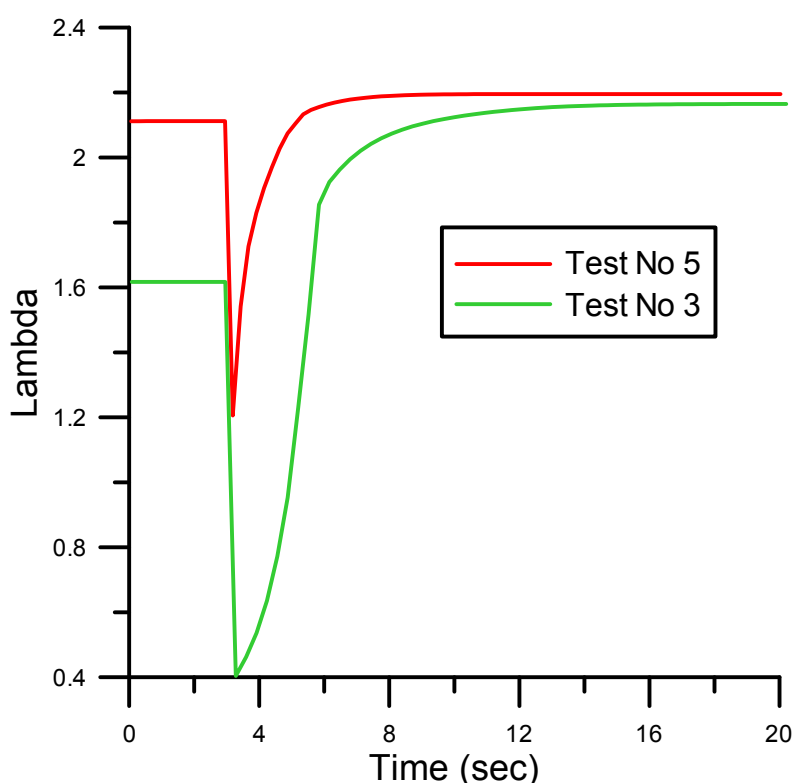
**Σχήμα 6.6:** Σύγκριση της διβάθμιας και της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης σε επιτάχυνση από 2000 σε 2500 rpm

Στην συγκεκριμένη μεταβολή τα δύο μοντέλα είχαν ως αρχικό σημείο λειτουργίας τις 2000 rpm με αρχικό φορτίο 50%. Δηλαδή, το αρχικό σημείο λειτουργίας τους είναι αρκετά πιο υψηλό, συγκριτικά με τα προηγούμενα τεστ και θα μπορούσε να θεωρηθεί ως μια επιτάχυνση με 4<sup>η</sup> ή 5<sup>η</sup> σχέση στο κιβώτιο ταχυτήτων.

Όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.6, η απόκριση της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης, είναι πλέον αρκετά ανώτερη σε αυτή τη μεταβολή από την μονοβάθμια, καθώς φτάνει στην επιθυμητή ταχύτητα περιστροφής σε αρκετά μικρό χρόνο αλλά και πολύ πιο γρήγορα από την απλή υπερπλήρωση. Επίσης, η πίεση καύσης έχει ανέβει στο μέγιστο όριο για τον συγκεκριμένο κινητήρα, ενώ και η μέση πραγματική πίεση φτάνει σε πολύ υψηλά επίπεδα. **Το παραπάνω οφείλεται στο γεγονός ότι πλέον λόγω του αρκετά υψηλού αρχικού σημείου λειτουργίας του κινητήρα (στις 2000 rpm) και τα δύο ζεύγη της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης λειτουργούν ικανοποιητικά, κατά συνέπεια και τα όποια φαινόμενα υστέρησης του υπερπληρωτή είναι μειωμένα.** Για παράδειγμα, τα ζεύγη της διβάθμιας υπερπλήρωσης λειτουργούν από το αρχικό σημείο μόνιμης λειτουργίας ήδη με πίεση υπερπλήρωσης, η οποία φτάνει τα 3 bar και υψηλές ταχύτητες περιστροφής, άρα και μεγάλη παροχή αέρα. Έτσι, δεν αντιμετωπίζουν καμία δυσκολία στην άμεση απαίτηση του συστήματος για επιπλέον παροχή αέρα, καθώς δεν υφίσταται πλέον σε μεγάλο βαθμό το φαινόμενο της υστέρησης του υπερπληρωτή, με αποτέλεσμα ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου να μην πέφτει κάτω από τα αποδεκτά όρια (όπως θα φανεί και σε διάγραμμα που ακολουθεί) με συνέπεια την ελάχιστη εκπομπή αιθάλης.

Αντιθέτως, οι εκπομπές των οξειδίων του αζώτου είναι πολύ υψηλές και μάλιστα οι πιο υψηλές από αυτές που έχουν εξετασθεί ως τώρα. Το γεγονός αυτό, με την βοήθεια και του Σχήματος 6.3, αποδεικνύει τα όσα αναφέρθηκαν στην Παράγραφο 6.4.2. Καθώς ο κινητήρας λειτουργεί σε πολύ υψηλές πιέσεις καύσης, αναπτύσσονται και πολύ υψηλές θερμοκρασίες εντός των κυλίνδρων. Σε συνδυασμό με το γεγονός ότι ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου κινείται κατά την διάρκεια της επιτάχυνσης σε τιμές κοντά στην στοιχειομετρία, αυξάνεται έτσι κατά πολύ η θερμοκρασία της καύσης, και προκαλείται αυτή η εκτόξευση των οξειδίων του αζώτου.

