

ΠΟΥΛΑΚΗΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ

Προσομοίωση λειτουργίας και σύγκριση μεταξύ συμβατικού και στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Otto άμεσης έγχυσης (GDI), κατά τη λειτουργία στον οδηγικό κύκλο WLTC

Τομέας: Θερμότητας – Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης

Επιβλέπων: Ευάγγελος Γιακουμής, Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα 2022



ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

POULAKIS GEORGIOS

Simulation and Comparison  
between naturally aspirated PFI  
and turbocharged GDI Otto  
Engine, during the WLTC Driving

**Section: Thermal Engineering - Internal Combustion Engines**

**Supervisor: Evangelos Giakoumis, Professor NTUA**

**Athens 2022**



SCHOOL OF MECHANICAL ENGINEERING

Υπεύθυνη δήλωση για λογοκλοπή και για κλοπή πνευματικής ιδιοκτησίας:

Έχω διαβάσει και κατανοήσει τους κανόνες για τη λογοκλοπή και τον τρόπο σωστής αναφοράς των πηγών που περιέχονται στον οδηγό συγγραφής Διπλωματικών Εργασιών. Δηλώνω ότι, από όσα γνωρίζω, το περιεχόμενο της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας είναι προϊόν δικής μου εργασίας και υπάρχουν αναφορές σε όλες τις πηγές που χρησιμοποίησα.

Οι απόψεις και τα συμπεράσματα που περιέχονται σε αυτή τη Διπλωματική εργασία είναι του συγγραφέα και δεν πρέπει να ερμηνευθεί ότι αντιπροσωπεύουν τις επίσημες θέσεις της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ή του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

Γεώργιος Πουλάκης

## Ευχαριστίες

Θα ήθελα προτού προχωρήσουμε στην ανάλυση του αντικειμένου μελέτης, να ευχαριστήσω τον Καθηγητή του Ε.Μ.Π. Ευάγγελο Γιακουμή, τόσο για την καθοδήγησή του στην εκπόνηση της παρούσας εργασίας, όσο και για την εξαιρετική δουλειά του ως διδάσκων των μαθημάτων που αφορούσαν τις μηχανές εσωτερικής καύσης. Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω τους φίλους και συμφοιτητές μου, οι οποίοι έκαναν την φοίτησή μου στην σχολή των Μηχανολόγων Μηχανικών, μία από τις πιο ευχάριστες εμπειρίες που έχω βιώσει. Τέλος, ευγνώμων είμαι και για την αμέριστη υποστήριξη που μου έδειξε η οικογένειά μου όλα τα χρόνια της φοίτησής μου.

Ευχαριστίες .....	4
Σύνοψη .....	7
Abstract .....	8
Αρκτικόλεξα.....	9
Κατάλογος συμβόλων .....	10
1. Εισαγωγή .....	11
1.1 Πλαίσιο .....	11
1.2 Σκοπός και στόχοι.....	11
1.3 Οριοθέτηση.....	11
1.4 Διάρθρωση της εργασίας .....	11
2. Γενικές αρχές λειτουργίας του 4-Χ κινητήρα Otto .....	12
2.1 Γενικά .....	12
2.2 Βασικές αρχές λειτουργίας - 4 Χρόνοι.....	12
2.2.1 Εισαγωγή (intake stroke).....	12
2.2.2 Συμπύεση (compression stroke).....	12
2.2.3 Αποτόνωση (power stroke) .....	13
2.2.4 Εξαγωγή (exhaust stroke).....	13
2.3 Ανάφλεξη - καύση - σχηματισμός ρύπων .....	13
2.3.1 Ανάφλεξη στους κινητήρες βενζίνης.....	13
2.3.2 Σχηματισμός ρύπων στους κινητήρες βενζίνης .....	14
2.3.3 Προβλήματα καύσης .....	17
3. Μέθοδοι έγχυσης καυσίμου σε κινητήρες βενζίνης.....	19
3.1 Γενικά περί μεθόδων έγχυσης.....	19
3.2 Έγχυση καυσίμου στην εισαγωγή .....	19
3.2.1 Εξαεριωτής.....	19
3.2.2 Χρήση εγχυτήρων χαμηλής πίεσης – έμμεση έγχυση καυσίμου .....	20
3.2.3 Πλεονεκτήματα – μειονεκτήματα .....	21
3.3 Έγχυση καυσίμου εντός του κυλίνδρου (GDI).....	22
3.3.1 Γενικά .....	22
3.3.2 Άμεσος ψεκασμός και στρωματοποίηση γόμωσης (Stratification of charge).....	22
3.3.3 Συστήματα καθοδήγησης δέσμης .....	23
3.3.4 Σύνοψη πλεονεκτημάτων-μειονεκτημάτων άμεσου ψεκασμού .....	24
4. Υπερπλήρωση ΜΕΚ.....	26
4.1 Γενικά στοιχεία .....	26
4.2 Μέθοδοι υπερπλήρωσης.....	26
4.2.1 Μέθοδος κίνησης συμπίεστή .....	26
4.2.2 Σχεδιασμός συμπίεστή .....	28
4.2.3 Σύνδεση μονάδας υπερπλήρωσης με κινητήρα και μεταφορά ισχύος.....	29
4.3 Ενδιάμεση ψύξη αέρα .....	30
4.3.1 Γενικά .....	30
4.3.2 Είδη ψυγείων υπερπλήρωσης.....	31
4.3.3 Πλεονεκτήματα-μειονεκτήματα της ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης .....	31
4.4 Βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίου (Waste-gate valve).....	32
4.5 Πλεονεκτήματα – μειονεκτήματα και ειδικά θέματα υπερπλήρωσης βενζινοκινητήρων.....	33
5. Μεταβατικοί κύκλοι πόλης.....	34
5.1 Εισαγωγή .....	34

5.2	Εγκαταστάσεις δοκιμών .....	35
5.2.1	Δυναμόμετρα.....	35
5.2.2	Μετρητικές διατάξεις .....	36
5.3	Μεταβατικοί οδηγικοί κύκλοι - κύκλος WLTC.....	37
5.3.1	Ανάπτυξη οδηγικών κύκλων.....	37
5.3.2	Οδηγικός κύκλος WLTC.....	38
6.	Μοντελοποίηση και προσομοίωση.....	42
6.1	Γνωριμία με το περιβάλλον του πακέτου GT-Power .....	42
6.2	Μοντελοποίηση κινητήρα φυσικής αναπνοής.....	43
6.2.1	Γενικά χαρακτηριστικά .....	43
6.2.2	Ρύθμιση ισχύος.....	44
6.3	Μοντελοποίηση υπερτροφοδοτούμενου GDI κινητήρα.....	46
6.3.1	Γενικά χαρακτηριστικά .....	46
6.3.2	Σύστημα στροβιλο-υπερπλήρωσης.....	46
6.3.3	Έγχυση καυσίμου - στρωματοποίηση γόμωσης - ρύθμιση Ισχύος.....	48
6.4	Μοντελοποίηση οχήματος - οδηγού.....	49
6.4.1	Χαρακτηριστικά οχήματος.....	49
6.4.2	Σύστημα μετάδοσης .....	49
6.4.3	Εικονικός οδηγός οχήματος.....	50
7.	Συγκριτικά αποτελέσματα προσομοιώσεων και σχολιασμός.....	54
7.1	Εισαγωγή .....	54
7.2	Πορεία οχήματος και λειτουργία ελεγκτή κατά την προσομοίωση .....	55
7.2.1	Διαγράμματα .....	55
7.2.2	Σχολιασμός .....	61
7.3	Λειτουργία κινητήρων κατά την προσομοίωση .....	62
7.3.1	Διαγράμματα .....	62
7.3.2	Σχολιασμός .....	70
7.4	Λειτουργία ζεύγους στροβλο-υπερπλήρωσης κατά την προσομοίωση του κινητήρα Turbo GDI.....	71
7.4.1	Διαγράμματα .....	71
7.4.2	Σχολιασμός .....	77
7.5	Κατανάλωση καυσίμου και εκπομπές ρύπων.....	78
7.5.1	Διαγράμματα .....	78
7.5.2	Σχολιασμός .....	84
8.	Τελικά συμπεράσματα – μελλοντική εργασία .....	86
9.	Κατάλογος πινάκων .....	87
10.	Κατάλογος σχημάτων .....	88
11.	Κατάλογος εικόνων.....	91
12.	Κατάλογος αναφορών .....	92

Η περιβαλλοντική κρίση που ταλανίζει των πλανήτη μας, τα τελευταία χρόνια γίνεται ολοένα και εντονότερη. Η περιεκτικότητα του ατμοσφαιρικού αέρα, ιδιαίτερα κοντά στα αστικά κέντρα, σε ρύπους όπως τα οξείδια του αζώτου έχει φτάσει σε κρίσιμα για την υγεία επίπεδα. Μέρος της ευθύνης για την κατάσταση αυτή έχουν οι μηχανές εσωτερικής καύσης που χρησιμοποιούνται κυρίως στους τομείς των μεταφορών και δευτερευόντως της ηλεκτροπαραγωγής. Αυτό έχει προκαλέσει, ανάμεσα σε άλλα, την ανάγκη για περιορισμό της κατανάλωσης καυσίμου και εκπομπής ρύπων από τις εμβολοφόρες ΜΕΚ που χρησιμοποιούνται στα πλαίσια της αυτοκίνησης. Στην προσπάθεια, αυτή αξιοποιούνται δύο κυρίως τεχνολογίες για την βελτίωση του κινητήρα Otto. Αυτήν της **υπερπλήρωσης**, σε συνδυασμό με την μείωση του όγκου εμβολισμού του κινητήρα (downsizing), και αυτήν της **άμεσης έγχυσης βενζίνης (Gasoline Direct Injection-GDI)**. Ως αποτέλεσμα, οι κινητήρες βενζίνης που έχουν κυριαρχήσει σήμερα στο χώρο των επιβατικών οχημάτων, είναι αρκετά πιο οικονομικοί στην λειτουργία τους και λιγότερο ρυπογόνοι σε σχέση με παλαιότερα.

Η παρούσα διπλωματική εργασία εξετάζει το μέγεθος της ωφελιμότητας των τεχνολογιών αυτών στην λειτουργία των εμβολοφόρων κινητήρων βενζίνης. Έτσι, μετά από μία θεωρητική παρουσίαση των διάφορων λειτουργικών χαρακτηριστικών και επιμέρους συστημάτων των βενζινοκινητήρων που θα εξετάσουμε, θα ακολουθήσει μοντελοποίηση και σύγκριση δύο κινητήρων κατά την λειτουργία τους στον, εν ισχύ από την Ευρωπαϊκή Ένωση, οδηγικό κύκλο ελαφρών οχημάτων WLTC. Οι κινητήρες που θα συγκριθούν είναι ο ένας **φυσικής αναπνοής, έμμεσου ψεκασμού (NA port fuel injection)**, και ο άλλος **στροβίλο-υπερπληρωμένος, άμεσης έγχυσης καυσίμου (Turbocharged GDI)**. Για τα παραπάνω έγινε χρήση του υπολογιστικού πακέτου GT-Power της Gamma Technologies Inc., το οποίο επιτρέπει την μονοδιάστατη μοντελοποίηση εμβολοφόρων κινητήρων, ενώ η μελέτη για τους ρύπους, επικεντρώθηκε στις εκπομπές οξειδίων του αζώτου (NO<sub>x</sub>), οξειδίων του άνθρακα (CO-CO<sub>2</sub>) και άκαυστων υδρογονανθράκων.

Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης είναι ενδιαφέροντα και αρκετά υποσχόμενα για την επιβίωση του βενζινοκινητήρα, αφού επιβεβαιώνουν την υπόθεση περί βελτίωσης των κινητήρων τα τελευταία χρόνια, ιδιαίτερα σε συνθήκες έντονων μεταβατικών συνθηκών, όπως ο οδηγικός κύκλος που κλήθηκαν να ακολουθήσουν τα μοντέλα μας.

## Abstract

The environmental crisis that our planet faces becomes worse year by year. The air concentration of pollutants like nitrous oxides has skyrocketed in the last few decades, especially in the urban areas, posing great health risks. Part of the problem is the use of internal combustion engines, mainly in the electrical and transportation industry. This has created the need to lessen the fuel consumption and the pollutants emitted by piston driven internal combustion engines that are used in the automotive industry. The situation, pushed big car manufacturers to develop powerful, yet small in displacement engines a trend called “downsizing” in the field. To achieve that, mainly two technologies have been implemented, **Forced Induction** and **Direct Injection**, and as a result most car engines nowadays are more fuel efficient and pollute less than ever before.

This project examines how much the implementation of these new technologies has benefited the gasoline powered internal combustion engine. After briefly analyzing the operational characteristics of the gasoline Otto engine and some of its subsystems, we will model and compare two engines that operate at the, Europe approved, WLTC driving cycle. The engines that will be compared are, **Naturally Aspirated port injected** and **Turbocharged Gasoline Direct Injected (GDI)**. For the modeling and the simulations, we used GT-Power by Gamma Technologies Inc., which allowed us the 1-D modeling and simulation of the engines. As for the emissions, we focused our study at the Nitrogen Oxides ( $\text{NO}_x$ ), the Carbon oxides ( $\text{CO-CO}_2$ ) and the unburned hydrocarbons emitted.

The results of the simulation are interesting as well as promising for the survival of the gasoline engine, as they confirm the original case that the engines are getting better year by year, especially in highly fluctuating driving conditions, like the WLTC driving cycle that we tested our models on.



## Αρκτικόλεξα

<i>Συντομογραφία</i>	<i>Επεξήγηση</i>
<b>AFR</b>	Λόγος αέρα καυσίμου (Air-Fuel Ratio)
<b>BMEP</b>	Μέση πραγματική πίεση (Brake mean effective pressure)
<b>BSFC</b>	Ειδική κατανάλωση καυσίμου (Brake specific fuel consumption)
<b>CO - CO<sub>2</sub></b>	Μονοξείδιο – Διοξείδιο του Άνθρακα
<b>CVS</b>	Δειγματοληψία σταθερού όγκου (Constant Volume Sampling)
<b>EGR</b>	Ανακυκλοφορία καυσαερίου (Exhaust gas recirculation)
<b>GDI</b>	Έγχυση βενζίνης εντός του κυλίνδρου (Gasoline Direct Injection)
<b>ISO</b>	Παγκόσμιο σύστημα αναφοράς (International Organization for Standardization)
<b>MPI</b>	Ψεκασμός πολλαπλού σημείου (Multi-point Injection)
<b>NA</b>	Φυσικής αναπνοής (Naturally Aspirated)
<b>NO - NO<sub>2</sub> -NO<sub>x</sub></b>	Μονοξείδιο – Διοξείδιο – Οξείδια του αζώτου
<b>OBD</b>	Σύστημα αυτοδιάγνωσης κινητήρα – Onboard Diagnostics
<b>PFI</b>	Έγχυση Καυσίμου στον αυλό εισαγωγής (Port Fuel Injection)
<b>SI</b>	Έναυση με σπινθήρα (Spark Ignited)
<b>SGDI</b>	Καθοδηγούμενος από την δέσμη άμεσος ψεκασμός (Spray-Guided Direct Injection)
<b>SPI</b>	Ψεκασμός μονού σημείου (single-point injection)
<b>WG</b>	Βαλβίδα Παράκαμψης Καυσαερίου (Wastegate)
<b>WLTC</b>	Παγκόσμιος κύκλος δοκιμής ελαφρών οχημάτων (Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Cycle)
<b>ΑΝΣ</b>	Άνω Νεκρό Σημείο
<b>β.α.</b>	Βαθμός απόδοσης
<b>ΚΝΣ</b>	Κάτω Νεκρό Σημείο
<b>ΜΕΚ (ICE)</b>	Μηχανή/ες Εσωτερικής Καύσης (Internal Combustion Engine)
<b>4-X</b>	Τετράχρονος

## Κατάλογος συμβόλων

Σύμβολο	Επεξήγηση	Μονάδα Μέτρησης
$A_f$	Μετωπική επιφάνεια οχήματος	$m^2$
$C_d$	Συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης οχήματος	-
$D$	Διάμετρος κυλίνδρου	m
$i_d$	Σχέση μετάδοσης διαφορικού	-
$i_g$	Σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων	-
$L$	Μήκος Διωστήρα	m
$\dot{m}$	Παροχή μάζας	kg/s
$m_v$	Μάζα οχήματος	kg
$N$	Ταχύτητα περιστροφής	rpm
$p$	Πίεση	bar
$R$	Παγκόσμια σταθερά αερίων	J/mol*K
$S$	Διαδρομή Εμβόλου	m
$T$	Θερμοκρασία	K
$V$	Ταχύτητα οχήματος	km/h
$V_H$	Όγκος Εμβολισμού	$m^3$
$z$	Αριθμός κυλίνδρων	-
$\gamma$	Λόγος ειδικών θερμοχωρητικότητας $c_p/c_v$	-
$\epsilon$	Βαθμός συμπίεσης	-
$\eta_{gear}$	Βαθμός απόδοσης συστήματος μετάδοσης	-
$\eta_{ic}$	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή	-
$\eta_{IT}$	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου	-
$\eta_{\psi}$	Βαθμός απόδοσης/εκμετάλλευσης ψυγείου	-
$\lambda_a$	Λόγος αέρα-καυσίμου	-
$\rho$	Πυκνότητα	kg/m <sup>3</sup>
$\Phi$	Λόγος ισοδυναμίας καυσίμου αέρα ( $=1/\lambda_a$ )	-

# 1. Εισαγωγή

## 1.1 Πλαίσιο

---

Η παρούσα διπλωματική εργασία ασχολείται με την μοντελοποίηση και προσομοίωση λειτουργίας υπερτροφοδοτούμενου βενζινοκινητήρα άμεσου ψεκασμού, όπου η έγχυση του καυσίμου πραγματοποιείται απευθείας εντός του θαλάμου καύσης, με την χρήση του προγράμματος GT-Power. Η λειτουργία του κινητήρα συγκρίνεται με αυτή ενός συμβατικού φυσικής αναπνοής, όπου ο ψεκασμός καυσίμου πραγματοποιείται πριν τις βαλβίδες εισαγωγής (PFI). Για την προσομοίωση, οι κινητήρες έχουν προσαρμοστεί σε όχημα το οποίο καλείται να ακολουθήσει τον οδηγικό κύκλο WLTC, ώστε να παρατηρηθεί η λειτουργία και να γίνει σύγκριση σε μεταβατικές απαιτήσεις πραγματικής οδήγησης.

## 1.2 Σκοπός και στόχοι

---

Ο σκοπός της εργασίας είναι να δώσει μία ποσοτική εικόνα στην πρόοδο που έχει πραγματοποιηθεί τα τελευταία χρόνια στις, μικρού κυβισμού, μηχανές εσωτερικής καύσης και ειδικά στους βενζινοκινητήρες που χρησιμοποιούνται στην αυτοκίνηση. Στόχος μας είναι, αφού αναλύσουμε θεωρητικά τα υποσυστήματα και τις τεχνολογίες που χρησιμοποιούνται σε έναν κινητήρα βενζίνης άμεσου ψεκασμού, να παρατηρήσουμε μέσω της προσομοίωσή μας, σε ποια σημεία και πόσο ωφελούν την λειτουργία σε πραγματικές συνθήκες οδήγησης.

## 1.3 Οριοθέτηση

---

Η μελέτη που έγινε στην παρούσα διπλωματική εργασία δεν αφορά την βελτιστοποίηση της λειτουργίας του κάθε τύπου κινητήρα που προσομοιώνεται. Συνεπώς, οι διάφορες τιμές που ελήφθησαν για την μοντελοποίηση αποτελούν τυπικές τιμές που χρησιμοποιούνται στην βιομηχανία και όχι προϊόν προσωπικής μελέτης, καθώς ο σκοπός είναι η σύγκριση μεταξύ νέας και συμβατικής τεχνολογίας κινητήρων. Επίσης, δεν μοντελοποιήθηκε κάποιο σύστημα επεξεργασίας (καταλυτικός μετατροπέας) ή ανακυκλοφορίας των καυσαερίων (EGR), καθώς κάτι τέτοιο, ενώ εφαρμόζεται κατά κόρον στην πράξη, θα αύξανε την πολυπλοκότητα της μελέτης μας, χωρίς να προσφέρει ουσιαστικά στην σύγκριση που πραγματοποιείται.

## 1.4 Διάρθρωση της εργασίας

---

Η εργασία ξεκινά με κάποια βασικά θεωρητικά στοιχεία των όσων μοντελοποιήθηκαν, ώστε να γίνει αντιληπτή η επίδραση των διάφορων υποσυστημάτων και τεχνολογικών εξελίξεων στην λειτουργία των κινητήρων κατά την προσομοίωση. Ακολουθεί μια συνοπτική παρουσίαση του προγράμματος GT-Power και των βημάτων που ακολουθήθηκαν στην δημιουργία των μοντέλων. Έπειτα παρατίθενται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεών μας σε μορφή διαγραμμάτων και πινάκων, καθώς και ο σχολιασμός αυτών.

## 2. Γενικές αρχές λειτουργίας του 4-Χ κινητήρα Otto

### 2.1 Γενικά

Ο βενζινοκινητήρας Otto, αποτελεί έναν από τους συνηθέστερους τύπους εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης. Οφείλει την ονομασία του στον Γερμανό εφευρέτη του Nicolaus Otto ο οποίος ασχολήθηκε με την ανάπτυξή του από την δεκαετία του 1870. Βασική διαφορά των κινητήρων Otto από τους Diesel είναι η χρήση σπινθήρα για την ανάφλεξη της γόμωσης του κυλίνδρου.

Ως προς την κατηγοριοποίηση των κινητήρων Otto, αυτή γίνεται με τρία κριτήρια. Το πρώτο είναι η κατάσταση του καυσίμου κατά την έγχυση, και έτσι έχουμε **αεριομηχανές**, όπου το καύσιμο είναι σε αέρια μορφή (υγραέριο, φυσικό αέριο κ.α.) και **βενζινομηχανές**, όπου τα καύσιμα είναι σε υγρή μορφή (συνήθως βενζίνη, μεθανόλη, αιθανόλη και μείγματα αυτών). Το δεύτερο κριτήριο είναι η πίεση στην εισαγωγή του κινητήρα. Αν ο κινητήρας αναρροφά αέρα απευθείας από την ατμόσφαιρα, ονομάζεται **φυσικής αναπνοής** ή **ατμοσφαιρικός** (Naturally aspirated – NA), ενώ αν αναρροφά από μεγαλύτερη του ενός bar πίεση, **υπερπληρωμένος**. Το τρίτο κριτήριο αφορά την εξωτερική λειτουργία, όπου οι κινητήρες διακρίνονται σε **δίχρονους** και **τετράχρονους**. Στους δίχρονους κινητήρες, ένας κύκλος λειτουργίας διαρκεί μία περιστροφή ( $360^\circ$ ) της στροφαλοφόρου ατράκτου, δηλαδή δύο πλήρεις διαδρομές του εμβόλου (χρόνοι), μια και η εξαγωγή των καυσαερίων ξεκινά στο τέλος της καύσης-αποτόνωσης, ενώ η απόπλυση του κυλίνδρου ολοκληρώνεται παράλληλα με την εισαγωγή της νέας γόμωσης. Στους τετράχρονους κινητήρες, ένας κύκλος λειτουργίας διαρκεί δύο περιστροφές ( $720^\circ$ ) της στροφαλοφόρου ατράκτου, δηλαδή τέσσερις πλήρεις διαδρομές του εμβόλου (χρόνους), εκ των οποίων οι δύο (πρώτος και τέταρτος χρόνος) είναι αφιερωμένοι στην εναλλαγή των αερίων. Ως αποτέλεσμα, οι τετράχρονοι κινητήρες είναι πιο αποδοτικοί και λιγότερο ρυπογόνοι από τους αντίστοιχους δίχρονους και κατά συνεπεία έχουν κυριαρχήσει [1]. Παρακάτω θα αναφερθούμε στις αρχές λειτουργίας των τετράχρονων βενζινοκινητήρων Otto αφού αυτοί αφορούν την ανάλυση που πραγματοποιείται στην παρούσα εργασία.

### 2.2 Βασικές αρχές λειτουργίας - 4 Χρόνοι

#### 2.2.1 Εισαγωγή (intake stroke)

Κατά τον χρόνο της εισαγωγής, ο κύλινδρος κινείται από το άνω νεκρό σημείο προς το κάτω. Παράλληλα, ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής ώστε να εισέλθει στον θάλαμο καύσης η νέα γόμωση (ή απλώς ο αέρας καύσης στην περίπτωση κινητήρων άμεσης έγχυσης). Η βαλβίδα εισαγωγής ανοίγει, στην πλειοψηφία των περιπτώσεων, λίγο πριν το ΑΝΣ ( $\sim 10^\circ$  στροφάλου), ενώ κλείνει τυπικά  $50-60^\circ$  στροφάλου μετά το ΚΝΣ [1].

#### 2.2.2 Συμπύεση (compression stroke)

Κατά τον χρόνο της συμπύεσης, ο κύλινδρος κινείται από το ΚΝΣ προς το ΑΝΣ. Η φάση της συμπύεσης ξεκινά από την στιγμή που θα κλείσει η βαλβίδα εισαγωγής και έως ότου πραγματοποιηθεί η έναυση του μείγματος, τυπικά  $10-30^\circ$  πριν το ΑΝΣ. Από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του κυλίνδρου (διάμετρος, διαδρομή εμβόλου, επιζήμιος όγκος), καθορίζεται ο βαθμός συμπύεσης, ο οποίος είναι ο λόγος των όγκων εμβολισμού

στο ΚΝΣ προς αυτόν στο ΑΝΣ ( $\epsilon = V_{\text{ΚΝΣ}}/V_{\text{ΑΝΣ}}$ ), με τυπικές τιμές από 8-12 στους σύγχρονους βενζινοκινητήρες [1].

### 2.2.3 Αποτόνωση (power stroke)

Κατά τον χρόνο της αποτόνωσης, παίρνουμε το ζητούμενο έργο από έναν πλήρη κύκλο λειτουργίας του 4-Χ κινητήρα Otto. Το έμβολο κινείται από το ΑΝΣ προς το ΚΝΣ, ενώ η πίεση εντός του θαλάμου καύσης μεγιστοποιείται, αφού πραγματώνεται η καύση του μείγματος. Η διαδικασία της καύσης διαρκεί 40-60° στροφάλου στις περισσότερες περιπτώσεις [1].

### 2.2.4 Εξαγωγή (exhaust stroke)

Ένας πλήρης κύκλος λειτουργίας του τετράχρονου Otto ολοκληρώνεται με τον χρόνο της εξαγωγής. Το έμβολο κινείται από το ΚΝΣ προς το ΑΝΣ, με την βαλβίδα εξαγωγής να είναι ανοικτή, ωθώντας έτσι τα προϊόντα της καύσης εκτός του θαλάμου, πραγματοποιείται δηλαδή η απόπλυση του κυλίνδρου. Η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει περίπου 40-50° στροφάλου πριν ο κύλινδρος φτάσει στο ΚΝΣ, σηματοδοτώντας το τέλος του χρόνου αποτόνωσης και την αρχή του χρόνου εξαγωγής, ενώ κλείνει περίπου 20° στροφάλου αφού το έμβολο περάσει από το ΑΝΣ. Παρατηρούμε πως για ένα χρονικό διάστημα και για συγκεκριμένες μοίρες περιστροφής της στροφαλοφόρου ατράκτου, και οι δύο βαλβίδες (εισαγωγής – εξαγωγής) είναι ταυτόχρονα ανοικτές. Αυτό το διάστημα ονομάζεται διάστημα υπερκάλυψης των βαλβίδων (valve overlap) [1].

## 2.3 Ανάφλεξη - καύση - σχηματισμός ρύπων

---

### 2.3.1 Ανάφλεξη στους κινητήρες βενζίνης

#### 2.3.1.1 Σύστημα ανάφλεξης

Η συνηθέστερη διάταξη έναυσης του καυσίμου στους σύγχρονους βενζινοκινητήρες Otto, χρησιμοποιεί σπινθηριστή υψηλής τάσης ρεύματος («μπουζί» – spark plug). Παλαιότερα με μηχανικό τρόπο και πλέον με ηλεκτρονικά ελεγχόμενη μέθοδο, η τάση που δίνει ένας ή ισάριθμοι με τους κυλίνδρους πολλαπλασιαστές, διοχετεύεται στον σπινθηριστή με αποτέλεσμα την δημιουργία σπίθας και την ανάφλεξη του μείγματος εντός του θαλάμου καύσης [1].

#### 2.3.1.2 Χρονισμός ανάφλεξης

Ο χρονισμός της ανάφλεξης του μείγματος, η στιγμή δηλαδή που θα ξεκινήσει η διαδικασία της καύσης, είναι μία ιδιαίτερα σημαντική για την ομαλή λειτουργία του κινητήρα παράμετρος. Συμβαίνει σχεδόν αποκλειστικά πριν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ και για αυτό τον λόγο, εναλλακτική ονομασία είναι και **προπορεία έναυσης**. Μεταβολές στην παράμετρο αυτή μπορούν να οδηγήσουν τόσο σε αύξηση των επιδόσεων και της απόδοσης του κινητήρα μας, όσο και σε υπερβολική δημιουργία ρύπων, ακόμα και σε ανωμαλίες κατά την καύση του μείγματος. Τυπικές τιμές για την προπορεία της έναυσης είναι 10-35° στροφάλου πριν το ΑΝΣ [1].

Αξίζει να σημειωθεί πως κατά την εξέλιξη των κινητήρων βενζίνης Otto, οι χρονισμοί των βαλβίδων εισαγωγής – εξαγωγής, το προφίλ ανύψωσής αυτών καθώς και η προπορεία έναυσης, είναι παράμετροι οι οποίες, με την εφαρμογή ειδικών τεχνολογιών, μεταβάλλονται δυναμικά κατά την λειτουργία των κινητήρων με σκοπό την βελτιστοποίηση των επιδόσεων και την ελαχιστοποίηση των εκπεμπόμενων ρύπων.