Στο διάγραμμα που ακολουθεί (Σχήμα 6.7) φαίνεται η σύγκριση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου ( $\lambda_a$ ) για τις μεταβολές που έχουν εξετασθεί στα τεστ No 3 και No 5. Υπενθυμίζεται ότι το τεστ No 3, εξετάζει την επιτάχυνση του κινητήρα από τις 1500 στις 2000 rpm με αρχικό φορτίο 25%, ενώ το τεστ No 5, εξετάζει την επιτάχυνση του κινητήρα από τις 2000 στις 2500 rpm με αρχικό φορτίο 50%.



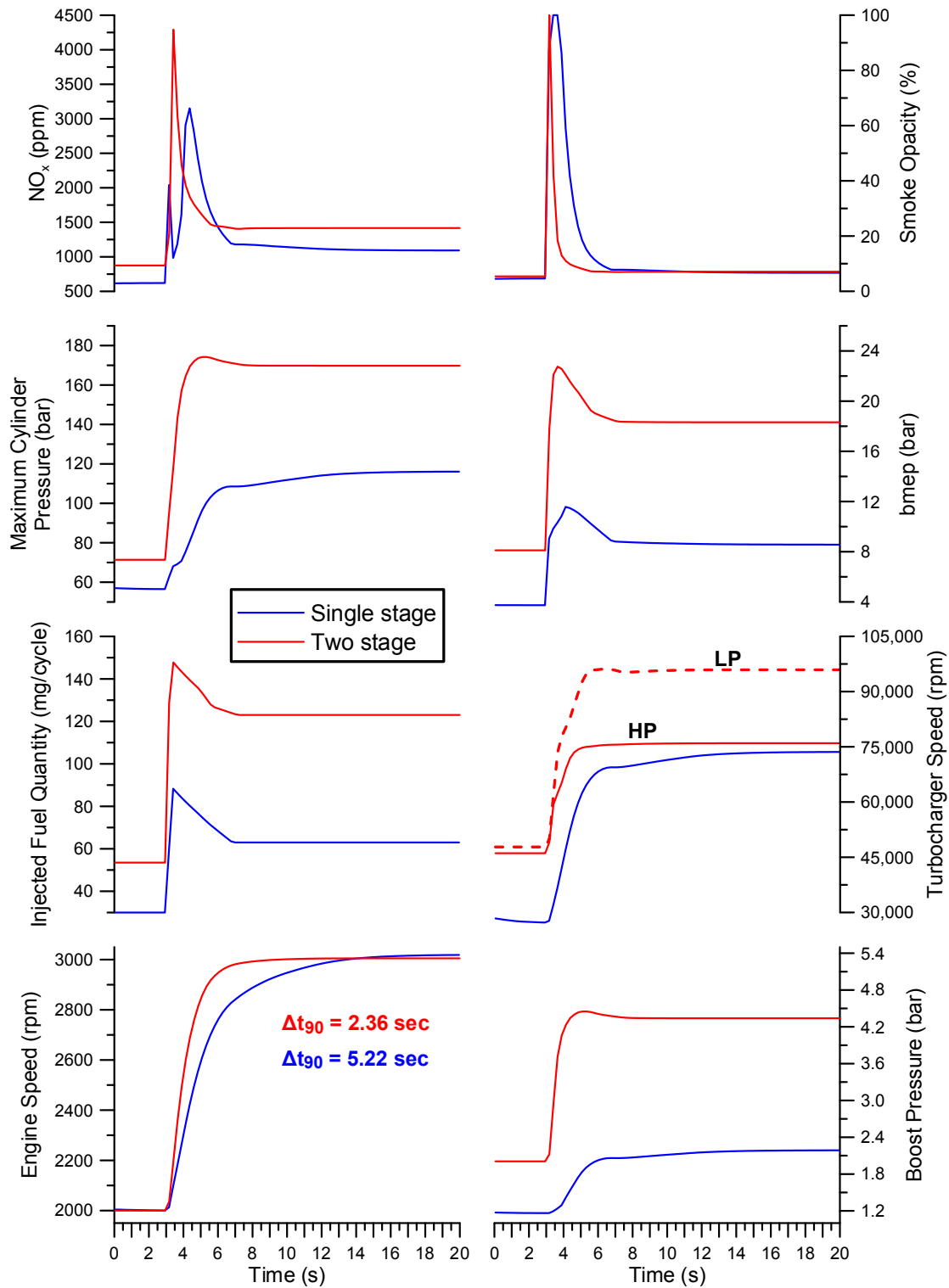
**Σχήμα 6.7:** Σύγκριση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου ( $\lambda_a$ ) για τις επιταχύνσεις που εξετάζονται στα τεστ No 3 και No 5, για την διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση

Σκοπός του Σχήματος 6.7 είναι να δείξει την επίδραση του αρχικού σημείου μόνιμης λειτουργίας στο λόγο ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου και άρα και στην εκπομπή ρύπων κατά την διαδικασία μιας επιτάχυνσης. Στο Σχήμα 6.7, γίνονται αντιληπτά τα όσα αναφέρθηκαν στην Παράγραφο 6.4.1. Καθώς το εύρος της μεταβολής είναι το ίδιο (500 rpm), παρατηρείται η σημαντική επίδραση του αρχικού σημείου λειτουργίας (ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και αρχικό φορτίο), στο φαινόμενο της υστέρησης του υπερπληρωτή.

Στο τεστ No 3, τα δύο ζεύγη δεν λειτουργούν ακόμη σε ικανοποιητικό βαθμό και άρα δεν έχουν την δυνατότητα να ανταποκριθούν στην αυξημένη ζήτηση παροχής αέρα με αποτέλεσμα την πολύ μεγάλη πτώση του λα και την αύξηση σε εκπομπή αιθάλης. Αντίθετα, στο τεστ No 5, τα δύο ζεύγη βρίσκονται σε ικανοποιητικό σημείο λειτουργίας, αναρροφώντας ήδη μεγάλη παροχή αέρα και πολύ πιο εύκολα πλέον ανταποκρίνονται στην απαίτηση του κινητήρα, με αποτέλεσμα το λα να μην πέφτει κάτω από την στοιχειομετρία, προκαλώντας έτσι μικρότερη μεν παραγωγή αιθάλης αλλά σημαντικές εκπομπές NO<sub>x</sub>.

### 6.4.6 Επιτάχυνση από τις 2000 στις 3000 rpm

**Test No. 6**  
**2000-3000 rpm acceleration**  
**Initial Load: 30%**



**Σχήμα 6.8:** Σύγκριση της διβάθμιας και της απλής στροβιλο-υπερπλήρωσης σε επιτάχυνση από 2000 σε 3000 rpm

Στο Σχήμα 6.8 απεικονίζονται τα αποτελέσματα για την σύγκριση των δύο μοντέλων σε μια επιτάχυνση από τις 2000 στις 3000 rpm με αρχικό φορτίο 30%, που αντιστοιχεί σε μια επιτάχυνση με 3<sup>η</sup> σχέση στο κιβώτιο ταχυτήτων.

Το αρχικό σημείο λειτουργίας, διαφέρει από την προηγούμενη μεταβολή που εξετάστηκε, αλλά όμοια με πριν, και εδώ το μοντέλο της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης υπερτερεί έναντι αυτού της μονοβάθμιας καθώς έχει ολοκληρώσει το 90% της μεταβολής σχεδόν στο μισό χρόνο. Αυτό οφείλεται στο γεγονός πως το μοντέλο της διβάθμια υπερπλήρωσης λειτουργεί ήδη με πολύ υψηλή πίεση υπερπλήρωσης και με υψηλές ταχύτητες περιστροφής στις ατράκτους των δύο ζευγών παρέχοντας έτσι μεγαλύτερη παροχή αέρα. Έτσι, το φαινόμενο της υστέρησης του υπερπληρωτή είναι πιο εύκολα αντιμετωπίσιμο συγκριτικά με το μοντέλο της μονοβάθμιας υπερπλήρωσης.

Από το Σχήμα 6.8, μπορεί να παρατηρήσει κανείς πως τα επίπεδα της πίεσης καύσης εντός των κυλίνδρων και της μέσης πραγματικής πίεσης είναι μειωμένα σε σχέση με το τεστ Νο 5 και στα δύο μοντέλα, καθώς εκκινούν από πιο χαμηλό φορτίο.

Τέλος, εξαιτίας του αυξημένου εύρους της επιτάχυνσης αλλά και του πιο χαμηλού αρχικού φορτίου, παρατηρείται αύξηση των εκπομπών της αιθάλης και παραγωγή NO<sub>x</sub>, στα ίδια επίπεδα με το προηγούμενο τεστ.

Με το τεστ αυτό κλείνει το κεφάλαιο, στο οποίο εξετάζεται η επίδραση της έντασης της επιτάχυνσης στο μοντέλο της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης. Στην επόμενη παράγραφο εξετάζεται η επίδραση του περιοριστή καυσίμου στην απόκριση του μοντέλου.

## **6.5 Επίδραση περιοριστή καυσίμου**

Σκοπός αυτής της παραγράφου είναι να εξεταστεί η επίδραση που μπορεί να έχει ο περιοριστής καυσίμου (fuel limiter), στην απόκριση του μοντέλου της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης. Ο περιοριστής καυσίμου