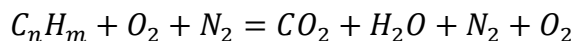
## 2.3.2 Σχηματισμός ρύπων στους κινητήρες βενζίνης

### 2.3.2.1 Γενικά

Η καύση της βενζίνης, όπως και κάθε χημική, αντίδραση έχει αναπόφευκτά παραπροϊόντα. Έτσι και στην περίπτωση των βενζινοκινητήρων Otto, ειδικά μετά την ευρεία εφαρμογή τους στα πλαίσια της αυτοκίνησης, δημιουργήθηκε το πρόβλημα της υπερσυσώρευσης αυτών των παραπροϊόντων ή αλλιώς ρύπων, ιδιαίτερα στα μεγάλα αστικά κέντρα. Ως αποτέλεσμα, οι αυτοκινητοβιομηχανίες κλήθηκαν να εφαρμόσουν τεχνολογικά αντίμετρα για τον περιορισμό των εκπομπών αυτών. Η χρήση του τριοδικού καταλύτη, η ανακυκλοφορία καυσαερίων, καθώς βεβαίως και η προσεκτικότερη σχεδίαση του θαλάμου καύσης, είναι κάποια από τα σημαντικότερα βήματα που έγιναν. Κύριος στόχος μέχρι και σήμερα, παραμένει ο περιορισμός και η ελαχιστοποίηση των εκπομπών αυτών των ρυπογόνων παραγόντων. Παρακάτω θα αναφερθούμε σύντομα στις χημικές αντιδράσεις σχηματισμού των ρύπων, που αφορούν την λειτουργία των εμβολοφόρων κινητήρων βενζίνης.

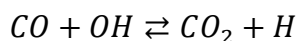
### 2.3.2.2 Οξειδία του άνθρακα

Τα καύσιμα που χρησιμοποιούνται στις ΜΕΚ, είναι κυρίως υδρογονάνθρακες και μείγματα αυτών με βιοκαύσιμα (εξαιρούμε εδώ τις προσπάθειες για αποδοτική καύση υδρογόνου σε εμβολοφόρες μηχανές, η οποία δεν έχει τελεσφορήσει ακόμη). Η χημική αντίδραση της τέλει καύσης ενός υδρογονάνθρακα χωρίς την ύπαρξη χημικής διάστασης είναι η εξής [2]:



Η παραπάνω χημική αντίδραση έχει βέβαια ποιοτική μόνο αξία αφού δεν έχουν τεθεί στοιχειομετρικοί συντελεστές. Παρατηρούμε λοιπόν πως το  $CO_2$  είναι προϊόν της καύσης οποιουδήποτε υδρογονάνθρακα, ακόμα και με τις παραπάνω παραδοχές περί ιδανικότητας. Ωστόσο στην πραγματικότητα, κατά την καύση υφίσταται χημική διάσταση, με αποτέλεσμα τον σχηματισμό και άλλων, ιδιαίτερα πιο τοξικών χημικών ενώσεων στα προϊόντα.

Μία από αυτές τις ενώσεις είναι το μονοξείδιο του άνθρακα  $CO$ , η οποία κατά κύριο λόγο σχηματίζεται όταν δεν επαρκεί το διαθέσιμο οξυγόνο κατά την διεργασία της καύσης. Αυτό αφορά ιδιαίτερα τους κινητήρες Otto, αφού μπορεί να λειτουργήσουν και με πλούσια μείγματα (σε αντίθεση με τους κινητήρες Diesel που λειτουργούν αποκλειστικά με ιδιαίτερα φτωχά μείγματα). Αξίζει να σημειωθεί πως οι κινητήρες Otto τείνουν να λειτουργούν με πλούσια μείγματα κατά την εκκίνησή τους και σε φάσεις απότομων επιταχύνσεων. Η χημική αντίδραση οξείδωσης του  $CO$  φαίνεται παρακάτω, είναι αμφίδρομη και η συνθήκες που επηρεάζουν την χημική ισορροπία είναι αυτές τελικά που θα καθορίσουν το ύψος των εκπομπών [2].



### 2.3.2.3 Οξειδία του αζώτου

Όταν μιλάμε για τα οξείδια του αζώτου ( $NO_x$ ) που σχηματίζονται στον θάλαμο καύσης των εμβολοφόρων κινητήρων, αναφερόμαστε σχεδόν αποκλειστικά στο μονοξείδιο του αζώτου ( $NO$ ) και στο διοξείδιο του αζώτου ( $NO_2$ ). Στις συνθήκες που επικρατούν στον θάλαμο καύσης ενός κινητήρα Otto, παράγεται κυρίως μονοξείδιο του αζώτου (98-99% των

συνολικών NO<sub>x</sub>) και συνεπώς θα επικεντρωθούμε στην δημιουργία και εκπομπή αυτού. Αξίζει να παρατηρήσουμε πως το αντιδρών άζωτο που συμμετέχει στον σχηματισμό των οξειδίων, προέρχεται κυρίως από τον ατμοσφαιρικό αέρα και σε αμελητέα ποσότητα από τυχόν παραμένον στο καύσιμο άζωτο. Το βασικότερο αίτιο δημιουργίας NO, είναι οι ιδιαίτερα υψηλές θερμοκρασίες που εμφανίζονται εντός του θαλάμου καύσης (εκθετική συσχέτιση με την θερμοκρασία).

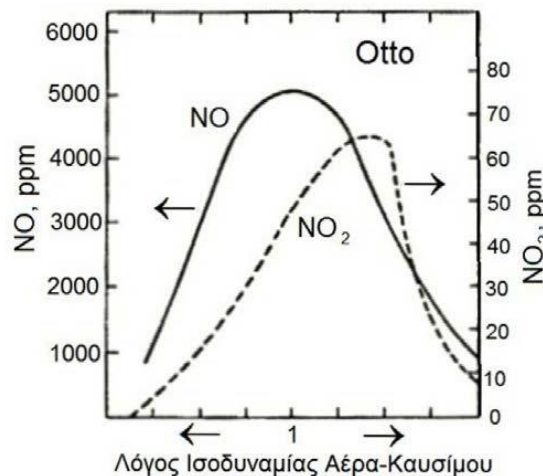
Για μείγματα αέρα-καυσίμου κοντά στην στοιχειομετρική αναλογία, έχει προκύψει πως ο σχηματισμός του μονοξειδίου του αζώτου καθορίζεται κυρίως από το παρακάτω σχήμα τριών χημικών αντιδράσεων, που αλλιώς ονομάζεται και εκτεταμένος μηχανισμός Zeldovich [2]:

1.  $O + N_2 \rightleftharpoons NO + N$
2.  $N + O_2 \rightleftharpoons NO + O$
3.  $N + OH \rightleftharpoons NO + H$

Όπως είδαμε στην παράγραφο 2.3.1.2, η ανάφλεξη του μείγματος γίνεται πριν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ. Ως αποτέλεσμα, στα πρώτα στάδια της καύσης, το μείγμα ακόμη συμπιέζεται, κάτι το οποίο οδηγεί σε περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας και της πίεσης εντός του θαλάμου, ευνοώντας την δημιουργία NO. Παρακάτω θα εξετάσουμε συνοπτικά το πώς τρεις σημαντικές παράμετροι λειτουργίας του κινητήρα, επηρεάζουν την δημιουργία του NO [2]:

i. Λόγος ισοδυναμίας καυσίμου:

Έχει παρατηρηθεί πως στους κινητήρες Otto, η εκπομπή NO μεγιστοποιείται στις περιοχές όπου ο λόγος ισοδυναμίας καυσίμου είναι  $\Phi \approx 0.9$  ( $\lambda_a \approx 1.1$ ), δηλαδή στις ελαφρώς φτωχές περιοχές της γόμωσης, όπου η θερμοκρασία καύσης είναι υψηλή. Αυτό αποτυπώνεται στο σχήμα 2.1:

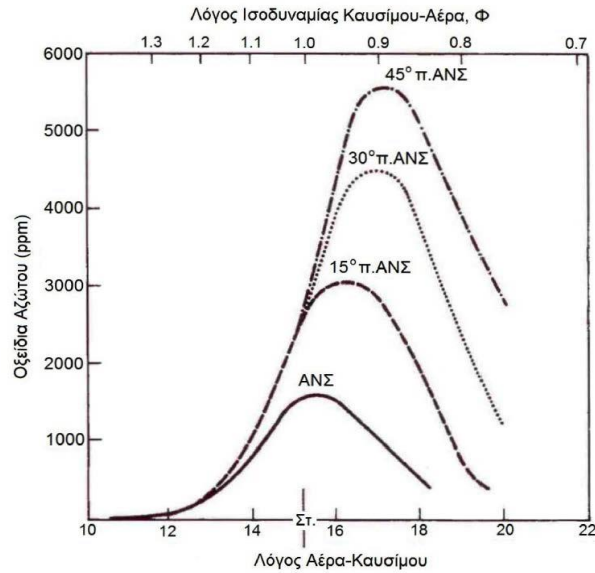


Σχήμα 2.1: Επίδραση  $\lambda_a$  στον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου [2]

ii. Προπορεία έναυσης:

Όπως εξηγήσαμε προηγουμένως, η αύξηση της προπορείας έναυσης επιδρά αρνητικά στις εκπομπές NO αφού αυξάνει τις θερμοκρασίες και πιέσεις στον θάλαμο καύσης. Απαραίτητη λοιπόν για την μείωση των εκπομπών, είναι η ελάττωση της προπορείας έναυσης, κάτι το οποίο όμως βλάπτει σημαντικά τις επιδόσεις και την κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα. Έτσι συνήθως, ανάλογα με

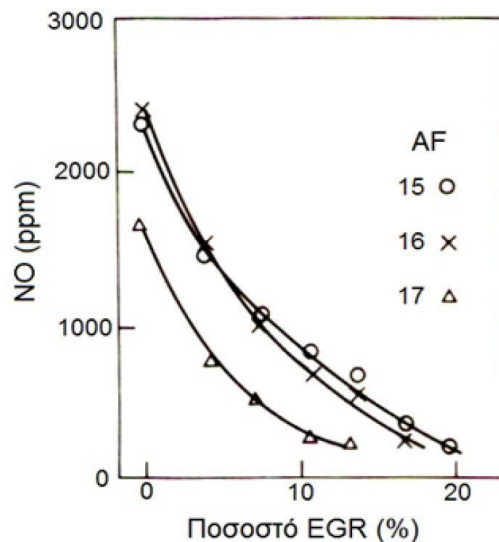
τις απαιτήσεις, υιοθετείται μία ενδιάμεση τιμή προπορείας, η οποία διατηρεί υψηλά την ισχύ του κινητήρα χωρίς να εκτοξεύει τις εκπομπές NO. Τα παραπάνω φαίνονται και στο σχήμα 2.2 που ακολουθεί.



Σχήμα 2.2: Επίδραση προπορείας έναυσης στον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου [4]

iii. Κλάσμα παραμένουτος καυσαερίου:

Στον θάλαμο καύσης των εμβολοφόρων κινητήρων κατά την φάση της εναλλαγής των αερίων, πάντα παραμένει ένα ποσοστό καυσαερίου που δεν καταφέρνει να αποπλυθεί κατά τον χρόνο της εξαγωγής. Τα καυσαέρια αυτά αυξάνουν την θερμοχωρητικότητα του μείγματος του επόμενου κύκλου λειτουργίας, κυρίως λόγω του υδρατμού και του CO<sub>2</sub> που περιέχουν, ρίχνοντας έτσι την θερμοκρασία της καύσης και άρα και την ποσότητα του NO που δημιουργείται. Αυτή μάλιστα η παρατήρηση έχει οδηγήσει στην εφαρμογή συστημάτων ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) στους σύγχρονους εμβολοφόρους Otto (και Diesel), με σκοπό τον περιορισμό της εκπομπής οξειδίων του αζώτου, επιδρώντας όμως αρνητικά στη συγκέντρωση ισχύος και γενικότερες τις επιδόσεις του κινητήρα.



Σχήμα 2.3: Επίδραση του ποσοστού ανακυκλοφορούμενου καυσαερίου (EGR) στην συγκέντρωση NO σε κινητήρα Otto [2]



#### 2.3.2.4 Εκπομπές υδρογονανθράκων

Η εκπομπή άκαυστων υδρογονανθράκων, είναι αποτέλεσμα της ατελούς καύσης εντός του κυλίνδρου. Τα συνηθέστερα είδη υδρογονανθράκων που εντοπίζονται στα καυσαέρια των εμβολοφόρων ΜΕΚ, είναι παραφίνες, ολεφίνες, αρωματικοί υδρογονάνθρακες και ακετυλένια. Συγκεκριμένα στους κινητήρες Otto υπάρχει συσχέτιση μεταξύ πολύ πλούσιων μειγμάτων και εκπομπής υδρογονανθράκων, αλλά εντοπίζονται και διάφορα άλλα αίτια που προκαλούν ατελή καύση της γόμωσης, κάποια από τα οποία αναφέρονται παρακάτω [2]:

- A. Σβέση της φλόγας κατά την πρόσπτωση στα (πιο) ψυχρά τοιχώματα του κυλίνδρου.
- B. Αδυναμία εισόδου της φλόγας σε στενώσεις.
- Γ. Απορρόφηση μέρους του μείγματος από το λιπαντικό έλαιο και καθυστερημένη απελευθέρωσή του.
- Δ. Ατελής καύση λόγω ανομοιογένειας της γόμωσης, προβλήματα ανάφλεξης, προβλήματα απόπλυσης του κυλίνδρου κ.α.
- E. Παρουσία επικαθήσεων που προξενούν διάφορα προβλήματα στην καύση.

#### 2.3.3 **Προβλήματα καύσης**

Το φαινόμενο της καύσης αποτελεί αδιαμφισβήτητο το σημαντικότερο κομμάτι για την σωστή και αποδοτική λειτουργία οποιασδήποτε ΜΕΚ. Στην περίπτωση των εμβολοφόρων κινητήρων Otto, δύο προβλήματα στην καύση του μείγματος εντοπίζονται συχνότερα. Τα προβλήματα αυτά έχουν ύψιστη σημασία για την ορθή λειτουργία και την διάρκεια ζωής του κινητήρα. Αυτά είναι το φαινόμενο της **πυρανάφλεξης** και το φαινόμενο της **κρουστικής** καύσης, όπου μάλιστα η εμφάνιση του ενός μπορεί να οδηγήσει και στο άλλο. Παρακάτω θα αναφερθούμε συνοπτικά στο κάθε ένα από αυτά.

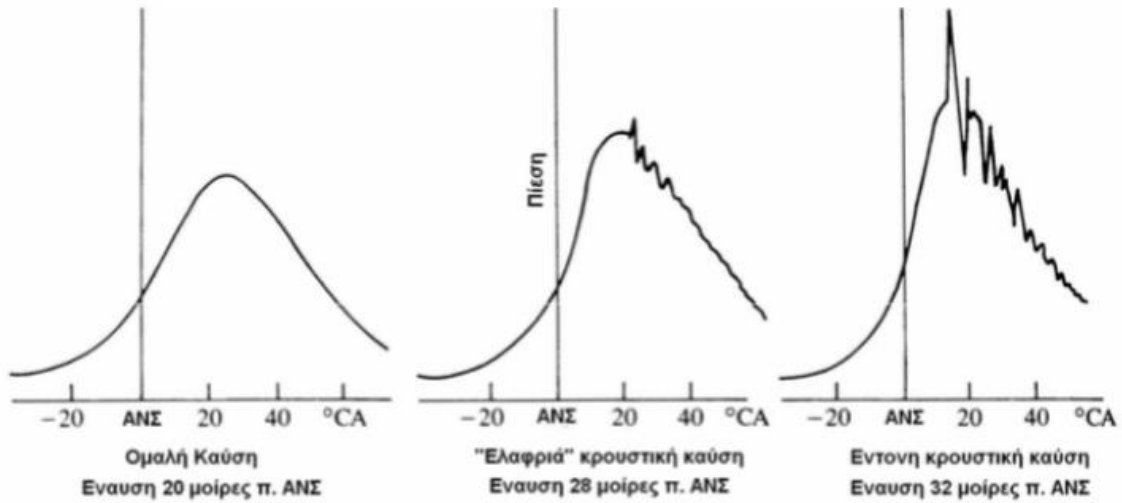
##### 2.3.3.1 Πυρανάφλεξη

Το φαινόμενο της πυρανάφλεξης (surface ignition) συμβαίνει όταν εντός του θαλάμου καύσης υπάρχουν θερμά σημεία (hot spots). Αυτά τα σημεία μπορεί να είναι επικαθήσεις άνθρακα ή σταγονίδια ελαίου, τα οποία κατά την λειτουργία της μηχανής πυρακτώνονται και μπορούν να αποτελέσουν απρόσμενα σημεία έναυσης. Έτσι μπορούν να υπάρξουν παραπάνω από ένα μέτωπα φλόγας είτε πριν (προανάφλεξη), είτε μετά (μετανάφλεξη), από την προγραμματισμένη ανάφλεξη εκ του σπινθηρισμού. Για την πρόληψη της πυρανάφλεξης αρκεί η ορθή συντήρηση του κινητήρα και ιδιαίτερα του συστήματος ψεκασμού κα ανάφλεξης [2].

##### 2.3.3.2 Κρουστική καύση

Το φαινόμενο της κρουστικής καύσης, περιγράφεται από την ακαριαία, *εκρηκτική* καύση του υπολειπόμενου άκαυστου μείγματος εντός του θαλάμου. Οφείλεται στις μεγάλες θερμοκρασίες και πιέσεις που παρατηρούνται στην αρχή της έναυσης, όπου το μείγμα ακόμα συμπιέζεται ενώ ταυτόχρονα ξεκινά η ανέφλεξη, μεταφέροντας παραπάνω θερμότητα στα ακόμη άκαυστα τμήματα. Προκαλεί ακαριαία αύξηση της θερμοκρασίας και της πίεσης εντός του θαλάμου καύσης, λόγω της απότομης έκλυσης ενέργειας από το καύσιμο, ενώ το κρουστικό κύμα που δημιουργείται ως αποτέλεσμα του φαινομένου, γίνεται αντιληπτό ως μεταλλικός θόρυβος. Η κρουστική καύση συμβαίνει συνήθως σε υψηλά φορτία και ενώ ο κινητήρας λειτουργεί σε χαμηλές στροφές. Οφείλεται σε χρήση μέτριας ποιότητας καυσίμου (χαμηλή ενέργεια αυτανάφλεξης), κακό σχεδιασμό του κινητήρα (πολύ υψηλός βαθμός συμπίεσης), χρήση πολύ υψηλών πιέσεων υπερπλήρωσης

και εφαρμογή ιδιαίτερα μεγάλης προπορείας ανάφλεξης. Η μη έγκαιρη αντιμετώπιση του φαινομένου αυτού μπορεί να έχει καταστροφικές επιπτώσεις για τον κινητήρα, αφού επιταχύνει δραματικά τους ρυθμούς μηχανικής κόπωσης των εξαρτημάτων του κινηματικού μηχανισμού [2].



Σχήμα 2.4: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα σταδιακά αυξανόμενης κρουστικής καύσης με μεταβολή της προπορείας έναυσης [5]

## 3. Μέθοδοι έγχυσης καυσίμου σε κινητήρες βενζίνης

### 3.1 Γενικά περί μεθόδων έγχυσης

Η έγχυση του καυσίμου και η σωστή ανάμειξή του με τον αέρα εισαγωγής του κυλίνδρου, είναι απαραίτητη προϋπόθεση της ομαλής λειτουργίας οποιασδήποτε ΜΕΚ. Ιδιαίτερα στην περίπτωση των εμβολοφόρων κινητήρων Otto όπου (συνήθως) θέλουμε την πλήρη εξάτμιση της βενζίνης και τον σχηματισμό ομοιογενούς, κοντά στις στοιχειομετρικές αναλογίες, μείγματος, οι μέθοδοι έγχυσης της βενζίνης απασχόλησαν έντονα τους μηχανικούς.

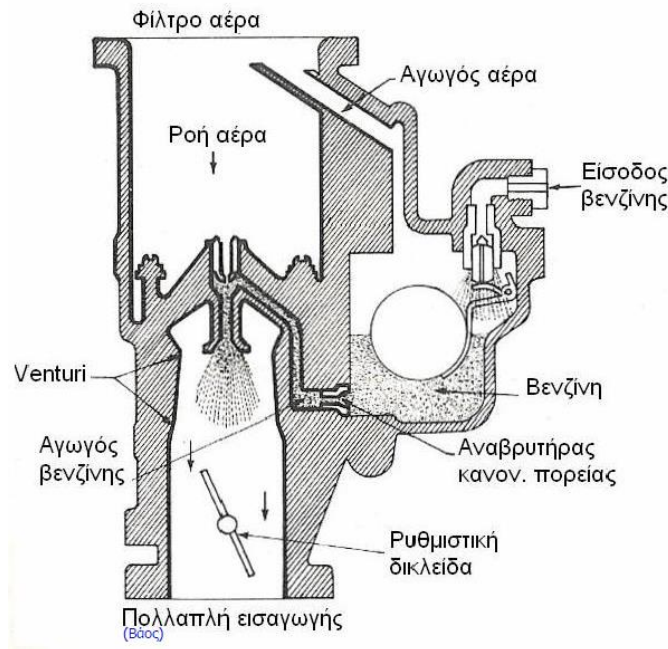
Για πολλά χρόνια, ο ψεκασμός συνέβαινε έμμεσα, είτε στην ρυθμιστική δικλείδα (throttle body injection), είτε στις θυρίδες εισαγωγής (Port Fuel Injection). Τα συστήματα που χρησιμοποιήθηκαν για αυτόν τον τύπο έγχυσης ήταν αρχικά εξαεριωτές (καρμπυρατέρ) και αργότερα ηλεκτρονικά ή μηχανικά ελεγχόμενοι εγχυτήρες, απλού (single point) ή πολλαπλού (multi point) σημείου.

Τα τελευταία μόνο χρόνια, στους κινητήρες αυτοκινητιστικής χρήσης έχει υπάρξει μία μετάβαση στην άμεση έγχυση του καυσίμου εντός του θαλάμου καύσης (Gasoline Direct Injection). Η ιδέα για άμεση έγχυση του καυσίμου σε κινητήρες Otto δεν είναι καινούρια, αλλά πρωτοξεκίνησε να μελετάται το 1930 από την Rolls Royce με σκοπό την ανάπτυξη ιδιαίτερα υψηλής συγκέντρωσης ισχύος αεροπορικών κινητήρων [7]. Σε αυτοκινητιστικές εφαρμογές, βρήκε επιτυχημένη εφαρμογή τα τελευταία χρόνια, όπου η αύξηση τόσο των πιέσεων υπερπλήρωσης, όσο και η προσεκτικότερη σχεδίαση των θαλάμων καύσης, επέτρεψε την αποδοτική λειτουργία κινητήρων με σύστημα άμεσης έγχυσης. Το κλειδί για την ορθή λειτουργία των κινητήρων που χρησιμοποιούν αυτό το σύστημα έγχυσης, είναι η ορθή κατανομή της γόμωσης εντός του θαλάμου καύσης. Το παραπάνω αφορά ιδιαίτερα περιπτώσεις στρωματοποιημένης λειτουργίας, όπου στόχος είναι δημιουργία συνολικά φτωχού μείγματος, με την στοιχειομετρική αναλογία αέρα καυσίμου να εντοπίζεται μόνο σε ένα συγκεκριμένο σημείο του θαλάμου καύσης. Στην στρωματοποίηση της γόμωσης θα αναφερθούμε εκτενέστερα στην συνέχεια του κεφαλαίου.

### 3.2 Έγχυση καυσίμου στην εισαγωγή

#### 3.2.1 Εξαεριωτής

Ο εξαεριωτής αποτελεί την κλασικότερη μορφή έγχυσης στους βενζινοκινητήρες Otto και βρίσκει ακόμη και σήμερα αρκετές εφαρμογές. Στην απλούστερή του μορφή (εικόνα 3.1), το καύσιμο αναρροφάται υπό την επίδραση της καθοδικής πορείας του εμβόλου, από σωλήνα Venturi που τοποθετείται πριν την ρυθμιστική δικλείδα. Ο σωλήνας αναρροφά καύσιμο από δεξαμενή σταθερής στάθμης, η οποία ρυθμίζεται συνηθέστερα από αντλία καυσίμου. Η ταχύτητα κινούμενη δέσμη αέρα δημιουργεί, λόγω του φαινομένου Bernoulli, υποπίεση στην άκρη του σωλήνα, αναρροφώντας δέσμη καυσίμου (βενζίνη) η οποία λόγω τριβής με τον αέρα μετατρέπεται σε εκνέφωμα (spray) και έπειτα ατμοποιείται ικανοποιώντας την συνθήκη ομοιογένειας του μείγματος [1].



Εικόνα 3.1: Απλούστερη διάταξη Εξαερωτή [6]

Το κυριότερο πρόβλημα αυτής την απλής μορφής εξαερωτή, είναι η μη σταθερή σύνθεση του μείγματος που προκύπτει (πλούσιο σε μεγάλες και φτωχό σε μικρές παροχές αέρα). Για αυτό τον λόγο, οι εξαερωτές που χρησιμοποιούνται σήμερα πρέπει να ικανοποιούν μία σειρά από συνθήκες που εξασφαλίζουν την ορθή λειτουργία της μηχανής και για αυτό τον σκοπό είναι εφοδιασμένοι με διάφορες πρόσθετες διατάξεις. Περαιτέρω ανάλυση των τύπων των σύγχρονων εξαερωτών και των συνθηκών που θα πρέπει να πληρούν, υπερβαίνει τα πλαίσια της εργασίας, αλλά για όποιον επιθυμεί επιπλέον πληροφορίες προτείνεται να ανατρέξει στην παραπομπή [2].

### 3.2.2 Χρήση εγχυτήρων χαμηλής πίεσης – έμμεση έγχυση καυσίμου

Τα προβλήματα και οι ευαισθησίες που εμφανίζει ο εξαερωτής στην δημιουργία κατάλληλου μείγματος, σε συνδυασμό με την ανάπτυξη των ηλεκτρονικών υπολογιστών, οδήγησαν στην αναζήτηση άλλων μεθόδων για την έγχυση του καυσίμου. Τα συστήματα που για πολλά χρόνια επικράτησαν στους κινητήρες Otto, είναι αυτά της ηλεκτρονικά ελεγχόμενης έμμεσης έγχυσης καυσίμου, τα οποία διαχωρίζονται σε δύο κύριες κατηγορίες που θα αναλυθούν παρακάτω.

#### 3.2.2.1 Έμμεση έγχυση πολλαπλού σημείου (Multi-point port injection)

Σε αυτά τα συστήματα, η έγχυση του καυσίμου γίνεται στον αυλό εισαγωγής (PFI). Αυτό σημαίνει πως χρησιμοποιείται ένας εγχυτήρας σε κάθε κύλινδρο, το οποίο συνεπάγεται την δυνατότητα ξεχωριστής ρύθμισης της ποσότητας του εγχεόμενου καυσίμου, με βάση σήματα που λαμβάνονται από κατάλληλα αισθητήρια όργανα τα οποία παρακολουθούν τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα. Βασικό μέγεθος για την ρύθμιση της ποσότητας του καυσίμου είναι η παροχή του αέρα, η οποία όμως πλέον δεν προκαλεί την έγχυση. Στην συνηθέστερη περίπτωση, αντλία διατηρεί το καύσιμο σε πίεση (συνήθως γύρω στα 2.7 bar) στην περιοχή της γραμμής καυσίμου. Οι εγχυτήρες που χρησιμοποιούνται λειτουργούν ηλεκτρομαγνητικά, με την ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου του κινητήρα (Electronic Control Unit, ECU) να καθορίζει την διάρκεια του ψεκασμού ανάλογα με το σήμα που εκπέμπει. Η ρύθμιση της ισχύος είναι ποσοτική και απαιτεί την ύπαρξη στραγγαλιστικής ρυθμιστικής δικλείδας (πεταλούδα ή Throttle body) η οποία περιορίζει την

παροχή του αέρα. Η διάρκεια του παλμού που επενεργεί στον εκάστοτε εγχυτήρα αποτελεί συνιστώσα ορισμένων μεγεθών λειτουργίας του κινητήρα. Συνήθως λαμβάνονται υπόψη [2]:

- Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα
- Η θερμοκρασία στην πολλαπλή εισαγωγής
- Η πίεση στην πολλαπλή εισαγωγής
- Η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου
- Το άνοιγμα της ρυθμιστικής δικλείδας (ειδικά σε καταστάσεις επιτάχυνσης για εμπλουτισμό του μείγματος)

### 3.2.2.2 Έμμεση έγχυση απλού σημείου (Single point-throttle body injection)

Αυτό το σύστημα έγχυσης καυσίμου, αποτελεί οικονομικότερη εναλλακτική σε σχέση με την έγχυση πολλαπλού σημείου. Η λειτουργία του μοιάζει αρκετά με αυτή των εξαεριωτών, καθώς ένας ή δύο εγχυτήρες τοποθετούνται πριν από την ρυθμιστική δικλείδα και υπό την επίδραση σήματος από την ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου, ρυθμίζουν την σύσταση του μείγματος. Η έγχυση μπορεί να είναι είτε συνεχής, είτε διακοπτόμενη και να πραγματοποιείται είτε από τον ένα, είτε και από τους δύο εγχυτήρες, ανάλογα με το φορτίο [2].

### 3.2.3 Πλεονεκτήματα – μειονεκτήματα

Στην ενότητα αυτή θα μιλήσουμε για τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα που χαρακτηρίζουν τις συμβατικές μεθόδους έγχυσης, στις οποίες αναφερθήκαμε παραπάνω.

Ο εξαεριωτής ως μέθοδος έγχυσης, έχει το μεγάλο πλεονέκτημα πως δεν απαιτεί ιδιαίτερα σύνθετα, ή και καθόλου, ηλεκτρονικά υποσυστήματα για την δημιουργία ομογενούς μείγματος. Κατά συνέπεια, σε μικρούς κινητήρες Otto, όπου κύριο μέλημα είναι το κόστος κατασκευής και η απλότητα λειτουργίας, ακόμη και σήμερα προτιμάται. Μειονέκτημά του, είναι η αδυναμία δημιουργίας στοιχειομετρικού μείγματος σε όλα τα φορτία και συνθήκες λειτουργίας και η υστέρηση που παρουσιάζει στο εμπλουτισμό της γόμωσης σε μεταβατικές συνθήκες (επιταχύνσεις). Όλα τα παραπάνω οδηγούν τελικά σε αύξηση της συνολικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπεμπόμενων από τον κινητήρα ρύπων.