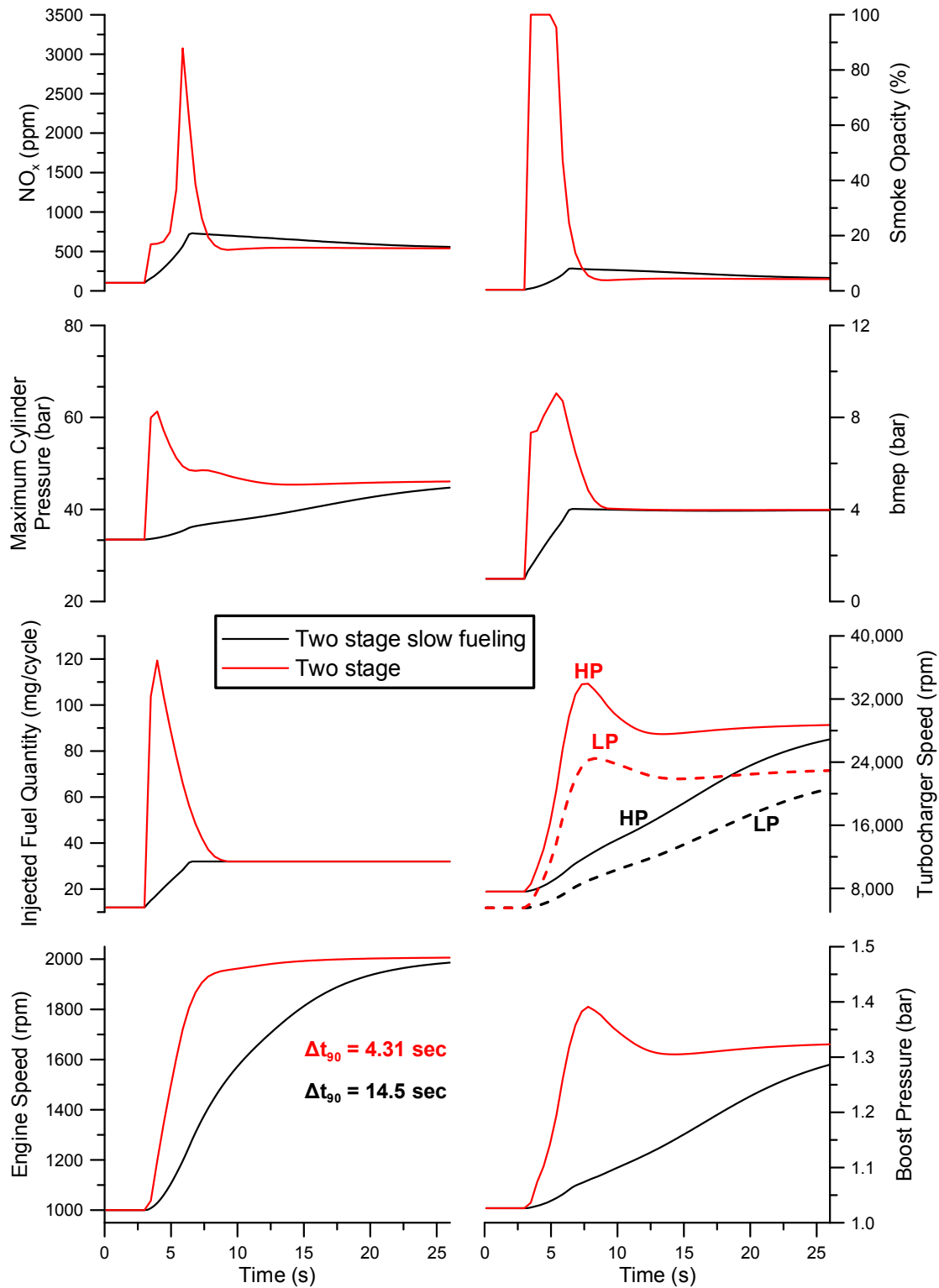


είναι πλέον αναπόσπαστο κομμάτι σε όλα τα σύγχρονα οχήματα που είναι εφοδιασμένα με στροβιλο-υπερπληρωμένους κινητήρες diesel.

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, το μοντέλο δεν είχε κατασκευασθεί με περιοριστή καυσίμου και όλες οι μεταβολές που έχουν εξετασθεί ως τώρα, δεν περιλαμβάνουν αυτό το χαρακτηριστικό. Στην συγκεκριμένη περίπτωση, αυτό που αλλάζει είναι ο τρόπος έγχυσης του καυσίμου που δεν ανταποκρίνεται σε μια πραγματική αντλία πετρελαίου, αλλά προσομοιώνει μια ιδιαίτερα (μη ρεαλιστική) **ακραία** εφαρμογή ενός περιοριστή καυσίμου, ο οποίος ψεκάζει το καύσιμο στους κυλίνδρους με ρυθμό που εξαρτάται απ' ευθείας από την κατάσταση (πίεση, παροχή αέρα) του συμπιεστή, με σκοπό τον απόλυτο περιορισμό εκπομπών αιθάλης.

### 6.5.1 Επιτάχυνση από τις 1000 στις 2000 rpm

**Test No. 7**  
**1000-2000 rpm acceleration**  
**Initial Load: 5%**



**Σχήμα 6.9:** Σύγκριση του μοντέλου της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης με και χωρίς περιοριστή καυσίμου για επιτάχυνση από τις 1000 στις 2000 rpm

Εύκολα γίνεται αντιληπτό, ότι ο κινητήρας με τον περιοριστή αυτό απαιτεί απaráδεκτα μεγάλο χρόνο για να ολοκληρώσει την επιτάχυνση. Επίσης, όπως παρατηρείται, η αύξηση της πίεσης καύσης εντός των κυλίνδρων είναι πολύ ομαλή και το τελικό σημείο πάει να συμπέσει με αυτό του μοντέλου χωρίς περιοριστή καυσίμου. Όμοια μορφή έχει και το διάγραμμα της μέσης πραγματικής πίεσης. **Στην πράξη μία τέτοια λειτουργία ισοδυναμεί με συνεχή πολύ ελαφρά πατήματα του πεντάλ επιτάχυνσης, αντί για το έντονο πάτημα των προηγούμενων παραγράφων.**

Όσον αφορά την υστέρηση του υπερπληρωτή αυτή είναι πολύ έντονη, καθώς όπως φαίνεται και στο Σχήμα 6.9, η πίεση υπερπλήρωσης και η ταχύτητα περιστροφής των ζευγών αυξάνονται με πολύ αργό ρυθμό, αφού η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου, άρα και η παραγόμενη από τον κινητήρα ροπή και η αύξηση της ενθαλπίας των καυσαερίων πραγματοποιούνται με εξαιρετικά αργό ρυθμό.