Η χρήση ηλεκτρονικά ελεγχόμενων εγχυτήρων, καταρχήν βελτιώνει τη απόκριση του κινητήρα σε μεταβατικές καταστάσεις. Αποφεύγεται επίσης η χρήση του σωλήνα Venturi του εξαεριωτή και συνεπώς οι απώλειες πίεσης που αυτός προκαλεί. Επίσης, λόγω της επιλογής του σημείου και του χρόνου της έγχυσης, έχουμε ταχύτερη ατμοποίηση του καυσίμου, δυνατότητα για λεπτομερέστερο έλεγχο της σύστασης του μείγματος και αποφυγή των απωλειών γόμωσης κατά την απόπλυση του κυλίνδρου, (το τελευταίο μόνο στην περίπτωση της έμμεσης έγχυσης πολλαπλού σημείου MPFI/PFI). Έτσι βελτιώνεται η συνολική κατανάλωση καυσίμου και μειώνονται οι εκπεμπόμενοι ρύποι [2].

### 3.3 Έγχυση καυσίμου εντός του κυλίνδρου (GDI)

#### 3.3.1 Γενικά

Ο άμεσος ψεκασμός της βενζίνης σε κινητήρες σπινθηρισμού δεν είναι καινούρια σύλληψη. Σημαντική πρόοδος και εφαρμογή βρήκε όμως, μόλις στα μέσα της δεκαετίας του 1990, όπου εξελίχθηκε ταυτόχρονα με τον άμεσο ψεκασμό σε ελαφρού τύπου κινητήρες Diesel [7]. Σκοπός ήταν η αύξηση του βαθμού απόδοσης των μηχανών εσωτερικής καύσης που χρησιμοποιούσαν αυτή την τεχνολογία έγχυσης καυσίμου. Το κυριότερο πλεονέκτημα αυτής της μεθόδου, είναι ότι επιτρέπει την λειτουργία του κινητήρα με συνολικά φτωχό μείγμα, μέσα από μία διεργασία που ονομάζεται στρωματοποίηση της γόμωσης. Παρόλα αυτά, τα αποτελέσματα των εφαρμογών αρχικά δεν ανταποκρίνονταν στις προσδοκίες, με τους πρώτους κινητήρες που διέθεταν άμεσο ψεκασμό να λειτουργούν συνεχώς με ομογενή μείγματα. Όλα αυτά μέχρι το 2007, όπου η εξέλιξη στην τεχνολογία της υπολογιστικής ρευστομηχανικής, αλλά και τα σφάλματα του παρελθόντος, επέτρεψαν για πρώτη φορά την αποδοτική λειτουργία κινητήρων με φτωχά, στρωματοποιημένα μείγματα. Πλέον σήμερα, αρκετοί νέοι υπερτροφοδοτούμενοι κινητήρες βενζίνης χαμηλής κατανάλωσης, χρησιμοποιούν άμεσο ψεκασμό και στρωματοποίηση της γόμωσης στα μερικά φορτία. Παρακάτω θα δούμε συνοπτικά τις μεθόδους που εφαρμόζονται για την καθοδήγηση της δέσμης καυσίμου, τους εγχυτήρες που χρησιμοποιούνται και κάποια παραπάνω στοιχεία για την λειτουργία με στρωματοποιημένη γόμωση.

#### 3.3.2 Άμεσος ψεκασμός και στρωματοποίηση γόμωσης (Stratification of charge)

Οι κινητήρες άμεσου ψεκασμού έχουν την δυνατότητα να λειτουργήσουν με δύο διαφορετικές κατανομές της γόμωσης εντός του θαλάμου καύσης. Η πρώτη περίπτωση είναι η λειτουργία του κινητήρα με **ομογενές μείγμα**, όπως συμβαίνει και στους κινητήρες με συμβατικότερες μεθόδους έγχυσης του καυσίμου. Είναι ο συχνότερος τύπος κατανομής της γόμωσης στους κινητήρες των επιβατικών οχημάτων ακόμη και σήμερα.

Η δεύτερη και πιο ενδιαφέρουσα περίπτωση, είναι η **στρωματοποίηση της γόμωσης**. Αυτό σημαίνει πως ενώ συνολικά μέσα στον κύλινδρο το μείγμα είναι φτωχό, στην περιοχή κοντά στον σπινθηριστή εντοπίζεται ζώνη μείγματος με τις κατάλληλες αναλογίες αέρα-καυσίμου για την πραγματοποίηση της καύσης. Η καθοδήγηση της δέσμης ψεκασμού για την δημιουργία της περιοχής αυτής γίνεται με 3 μεθόδους, για τις οποίες θα γίνει λόγος στις επόμενες παραγράφους. Συνολικά, εγχέεται λιγότερο καύσιμο εντός του κυλίνδρου και έτσι οδηγούμαστε σε ιδιαίτερα φτωχά μείγματα, με τον λόγο αέρα-καυσίμου να είναι  $\lambda \approx 8$  σε χαμηλά φορτία,  $\lambda \approx 3-5$  σε μέσα φορτία, ενώ σε υψηλή φόρτιση του κινητήρα  $\lambda = 1$  (ομογενής λειτουργία) [14]. Η ρύθμιση ισχύος μπορεί πλέον να είναι ποιοτική (όπως στους κινητήρες Diesel) και όχι αποκλειστικά ποσοτική όπως στους Otto έμμεσης έγχυσης, να ρυθμίζεται δηλαδή από την ποσότητα του εγχεόμενου καυσίμου [7].

Η λειτουργία του κινητήρα με στρωματοποιημένη γόμωση έχει κάποια θεωρητικά πλεονεκτήματα. Αρχικά, τουλάχιστον για τις περιόδους στρωματοποιημένης λειτουργίας, εξαλείφεται η ανάγκη ύπαρξης ρυθμιστικής δικλίδας (πεταλούδα-throttle body) και άρα οι ροϊκές απώλειες που συνεπάγεται η χρήση αυτής. Ταυτόχρονα, η φλόγα κατά την καύση δεν έρχεται σε επαφή με τα τοιχώματα του κυλίνδρου. Έτσι μειώνονται οι θερμικές απώλειες, με τον συνολικό βαθμό απόδοσης και την κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα να είναι βελτιωμένες [17]. Τέλος, η ορθή στρωματοποίηση του μείγματος πραγματοποιείται ευκολότερα σε υπερτροφοδοτούμενους κινητήρες, όπου η πίεση του αέρα με τον οποίον έρχεται σε επαφή το καύσιμο κατά την έγχυσή του, είναι γενικά υψηλότερη από τους

αντίστοιχους ατμοσφαιρικούς, και άρα ο άμεσος ψεκάσμος «ταιριάζει» καλύτερα στην σύγχρονη εποχή, με την επικράτηση της τάσης του «Downsizing» (βλέπε ενότητα 4.1).

Στην πραγματικότητα όμως, η λειτουργία του κινητήρα με στρωματοποιημένη γόμωση εμπεριέχει αρκετές δυσκολίες και μειονεκτήματα τα οποία περιστρέφονται γύρω από τις αδυναμίες επίτευξης ορθής στρωματοποίησης. Καταρχάς, ο συνδυασμός υψηλών πιέσεων εισαγωγής (υπερτροφοδότηση) και φτωχών συνολικά μειγμάτων, αυξάνει σημαντικά τον σχηματισμό και τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου ( $\text{NO}_x$ ). Έτσι εντοπίζεται συχνά η ανάγκη για χρήση παγίδων των οξειδίων αυτών (Lean- $\text{NO}_x$  Trap), ούτως ώστε τα οχήματα να μπορέσουν να ανταποκριθούν στα επιβαλλόμενα όρια εκπομπής ρύπων. Έπειτα, με τον απευθείας ψεκάσμο, μειώνεται ο χρόνος του συμβάντος της έγχυσης και κατά συνέπεια και η δυνατότητα παραγωγής ισχύος από τον κινητήρα σε υψηλότερες ταχύτητες περιστροφής. Τέλος, η διατήρηση της ζώνης καύσης κοντά στον σπινθηριστή παρουσιάζει ευαισθησίες σε ότι αφορά τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα (ταχύτητα περιστροφής), αλλά και τυχόν μικροσφάλματα στην διαδικασία συντήρησής του [7].

### 3.3.3 Συστήματα καθοδήγησης δέσμης

#### 3.3.3.1 Δέσμη καυσίμου καθοδηγούμενη από το έμβολο (wall-guided)

Αυτός ο τρόπος καθοδήγησης της δέσμης καυσίμου χρησιμοποιήθηκε στις πρώτες εφαρμογές άμεσου ψεκάσμου Otto. Σε αυτή την διάταξη, η απόσταση του εγχυτήρα από τον σπινθηριστή είναι σχετικά μεγάλη και μία κοιλότητα σε κάποιο σημείο του εμβόλου χρησιμοποιείται για την καθοδήγηση της δέσμης πιο κοντά στο σημείο ανάφλεξης. Η πίεση στον εγχυτήρα καυσίμου είναι συνήθως στην περιοχή των 50 bar, ενώ αυτός στις περισσότερες περιπτώσεις είναι μονής οπής [7].

Αυτή η διάταξη καθοδήγησης παρουσιάζει αρκετά μειονεκτήματα και για αυτό έχει σταματήσει πλέον να χρησιμοποιείται. Ειδικότερα, σε περιπτώσεις ψυχρής εκκίνησης όπου τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης και του κυλίνδρου έχουν ακόμα σχετικά χαμηλή θερμοκρασία, παρατηρείται συμπύκνωση μέρους του μείγματος (wall-wetting) και ατελής καύση του συμπυκνώματος. Το παραπάνω οδηγεί σε υψηλές εκπομπές υδρογονανθράκων και μακροπρόθεσμα στην δημιουργία επικαθήσεων άνθρακα στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης και στις βαλβίδες (Carbon deposits). Σε ότι αφορά την στρωματοποίηση της γόμωσης, αυτή η μέθοδος ψεκάσμου έχει μεγάλη ευαισθησία στην ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, καθώς είναι ιδιαίτερα δύσκολη η επίτευξη της κατάλληλης αεροδυναμικής συμπεριφοράς εντός του θαλάμου καύσης σε εκτεταμένο φάσμα στροφών λειτουργίας [14].

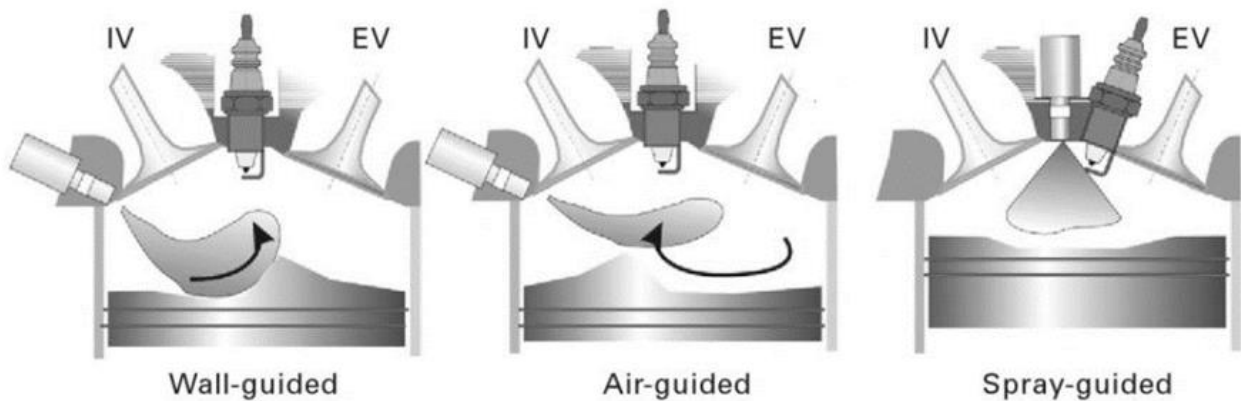
#### 3.3.3.2 Δέσμη καυσίμου καθοδηγούμενη από τον αέρα (air-guided)

Αυτή η μέθοδος διαφοροποιείται από την προηγούμενη μόνο στο σημείο της χρήσης και του αέρα εισαγωγής στην καθοδήγηση της δέσμης καυσίμου. Και εδώ η απόσταση μεταξύ εγχυτήρα και σπινθηριστή είναι σχετικά μεγάλη και εντοπίζεται κοιλότητα στο έμβολο όπως και προηγουμένως. Στην συγκεκριμένη περίπτωση όμως, αποφεύγεται η επαφή του καυσίμου με τα ψυχρότερα τοιχώματα του κυλίνδρου, καθώς ο αέρας εισαγωγής εισέρχεται στον θάλαμο με συστροφή (swirl) και απομακρύνει την δέσμη από αυτά. Ωστόσο, επηρεάζοντας τον τρόπο με τον οποίο εισέρχεται ο αέρας στον κύλινδρο, αυξάνεται η πτώση πίεσης στην εισαγωγή, μειώνεται ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης και άρα η απόδοση και οι συνολικές επιδόσεις του κινητήρα [16].

### 3.3.3.3 Άμεση έγχυση καυσίμου καθοδηγούμενου από τη δέσμη (spray-guided)

Αυτή η μέθοδος έγχυσης βασίζεται κυρίως στα χαρακτηριστικά του εγχυτήρα για την κατεύθυνση της δέσμης καυσίμου και όχι τόσο στην γεωμετρία του θαλάμου καύσης. Είναι η συχνότερα χρησιμοποιούμενη μέθοδος στους σύγχρονους κινητήρες άμεσου ψεκασμού. Εδώ, ο εγχυτήρας βρίσκεται αρκετά κοντά στον σπινθηριστή, ανάμεσα στις βαλβίδες εισαγωγής-εξαγωγής. Το καύσιμο εγχέεται στο τέλος του χρόνου συμπίεσης του κυλίνδρου, προκαλώντας άμεσα την στρωματοποίηση του μείγματος σε νέφος καυσίμου, πλούσιο στο κέντρο και φτωχό στην περιφέρειά του. Η ανάφλεξη συμβαίνει άμεσα μετά τον ψεκασμό, και σε σημείο του νέφους με κατάλληλες αναλογίες αέρα-καυσίμου. Αυτό σημαίνει ότι ο χρονισμός της έγχυσης αλλά και η σχετική θέση μεταξύ εγχυτήρα και σπινθηριστή, είναι στρατηγικής σημασίας για την πραγματοποίηση αποδοτικής καύσης.

Με την καθοδηγούμενη από τη δέσμη έγχυση καυσίμου, αντιμετωπίζονται τα προβλήματα των μεθόδων που είδαμε προηγουμένως, κάτι που τελικά βασίζεται κυρίως στην μελέτη και τεχνολογία που διαθέτει ο εγχυτήρας. Για αυτό το λόγο χρησιμοποιούνται πιο εξελιγμένοι εγχυτήρες, συνήθως πολλαπλών οπών, οι οποίοι λειτουργούν σε αρκετά μεγάλες πιέσεις καυσίμου ( $p_{max} \approx 200\text{bar}$ ), ώστε να επιτευχθεί η κατάλληλη διάσπαση του καυσίμου και η ορθή στρωματοποίηση της γόμωσης. Περιοριστικό παράγοντα για παραπάνω αύξηση των πιέσεων έγχυσης, αποτελεί η περιορισμένη λίπανση που μπορεί να παρέχει η βενζίνη στον εγχυτήρα λόγω της φύσης της [14]. Στην έγχυση με καθοδήγηση δέσμης αξίζει να αναφερθεί πως πρόκληση είναι και ο σχεδιασμός του σπινθηριστή στην αντοχή του απέναντι σε θερμικά σοκ [15]. Λόγω της κοντινής θέσης εγχυτήρα και σπινθηριστή, σε κάθε ψεκασμό, το καύσιμο κατά την εξάτμισή του ψύχει απότομα το μπουζί ακριβώς πριν συμβεί η καύση, υποβάλλοντάς το σε μεγάλες και απότομες θερμικές μεταβολές για τις οποίες πρέπει να υπάρχει πρόβλεψη από τον κατασκευαστή.



Εικόνα 3.2: Σύνοψη μεθόδων καθοδήγησης δέσμης στον άμεσο ψεκασμό καυσίμου [19]

### 3.3.4 Σύνοψη πλεονεκτημάτων-μειονεκτημάτων άμεσου ψεκασμού

Το κυριότερο πλεονέκτημα που προσφέρει η χρήση συστήματος άμεσου ψεκασμού στους κινητήρες βενζίνης Otto, είναι η ευελιξία στην λειτουργία είτε με ομογενή, είτε με στρωματοποιημένη γόμωση. Εδικά σήμερα όπου οι πιέσεις υπερπλήρωσης των κινητήρων παρουσιάζουν αύξηση, σε συνδυασμό με πιο μελετημένες μεθόδους ηλεκτρονικού ελέγχου του ψεκασμού, έχει γίνει εφικτή αρκετά επιτυχημένη στρωματοποίηση. Λόγω αυτού, εντοπίζονται αξιόλογα οφέλη στην κατανάλωση καυσίμου, τις εκπομπές CO<sub>2</sub> και την απόδοση του κινητήρα με την χρήση αυτής της μεθόδου έγχυσης. Το παραπάνω οφείλεται κυρίως στην ικανότητα της στραγγαλιστικής δικλείδας στην εισαγωγή (throttle body) να παραμένει εντελώς ανοικτή κατά την διάρκεια της στρωματοποιημένης λειτουργίας,



εφόσον πλέον η ρύθμιση της ισχύος είναι ποιοτική και όχι ποσοτική. Έτσι αποφεύγονται οι απώλειες ενέργειας που αναγκαστικά θα είχαμε στην δικλείδα λόγω της φύσης της λειτουργίας της.

Ωστόσο, η χρήση αυτής της τεχνολογίας, στο επίπεδο που ακόμη βρίσκεται, εμφανίζει και αρκετά μειονεκτήματα. Αρχικά, ο αυξημένος κίνδυνος δημιουργίας επικαθήσεων για τον οποίο μιλήσαμε προηγουμένως, σε συνδυασμό με την απουσία έγχυσης βενζίνης πριν τις βαλβίδες εισαγωγής, αυξάνει το ενδεχόμενο εμφάνισης μακροπρόθεσμων προβλημάτων στην λειτουργία του κινητήρα [18]. Ταυτόχρονα, και όσον αφορά στην εκπομπή ρύπων, λόγω ατελειών στην διαδικασία της καύσης και το φτωχό μείγμα που εκ φύσεως της στρωματοποίησης δημιουργείται, παρατηρείται σημαντική αύξηση στις εκπομπές σωματιδίων, 10-40 φορές παραπάνω από συμβατικούς κινητήρες, ανάλογα με τον τύπο λειτουργίας (ομογενή ή στρωματοποιημένη). Για τους ίδιους λόγους, σημαντικά αυξημένος είναι και ο σχηματισμός  $\text{NO}_x$ , σε σχέση με συμβατικές μεθόδους ψεκασμού. Τέλος, οι επιδόσεις των κινητήρων άμεσου ψεκασμού σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής είναι περιορισμένες, καθώς μειώνεται ο διαθέσιμος για έγχυση χρόνος και άρα το μέγιστο καύσιμο που μπορεί να εγχυθεί. Αυτό άλλωστε οδήγησε και στην δημιουργία κινητήρων GDI στις χαμηλές στροφές, οι οποίοι διέθεταν και συμπληρωματικό σύστημα PFI για τις υψηλές στροφές σε ομογενή λειτουργία, με σκοπό την αύξηση των μέγιστων επιδόσεων (Volkswagen EA888, Toyota 2GR-FSE V6).

Συμπερασματικά, ο άμεσος ψεκασμός ως μέθοδος έγχυσης, αν και υποσχόμενη τεχνολογία χρειάζεται βελτιώσεις στα ζητήματα που παρουσιάστηκαν παραπάνω.

## 4. Υπερπλήρωση ΜΕΚ

### 4.1 Γενικά στοιχεία

Ως υπερπλήρωση ορίζουμε την προσυμπίεση μέρους ή όλης της γόμωσης εκτός του κυλίνδρου, με την χρήση συνήθως κάποιου τύπου συμπιεστή [3]. Με την υπερπλήρωση αποσκοπούμε στην αύξηση της ποσότητας της γόμωσης, δηλαδή του βαθμού πλήρωσης του κυλίνδρου. Κατά συνέπεια, μας δίνεται η δυνατότητα να αυξήσουμε την αποδιδόμενη από τον κινητήρα ισχύ, χωρίς την μεταβολή του όγκου εμβολισμού του ή την ώθηση της καμπύλη ροπής του σε υψηλότερες στροφές λειτουργίας (αύξηση δυναμικών φορτίσεων του κινητήρα και μηχανικών απωλειών). Η ιστορία της υπερπλήρωσης των εμβολοφόρων ΜΕΚ, είναι σχεδόν τόσο παλιά όσο και η εφεύρεση των ίδιων των ΜΕΚ. Σαν ιδέα πρωτοαναφέρθηκε το 1885 από τον Gottlieb Daimler, ενώ το 1938 κατασκευάστηκε το πρώτο αυτοκίνητο δημόσιας χρήσης με υπερπληρωμένο κινητήρα από την ελβετική εταιρία Saureur [3]. Σήμερα, οι περισσότεροι νέοι κινητήρες που αναπτύσσονται κάνουν χρήση κάποιου συστήματος υπερπλήρωσης λόγω των πλεονεκτημάτων που θα δούμε παρακάτω. Αυτή η σύγχρονη τάση μάλιστα, για αύξηση των πιέσεων εισαγωγής με παράλληλη μείωση του όγκου εμβολισμού του κινητήρα, ονομάστηκε «downsizing». Παρακάτω θα μιλήσουμε εκτενέστερα για τις διάφορες μεθόδους, τις φυσικές αρχές λειτουργίας, τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα της υπερπλήρωσης.

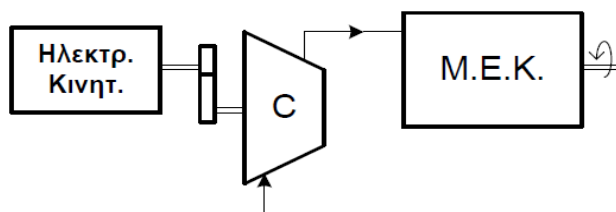
### 4.2 Μέθοδοι υπερπλήρωσης

Με δεδομένο πως η υπερπλήρωση των εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης απασχόλησε από πολύ παλιά τους κατασκευαστές, μέχρι σήμερα έχουν αναπτυχθεί αρκετές μέθοδοι για την επίτευξή της. Η κατηγοριοποίηση των μεθόδων μπορεί να γίνει με γνώμονα τα παρακάτω τρία κριτήρια [3]:

- Την μέθοδο κίνησης του συμπιεστή
- Τον σχεδιασμό του συμπιεστή
- Την σύνδεση ολόκληρης της μονάδας υπερπλήρωσης με τον κινητήρα

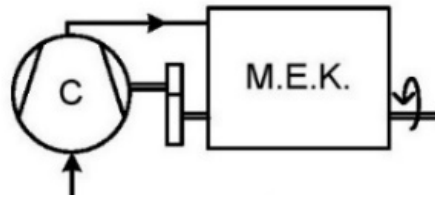
#### 4.2.1 Μέθοδος κίνησης συμπιεστή

1. Εξωτερικά κινούμενος συμπιεστής, από βοηθητικό κινητήρα ή ηλεκτροκινητήρα με εφαρμογές κυρίως σε αεροπορικούς κινητήρες, ορισμένους Diesel και για την σάρωση δίχρονων κινητήρων φυσικής αναπνοής.



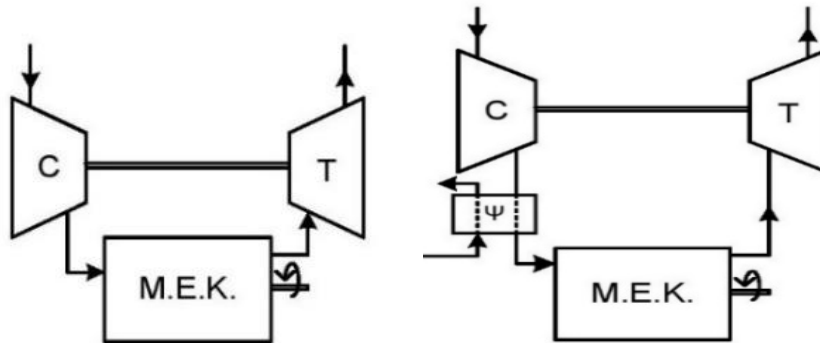
Εικόνα 4.1: Διάταξη εξωτερικά κινούμενου συμπιεστή από ηλεκτροκινητήρα [3]

2. Μηχανική υπερπλήρωση, όπου ο συμπιεστής είναι με κάποιο τρόπο συζευγμένος με την στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα και απορροφά μηχανικό έργο για την συμπίεση του αέρα. Χρησιμοποιούνται συνήθως σε κινητήρες Otto αυτοκινήτων με ή χωρίς ενδιάμεση ψύξη του αέρα, και συνήθως με σταθερή σχέση μετάδοσης.



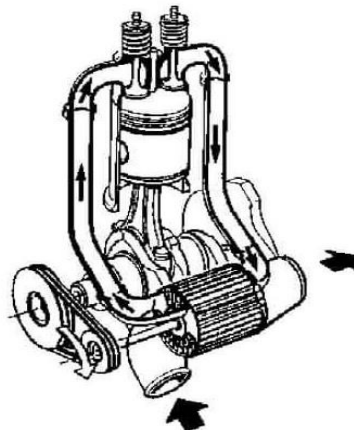
Εικόνα 4.2: Διάταξη μηχανικής υπερπλήρωσης [3]

3. Κινούμενος από στρόβιλο καυσαερίου, δηλαδή στροβιλο-υπερπλήρωση, η οποία συνήθως περιλαμβάνει ενδιάμεση ψύξη του αέρα. Είναι η συχνότερη μέθοδος υπερπλήρωσης που συναντάται σήμερα σε κινητήρες οχημάτων και είναι αυτή που αφορά την εργασία μας.



Εικόνα 4.3: Τυπική διάταξη στροβιλο-υπερπλήρωσης χωρίς (αριστερά) και με (δεξιά) ενδιάμεση ψύξη αέρα [3]

4. Σύστημα Comprex<sup>®</sup> της εταιρίας Brown Boveri & Co. Ltd, όπου δεν χρησιμοποιείται συμπιεστής, αλλά γίνεται εκμετάλλευση του κύματος πίεσης που προέρχεται από την αποτόνωση του καυσαερίου σε δρομέα με πτερύγια.

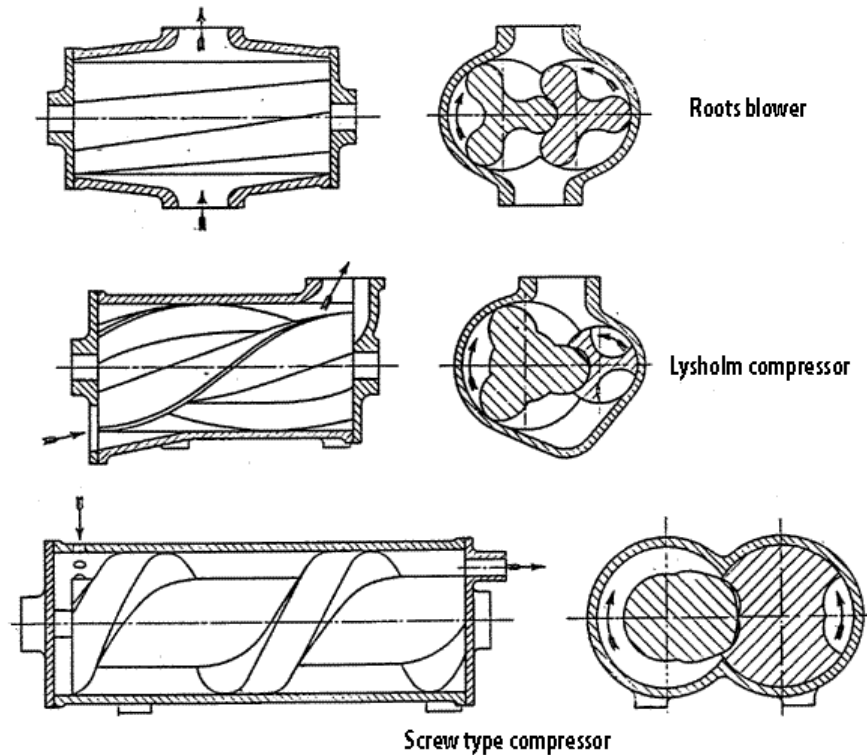


Εικόνα 4.4: Σύστημα υπερπλήρωσης Comprex [3]

Στην πράξη εντοπίζουμε και διβάθμιες διατάξεις υπερπλήρωσης καθώς και διάφορους συνδυασμούς των παραπάνω μεθόδων.