Ως αποτέλεσμα των παραπάνω, δεν παρατηρείται πρακτικά εκπομπή ρύπων. Αυτό συμβαίνει καθώς το προφίλ έγχυσης του καυσίμου είναι πολύ ομαλό και αυξάνεται κατά πολύ λίγο από το αρχικό στο τελικό σημείο λειτουργίας. Έτσι, αντίστοιχα και η απαίτηση για παροχή μάζας αέρα δεν είναι αυξημένη σε τέτοιο βαθμό ώστε να προκαλέσει μεγάλη πτώση του λόγου ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου, με συνέπεια την σχεδόν μηδενική εκπομπή αιθάλης. Αντίστοιχα, όπως αναφέρθηκε και ανωτέρω η αύξηση της πίεσης καύσης είναι πολύ ομαλή και σχετικά μικρή με αποτέλεσμα να μην δημιουργούνται εντός των κυλίνδρων πολύ υψηλές θερμοκρασίες και άρα σε συνδυασμό και με τις ικανοποιητικές τιμές του  $\lambda_a$ , δεν παρατηρείται ούτε αύξηση στα οξειδία του αζώτου.

Έτσι, σε συνολικό επίπεδο παρατηρούνται τα ευεργετικά αποτελέσματα που έχει μια εφαρμογή ενός περιοριστή καυσίμου σε σχέση με την εκπομπή ρύπων και την μηχανική και θερμική φόρτιση του κινητήρα, αλλά είναι εμφανής παράλληλα και η χειροτέρευση που προκαλεί στην απόκριση του κινητήρα κατά τις μεταβολές, στην οδηγησιμότητά του δηλαδή.

## 6.6 Επίδραση αδράνειας

Σκοπός της συγκεκριμένης παραγράφου είναι η εξέταση της απόκρισης του μοντέλου της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης στην μεταβολή της αδράνειας του συστήματος. Στο παράδειγμα που θα εξετασθεί στην συνέχεια, έχει μεταβληθεί τόσο η αδράνεια του κινούμενου από τον κινητήρα φορτίου, όσο και αυτή των ζευγών υπερπλήρωσης. Σύμφωνα με τον δεύτερο νόμο του Νεύτωνα, ισχύει η Σχέση 6.3 για ένα κινούμενο όχημα:

$$M_k - M_{αντ} = \Theta * \frac{d\omega}{dt} \quad (6.3)$$

όπου  $M_k$  είναι η ροπή που παράγει ο κινητήρας,  $M_{αντ}$  είναι η ροπή του οχήματος κατά την κίνηση (εν προκειμένω τετραγωνικής μορφής) και  $\Theta$  είναι η ροπή αδράνειας του όλου συστήματος ανηγμένη στη στροφαλοφόρο άτρακτο. Έτσι στο συγκεκριμένο τεστ, έχει διπλασιαστεί η ροπή αδράνειας του φορτίου (σε σχέση με τις προηγούμενες παραγράφους) ενώ επιπλέον έχουν τριπλασιαστεί οι ροπές αδράνειας των ζευγών στροβιλο-υπερπλήρωσης. Άρα:

**Πίνακας 6.3: Νέες ροπές αδράνειας κινητήρα, φορτίου και ζευγών στροβιλο – υπερπλήρωσης**

Στοιχείο του μοντέλου	Ροπή αδράνειας
Αδράνεια κινητήρα	0,5 kg/m <sup>2</sup>
Αδράνεια φορτίου	15kg/m <sup>2</sup>
Αδράνεια ζεύγους χαμηλής πίεσης	0,0006 kg/m <sup>2</sup>
Αδράνεια ζεύγους υψηλής πίεσης	0,0003 kg/m <sup>2</sup>