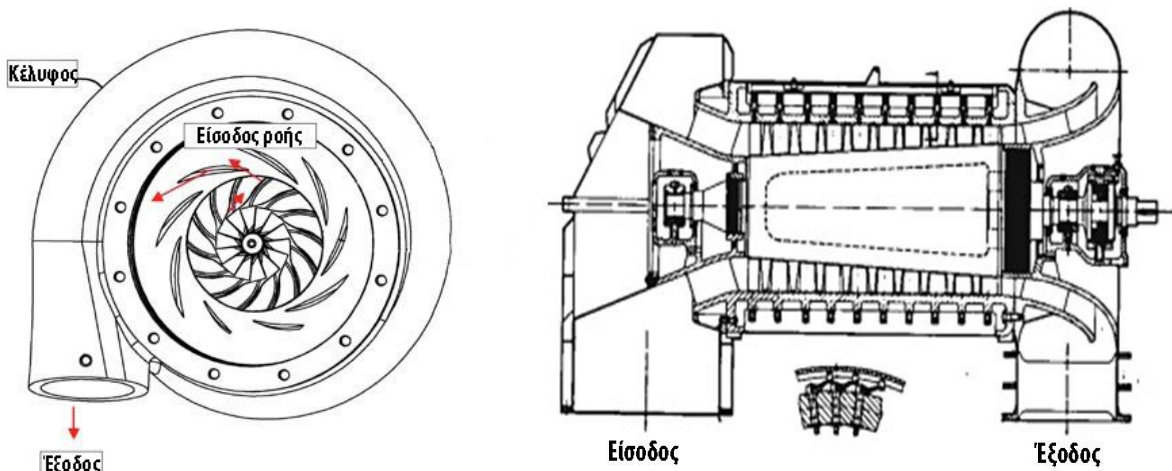
#### 4.2.2 Σχεδιασμός συμπιεστή

1. Θετικής εκτόπισης με χρήση παλινδρομικού ή περιστρεφόμενου εμβόλου. Παραδείγματα αποτελούν οι περιπτώσεις του λοβοειδούς ανεμιστήρα (Roots blower), του κοχλιοειδούς συμπιεστή (Lysholm Compressor) και του εμβολοφόρου συμπιεστή. Χρησιμοποιούνται σε συστήματα μηχανικής υπερπλήρωσης.



Εικόνα 4.4: Συνήθεις τύποι συμπιεστών περιστρεφόμενου εμβόλου

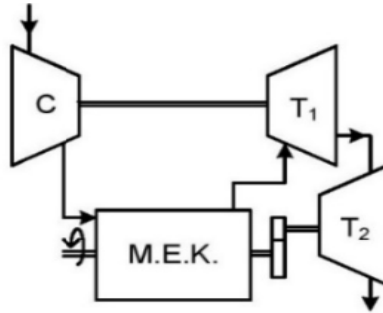
2. Τύπου δυναμικής ροής, δηλαδή αεροδυναμικός συμπιεστής αξονικής, ακτινικής ή μεικτής ροής.



Εικόνα 4.5: Διατάξεις συμπιεστών δυναμικής ροής: αριστερά ακτινικής ροής και δεξιά αξονικής ροής

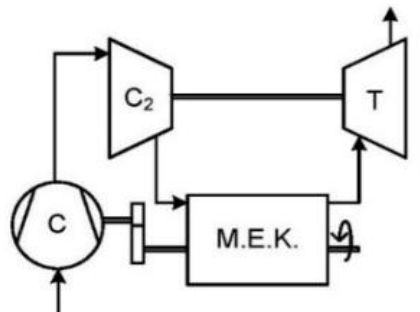
### 4.2.3 Σύνδεση μονάδας υπερπλήρωσης με κινητήρα και μεταφορά ισχύος

1. Μηχανική υπερπλήρωση με τον συμπιεστή συζευγμένο με την στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα και απουσία στρόβιλου (Εικόνα 4.2).
2. Στροβιλο-υπερπλήρωση, με τον συμπιεστή συζευγμένο με ελεύθερα περιστρεφόμενο στρόβιλο αποτόνωσης καυσαερίου. Η εξαγόμενη ισχύς λαμβάνεται από την άτρακτο του κινητήρα (Εικόνα 4.3).
3. Κινητήρες Turbo-Compound, όπου συμπιεστής και στρόβιλος είναι μηχανικά συζευγμένοι και επίσης η άτρακτος του κινητήρα είναι μηχανικά συζευγμένη με στρόβιλο ισχύος.



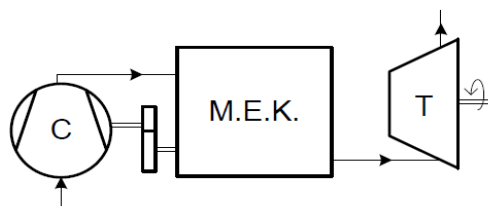
Εικόνα 4.6: Διάταξη σύνθετης στριβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο ισχύος - Turbo Compound [3]

4. Συνδυασμένη υπερπλήρωση με χρήση μηχανικού συμπιεστή συζευγμένου με την άτρακτο του κινητήρα, σε σειρά και πριν από ζεύγος του στροβιλο-υπερπληρωτή. Σε εφαρμογές οχημάτων, αποσκοπεί κυρίως στην βελτίωση της μεταβατικής λειτουργίας.



Εικόνα 4.7: Διάταξη συνδυασμένης υπερπλήρωσης [3]

5. Στρόβιλος με αεριογόνο (gas generator), όπου ο συμπιεστής και η άτρακτος του κινητήρα είναι μηχανικά συζευγμένοι, ενώ η ισχύς εξάγεται αποκλειστικά από στρόβιλο ισχύος.



Εικόνα 4.8: Διάταξη στροβίλου με αεριογόνο (gas generator) [3]

## 4.3 Ενδιάμεση ψύξη αέρα

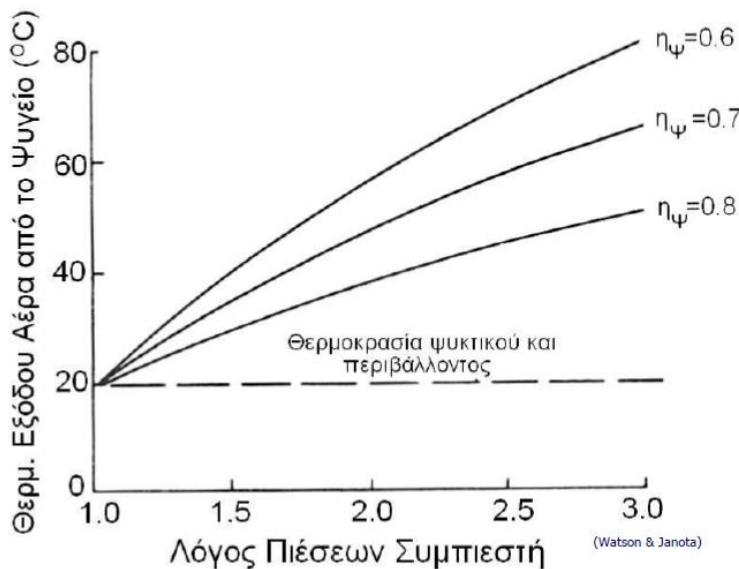
### 4.3.1 Γενικά

Όπως αναφέραμε και προηγουμένως, κύριος σκοπός της υπερπλήρωσης είναι η αύξηση της παραγόμενης ισχύος χωρίς την αύξηση του όγκου εμβολισμού ή των στροφών λειτουργίας του κινητήρα. Η επίτευξη αυτού βασίζεται στην αύξηση της πίεσης εισαγωγής, δηλαδή του βαθμού πλήρωσης του κυλίνδρου και συνεπώς της πυκνότητας-ποσότητας της γόμωσης που μπορεί να διαχειριστεί σε ένα κύκλο λειτουργίας ο κινητήρας. Θερμοδυναμικά, ωστόσο, είναι αδύνατη η συμπίεση του αέρα χωρίς την παράλληλη αύξηση της θερμοκρασίας του, εκτός και αν ο συμπιεστής ψύχεται εξωτερικά. Ως αποτέλεσμα, μέρος του οφέλους από την ανύψωση πίεσης αντισταθμίζεται από αυτήν την θερμοκρασιακή αύξηση, κάτι που γίνεται εύκολα φανερό από την καταστατική εξίσωση εάν λύσουμε ως προς την πυκνότητα:  $\rho = \frac{p}{R \cdot T}$  (όπου  $\rho$  η πυκνότητα,  $p$  η πίεση και  $T$  η θερμοκρασία) [3].

Έτσι, λοιπόν, για την ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης χρησιμοποιείται συχνά κάποιου τύπου εναλλάκτης θερμότητας (ψυγείο) μεταξύ της εξόδου του συμπιεστή και της εισόδου του κινητήρα. Σκοπός είναι η ψύξη του αέρα εισαγωγής και άρα η αύξηση της πυκνότητας της γόμωσης, ενισχύοντας έτσι την έννοια της υπερπλήρωσης [3]. Για την μελέτη της απόδοσης του ψυγείου ορίζουμε ένα μέγεθος που ονομάζεται **βαθμός εκμετάλλευσης του ψυγείου** και υπολογίζεται ως το πηλίκο της μεταδιδόμενης στο ψυγείο θερμότητας, προς την μέγιστη θερμότητα που θα μπορούσε να του μεταδοθεί, δηλαδή:

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

(όπου  $T_2$  η θερμοκρασία εξόδου του συμπιεστή,  $T_{IN}$  η θερμοκρασία του αέρα εισαγωγής και  $T_w$  η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου) [3].



Σχήμα 4.1: Ενδεικτικό διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου από το ψυγείο για διαφορετικούς λόγους συμπίεσης και βαθμούς εκμετάλλευσης το ψυγείου [5]

Αξίζει να σημειωθεί πως για την μείωση της θερμικής φόρτισης του ψυγείου μπορεί να επιλεγεί ειδικός συμπιεστής με υδροχιτώνια ψύξης. Η διάταξη αυτή εντοπίζεται σε μεγάλων διαστάσεων κινητήρες συνήθως ναυτικού Diesel [3].

### 4.3.2 Είδη ψυγείων υπερπλήρωσης

Ο τύπος του ψυγείου που επιλέγεται για την ενδιάμεση ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης, εξαρτάται από την διαθεσιμότητα του ψυκτικού μέσου. Έτσι διακρίνουμε δύο κυρίως είδη, ψυγείο *αέρα-αέρα* και ψυγείο *αέρα-νερού*.

#### 4.3.2.1 Ψυγείο αέρα-αέρα

Το ψυγείο αέρα-αέρα χρησιμοποιείται στην περίπτωση όπου δεν υπάρχει διαθέσιμο νερό ως ψυκτικό μέσο ή εντοπίζονται υψηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος, οι οποίες δυσχεραίνουν την αποδοτική λειτουργία ενός κλειστού κυκλώματος ψύξης του ρευστού. Το ψυγείο αέρα-αέρα τοποθετείται συνήθως πριν από τον εναλλάκτη θερμότητας του συστήματος ψύξης του κινητήρα. Δεν υπάρχουν σημαντικοί περιορισμοί στο μέγεθος του ψυγείου, καθώς αυτό μπορεί να τοποθετηθεί και επάνω στον κινητήρα, δίνοντας την δυνατότητα για χρήση μεγάλων ψυγείων με βαθμούς εκμετάλλευσης έως και 95%. Παραλλαγή του ψυγείου αέρα-αέρα αποτελεί σύστημα που χρησιμοποιεί ποσοστό της παροχής του αέρα υπερπλήρωσης (5-10%), για την κίνηση ανεμιστήρα παροχής του αέρα ψύξης. Πλεονέκτημα αυτού του τύπου ψυγείου είναι η ρύθμιση της παροχής του αέρα ψύξης ανάλογα με τις απαιτήσεις του κινητήρα, ενώ μειονέκτημα είναι η επιπλέον πολυπλοκότητα που εισάγεται στο σύστημα λόγω των κινούμενων εξαρτημάτων [3].

#### 4.3.2.2 Ψυγείο αέρα-νερού

Τα συστήματα ψύξης αέρα-νερού μπορούν να χρησιμοποιούν ως ψυκτικό μέσο, νερό από το σύστημα ψύξης του κινητήρα ή να διαθέτουν ξεχωριστό κύκλωμα ψύξης για τον αέρα υπερπλήρωσης. Στην πρώτη περίπτωση, ενώ αποφεύγεται η χρήση δεύτερου ψυγείου, η θερμοκρασία των 90 °C του ψυκτικού μέσου πολλές φορές δεν επαρκεί για την αποδοτική ψύξη του αέρα εισαγωγής (μάλιστα σε χαμηλά φορτία και ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα μπορεί να οδηγεί και σε θέρμανση!). Έτσι συνήθως προτιμάται η δεύτερη παραλλαγή, όπου εφαρμόζεται ξεχωριστό κύκλωμα ψύξης, με χρήση νερού σε χαμηλότερη θερμοκρασία από αυτήν του κινητήρα. Τα συστήματα αυτά είναι πιο συμπαγή και αποδοτικά, αλλά έχουν υψηλότερο κόστος λόγω του δεύτερου ψυγείου. Εύκολη βέβαια εφαρμογή αυτού του συστήματος ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης είναι στους ναυτικούς κινητήρες, όπου χρησιμοποιείται θαλασσινό νερό το οποίο λόγω αφθονίας απλώς ανακυκλώνεται [3].

### 4.3.3 Πλεονεκτήματα-μειονεκτήματα της ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης

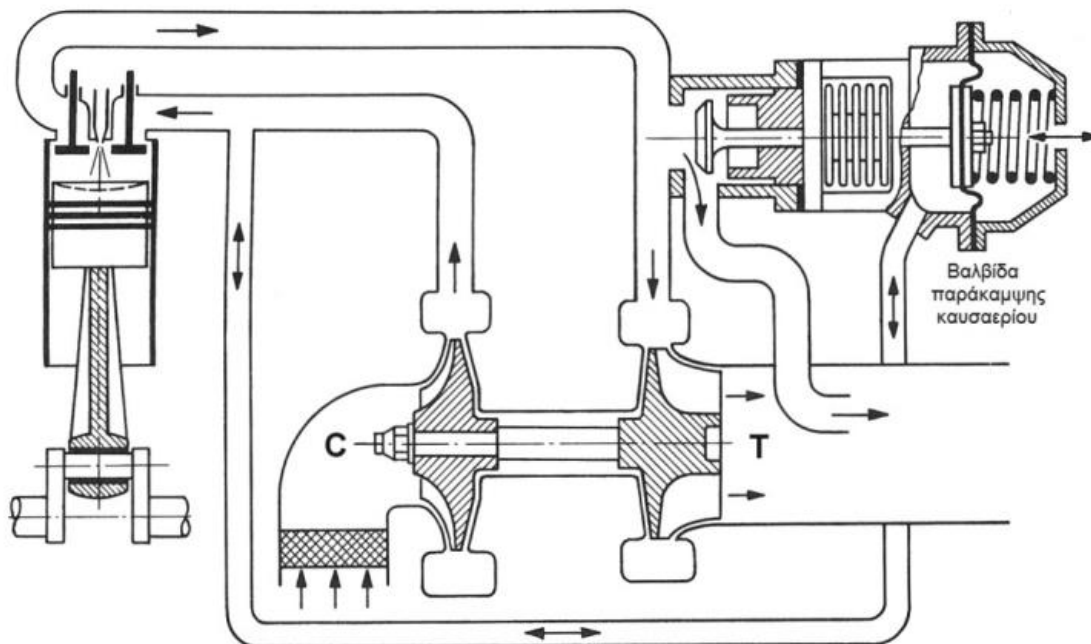
Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως, η ενδιάμεση ψύξη του αέρα ενισχύει την έννοια της υπερπλήρωσης, αφού οδηγεί σε πυκνότερη γόμωση και άρα αύξηση του βαθμού πλήρωσης του κυλίνδρου, βελτιώνοντας την απόδοση και ισχύ του κινητήρα. Επιπλέον, οδηγούμαστε σε χαμηλότερες θερμοκρασίες εντός του κυλίνδρου, οι οποίες ελαττώνουν τις θερμικές καταπονήσεις, την πιθανότητα για εμφάνιση κρουστικής καύσης και τον σχηματισμό-εκπομπή των NO<sub>x</sub>.

Ωστόσο, παρά τα προφανή αυτά πλεονεκτήματα, η ενδιάμεση ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης, πέρα από την αύξηση του κόστους, έχει και κάποια άλλα μειονεκτήματα. Αρχικά, η παρεμβολή του ψυγείου στην ροή του αέρα εισαγωγής συνεπάγεται κάποιες απώλειες πίεσης, αφού αυτός καλείται να περάσει μέσα από λεπτές σωληνώσεις οι οποίες είναι απαραίτητες για την αποδοτική του ψύξη. Το παραπάνω φαινόμενο ενισχύεται σε περιπτώσεις όπου το ψυκτικό μέσο δεν έχει ιδιαίτερα χαμηλή θερμοκρασία και έτσι αναγκαστικά γίνεται χρήση μεγαλύτερων εναλλακτών θερμότητας. Τέλος, υπερβολική ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης μπορεί να προκαλέσει συμπύκνωση και δημιουργία υδρατμών

εντός της πολλαπλής εισαγωγής, με ότι προβλήματα για την λειτουργία του κινητήρα αυτό συνεπάγεται.

#### 4.4 Βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίου (Waste-gate valve)

Η βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίου είναι μία μηχανική διάταξη που εντοπίζεται σχεδόν σε όλους τους σύγχρονους στροβιλο-υπερπληρωμένους κινητήρες. Τοποθετείται πριν τον στρόβιλο και σαν σκοπό έχει να ρυθμίσει-περιορίσει την μέγιστη πίεση υπερπλήρωσης που μπορεί να δημιουργήσει το ζεύγος του στροβιλο-υπερπληρωτή και τις αρνητικές επιπτώσεις στην λειτουργία του κινητήρα που μπορεί αυτή να έχει (κρουστική καύση). Συνδυάζεται με χρήση μικρότερων ζευγών υπερπλήρωσης, τα οποία μπορούν να επιταχύνουν γρηγορότερα στις μεταβατικές φάσεις λειτουργίας του κινητήρα (μικρότερη ροπή αδράνειας-μείωση turbo lag), καθώς ο στρόβιλος πλέον δεν είναι αναγκασμένος να διαχειριστεί την πλήρη ποσότητα των καυσαερίων σε συνθήκες υψηλού φορτίου και στροφών λειτουργίας [9]. Στην εικόνα 4.9 παρουσιάζεται μία σχηματική απεικόνιση της τυπικής διάταξης στροβιλο-υπερπλήρωσης με χρήση βαλβίδας παράκαμψης καυσαερίου.



Εικόνα 4.9: Σχηματική απεικόνιση συστήματος Waste-gate [5]



## 4.5 Πλεονεκτήματα – μειονεκτήματα και ειδικά θέματα υπερπλήρωσης βενζινοκινητήρων

---

Η υπερπλήρωση των εμβολοφόρων ΜΕΚ έχει καθιερωθεί στις μέρες μας λόγω των σαφών πλεονεκτημάτων της. Όπως είδαμε και προηγουμένως, επιτρέπει τις υψηλές επιδόσεις (ισχύς, ροπή αλλά και βαθμός απόδοσης) με μικρούς όγκους εμβολισμού και σε χαμηλότερες στροφές λειτουργίας, μειώνοντας τις μηχανικές καταπονήσεις λόγω αδρανειακών δυνάμεων και τις συνολικές απώλειες του κινητήρα. Παράλληλα μειώνεται η συνολική μάζα του κινητήρα, γεγονός ιδιαίτερα χρήσιμο κυρίως σε εφαρμογές οχημάτων αστικών μεταφορών. Επίσης, μειώνεται ο θόρυβος του κινητήρα στην περίπτωση της στροβιλο-υπερπλήρωσης λόγω της παρεμβολής του στροβίλου στην εξαγωγή. Τέλος, αξιοσημείωτη είναι η προσφορά της υπερπλήρωσης σε εφαρμογές άμεσης έγχυσης (GDI), όπου λόγω των αυξημένων πιέσεων εντός του κυλίνδρου, ευνοείται η στρωματοποίηση της γόμωσης.

Ωστόσο, ειδικά σε κινητήρες Otto, η υπερπλήρωση παρουσιάζει και κάποια σαφή μειονεκτήματα. Σε πρακτικό επίπεδο και σε στροβιλο-υπερπληρωμένους κινητήρες, δυσχεραίνεται η μεταβατική λειτουργία του κινητήρα, λόγω της αδράνειας που παρουσιάζει ο στρόβιλος στην επιτάχυνσή του (turbo-lag). Σε λειτουργικό επίπεδο, η αύξηση των πιέσεων εισαγωγής και άρα των μέγιστων πιέσεων εντός του θαλάμου καύσης, αυξάνει τις μηχανικές και θερμικές καταπονήσεις του κινητήρα, απαιτώντας πιο στιβαρή κατασκευή και εξελιγμένο σύστημα ψύξης (και ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης), αυξάνοντας το συνολικό κόστος του κινητήρα. Πιο συγκεκριμένα, ειδικά σε βενζινοκινητήρες, οι υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες μπορούν να οδηγήσουν σε φαινόμενα κρουστικής καύσης (βλέπε παράγραφο 2.3.3.2) και αύξηση της εκπομπής ρύπων (υδρογονανθράκων, NO<sub>x</sub>), ειδικά σε φάσεις έντονης μεταβατικής λειτουργίας, όπως κατά τις μετακινήσεις εντός του αστικού ιστού.

## 5. Μεταβατικοί κύκλοι πόλης

### 5.1 Εισαγωγή

Τις τελευταίες δεκαετίες η ταυτόχρονη συγκέντρωση του πληθυσμού στα αστικά κέντρα, με την ολοένα και ευρύτερη χρήση ΜΕΚ για την εξυπηρέτηση των μετακινήσεων, οδήγησε σε έκπτωση της ποιότητας του αέρα που αναπνέει το μεγαλύτερο μέρος του πληθυσμού. Ως αποτέλεσμα παρατηρήθηκε ραγδαία αύξηση στις αναπνευστικές παθήσεις που εμφάνιζε ο πληθυσμός, με τον Παγκόσμιο Οργανισμό Υγείας (World Health Organization- WHO) μάλιστα, να αποδίδει το 2012 πάνω από 3 εκατομμύρια θανάτους στην ευρύτερη μόλυνση του ατμοσφαιρικού αέρα [7]. Έτσι, δημιουργήθηκε άμεσα η ανάγκη για έλεγχο της εκπομπής ρύπων των κινητήρων που χρησιμοποιούνται στα πλαίσια της αυτοκίνησης. Για τον σκοπό αυτό, επιβλήθηκαν όρια και πρότυπα που πρέπει να επιτυγχάνονται από τις αυτοκινητοβιομηχανίες, ώστε να επιτραπεί η πώληση των παραγόμενων οχημάτων. Ο έλεγχος και η δοκιμή των οχημάτων, κάνει χρήση μετρητικών διατάξεων όπου μόνο ο κινητήρας ή και ολόκληρο το όχημα καλείται να ακολουθήσει μία σειρά συνθηκών λειτουργίας.

Σε αυτό το σημείο εντοπίζεται και η αξία των μεταβατικών κύκλων λειτουργίας, καθώς επιτρέπουν τα αποτελέσματα να είναι ενδεικτικά της εκπομπής ρύπων των οχημάτων κάτω από πραγματικές συνθήκες οδήγησης. Έτσι, οι ελεγκτικοί φορείς κλήθηκαν να δημιουργήσουν εικονικούς μεταβατικούς κύκλους, βασισμένους σε πραγματικά δεδομένα οδήγησης. Ταυτόχρονα, η ύπαρξη αυτών των προτύπων μεταβατικής λειτουργίας, έδωσε την δυνατότητα για ακριβή σύγκριση της κατανάλωσης καυσίμου και της εκπομπής ρύπων μεταξύ διαφορετικών οχημάτων. Οι μεταβατικοί κύκλοι οδήγησης έχουν συνήθως διάρκεια 20-30 λεπτά, και περιλαμβάνουν όλα τα είδη συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα, δηλαδή την ψυχρή-θερμή εκκίνηση, άφορτη λειτουργία-ρελαντί (idle), επιταχύνσεις-επιβραδύνσεις και οδήγηση τόσο σε ταχύτητες πόλης (sub-urban, urban), όσο και σε ταχύτητες υπεραστικών διαδρομών σε αυτοκινητοδρόμους (extra-urban) [7]. Βασική συνθήκη, βέβαια, είναι ο κινητήρας ή το όχημα που υποβάλλεται σε έλεγχο να μπορεί να ακολουθήσει πιστά τις απαιτήσεις που επιβάλλει ο μεταβατικός κύκλος οδήγησης. Όλη αυτή η προσπάθεια οδήγησε, ειδικά τα τελευταία χρόνια, σε σημαντική μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών των οχημάτων.

Παρακάτω θα αναλύσουμε συνοπτικά τις εγκαταστάσεις δοκιμών, τις συνιστώσες που τις αποτελούν και τον μεταβατικό κύκλο λειτουργίας WLTC<sub>3b</sub> που επιλέξαμε για την προσομοίωση λειτουργίας του μοντέλου μας.

## 5.2 Εγκαταστάσεις δοκιμών

### 5.2.1 Δυναμόμετρα

Για την διεξαγωγή του ελέγχου λειτουργίας στον μεταβατικό κύκλο χρησιμοποιούνται πειραματικές διατάξεις οι οποίες ονομάζονται δυναμόμετρα. Φυσικά, οι διατάξεις αυτές, πέρα από έλεγχο και πιστοποίηση οχημάτων, μπορούν να χρησιμοποιηθούν και για έρευνα, βελτιστοποίηση και άλλα. Ο κύριος διαχωρισμός των δυναμόμετρων αφορά το αν προσομοιώνεται η λειτουργία μόνο του κινητήρα ή ολόκληρου του οχήματος. Έτσι έχουμε τα δυναμόμετρα πλαισίου και τα δυναμόμετρα κινητήρα, στα οποία θα αναφερθούμε παρακάτω [7].

#### 5.2.1.1 Δυναμόμετρα πλαισίου (chassis dynamometer)

Τα δυναμόμετρα πλαισίου χρησιμοποιούνται συνηθέστερα για δοκιμές ελαφρών οχημάτων. Το όχημα τοποθετείται επάνω στο δυναμόμετρο με τους κινητήριους τροχούς (2 ή 4) να βρίσκονται πάνω στους κυλίνδρους έλξης. Το πλαίσιο πακτώνεται σταθερά, ώστε να αποτραπεί τυχόν μετακίνησή του κατά την διάρκεια των δοκιμών. Οδηγός του οχήματος είναι είτε άνθρωπος οδηγός, είτε (τα τελευταία κυρίως χρόνια) ηλεκτρονικός υπολογιστής, ο οποίος καλείται να πραγματοποιήσει τους απαιτούμενους χειρισμούς ώστε το όχημα να ακολουθήσει, όσο το δυνατόν πιο πιστά, τις συνθήκες του μεταβατικού κύκλου. Η λειτουργία του δυναμόμετρου, και ειδικότερα των κυλίνδρων έλξης, είναι να αναπαράγει τις δυνάμεις που καλείται να υπερνικήσει ένα όχημα σε συνθήκες πραγματικής οδήγησης, όπως η αντίσταση κύλισης επάνω σε οδόστρωμα, η αεροδυναμική αντίσταση (η οποία απουσιάζει αφού το όχημα παραμένει ακίνητο), η δύναμη επιτάχυνσης και επιβράδυνσης, λαμβάνοντας υπόψη την αδράνεια του οχήματος και μεταβάλλοντας την ροπή αδράνειας των κυλίνδρων έλξης. Αξίζει να σημειωθεί πως ενώ τα δυναμόμετρα πλαισίου επιτρέπουν την άμεση δοκιμή οποιασδήποτε κινητήριας διάταξης (συμβατικά-υβριδικά οχήματα διαφόρων τύπων) και συστήματος μετάδοσης, το κόστος τους είναι αρκετά υψηλό και κατά συνέπεια η διαθεσιμότητά τους για δοκιμές και ελέγχους είναι κάπως πιο περιορισμένη [7].



Εικόνα 5.1: Έλεγχος εκπομπών επιβατικού αυτοκινήτου επάνω σε δυναμόμετρο πλαισίου

### 5.2.1.2 Δυναμόμετρα κινητήρα

Το δυναμόμετρο κινητήρα αφορά συνήθως την προσομοίωση λειτουργίας βαρύτερων οχημάτων όπου είναι δύσκολη η τοποθέτηση ολόκληρου του οχήματος επάνω σε μετρητική διάταξη. Έτσι, ο κινητήρας συνδέεται άμεσα με την πέδη, η οποία με τις δυνάμεις που ασκεί και την ταχύτητα που περιστρέφεται, μιμείται την συμπεριφορά και τις δυνάμεις που θα απαιτούσε η κίνηση ολόκληρου του οχήματος. Ο κινητήρας καλείται να λειτουργήσει σε μία σειρά σημείων με συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής και ροπή να αποδίδεται από αυτόν. Πλεονέκτημα αυτού του τύπου δυναμομέτρησης είναι το χαμηλότερο κόστος για την δοκιμή ενός κινητήρα που μπορεί να βρει παραπάνω από μία εφαρμογές. Μειονέκτημα είναι η πιο χρονοβόρα διαδικασία δοκιμής, καθώς ο κινητήρας δεν βρίσκεται ήδη εγκατεστημένος σε κάποιο όχημα και επίσης το γεγονός πως πρέπει να υπάρξει προεργασία του μεταβατικού κύκλου, ώστε η απαιτούμενη ταχύτητα κίνησης του οχήματος να μετατραπεί σε ταχύτητα περιστροφής και αποδιδόμενη ροπή σε συνάρτηση με τον χρόνο [7].

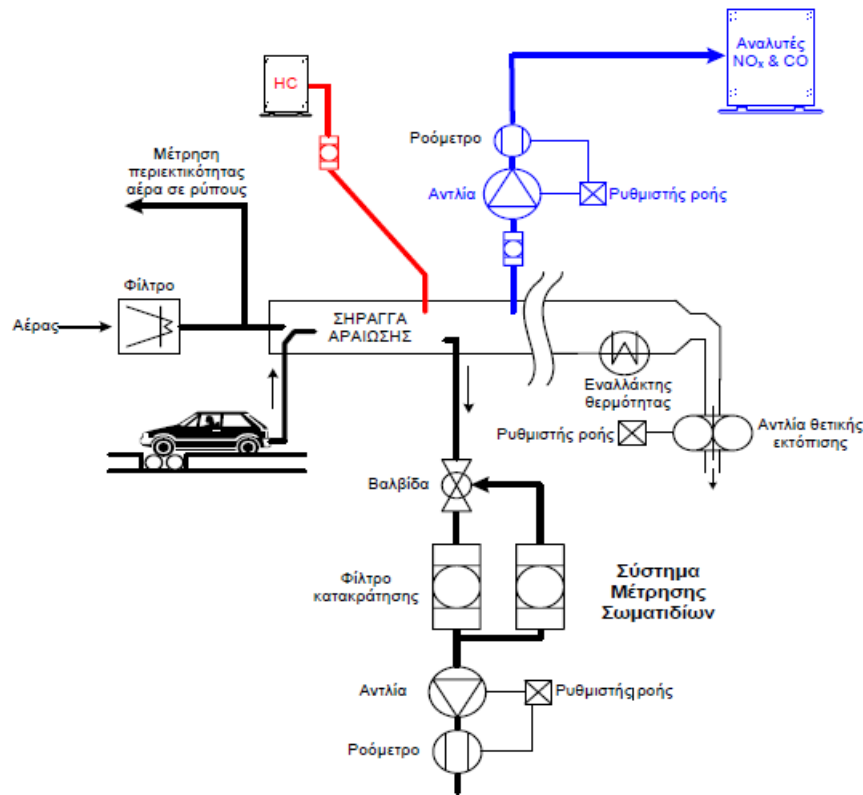


Εικόνα 5.2: Κινητήρας προσαρμοσμένος επάνω σε δυναμόμετρο

### 5.2.2 Μετρητικές διατάξεις

Η συνηθέστερη διάταξη μέτρησης της εκπομπής ρύπων κατά την λειτουργία ενός εμβολοφόρου κινητήρα είναι αυτή της **δειγματοληψίας σταθερού όγκου (CVS – Constant Volume Sampling)**, όπου το καυσαέριο που παράγει ο κινητήρας αναμειγνύεται με καθαρό αέρα στην σήραγγα αραιώσης. Η αραιώση του καυσαερίου συμβαίνει ώστε να κατέβει η θερμοκρασία του, ταυτόχρονα με την αποφυγή του σχηματισμού υδρατμών. Ακολούθως, πραγματοποιείται δειγματοληψία από κομμάτι της πλήρους αναμεμιγμένης ροής, κλάσματα αυτής παγιδεύονται και ειδικά μετρητικά μας δίνουν το ποσό των ρύπων στο μείγμα. Η μέθοδος αυτή μας επιτρέπει τον υπολογισμό της μέσης τιμής εκπομπών σε έναν μεταβατικό κύκλο, και για αυτό τα αποτελέσματα αυτής είναι αποδεκτά για την πιστοποίηση οχημάτων σε πολλές χώρες. Τα μειονεκτήματα της μεθόδου είναι το υψηλό κόστος, οι μεγάλες απαιτήσεις χώρου για την συγκρότηση της μετρητικής διάταξης και η

αδυναμία λήψης των άμεσων εκπομπών του κινητήρα σε κάθε σημείο και συνθήκη λειτουργίας του κατά τον μεταβατικό κύκλο οδήγησης [7].



Εικόνα 5.3: Σχηματική αναπαράσταση μετρητικής διάταξης δειγματοληψίας σταθερού όγκου CVS με το όχημα να λειτουργεί επάνω σε δυναμόμετρο πλαισίου [4]

## 5.3 Μεταβατικοί οδηγικοί κύκλοι - κύκλος WLTC

### 5.3.1 Ανάπτυξη οδηγικών κύκλων

Η ανάπτυξη οδηγικών κύκλων που αντιπροσωπεύουν μία μέση χρήση ενός οχήματος, είναι απαραίτητη για την επιβολή ρεαλιστικών ορίων εκπομπών στις αυτοκινητοβιομηχανίες, και για την διενέργεια ικανοποιητικής ακρίβειας προβλέψεων σχετικά με τις μελλοντικές εκπομπές ρύπων. Η διαδικασία ανάπτυξης είναι αρκετά σύνθετη και σε γενικές γραμμές μπορεί να περιγραφεί στα παρακάτω βήματα [7]:

- i. Αρχικά απαιτείται λεπτομερής καταγραφή δεδομένων οδήγησης σχετικά με τον τύπο του οχήματος για τον οποίο είναι επιθυμητός ο έλεγχος. Είναι σημαντική η συγκέντρωση δεδομένων και ο εντοπισμός διαφόρων οδηγικών συνηθειών από ποικιλία οδηγών (διαφορετικού φύλου και ηλικίας) και σε ποικιλία συνθηκών οδήγησης, με μεταβλητές όπως η ώρα, η εποχή, οι καιρικές συνθήκες, ο τύπος του δρόμου και του οδοστρώματος. Ιδιαίτερα για την δημιουργία παγκόσμιων μεταβατικών κύκλων οδήγησης, όπως αυτός που αφορά την προσομοίωση της παρούσας εργασίας, είναι υψίστης σημασίας η συλλογή δεδομένων από διαφορετικά μέρη του κόσμου, τόσο από ανεπτυγμένες όσο και από αναπτυσσόμενες περιοχές. Για τους παραπάνω σκοπούς γίνεται χρήση οχημάτων

που «ακολουθούν» τους υπό μελέτη οδηγούς καθώς και συστήματα εντοπισμού GPS.

- ii. Το επόμενο βήμα είναι η ανάλυση των δεδομένων και η κατηγοριοποίησή τους ανάλογα με τις συνθήκες οδήγησης. Ανάλογα με την κατηγορία του οχήματος, θα προκύψουν υποκατηγορίες του πλήρους κύκλου, κάποιες από τις οποίες μπορεί να έχουν ως βάση την ταχύτητα οδήγησης (υψηλή-χαμηλή), την τοποθεσία (αστική-επαρχιακή-αυτοκινητόδρομος), τις καιρικές συνθήκες (ήλιος-βροχή) και άλλα.
- iii. Ακολουθεί η επιλογή των δεδομένων που θα εισαχθούν στον τελικό κύκλο και θα αποτελούν ικανοποιητικά ακριβή σύνολα των όσων συλλέχθηκαν και παρατηρήθηκαν. Σημαντικό εδώ είναι να υπάρχει ισορροπία ανάμεσα στην ακρίβεια και στον χρόνο διάρκειας του κύκλου ώστε να είναι αρκετά εύκολη η υλοποίηση της προσομοίωσης στο εργαστήριο.
- iv. Τέλος, ο οδηγικός κύκλος που δημιουργήθηκε θα πρέπει να συγκριθεί με άλλους ήδη υπάρχοντες ώστε να πιστοποιηθεί τόσο η αξία του όσο και η διαφοροποίησή του από αυτούς. Πριν την οριστικοποίηση του κύκλου, βέβαια, έμφαση θα πρέπει να δοθεί και σε τυχόν πιθανά προβλήματα που μπορεί να παρουσιάζει στην εργαστηριακή υλοποίησή του.

### 5.3.2 Οδηγικός κύκλος WLTC

#### 5.3.2.1 Γενικά

Η πλειοψηφία των κατασκευαστών εξάγουν και πωλούν τα οχήματα που παράγουν σε ολόκληρο τον πλανήτη. Κάθε περιοχή του κόσμου όμως, έχει διαφορετικούς δρόμους, διαφορετικές οδηγικές συνήθειες και κυρίως διαφορετικά επιτρεπτά όρια εκπομπής ρύπων. Κατά συνέπεια, δημιουργήθηκε η ανάγκη ύπαρξης ενός μεταβατικού κύκλου οδήγησης που να εναρμονίζει ικανοποιητικά τις παραπάνω μεταβλητές, ώστε οι κατασκευαστές να μπορούν να ελέγχουν και να προσαρμόζουν τα οχήματα που αναπτύσσουν επάνω σε αυτόν. Για αυτούς τους λόγους ξεκίνησε η δημιουργία ενός παγκόσμιου προτύπου πιστοποίησης, το οποίο τελικά θα μείωνε τα κόστη κατασκευής και πώλησης των οχημάτων αφού πλέον οι κατασκευαστές δεν θα χρειαζόταν να προσαρμόσουν τα οχήματα που παράγουν ώστε να ικανοποιούν τα ανά περιοχή πρότυπα. Έτσι, από τον Νοέμβριο του 2007, η Παγκόσμια Επιτροπή για την Εναρμόνιση των Κανονισμών Οχημάτων (WP29), τμήμα της Οικονομικής Επιτροπής των Ηνωμένων Εθνών (OECE-UNECE), αποφάσισε την σύσταση ομάδας με σκοπό την ανάπτυξη πρότυπης οδηγικής διαδρομής η οποία αφορά οχήματα ελαφρού τύπου και σκοπεύει στην εναρμόνιση των δοκιμών που γίνονται σε ολόκληρο τον κόσμο. Το πρόγραμμα ονομάστηκε **World Harmonized Light Vehicle Test Procedure (WLTP)** και η υλοποίησή του πέρασε από τις παρακάτω τρεις φάσεις [7]:

- Συλλογή δεδομένων και ανάπτυξη του **Παγκόσμιου κύκλου δοκιμής ελαφρών οχημάτων (World Harmonized Light-duty Driving Cycle – WLTC)**, ο οποίος αντικατοπτρίζει πραγματικές συνθήκες οδήγησης και τις διαδικασίες δοκιμής και ελέγχου της κατανάλωσης και των εκπομπών (2009-2014).

- Δοκιμές λειτουργίας σε δυσμενείς συνθήκες υψηλής θερμοκρασίας ή υψομέτρου, τις τεχνικές απαιτήσεις του συστήματος αυτοδιάγνωσης κινητήρα (On Board Diagnostics – OBD), την απόδοση του κλιματισμού και ελέγχους σε πραγματική οδήγηση εκτός κύκλου (2014-2018).
- Θέσπιση των ορίων εκπομπών, σύγκριση απαιτήσεων κάθε περιοχής και τοποθεσίας, καθορισμός των καυσίμων αναφοράς και των οριακών τιμών του συστήματος OBD.

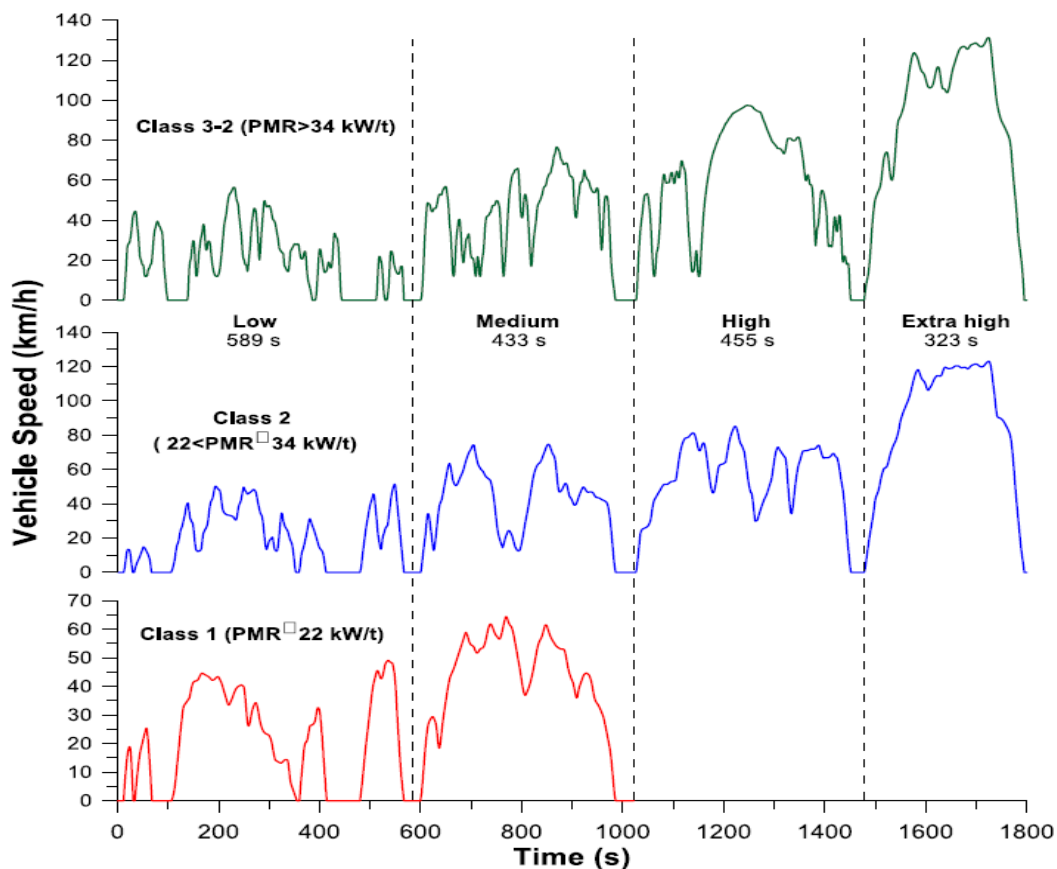
Η ανάπτυξη του προγράμματος παρακολουθήθηκε με μεγάλο ενδιαφέρον από διάφορους φορείς και κυβερνήσεις, ειδικά στην φάση δημιουργίας του κύκλου WLTC. Συνολικά συλλέχθηκαν 766.000 km δεδομένων από τις χώρες που συμμετείχαν, η κατανομή των οποίων φαίνεται παρακάτω:

- 462.000 km από τη Ευρώπη (Βέλγιο, Γαλλία, Γερμανία, Ελβετία, Ηνωμένο Βασίλειο, Ιταλία, Ισπανία, Πολωνία, Σλοβενία, Σουηδία)
- 160.000 km από τις Ηνωμένες Πολιτείες της Αμερικής (ΗΠΑ)
- 56.000 km από την Ινδία
- 53.000 km από την Ιαπωνία
- 34.000 km από την Νότιο Κορέα

Συνολικά χρησιμοποιήθηκαν 394 οχήματα (κυρίως επιβατικά αλλά και ημιφορτηγά και mini-bus) από διαφορετικούς κατασκευαστές, με ποικιλία κινητήρων όσον αφορά στον κυβισμό, στον τύπο του καυσίμου και στον λόγο ισχύος προς μάζα (από 9-127 W/kg). Η συλλογή των δεδομένων βασίστηκε σε οχήματα που είχαν εξοπλιστεί με μετρητικά όργανα (Ευρώπη, Ινδία, Ηνωμένες Πολιτείες), σε οχήματα που χειρίζονταν εκπαιδευμένοι οδηγοί (Ιαπωνία, Κορέα, Ινδία, Ηνωμένες Πολιτείες), και σε οχήματα ακολούθησης (μόνο στις Ηνωμένες Πολιτείες). Τα δεδομένα υπέστησαν κατάλληλη επεξεργασία και ακολούθως προέκυψε ο κύκλος WLTC, ο οποίος χωρίζεται σε φάσεις με κριτήριο την ταχύτητα κίνησης του οχήματος. Στην πραγματικότητα δεν είναι ένας, αλλά τέσσερις διαφορετικοί κύκλοι οδήγησης, οι οποίοι ονομάζονται κλάσεις του WLTC. Το ποιος κύκλος επιλέγεται κάθε φορά αφορά το υπό μελέτη όχημα, με κριτήριο την αποδιδόμενη μέγιστη ισχύ από τον κινητήρα προς την μάζα του οχήματος, και τις απαιτήσεις για προσομοίωση υπερ-υψηλών ταχυτήτων κίνησης του οχήματος (άνω των 120 km/h) κατά την δοκιμή ή όχι [7]. Η κατηγοριοποίηση των κλάσεων του WLTC παρουσιάζεται στον πίνακα 5.1:

Πίνακας 5.1: Κλάσεις Κύκλου WLTC και σύνοψη τω χαρακτηριστικών αυτών [7]

Κατηγορία	Ισχύς/μάζα (W/kg)	Διάρκεια (s)	Απόσταση (m)	Μέγιστη ταχύτητα (km/h)	Μέση ταχύτητα (km/h)	Μέγιστη Επιτάχυνση ( $m/s^2$ )	Χρόνος ακινησίας (%)
Κλάση 3b	>34	1800	23.266	131,3	46,5	1,67	12,6
Κλάση 3a	>34	1800	23.194	131,3	46,4	1,67	12,6
Κλάση 2	34-22	1800	22.,649	123,1	45,3	0,97	12,8
Κλάση 1	<22	1022	8.098	28,5	28,5	0,81	18,8



Σχήμα 5.1: Ταχύτητα οχήματος συναρτήσει του χρόνου για της διάφορες κλάσεις του κύκλου WLTC [7]

Οι κλάσεις 1 και 2 του WLTC αφορούν οχήματα χαμηλής ισχύος που χρησιμοποιούνται κυρίως στην Ινδία και δεν έχουν σχέση με την παρούσα εργασία. Στην παρακάτω παράγραφο θα αναφερθούμε στην κλάση 3 η οποία θα μας απασχολήσει και στην συνέχεια της εργασίας.

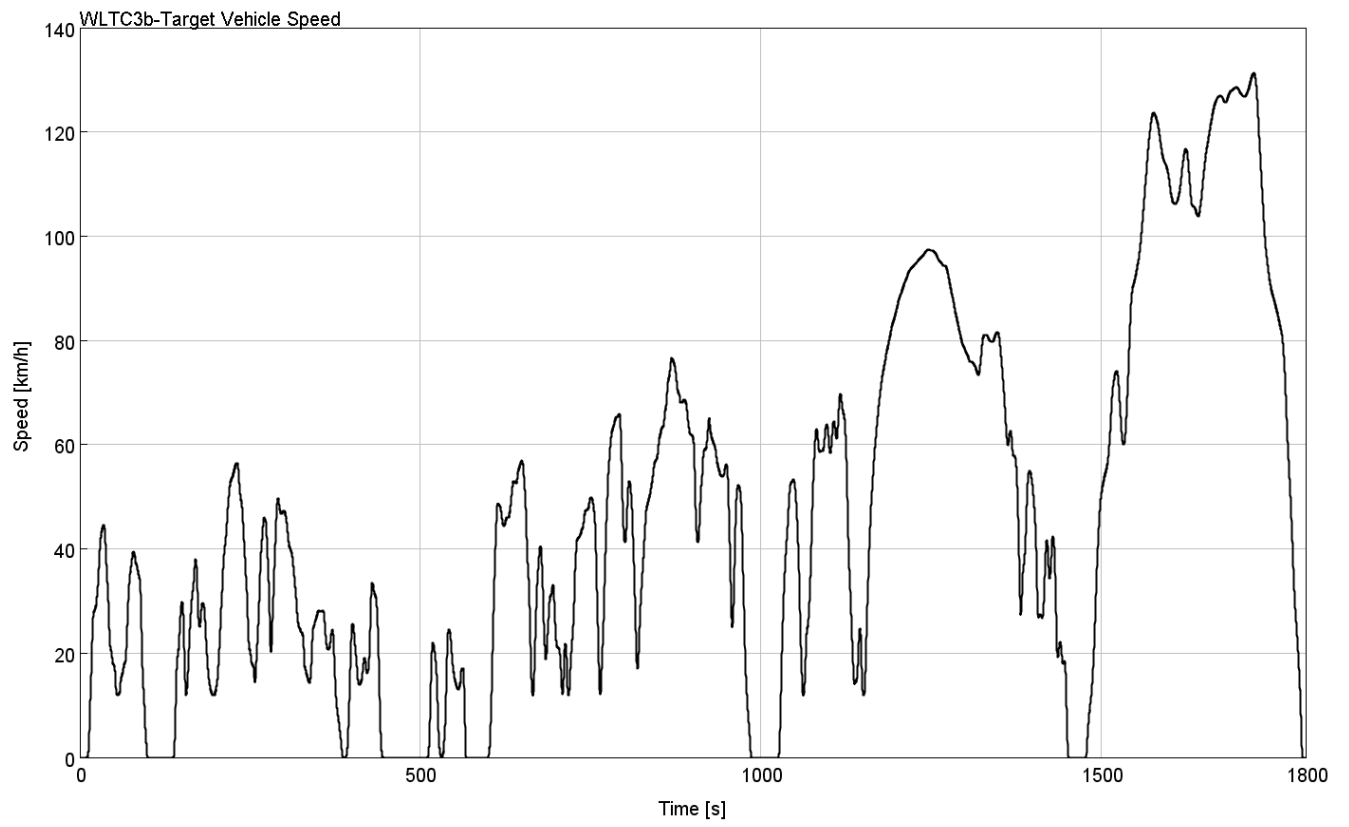
### 5.3.2.2 Κλάση WLTC-3b

Όπως θα παρουσιαστεί στο επόμενο κεφάλαιο, τα μοντέλα οχημάτων που δημιουργήθηκαν στην παρούσα εργασία διαθέτουν συγκέντρωση ισχύος ανά μάζα πάνω από 34 W/kg και άρα εντάσσονται στην κλάση 3 του WLTC. Για την προσομοίωση που θα ακολουθήσει, επιλέξαμε την κλάση **3b** του κύκλου WLTC (που ισχύει στην Ευρώπη). Στον πίνακα 5.2 παρουσιάζονται οι φάσεις ταχυτήτων που θα κληθεί να ακολουθήσει το όχημά μας και κάποια επιμέρους χαρακτηριστικά αυτών [7].

Πίνακας 5.2: Σύνοψη τεχνικών χαρακτηριστικών της κλάσης 3b του μεταβατικού κύκλου WLTC [7]

Φάση Ταχύτητας	Διάρκεια (s)	Απόσταση (m)	Μέγιστη Ταχύτητα (km/h)	Μέση Ταχύτητα (km/h)	Μέγιστη Επιτάχυνση ( $m/s^2$ )	Χρόνος ακινησίας (%)
Χαμηλή	589	3094	56,5	18,9	1,61	24,4
Μέση	433	4756	76,6	39,5	1,61	10,9
Υψηλή	455	7162	94,7	56,7	1,67	6,4
Υπέρ-υψηλή	323	8254	131,3	92	1,06	1,9





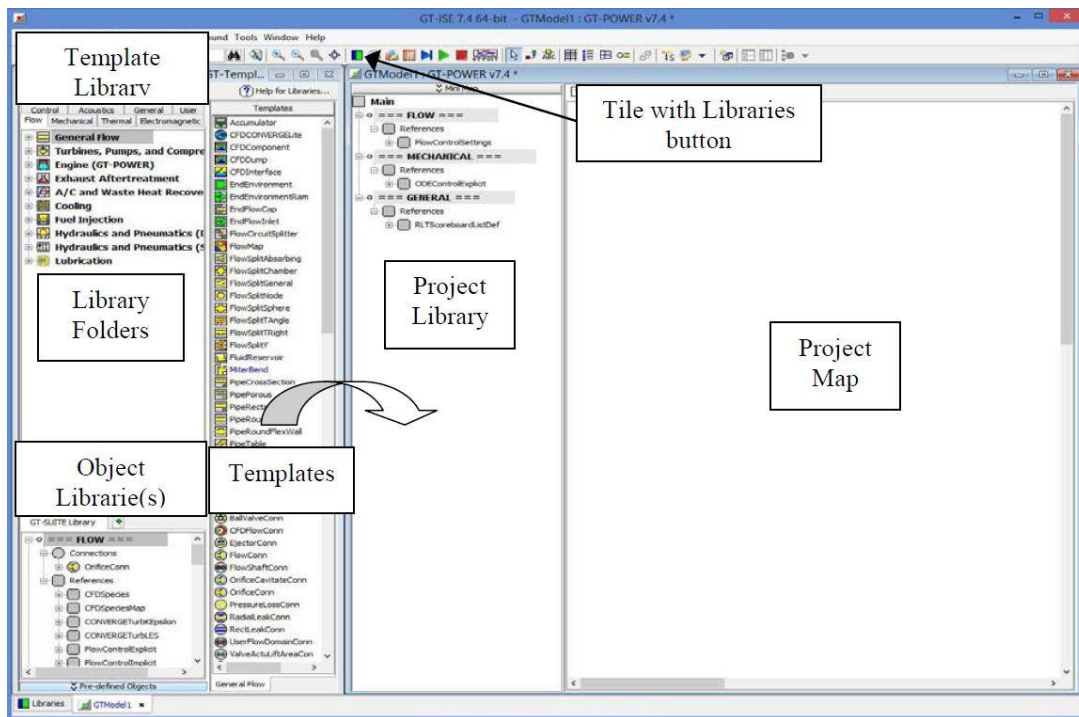
Σχήμα 5.2: Ταχύτητα οχήματος συναρτήσει του χρόνου για την κλάση WLTC<sub>3b</sub>

## 6. Μοντελοποίηση και προσομοίωση

### 6.1 Γνωριμία με το περιβάλλον του πακέτου GT-Power

Το πακέτο GT-Power αποτελεί μέρος του προγράμματος GT-Suite το οποίο είναι προϊόν της αμερικανικής εταιρίας εξειδικευμένου λογισμικού Gamma Technologies Inc. Το συγκεκριμένο λογισμικό χρησιμοποιείται ευρέως στον τομέα της μοντελοποίησης και προσομοίωσης λειτουργίας εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης με πάμπολλες εφαρμογές στην αυτοκινητοβιομηχανία.

Η μοντελοποίηση με το πακέτο GT-Power έχει μία συγκεκριμένη δομή η οποία συγκροτείται από 3 επίπεδα ιεραρχίας. Τα πρότυπα (templates), τα αντικείμενα (objects) και τα «κομμάτια» (parts). Κατά την μοντελοποίηση, όταν χρησιμοποιούμε ένα πρότυπο και του δίνουμε τιμές, τότε αυτό γίνεται αντικείμενο, ενώ όταν τα αντικείμενα τοποθετούνται στον χάρτη δημιουργίας του μοντέλου (Project Map), τότε γίνονται κομμάτια του αποκτώντας τις ιδιότητες του μητρικού τους αντικειμένου. Τα διάφορα μέρη του μοντέλου μπορούν να ανακαλούν για την απόδοση τιμών, άλλα αντικείμενα τα οποία δεν είναι τοποθετημένα στον χάρτη δημιουργίας, αλλά βρίσκονται στην βιβλιοθήκη του μοντέλου (Project Library). Η βασική μορφή του παραθύρου δημιουργίας φαίνεται στην εικόνα 6.1 [12].



Εικόνα 6.1: Βασική δομή παραθύρου μοντελοποίησης GT-Power [12]

Για τις ανάγκες της εργασίας μοντελοποιήθηκαν δύο κινητήρες, ένας συμβατικός φυσικής αναπνοής (NA) και ένας στροβιλο-υπερπληρωμένος άμεσου ψεκασμού (Turbo GDI). Ακολούθησε η μοντελοποίηση διάταξης οχήματος-οδηγού-ελεγκτή, η οποία προσαρμόστηκε στους δύο κινητήρες, ώστε να μπορέσει να προσομοιωθεί η λειτουργία τους κατά τον οδηγικό κύκλο WLTC<sub>35</sub>.

## 6.2 Μοντελοποίηση κινητήρα φυσικής αναπνοής

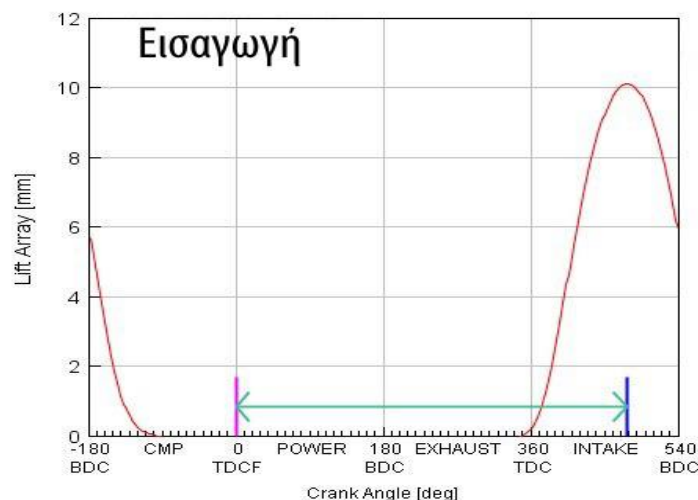
### 6.2.1 Γενικά χαρακτηριστικά

Η μοντελοποίηση του ατμοσφαιρικού κινητήρα βασίστηκε, τουλάχιστον αναφορικά με τα γεωμετρικά του χαρακτηριστικά, στον τετρακύλινδρο κινητήρα B18C, με δύο εκκεντροφόρους επί κεφαλής, μοντέλο του 1992 από την Honda. Τα βασικά χαρακτηριστικά του κινητήρα που μοντελοποιήθηκε, παρουσιάζονται στον πίνακα 6.1:

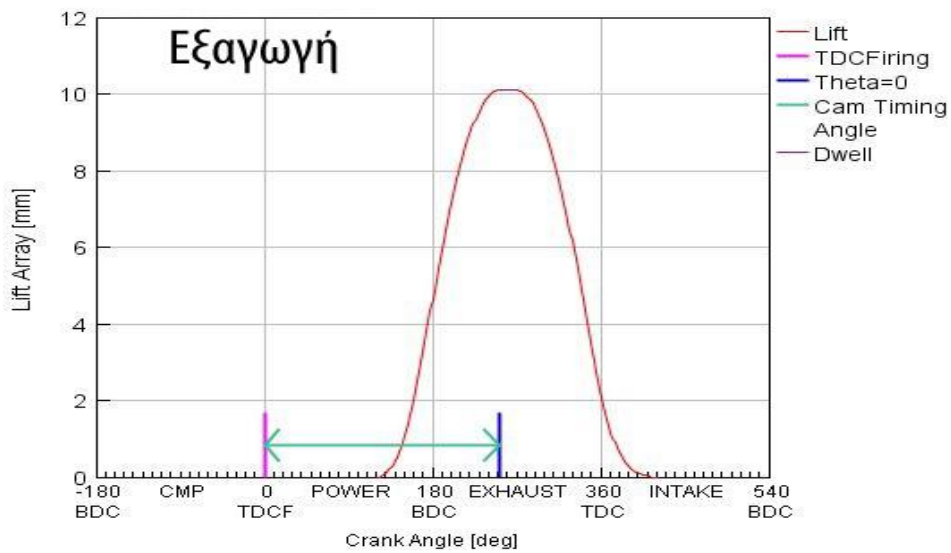
Πίνακας 6.1: Βασικά χαρακτηριστικά κινητήρα φυσικής αναπνοής (NA)

Τύπος Κινητήρα	NA PFI
Αριθμός κυλίνδρων Z	4
Σειρά ανάφλεξης	1-3-4-2
Όγκος εμβολισμού (cm <sup>3</sup> )	1,797
Διάμετρος κυλίνδρου (mm)	81
Διαδρομή εμβόλου (mm)	87.2
Μήκος Διωστήρα (mm)	138
Βαθμός συμπίεσης	10
Διάμετρος βαλβίδων εισαγωγής (mm)	44
Διάμετρος βαλβίδων εξαγωγής (mm)	34
Ροπή αδράνειας κινητήρα (kg/m <sup>2</sup> )	0.2

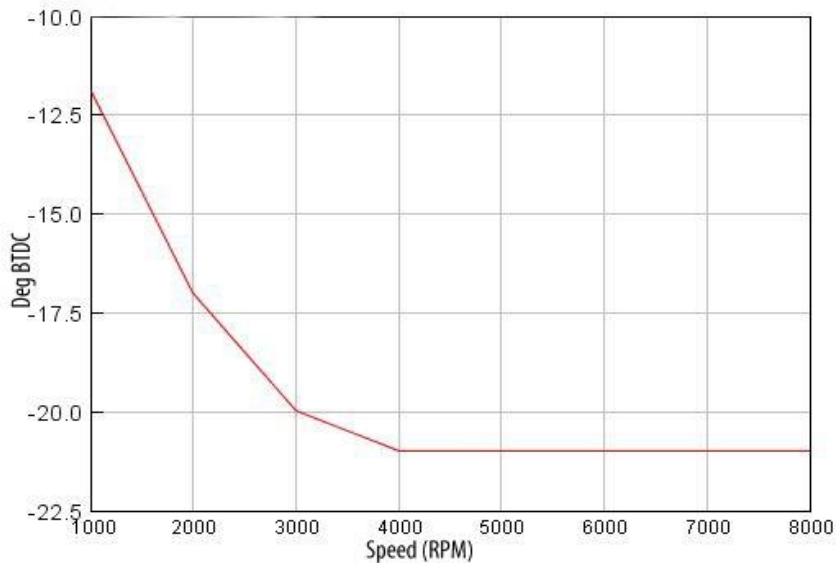
Σε όσα αφορούν τις σωληνώσεις εισαγωγής-εξαγωγής, τους εγχυτήρες που επιλέχθηκαν, καθώς και τα προφίλ ανύψωσης των βαλβίδων, ακολουθήσαμε το εγχειρίδιο του προγράμματος [12] και τις τυπικές τιμές που προτείνει. Το μέγεθος του διακένου του σπινθηριστή ορίστηκε στα 0.9mm, ενώ ο χρονισμός της ανάφλεξης ακολούθησε τυπικό προφίλ προπορείας σε συνάρτηση με τις στροφές λειτουργίας. Για την έγχυση του καυσίμου ορίστηκε ως απαιτούμενη συνθήκη η δημιουργία στοιχειομετρικού μείγματος ( $\lambda_a=1$ ).