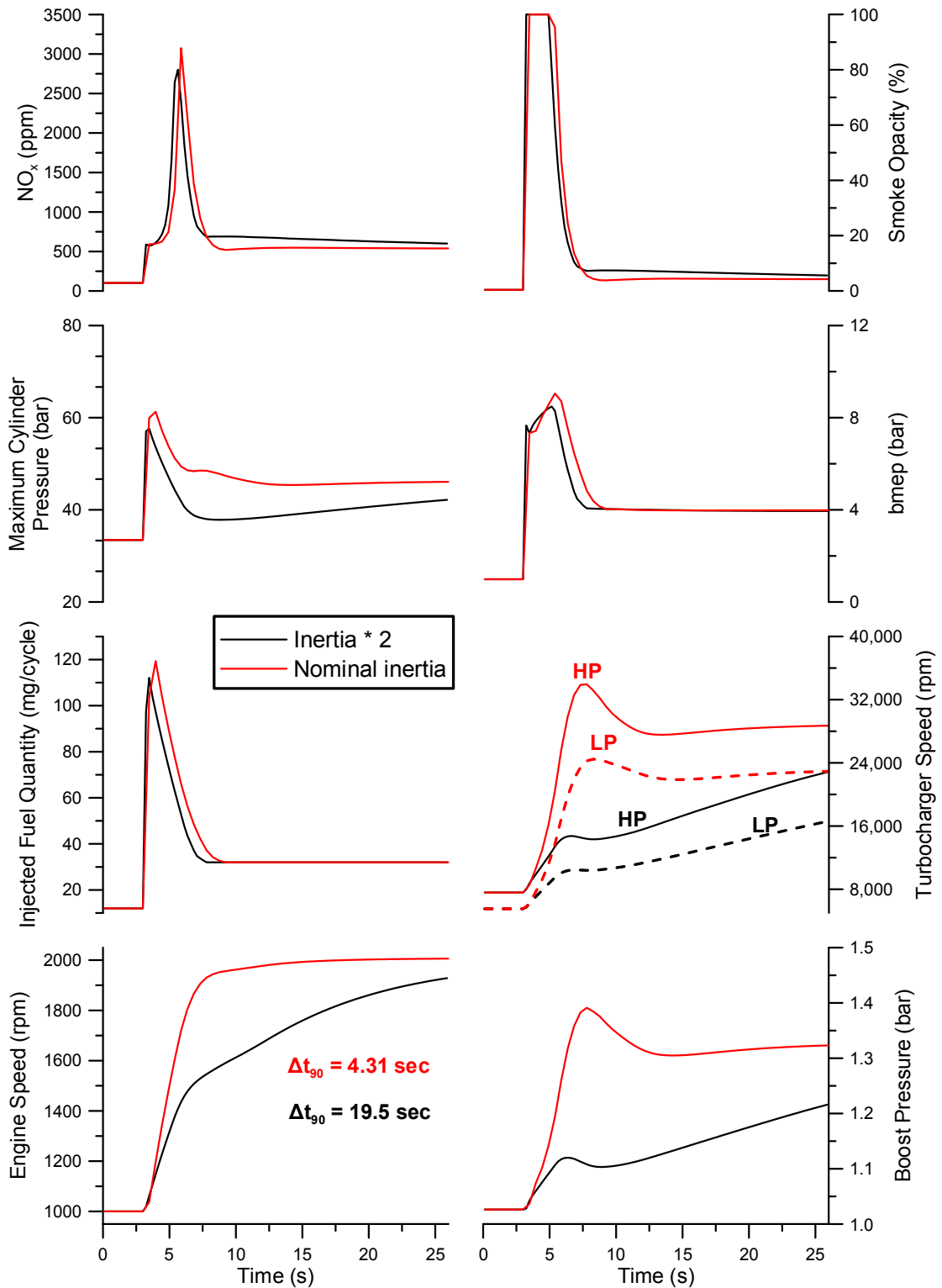
Όσον αφορά την σύγκριση των δύο μοντέλων, είναι φανερό πως και σε αυτό το παράδειγμα (το οποίο ξεκινάει και καταλήγει στο ίδιο σημείο λειτουργίας με το προηγούμενο τεστ No 7), το μοντέλο με την διπλάσια ροπή αδράνειας χρειάζεται σημαντικά μεγαλύτερο χρόνο για να πραγματοποιήσει την ίδια μεταβολή. Επίσης, η πίεση καύσης φτάνει στα ίδια επίπεδα με το ‘κανονικό’ μοντέλο, καθώς το ίδιο ισχύει και για την μέση πραγματική πίεση. Η υστέρηση των συμπιεστών είναι πολύ έντονη, καθώς όπως φαίνεται και στο Σχήμα 6.10, η πίεση υπερπλήρωσης αργεί πολύ να αυξηθεί όπως και οι

ταχύτητες περιστροφής των δύο ζευγών. Ως αποτέλεσμα, οι εκπομπές ρύπων και αιθάλης είναι ιδιαίτερα αυξημένες.

Άρα, μέσω αυτής της σύγκρισης, έγιναν αντιληπτά τα αρνητικά αποτελέσματα που επιφέρει η αύξηση της αδράνειας του συστήματος τόσο σε επίπεδο απόκρισης του κινητήρα, όσο και στην δημιουργία και εκπομπή ρύπων.

Στο σημείο αυτό πρέπει να αναφερθεί πως η διαφορά που παρατηρείται ανάμεσα στις δύο συγκρίσεις στην ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου οφείλεται σε ιδιαιτερότητα του προγράμματος, το οποίο επιλέγει να αποθηκεύσει συγκεκριμένους χρόνους κάθε φορά και όχι απαραίτητα τους ίδιους. Έτσι, όπως έχει αναφερθεί το προφίλ της ποσότητας του καυσίμου που εγχύεται την ορίζει ο χρήστης σε κάθε σενάριο, καθώς αποτελεί το δεδομένο εισόδου. Στο συγκεκριμένο τεστ, η ποσότητα του καυσίμου που εγχύεται είναι ακριβώς η ίδια σε κάθε χρονική στιγμή απλά το πρόγραμμα έχει αποθηκεύσει σε μορφή πίνακα τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.10 σε χρονικές στιγμές που απέχουν κατά πολύ λίγο η μια από την άλλη. Άρα, η διαφορά αυτή δεν είναι ουσιαστικής σημασίας άρα δεν επηρεάζει τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.10.