Σχήμα 6.1: Προφίλ ανύψωσης βαλβίδων εισαγωγής



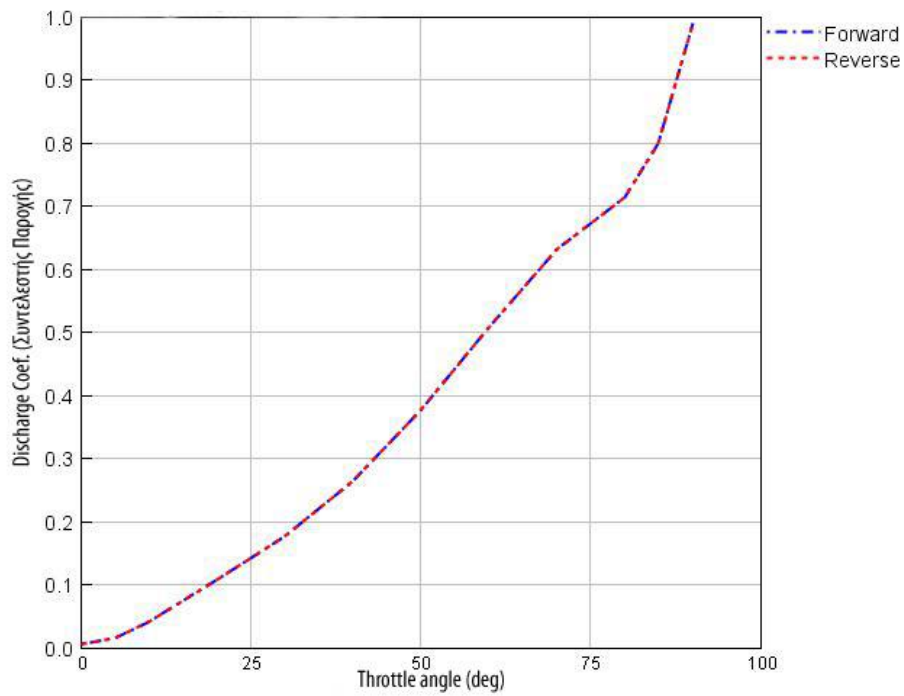
Σχήμα 6.2: Προφίλ ανύψωσης βαλβίδων εξαγωγής



Σχήμα 6.3: Προφίλ προπορείας έναυσης σε μοίρες πριν το ΑΝΣ (Before Top Dead Center - BTDC)

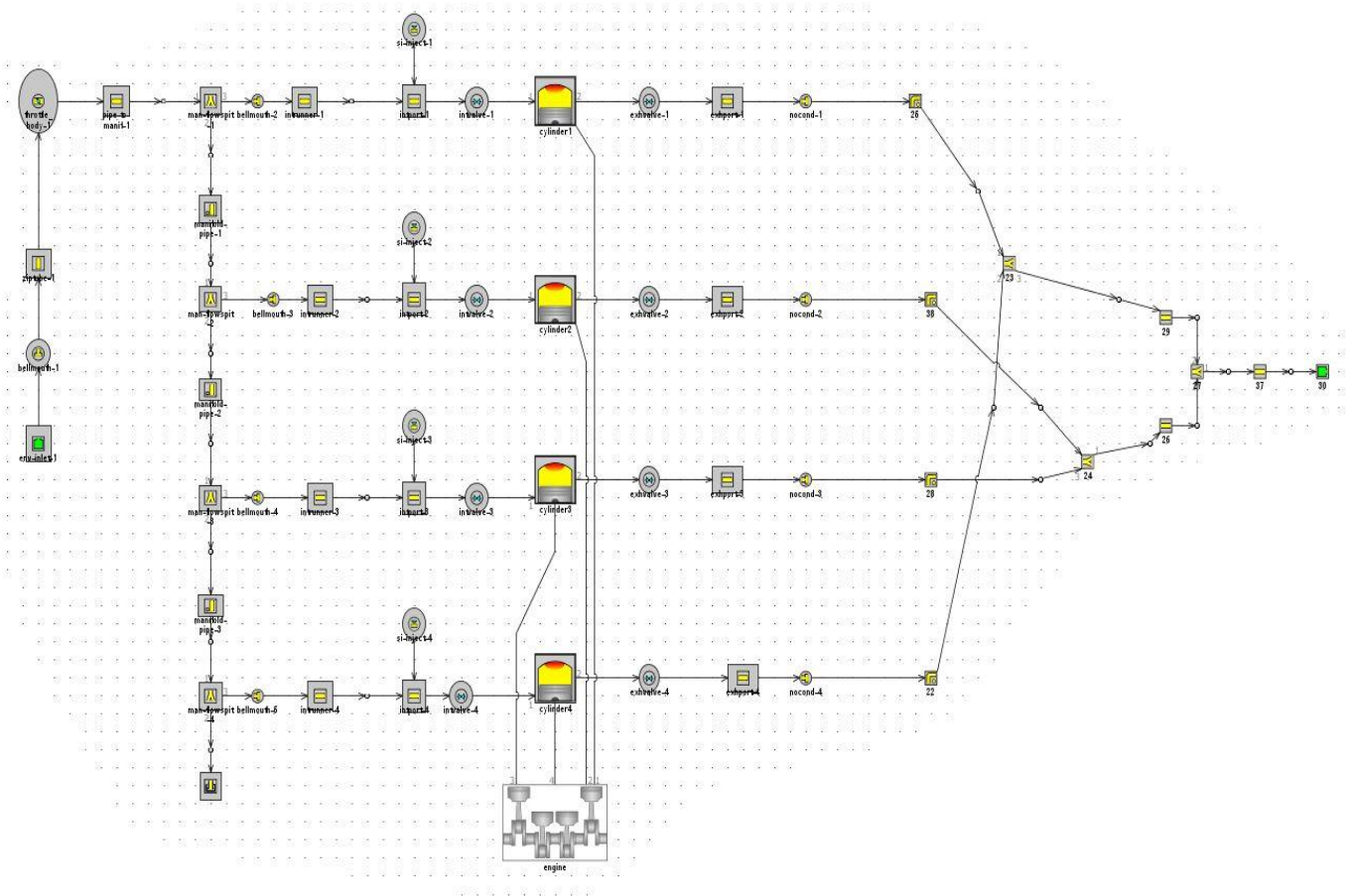
### 6.2.2 Ρύθμιση ισχύος

Για την ρύθμιση ισχύος στον ατμοσφαιρικό κινητήρα χρησιμοποιήθηκε στραγγαλιστική δικλείδα (Throttle body) διαμέτρου 65mm και τυπικούς συντελεστές παροχής που φαίνονται στο Σχήμα 6.4 [8]. Στην δικλείδα επενεργεί οδηγός-ελεγκτής, την μοντελοποίηση του οποίου θα δούμε στην συνέχεια του κεφαλαίου.



Σχήμα 6.4: Συντελεστής Παροχής ρυθμιστικής δικλείδας σε συνάρτηση με την γωνία ανοίγματος

Στην εικόνα 6.2 παρουσιάζεται το μοντέλο του κινητήρα φυσικής αναπνοής όπως αυτό φαίνεται στον περιβάλλον μονοδιάστατης σχεδίασης του προγράμματος.



Εικόνα 6.2: Μοντέλο κινητήρα φυσικής αναπνοής

## 6.3 Μοντελοποίηση υπερτροφοδοτούμενου GDI κινητήρα

### 6.3.1 Γενικά χαρακτηριστικά

Για τα χαρακτηριστικά του στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα άμεσης έγχυσης (Turbo GDI) συμβουλευθήκαμε διπλωματική διατριβή που είχε γίνει στο παρελθόν [10] και τα προσαρμόσαμε με βάση τον κινητήρα 1.8T 20VΤ από την Volkswagen, ο οποίος παρουσιάζει παρόμοιο κυβισμό και επιδόσεις με τον φυσικής αναπνοής που αναλύσαμε προηγουμένως. Τα βασικά χαρακτηριστικά του κινητήρα που μοντελοποιήθηκε παρουσιάζονται στον πίνακα 6.2:

Πίνακας 6.2: Βασικά χαρακτηριστικά στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα άμεσης έγχυσης (Turbo GDI)

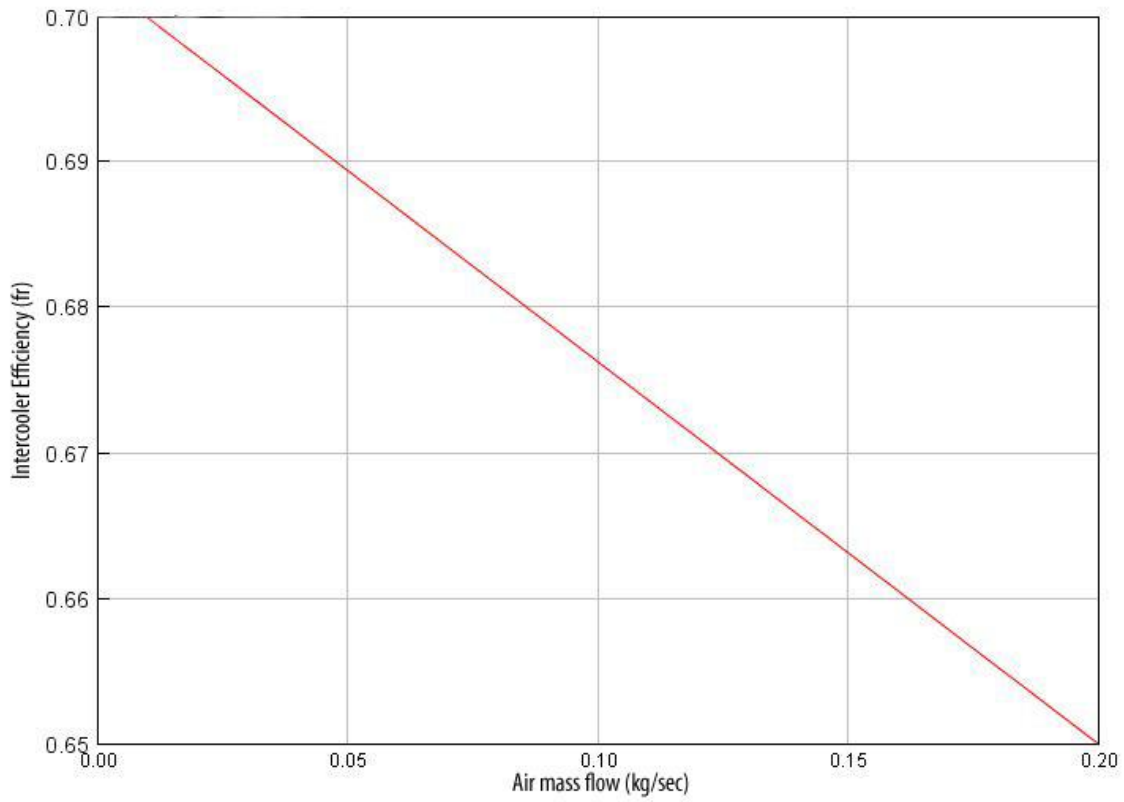
Τύπος Κινητήρα	Turbo GDI
Αριθμός κυλίνδρων Z	4
Σειρά ανάφλεξης	1-3-4-2
Όγκος εμβολισμού (cm <sup>3</sup> )	1,781
Διάμετρος εμβόλου (mm)	81
Διαδρομή εμβόλου (mm)	86.4
Μήκος Διωστήρα (mm)	144
Βαθμός συμπίεσης	9.5
Διάμετρος βαλβίδων εισαγωγής (mm)	45.5
Διάμετρος βαλβίδων εξαγωγής (mm)	37.5
Ροπή αδράνειας κινητήρα (kg/m <sup>2</sup> )	0.2

Τα προφίλ ανύψωσης των βαλβίδων και ο χρονισμός της ανάφλεξης παρέμειναν ίδια με πριν, ενώ το μέγεθος του διακένου του σπινθηριστή αυξήθηκε στο 1.5mm. Αυτή η τροποποίηση έγινε μετά από δοκιμές για πιο ευσταθή λειτουργία του κινητήρα.

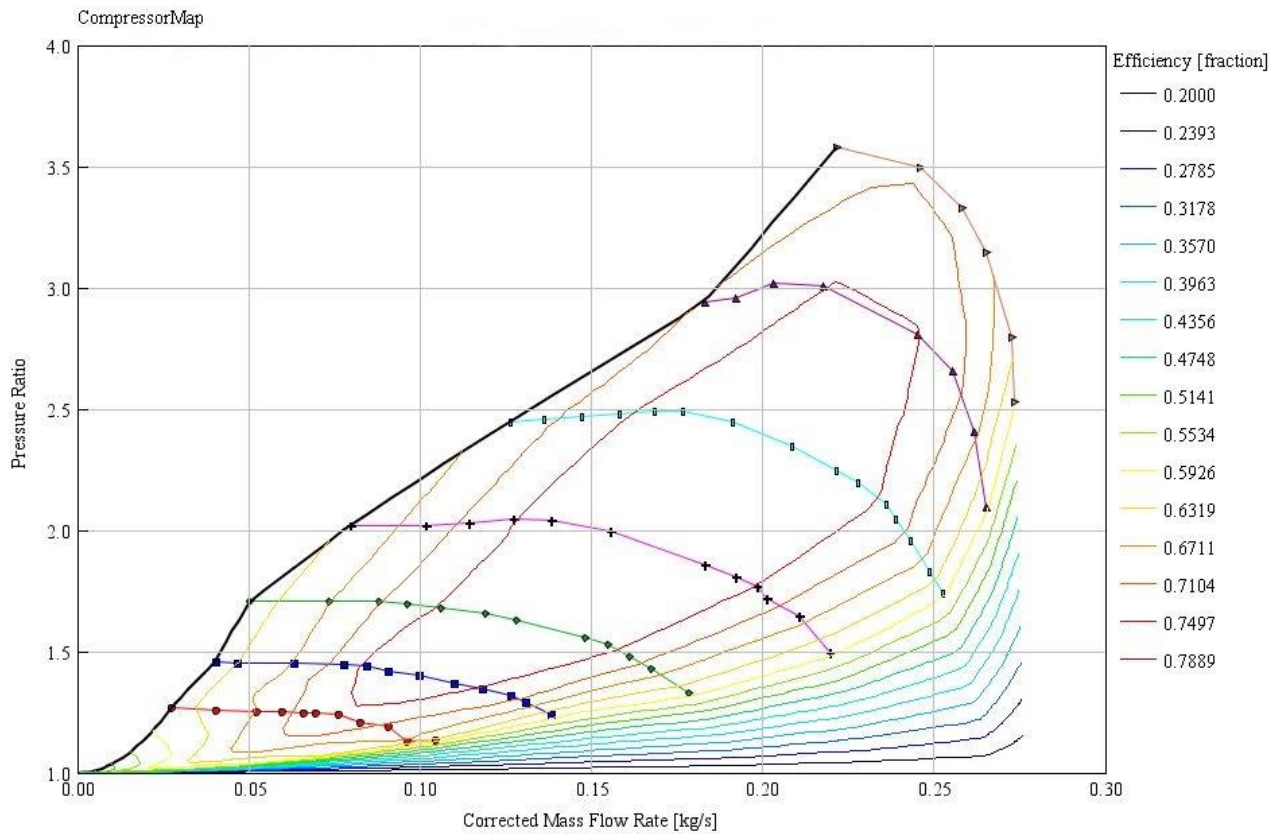
Οι διάφορες σωληνώσεις τροποποιήθηκαν κατάλληλα για την εφαρμογή στροβιλο-υπερπληρωτή με ψυγείο για την ενδιάμεση ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης.

### 6.3.2 Σύστημα στροβιλο-υπερπλήρωσης

Η επιλογή του στροβιλο-υπερπληρωτή βασίστηκε σε προηγούμενη διπλωματική εργασία [10] και προσαρμόστηκε στον κινητήρα του μοντέλου μας μετά από δοκιμές και προσαρμογές των συντελεστών παροχής του στροβίλου και του συμπιεστή, όπως άλλωστε προτείνει και το εγχειρίδιο του προγράμματος [12]. Μοντελοποιήθηκε ακολούθως ψυγείο για τον αέρα υπερπλήρωσης, για το οποίο ορίσαμε τον βαθμό εκμετάλλευσης, καθώς και βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίων, η λειτουργία της οποίας ρυθμίστηκε ώστε η μέγιστη πίεση υπερπλήρωσης να μην ξεπερνά τα 2 bar. Παρακάτω παρουσιάζεται ο βαθμός εκμετάλλευσης του ψυγείου (Σχήμα 6.5) και ο χάρτης λειτουργίας του συμπιεστή (Σχήμα 6.6):



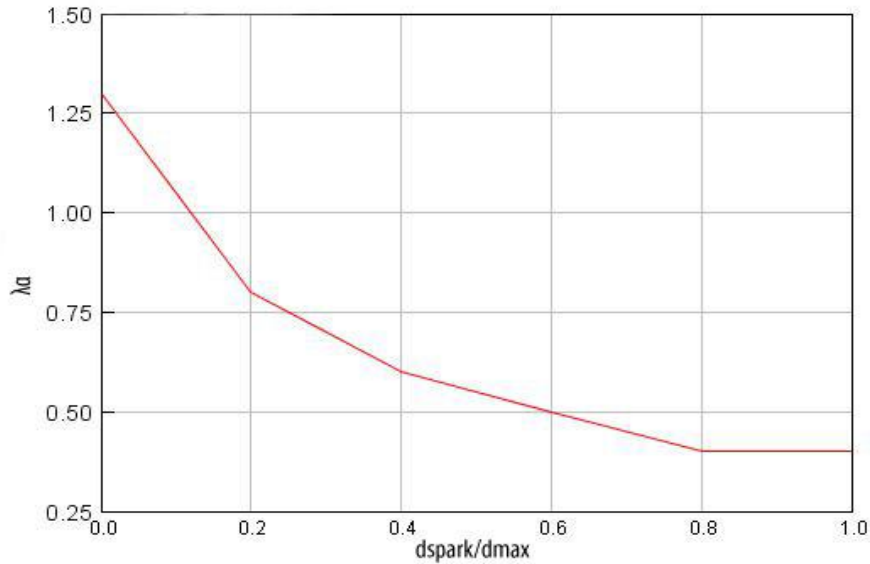
Σχήμα 6.5: Βαθμός εκμετάλλευσης του ψυγείου συναρτήσει της παροχής μάζας του αέρα υπερπλήρωσης



Σχήμα 6.6: Χάρτης λειτουργίας συμπιεστή

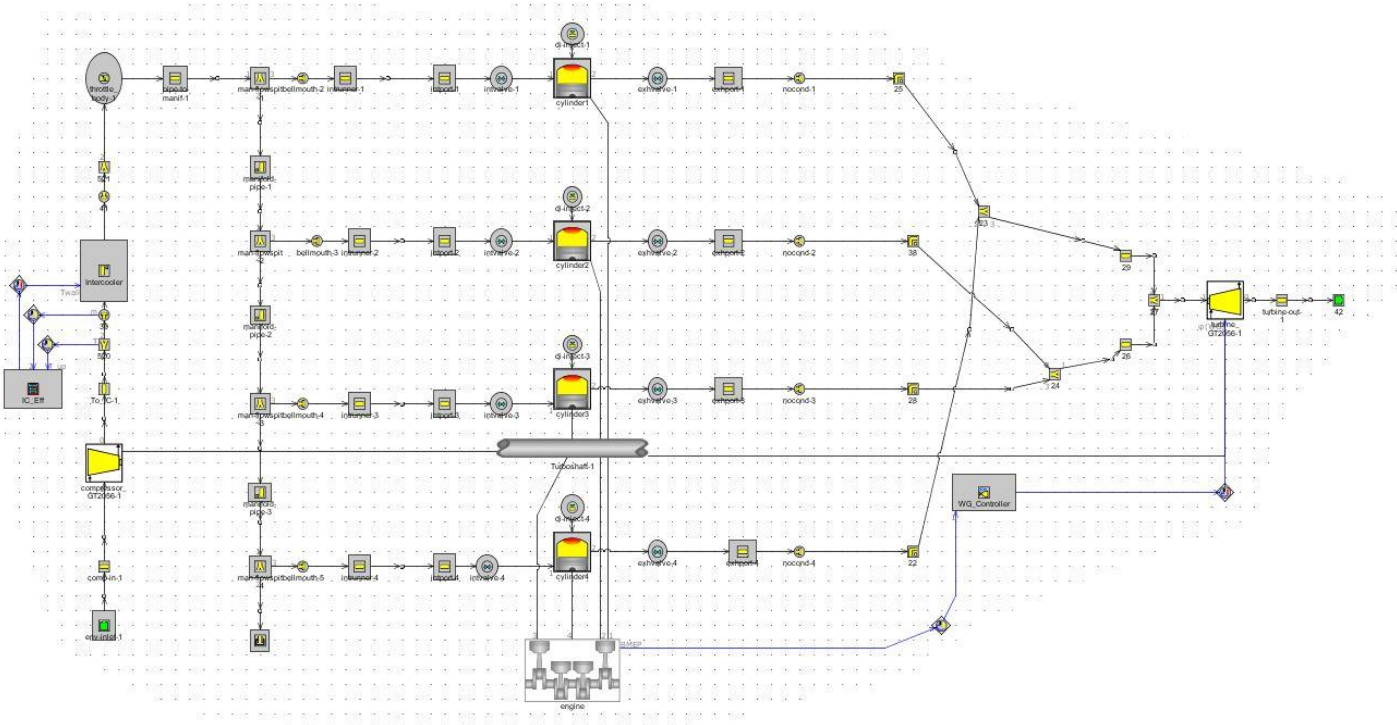
### 6.3.3 Έγχυση καυσίμου - στρωματοποίηση γόμωσης - ρύθμιση Ισχύος

Σε ότι αφορά την μοντελοποίηση της έγχυσης του καυσίμου, επιλέξαμε στο πρόγραμμα το πρότυπο του εγχυτήρα άμεσης έγχυσης, μια και με αυτό μπορούμε να ρυθμίσουμε την ισχύ του κινητήρα από την ποσότητα του καυσίμου, δηλαδή **ποιοτικά**. Η στραγγαλιστική δικλείδα (πεταλούδα), σε αυτήν την περίπτωση, παραμένει συνεχώς πλήρως ανοικτή (σε γωνία 90°). Έπειτα ορίστηκε η περιοχή ομογενούς και στρωματοποιημένης λειτουργίας του κινητήρα καθώς και το προφίλ στρωματοποίησης [10] το οποίο φαίνεται στο σχήμα 6.7:



Σχήμα 6.7: Προφίλ στρωματοποίησης

Το μοντέλο του στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα, όπως αυτό φαίνεται στο περιβάλλον του προγράμματος, παρουσιάζεται στην εικόνα 6.3.



Εικόνα 6.3: Μοντέλο στοβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα άμεσου ψεκασμού (Turbo GDI)



## 6.4 Μοντελοποίηση οχήματος - οδηγού

### 6.4.1 Χαρακτηριστικά οχήματος

Για την μοντελοποίηση του οχήματος έγινε μια μικρή έρευνα σχετικά με τα οχήματα της αγοράς, στα οποία προσαρμόζονται κινητήρες αντίστοιχου κυβισμού και ισχύος με τα μοντέλα μας και έτσι καταλήξαμε στα παρακάτω βασικά χαρακτηριστικά (Πίνακας 6.3).

Πίνακας 6.3: Βασικά χαρακτηριστικά οχήματος

Χαρακτηριστικά οχήματος	Τιμές
Κινητήριοι τροχοί	Εμπρός
Μάζα (kg)	1300
Μετωπική επιφάνεια - $A_f$ ( $m^2$ )	2.45
Συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης - $C_d$	0.31
Αριθμός τροχών	4
Ελαστικό (κωδικός ISO)	205/45R16

Ακολούθως, προσαρμόστηκαν στο όχημα τέσσερις άξονες και τροχοί καθώς και σύστημα πέδησης, με ξεχωριστή επενέργηση στον κάθε κινητήριο τροχό.

### 6.4.2 Σύστημα μετάδοσης

Για την μετάδοση της κίνησης από τον κινητήρα στους εμπρός τροχούς του οχήματος, μοντελοποιήθηκε σύστημα μετάδοσης με μηχανικό κιβώτιο ταχυτήτων έξι σχέσεων μετάδοσης, διαφορικό καθώς και συμπλέκτης τριβής που επιτρέπει την απεμπλοκή από τον κινητήρα σε φάσεις ακινησίας του οχήματος και αλλαγής σχέσης μετάδοσης. Η επιλογή των σχέσεων μετάδοσης έγινε με βάση οχήματα στα οποία είναι προσαρμοσμένοι κινητήρες παρόμοιοι με αυτούς που μοντελοποιήσαμε. Τα χαρακτηριστικά του συστήματος μετάδοσης φαίνονται στον πίνακα 6.4:

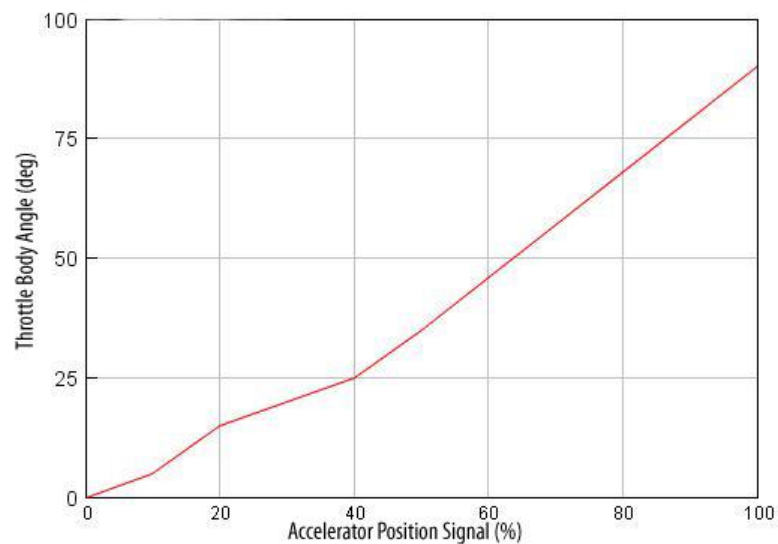
Πίνακας 6.4: Χαρακτηριστικά συστήματος μετάδοσης

Σχέση μετάδοσης κιβωτίου ταχυτήτων	NA	Turbo GDI
1 <sup>η</sup>	3.133 : 1	4.044 : 1
2 <sup>η</sup>	2.045 : 1	2.371 : 1
3 <sup>η</sup>	1.481 : 1	1.556 : 1
4 <sup>η</sup>	1.161 : 1	1.159 : 1
5 <sup>η</sup>	0.942 : 1	0.852 : 1
6 <sup>η</sup>	0.763 : 1	0.672 : 1
Διαφορικό (final drive)	4.1 : 1	4.316 : 1
Βαθμός απόδοσης συστήματος μετάδοσης ( $\eta_{gear}$ ) (%)	96	96
Ροπή αδράνειας συστήματος μετάδοσης ( $kg/m^2$ )	0.06	0.06

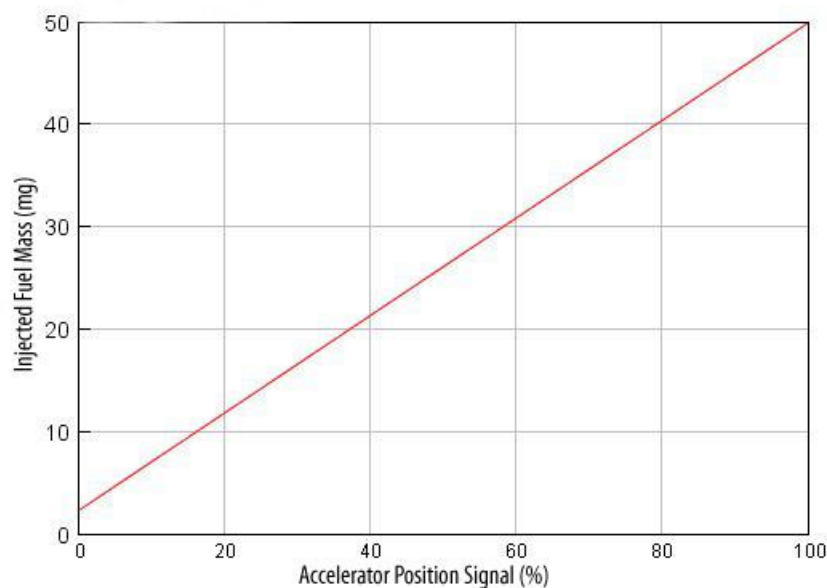
### 6.4.3 Εικονικός οδηγός οχήματος

Για τον έλεγχο του κινητήρα και του οχήματος κατά την προσομοίωση του κύκλου, μοντελοποιήθηκε εικονικός οδηγός με βάση προηγούμενη διπλωματική εργασία [11], ο οποίος μπορεί να διενεργήσει τα παρακάτω:

- Πάτημα πεντάλ επιτάχυνσης για την επιτάχυνση του οχήματος. Για τον κινητήρα φυσικής αναπνοής (NA) υπάρχει χάρτης ο οποίος μεταφράζει **το ποσοστό πατήματος του πεντάλ σε γωνίες ανοίγματος της πεταλούδας**, ενώ για τον στροβιλο-υπερπληρωμένο κινητήρα άμεσης έγχυσης (Turbo GDI), **υπάρχει ο αντίστοιχος χάρτης, αλλά για την ποσότητα του εγχεόμενου καυσίμου**. Οι χάρτες αυτοί παρουσιάζονται στα σχήματα 6.8, 6.9:



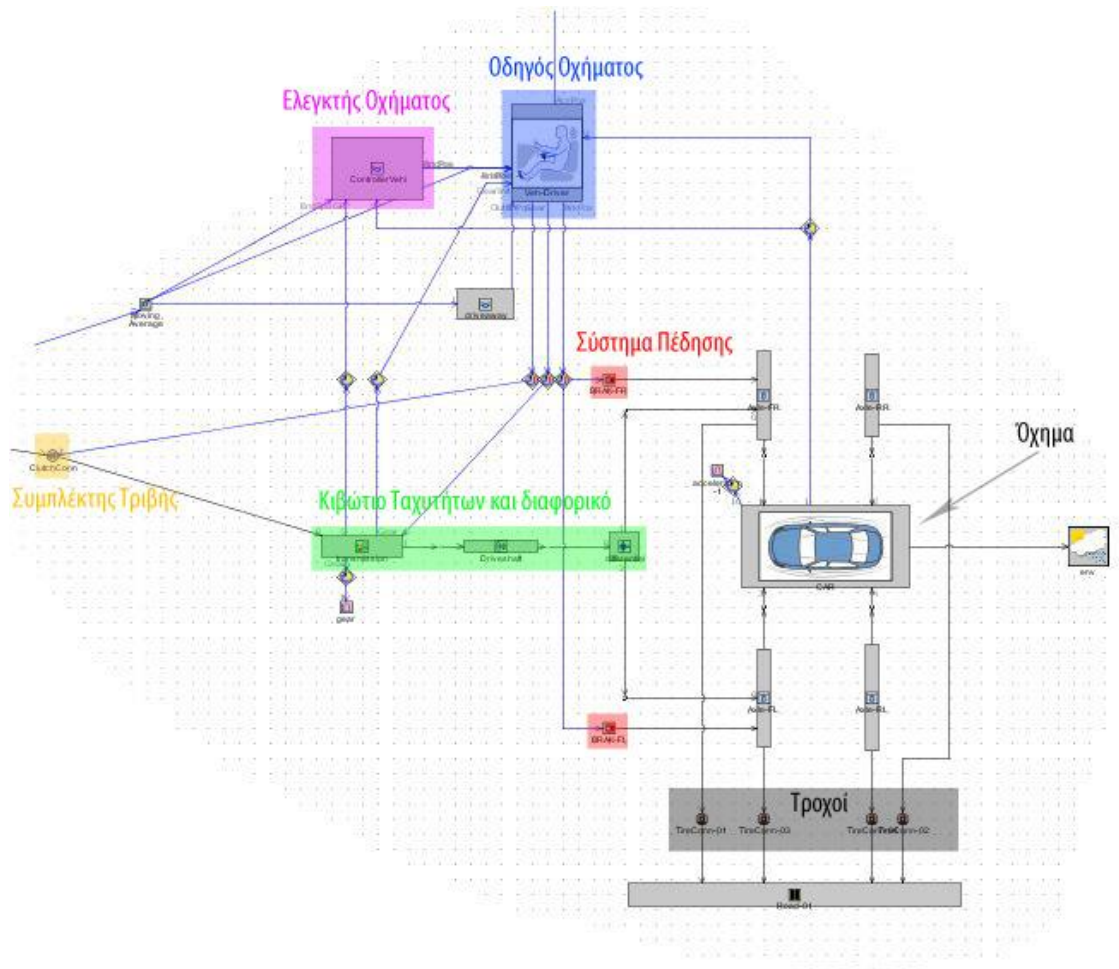
Σχήμα 6.8: Χάρτης αντιστοίχισης σήματος επιτάχυνσης ελεγκτή και γωνίας ανοίγματος στραγγαλιστικής δικλείδας στο μοντέλο φυσικής αναπνοής (NA)



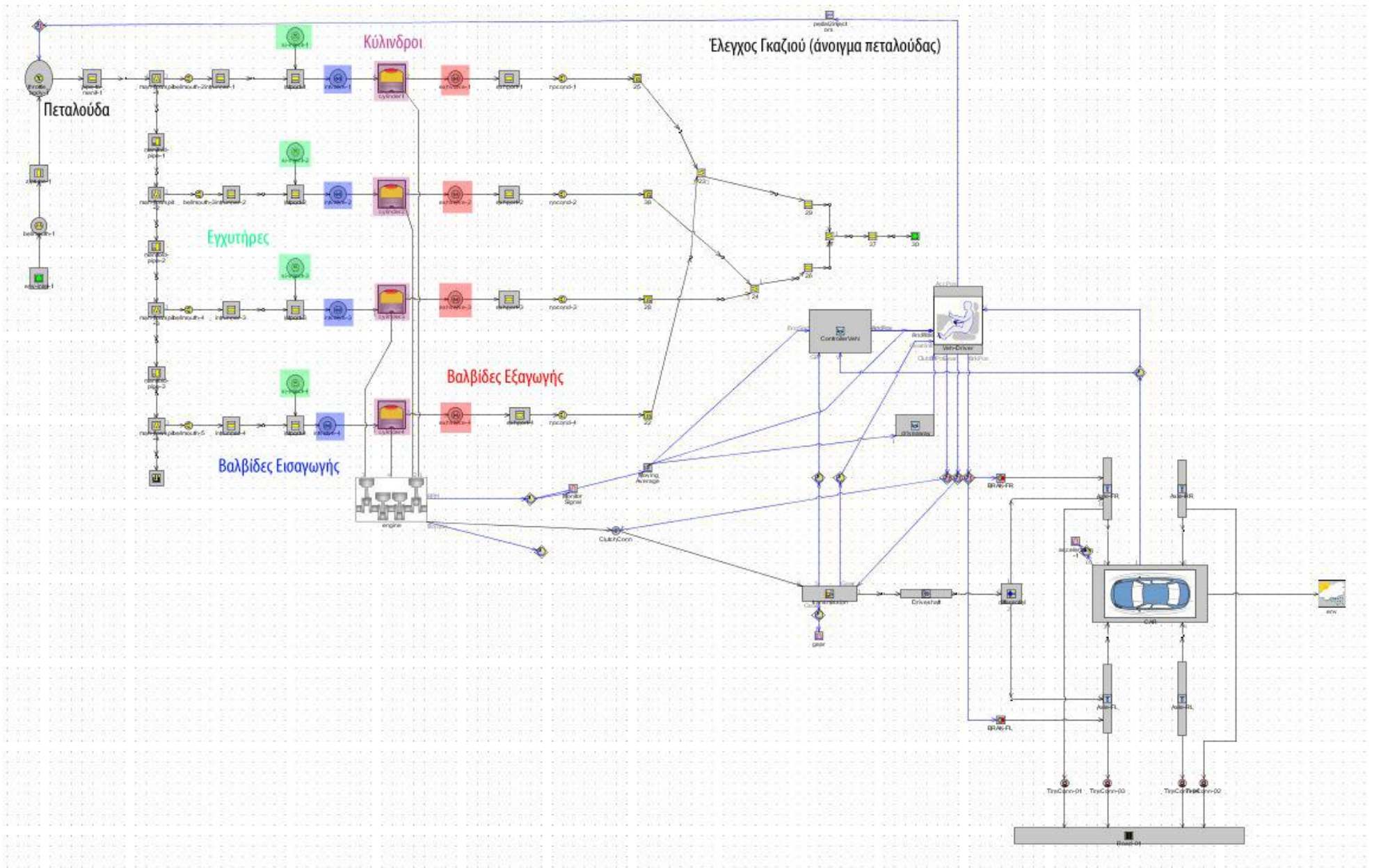
Σχήμα 6.9: Χάρτης αντιστοίχισης σήματος επιτάχυνσης ελεγκτή - ποσότητας εγχεόμενου καυσίμου στο υπερπληρωμένο μοντέλο άμεσης έγχυσης (Turbo GDI)

- Πάτημα πεντάλ φρένου, για την επιβράδυνση και ακινητοποίηση του οχήματος.
- Πάτημα-άφημα πεντάλ συμπλέκτη. Σε αυτήν την περίπτωση ορίσαμε δύο προφίλ επενέργειας του πεντάλ του συμπλέκτη, ένα για το ξεκίνημα του οχήματος από ακινησία (driveway), και ένα για την αλλαγή της σχέσης μετάδοσης στο κιβώτιο (Shift).
- Αλλαγή της σχέσης μετάδοσης του κιβωτίου

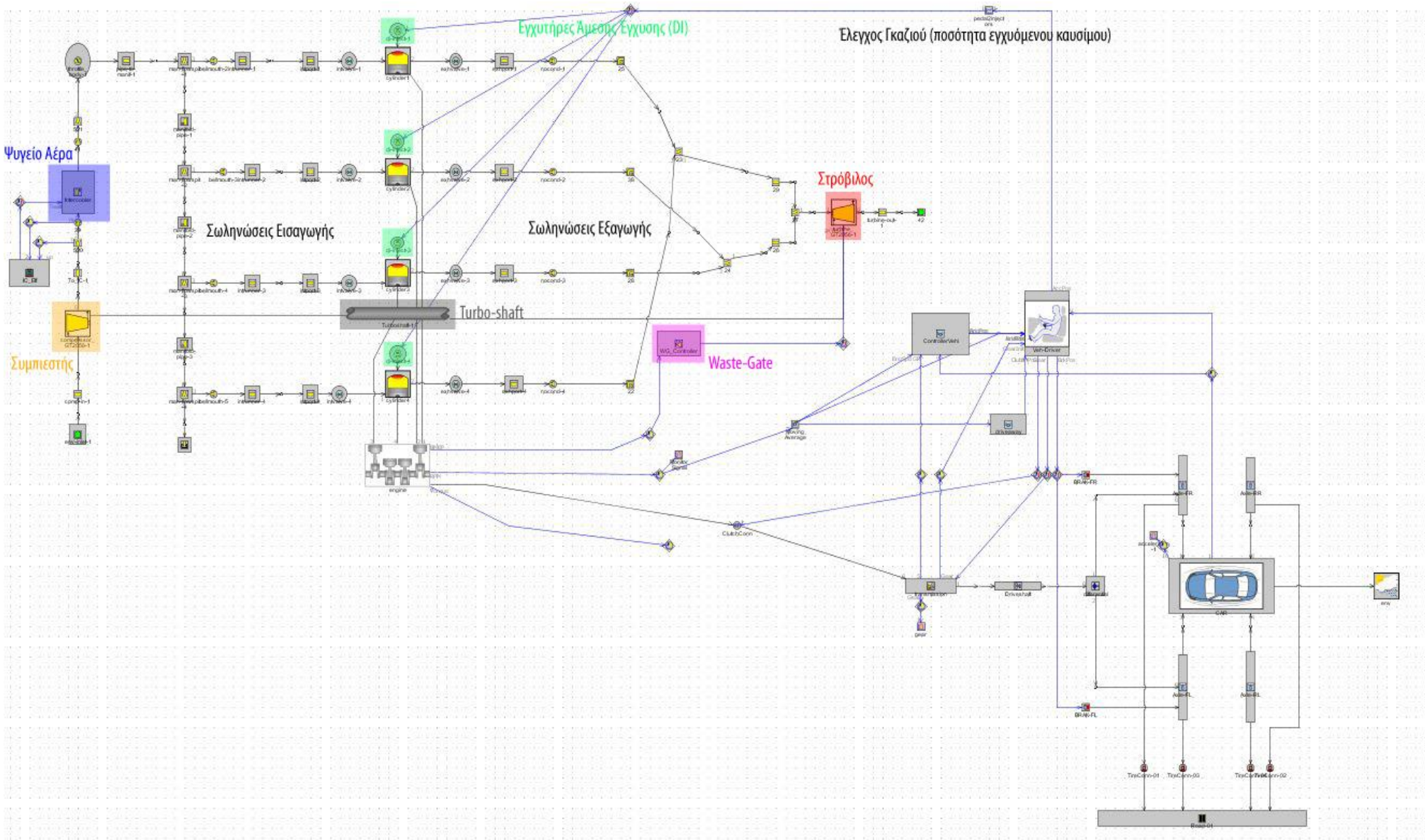
Ο οδηγός, σε συνθήκες κανονικής οδήγησης, ακολουθεί τις εντολές του ελεγκτή οχήματος (controller vehicle), ο οποίος έχει ως συνθήκη λειτουργίας την παρακολούθηση των επιταγών ταχύτητας από τον μεταβατικό κύκλο WLTC<sub>3b</sub>. Ωστόσο, έχει την δυνατότητα να αγνοήσει τον ελεγκτή σε φάσεις εκκίνησης και αλλαγής της σχέσης μετάδοσης του οχήματος. Στις εικόνες 6.4-6.6 παρουσιάζεται το μοντέλο του οχήματος-ελεγκτή-οδηγού καθώς και τα ολοκληρωμένα μοντέλα, η λειτουργία των οποίων προσομοιώθηκε.



Εικόνα 6.4: Μοντέλο οχήματος-οδηγού-ελεγκτή



Εικόνα 6.5: Ολοκληρωμένο μοντέλο κινητήρα φυσικής αναπνοής (NA)



Εικόνα 6.6: Ολοκληρωμένο μοντέλο στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Άμεσης Έγχυσης (Turbo GDI)

## 7. Συγκριτικά αποτελέσματα προσομοιώσεων και σχολιασμός

### 7.1 Εισαγωγή

Η προσομοίωση της λειτουργίας των κινητήρων καθώς το όχημα ακολουθεί τον οδηγικό κύκλο WLTC<sub>3b</sub>, μας έδωσε τα αποτελέσματα σε μορφή πινάκων, οι οποίοι με τη χρήση του πακέτου GT-Post έγιναν συγκριτικά διαγράμματα μεταξύ των δύο μοντέλων. Στις ενότητες που ακολουθούν παρουσιάζονται τα συγκριτικά διαγράμματα που αφορούν μεγέθη για:

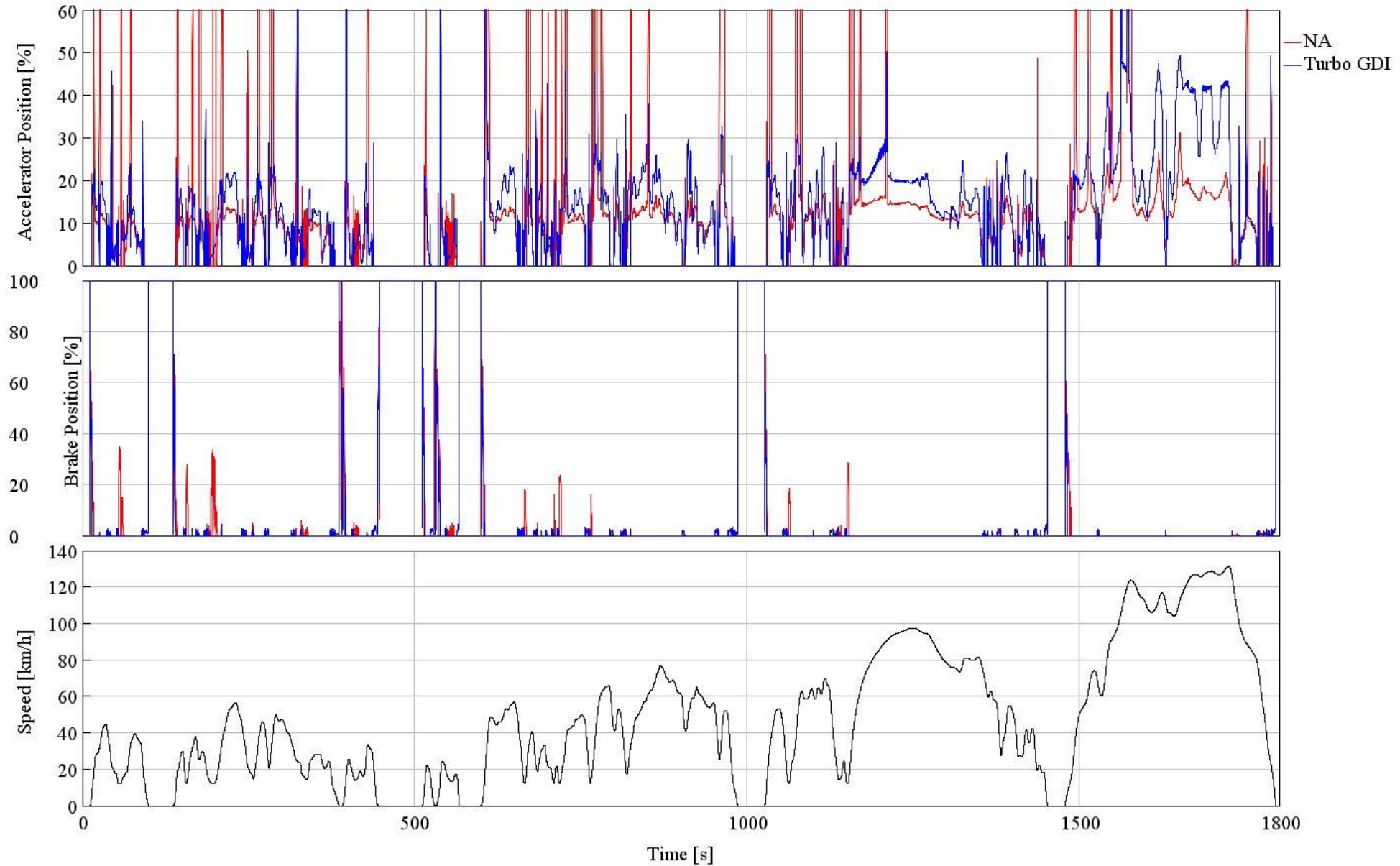
- Την πορεία του οχήματος και την λειτουργία του ελεγκτή
- Την λειτουργία των κινητήρων αυτών καθαυτών
- Την λειτουργία του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης στον κινητήρα Turbo GDI
- Την κατανάλωση καυσίμου και τις εκπομπές ρύπων

Στα συγκριτικά διαγράμματα μεταξύ των δύο κινητήρων, **με κόκκινη γραμμή απεικονίζεται ο συμβατικός κινητήρας φυσικής αναπνοής (NA) και με μπλε ο στροβιλο-υπερπληρωμένος άμεσου ψεκασμού (Turbo GDI)**. Σε κάθε πακέτο διαγραμμάτων, ο οριζόντιος άξονας είναι ο χρόνος της διαδρομής σε δευτερόλεπτα, ενώ κάτω από τα διαγράμματα φαίνεται και η ταχύτητα σε km/h που καλείται να ακολουθήσει το όχημά μας. Για κάθε μέγεθος παρατίθεται το διάγραμμα για ολόκληρη την διαδρομή, αλλά και για τα πρώτα 450 δευτερόλεπτα αυτής, τόσο για να γίνουν πιο ευδιάκριτα τα αποτελέσματα, όσο και για να δοθεί παραπάνω έμφαση στο κομμάτι του οδηγικού κύκλου που αφορά χαμηλές ταχύτητες κίνησης του οχήματος.

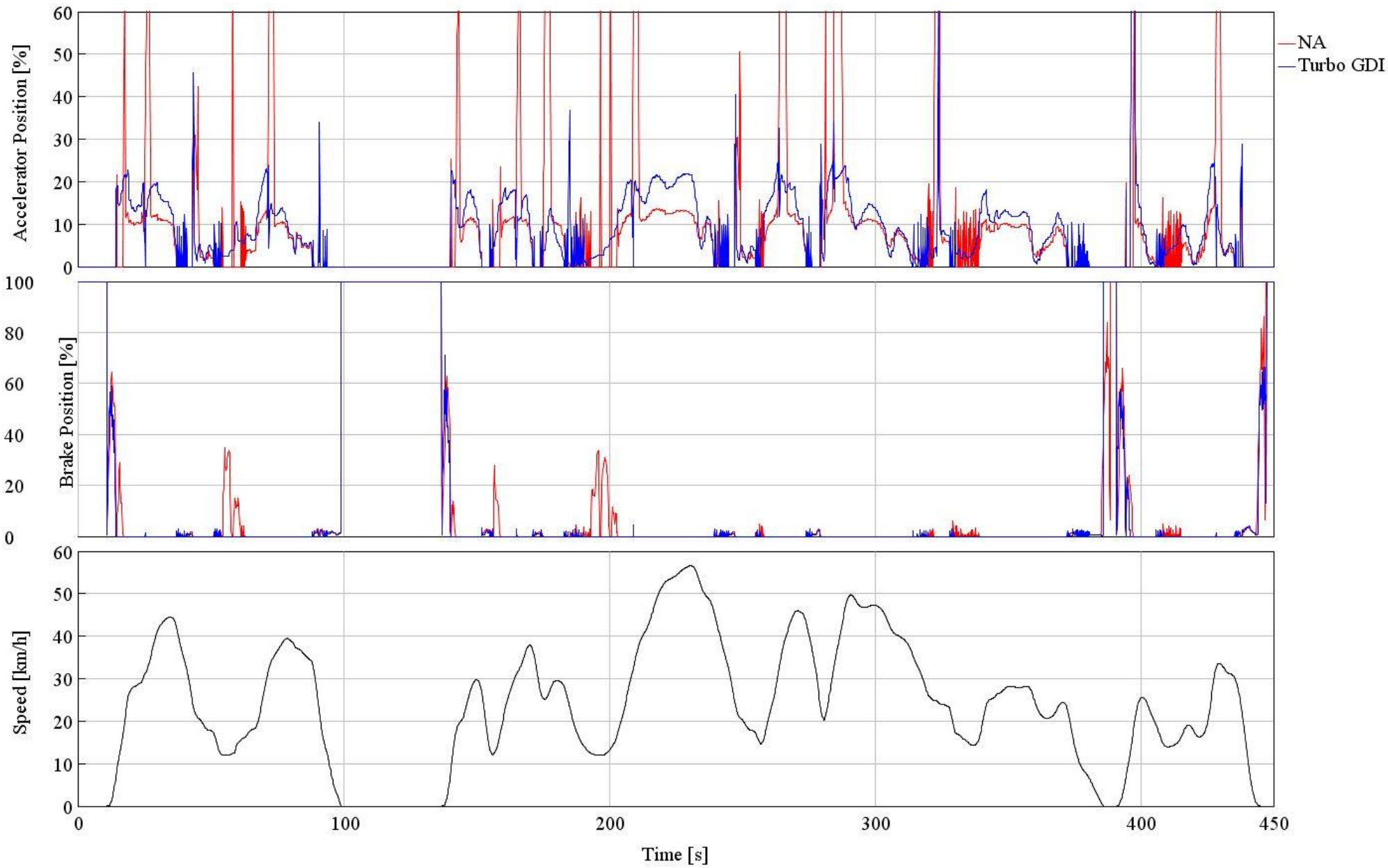
Η προσομοίωση λειτουργίας σε πραγματικό χρόνο διήρκησε περίπου 7 ώρες για κάθε ένα από τα δύο μοντέλα, με την χρήση προσωπικού υπολογιστή (Χαρακτηριστικά: Intel Core i7-6700HQ CPU, 16GB RAM). Η χρονοβόρα φύση της διαδικασίας κατέστησε δύσκολη την απόλυτα λεπτομερή ρύθμιση των μοντέλων (fine tuning) σε κάθε σημείο του μεταβατικού κύκλου, το οποίο οδήγησε σε συγκεκριμένες αδυναμίες-ανακρίβειες των αποτελεσμάτων, τις οποίες θα σχολιάσουμε παρακάτω.

## 7.2 Πορεία οχήματος και λειτουργία ελεγκτή κατά την προσομοίωση

### 7.2.1 Διαγράμματα

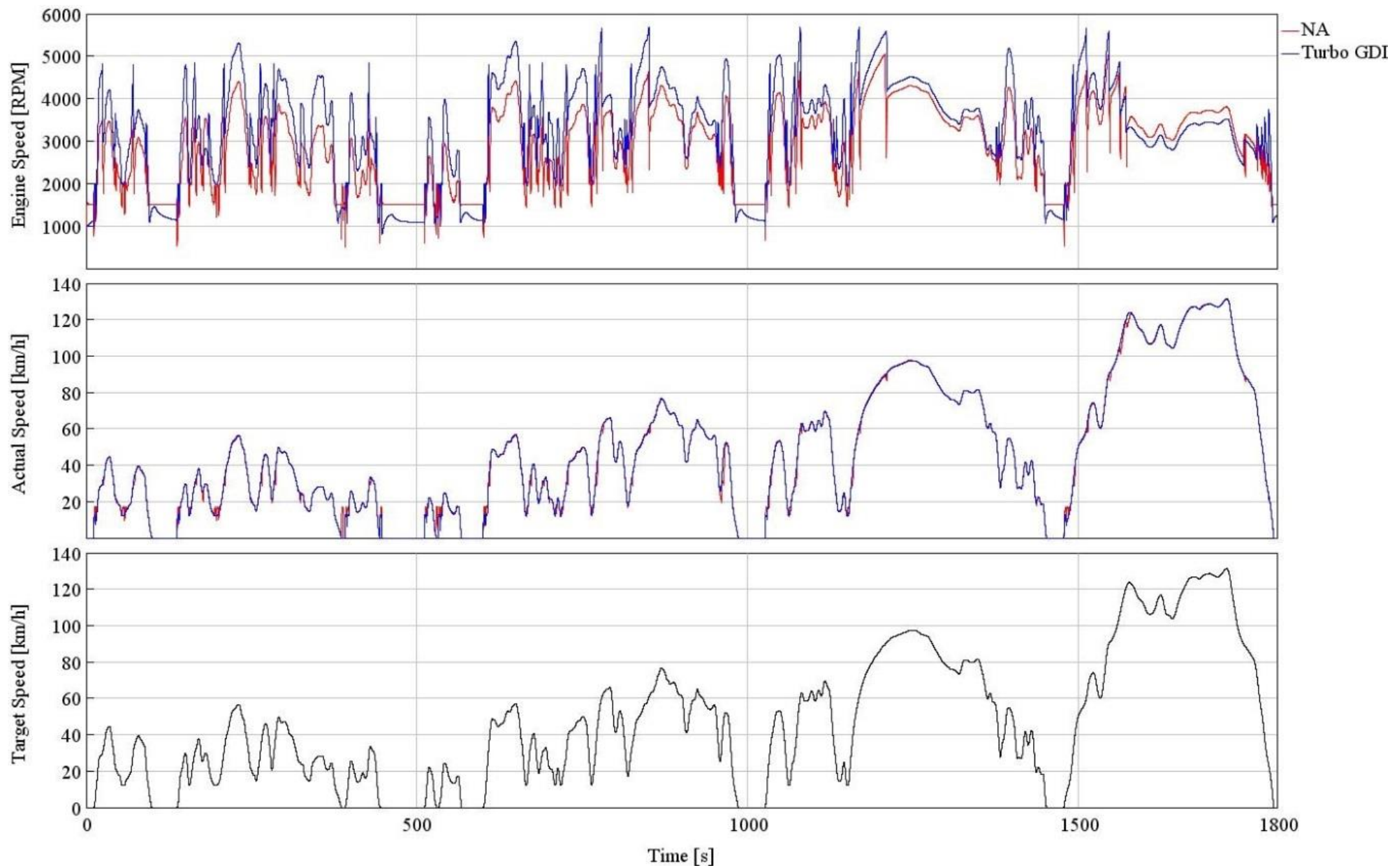


Σχήμα 7.1: Ποσοστό πατήματος πεντάλ επιτάχυνσης και φρένου κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>