**Test No. 8**  
**1000-2000 rpm acceleration**  
**Initial Load: 5%**



**Σχήμα 6.10:** Σύγκριση του μοντέλου της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης με κανονική και με διπλάσια ροπή αδράνειας για επιτάχυνση από τις 1000 στις 2000 rpm

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7

---

## Συμπεράσματα

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας, πραγματοποιήθηκε μια ανάλυση του μοντέλου ενός κινητήρα diesel, με σύστημα διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης όσον αφορά την λειτουργική του συμπεριφορά και τις εκπομπές αιθάλης και οξειδίων αζώτου. Η διερεύνηση επικεντρώθηκε στην εξέταση του κινητήρα σε σταθερές αλλά και μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας. Επιπλέον, έγινε σύγκριση αυτού του μοντέλου με ένα αντίστοιχο μονοβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης και με ένα συνδυασμένης υπερπλήρωσης (και τα δύο για τον ίδιο κινητήρα diesel). Τέλος, πραγματοποιήθηκε σύγκριση όλων των ανωτέρω μοντέλων με αυτό του κινητήρα φυσικής αναπνοής για τις σταθερές συνθήκες λειτουργίας.

Εξετάσθηκε η επίδραση διαφόρων παραμέτρων (για την μεταβατική λειτουργία), όπως το αρχικό σημείο λειτουργίας, το εύρος της μεταβολής αλλά και η επίδραση ενός (ακραίου) περιοριστή καυσίμου και η αύξηση της αδράνειας του συστήματος.

Επιγραμματικά, παρουσιάζονται τα κυριότερα συμπεράσματα που προέκυψαν κατά την διερεύνηση του μοντέλου της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης σε **σταθερές** συνθήκες λειτουργίας:

- Παρατηρήθηκε σημαντική αύξηση των επιδόσεων του κινητήρα και της ισχύος που παράγει.
- Διαπιστώθηκε μεγαλύτερη θερμική και μηχανική καταπόνηση του κινητήρα, η οποία σε ορισμένες περιπτώσεις άγγιξε το κατασκευαστικό όριο των κινητήρων diesel.
- Παρατηρήθηκε μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

- Υπήρξε σχετική αύξηση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου λόγω της προαναφερθείσας αύξησης των θερμοκρασιών, και μείωση της δημιουργίας και εκπομπής αιθάλη λόγω των υψηλότερων τιμών του  $\lambda_a$  που λειτουργούσε ο κινητήρας.

Όσον αφορά τα συμπεράσματα που προέκυψαν κατά την εξέταση του μοντέλου σε **μεταβατικές** συνθήκες λειτουργίας, αυτά είναι τα εξής:

- Το πιο σημαντικό χαρακτηριστικό, όπως αναμενόταν, είναι το φαινόμενο της υστέρησης των υπερπληρωτών.
- Η επίδραση της έντασης της επιτάχυνσης είναι ανάλογη σχετικά με την επιδείνωση του φαινομένου της υστέρησης.
- Η επίδραση του συστήματος περιορισμού του καυσίμου είναι αρνητική, όσον αφορά την απόκριση του μοντέλου αλλά είναι θετική κατά την δημιουργία και εκπομπή ρύπων.
- Η επίδραση της αύξησης της αδράνειας του συστήματος είναι αρνητική για την απόκριση του μοντέλου και για την δημιουργία ρύπων.
- Όσο πιο υψηλό είναι το σημείο (φορτίο και ταχύτητα περιστροφής) από το οποίο εκκινεί το μοντέλο, τόσο πιο καλή απόκριση παρουσιάζει ο κινητήρας και το σύστημα υπερπλήρωσης.
- Συγκριτικά με την μονοβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση, η διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση βελτιώνει την απόκριση του κινητήρα στις μέσες και υψηλές ταχύτητες περιστροφής (>1500 rpm).

Συνοψίζοντας, μπορεί να θεωρηθεί πως ένα σύστημα διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης, έχει ευεργετικά αποτελέσματα στις επιδόσεις ενός κινητήρα diesel για την λειτουργία αυτού σε σταθερές συνθήκες. Όσον αφορά την λειτουργία του σε μεταβαλλόμενες συνθήκες, τότε μπορεί να θεωρηθεί πως ένα τέτοιο σύστημα έχει και θετικές αλλά και αρνητικές επιδράσεις ανάλογα με τις συνθήκες που επικρατούν, όπως αυτές έχουν αναφερθεί ανωτέρω.

Τέλος, διαφορετική συμπεριφορά είναι πιθανό να παρατηρηθεί σε παρόμοια μοντέλα, εφοδιασμένα με επιπλέον συστήματα, όπως για



παράδειγμα σύστημα περιοριστή καυσίμου (fuel limiter), σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR), καθώς και ενός πιο πολύπλοκου συστήματος ελέγχου του κινητήρα. Παρ' όλα αυτά, οι βασικές αρχές που αναλύθηκαν δεν θα αλλάξουν.

Κλείνοντας την συγκεκριμένη εργασία παρατίθεται ο Πίνακας 7.1, ο οποίος συγκεντρώνει τους χρόνους που χρειάζονται τα συστήματα της μονοβάθμιας και της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης για να ολοκληρώσουν το 90% της εκάστοτε μεταβολής, και έχει ως στόχο την καλύτερη εποπτεία και κατανόηση των ανωτέρω συμπερασμάτων.

**Πίνακας 7.1: Απαιτούμενη χρονική διάρκεια για την ολοκλήρωση του 90% των μεταβολών που παρουσιάστηκαν στην Παράγραφο 6.4 για τα μοντέλα της μονοβάθμιας και της διβάθμιας στροβιλο-υπερπλήρωσης**

Τεστ (No)	Αρχική ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Τελική ταχύτητα περιστροφής (rpm)	Αρχικό φορτίο (%)	Μονοβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση ( $\Delta t_{90}$ ) (sec)	Διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση ( $\Delta t_{90}$ ) (sec)
1	1000	1500	5	1,85	3,45
2	1000	2000	5	3,97	4,31
3	1500	2000	25	2,52	3,15
4	1500	2500	25	4,55	4,98
5	2000	2500	50	3,03	1,42
6	2000	3000	30	5,22	2,36

# Παράρτημα-Πίνακας Συμβόλων

Σύμβολο	Επεξήγηση	Μονάδες
D	Διάμετρος εμβόλου	m
L	Μήκος διωστήρα	m
$M_k$	Ροπή κινητήρα	Nm
$M_{αντ}$	Ροπή αντίστασης	Nm
n	Ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα	rpm
$\bar{p}_e$	Μέση πραγματική πίεση	bar
$p_0$	Πίεση εισαγωγής	bar
$p_1$	Πίεση στην είσοδο του συμπιεστή χαμηλής πίεσης	bar
$p_2$	Πίεση στην έξοδο του συμπιεστή χαμηλής πίεσης	bar
$p_3$	Πίεση στην είσοδο του συμπιεστή υψηλής πίεσης	bar
$p_4$	Πίεση στην έξοδο του συμπιεστή υψηλής πίεσης	bar
R	Παγκόσμια σταθερά των αερίων	J/kmole
r	Ακτίνα τροφάλου	m
s	Διαδρομή εμβόλου	m
T	Θερμοκρασία του αέρα	K
$V_H$	Όγκος εμβολισμού	$m^3$
z	Αριθμός κυλίνδρων	-
$\Theta$	Ροπή αδράνειας συστήματος	$kg/m^2$
$\rho$	Πυκνότητα του αέρα	$kg/m^3$
$\omega$	Γωνιακή ταχύτητα περιστροφής κινητήρα	rad/sec

<b>Αρκτικόλεξα</b>	<b>Επεξήγηση</b>
AFR	Λόγος αέρα-καυσίμου (Air-Fuel Ratio)
bsfc	Ειδική κατανάλωση καυσίμου (Brake Specific Fuel Consumption) (g/kWh)
bmep	Μέση πραγματική πίεση (Brake Mean Effective Pressure) (bar)
BSNO <sub>x</sub>	Ειδικές εκπομπές οξειδίων του αζώτου (Brake Specific NO <sub>x</sub> ) (g/kWh)
DI	Άμεση έγχυση (Direct Injection)
EGR	Ανακυκλοφορία καυσαερίων (Exhaust Gas Recirculation)
HP	Υψηλής πίεσης (High Pressure)
IDI	Έμμεση έγχυση (Indirect Injection)
LP	Χαμηλής πίεσης (Low Pressure)
NO <sub>x</sub>	Οξείδια του αζώτου (Nitrogen Oxides)
λ <sub>α</sub>	Λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου
2-X	Δίχρονος κινητήρας
4-X	Τετράχρονος κινητήρας

# Βιβλιογραφία

- 1) Κ.Δ. Ρακόπουλος (1988) «Αρχές εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης. Εισαγωγή – λειτουργία - θερμοδυναμική», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 2) Κ.Δ. Ρακόπουλος (2000) «Εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης II - Εμβάθυνση στην κατασκευή και λειτουργία», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 3) Κ. Δ. Ρακόπουλος, Ε. Γ. Γιακουμής (2011), «Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας» , Αθήνα.
- 4) Κ. Δ. Ρακόπουλος, Δ. Θ. Χουντάλας (1998), «Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 5) C. D. Rakopoulos, E. G. Giakoumis (2009), «Diesel engine transient operation», Springer, London.
- 6) Gamma Technologies, Inc. (2010), «GT-Suite Engine Performance Tutorials, Version 7.3».
- 7) Κ. Δ. Μάντζος (2012), «Μελέτη προσομοίωσης σύνθετης υπερπλήρωσης κινητήρα diesel με τη χρήση του υπολογιστικού πακέτου GT-Power», Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π (επιβλέπων: Ε. Γ. Γιακουμής).
- 8) B. Lee (2009), «Dual-Stage Boosting Systems: Methods of Configurations, Matching and Boost Control Options», PhD Thesis, University of Michigan.
- 9) S. Saulnier, S. Guilain (2004), «Computational Study of Diesel Engine Downsizing Using Two-Stage Turbocharging», SAE Paper 2004-01-0929.

- 10) J. Bozek, «2-Stage Turbocharger Matching for a Light Duty Diesel Engine», Ricardo.
- 11) R. Sauerstein, R. Dabrowski, M. Becker, W. Bullmer (2010), «Regulated Two-Stage Turbocharging for Gasoline Engines», BorgWarner.
- 12) A. M. Δημάρατος (2011), «Διερεύνηση των εκπομπών ρύπων κατά την μεταβατική λειτουργία κινητήρων diesel», Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π., (επιβλέπων: Κ. Δ. Ρακόπουλος).
- 13) E. G. Giakoumis, A. I. Alafouzos (2010), «Comparative study of turbocharged diesel engine emissions during three different transient cycles», Int. J. Energy Res, Vol. 34, pp. 1002-1015.
- 14) D.E. Winterbone, R.S. Benson, A.G. Mortimer, P. Kenyon, A. Stotter (1977), «Transient response of turbocharger diesel engines», SAE Paper 770122.