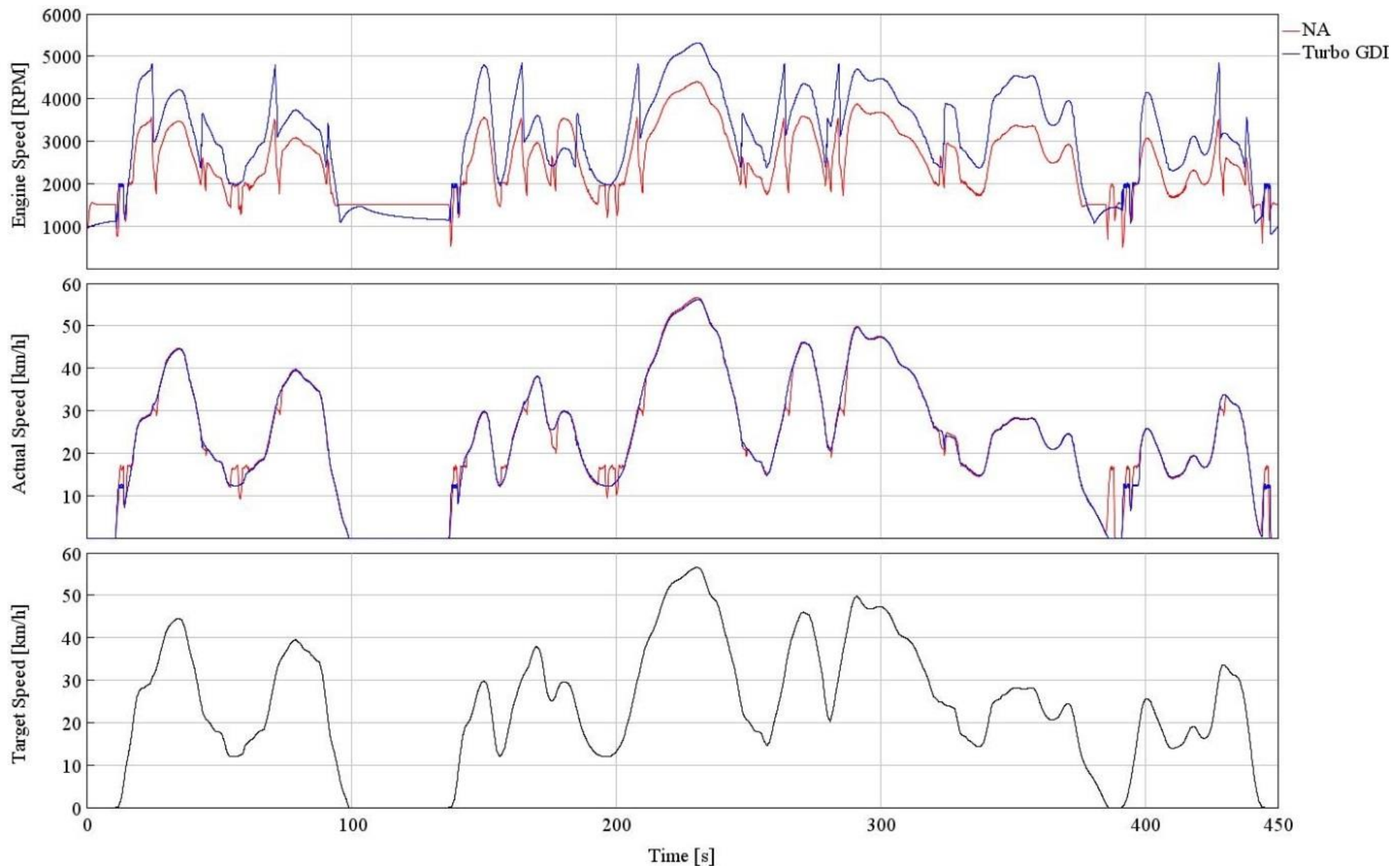


Σχήμα 7.2: Ποσοστό πατήματος πεντάλ επιτάχυνσης και φρένου στα πρώτα 450 δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>

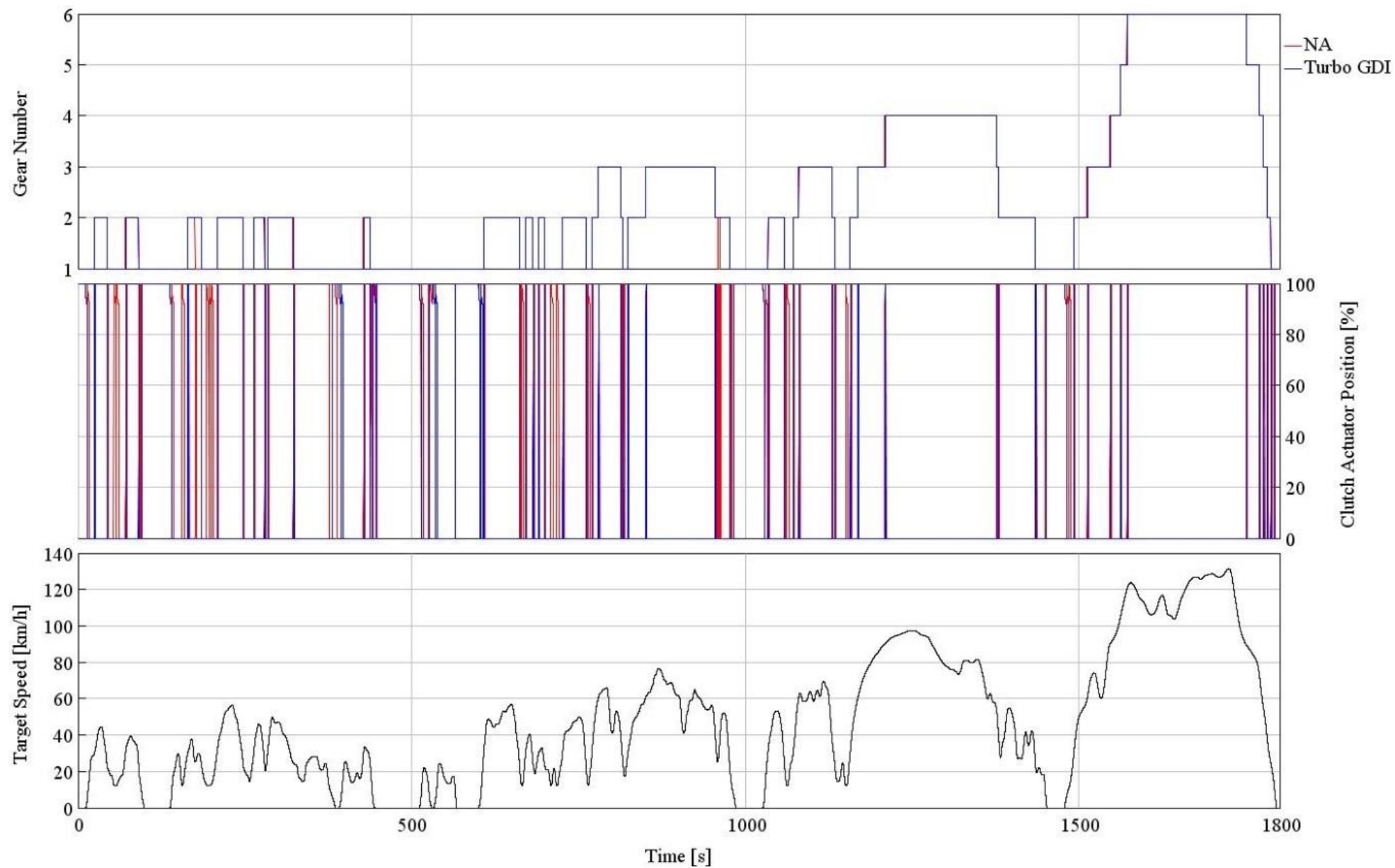




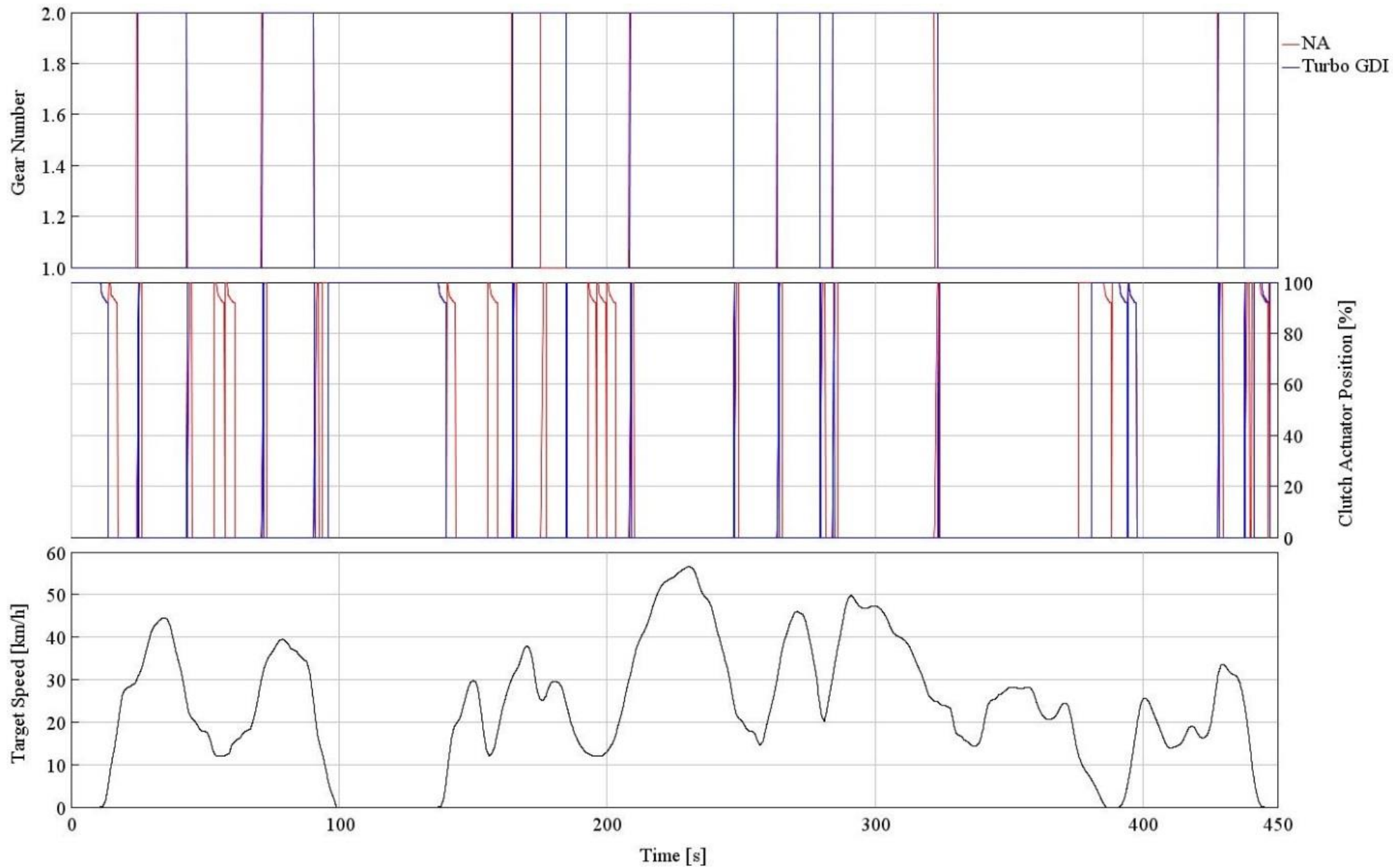
Σχήμα 7.3: Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα (RPM) και πραγματική ταχύτητα οχήματος (Km/h) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>



Σχήμα 7.4: Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα (RPM) και πραγματική ταχύτητα οχήματος (Km/h) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>



Σχήμα 7.5: Σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων και επενέργεια του συμπλέκτη κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>



Σχήμα 7.6: Σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων και επενέργεια του συμπλέκτη στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>

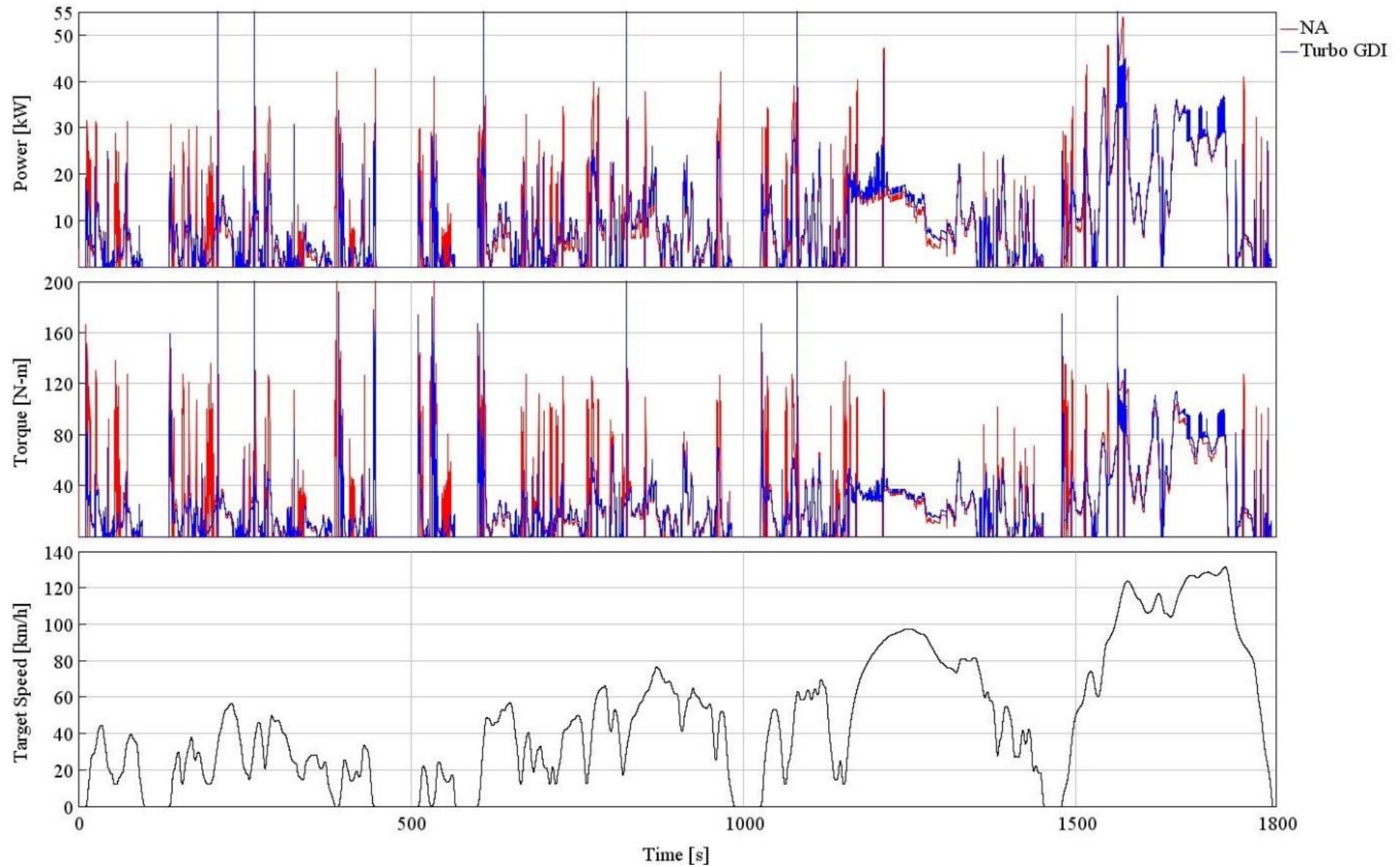
### 7.2.2 Σχολιασμός

Στα συγκριτικά διαγράμματα που αφορούν την πορεία του οχήματος και τις εντολές του ελεγκτή, έχουμε να παρατηρήσουμε τα παρακάτω:

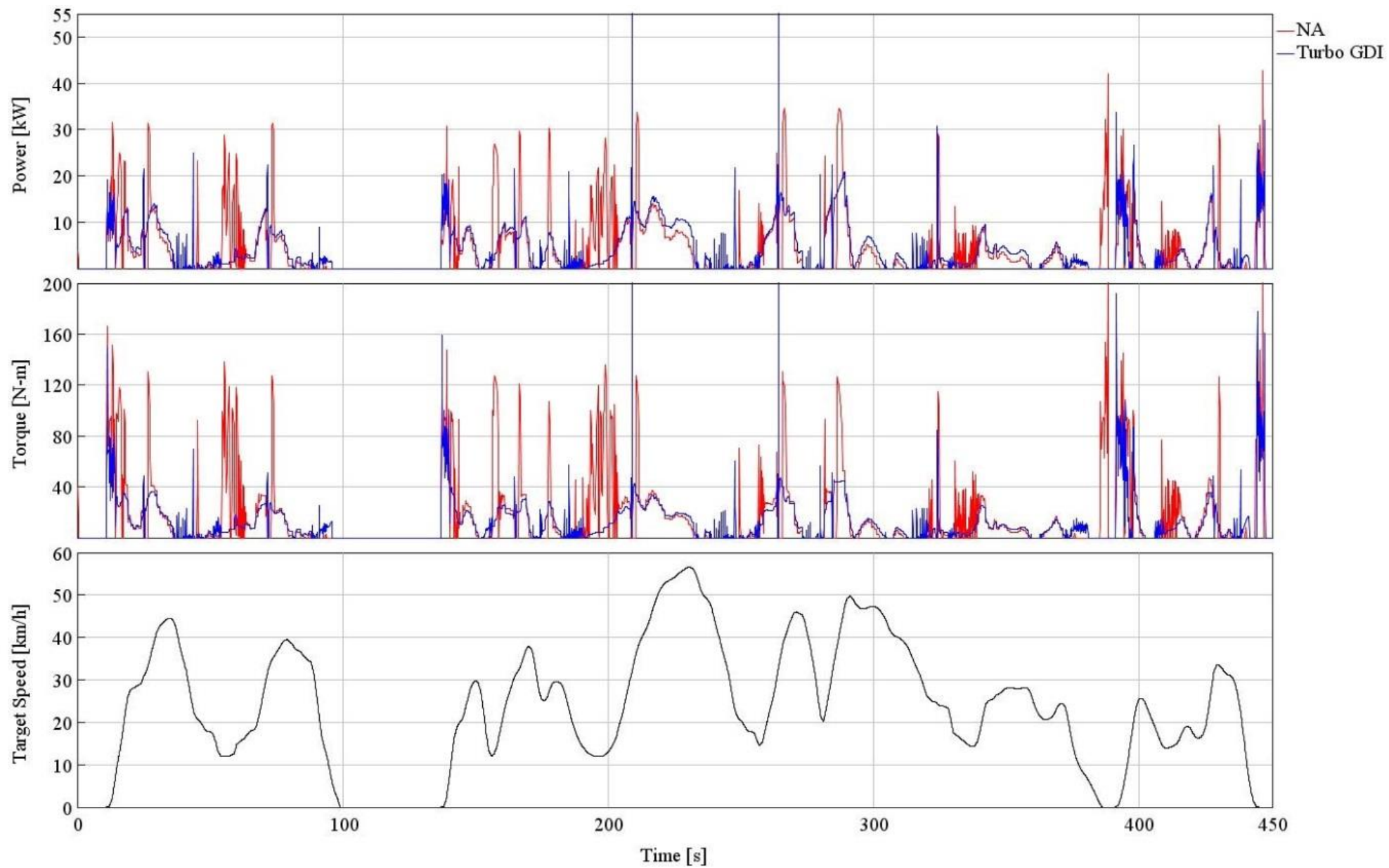
- Αρχικά, από το Σχήμα 7.3, βλέπουμε πως τα μοντέλα μας ακολουθούν ικανοποιητικά την επιθυμητή ταχύτητα του οδηγικού κύκλου με πολύ μικρές αποκλίσεις.
- Η διαφορά στα ποσοστά πατήματος του πεντάλ επιτάχυνσης μεταξύ των δύο μοντέλων, όπως φαίνεται στα Σχήματα 7.1, 7.2, οφείλεται στην μέθοδο ρύθμισης της ισχύος. Όπως είδαμε στην παράγραφο 6.4.3 (βλέπε Σχήματα 6.8, 6.9), οι χάρτες επενέργειας του σήματος του ελεγκτή, στην πεταλούδα (NA μοντέλο) και στην ποσότητα του εγχεόμενου καυσίμου (Turbo GDI μοντέλο), είναι διαφορετικοί. Συνεπώς καθίσταται ανούσια οποιαδήποτε σύγκριση μεταξύ των μοντέλων, όσον αφορά στο ποσοστό πατήματος του πεντάλ επιτάχυνσης.
- Από το Σχήμα 7.1 παρατηρούμε κάποια υπολογιστικά σφάλματα της προσομοίωσης, κυρίως στο μοντέλο του κινητήρα φυσικής αναπνοής (NA). Λόγω υστέρησης στην απόκριση του ελεγκτή, εντοπίζεται μικρή απόκλιση της πραγματικής ταχύτητας του οχήματος από αυτήν του WLTC<sub>3b</sub>, το οποίο οδηγεί στιγμιαία τον ελεγκτή να μεγιστοποιήσει το «πάτημα» του γκαζιού. Πέρα όμως από το «αισθητικό» κομμάτι, αυτά τα μικροσφάλματα θα δούμε ότι δεν θα επηρεάσουν ιδιαίτερα τα αποτελέσματά μας.
- Στο αρχικό κομμάτι του κύκλου, με κίνηση σε ιδιαίτερα χαμηλές ταχύτητες, παρατηρούμε πως τα μοντέλα μας εισέρχονται σε κατάσταση ελέγχου εκκίνησης (driveway), όπως φαίνεται από την επενέργεια του συμπλέκτη (Σχήμα 7.6) και έτσι οδηγούμαστε σε αποκλίσεις από την επιθυμητή ταχύτητα του κύκλου (Σχήμα 7.4). Το παραπάνω οδηγεί σε απότομη επενέργεια του φρένου σε αυτές τις χαμηλές ταχύτητες κίνησης, καθώς το όχημα κινείται γρηγορότερα από την επιθυμητή (target) ταχύτητα κατά την εκκίνησή του (Σχήμα 7.2).
- Στο Σχήμα 7.6, είναι πιο ευδιάκριτος ο χάρτης επενέργειας του συμπλέκτη που ορίσαμε κατά τις εκκινήσεις και τις αλλαγές ταχυτήτων.
- Για την επιλογή της σχέσης μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων, εντοπίζουμε πολύ παρόμοια λειτουργία του ελεγκτή και στα δύο μοντέλα (Σχήμα 7.5). Παράλληλα, εάν παρατηρήσουμε το διάγραμμα της ταχύτητας περιστροφής του κάθε κινητήρα (Σχήμα 7.3), θα δούμε πως οι πρώτες σχέσεις μετάδοσης του Turbo GDI μοντέλου είναι πιο μικρές-ελαφρές από του NA, αλλά προοδευτικά γίνονται πιο μεγάλες-βαριές (5<sup>η</sup> και 6<sup>η</sup> σχέση μετάδοσης), καθώς για τις ίδιες μεταφορικές ταχύτητες του οχήματος, έχουμε χαμηλότερες ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα άμεσου ψεκασμού.

## 7.3 Λειτουργία κινητήρων κατά την προσομείωση

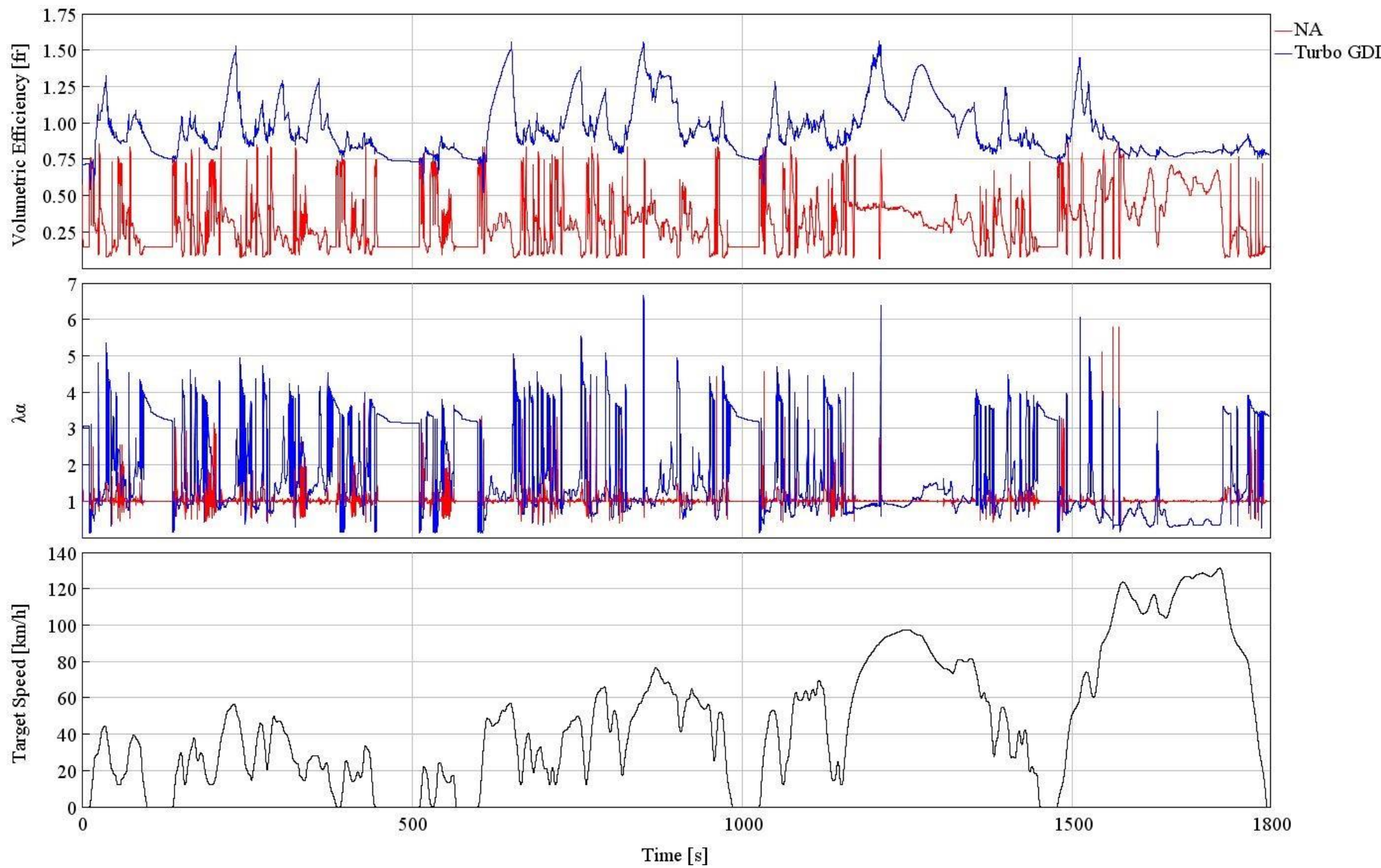
### 7.3.1 Διαγράμματα



Σχήμα 7.7: Ισχύς (kW) και ροπή (N/m) του κινητήρα κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>

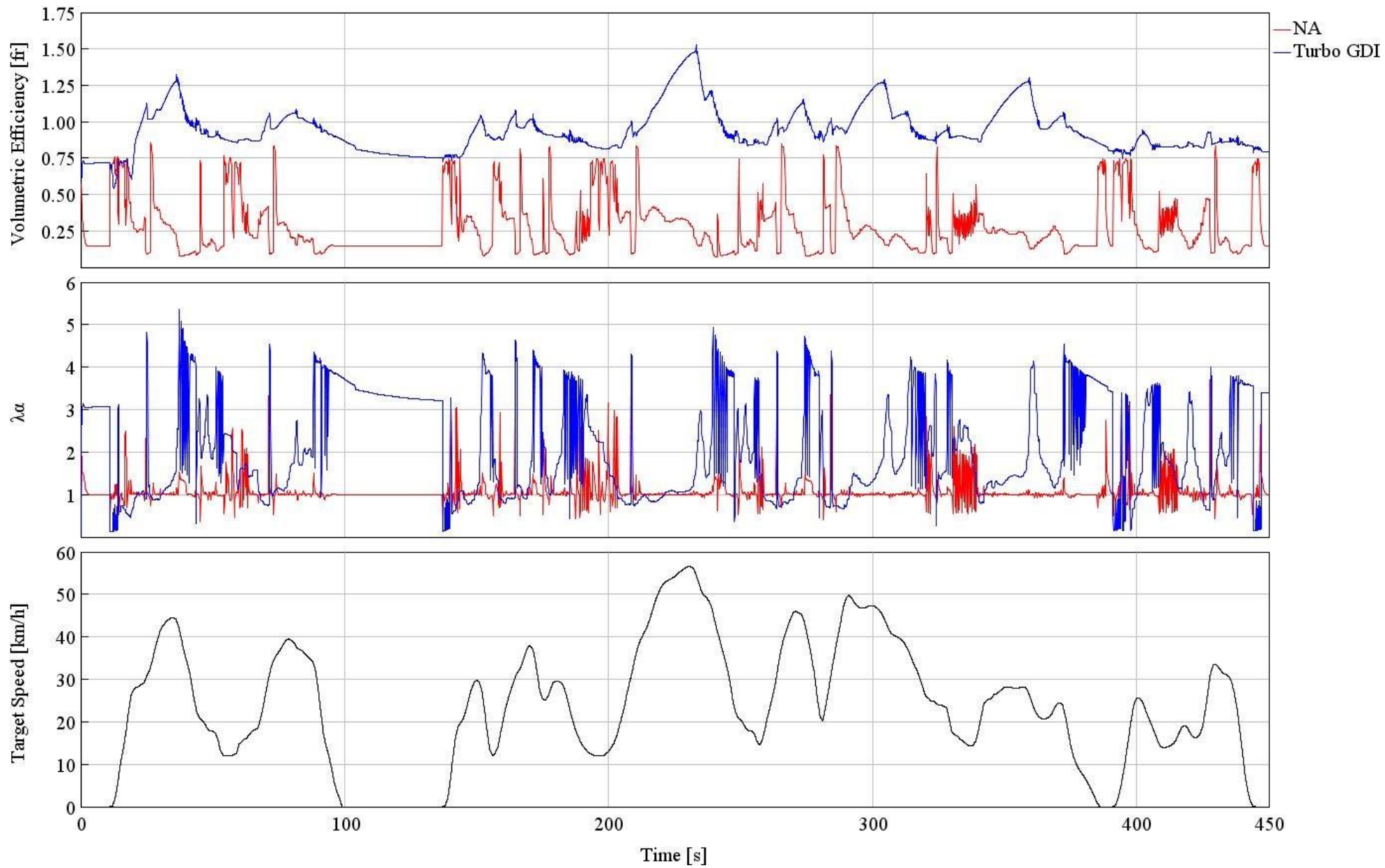


Σχήμα 7.8: Ισχύς (kW) και ροπή (N/m) του κινητήρα στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>

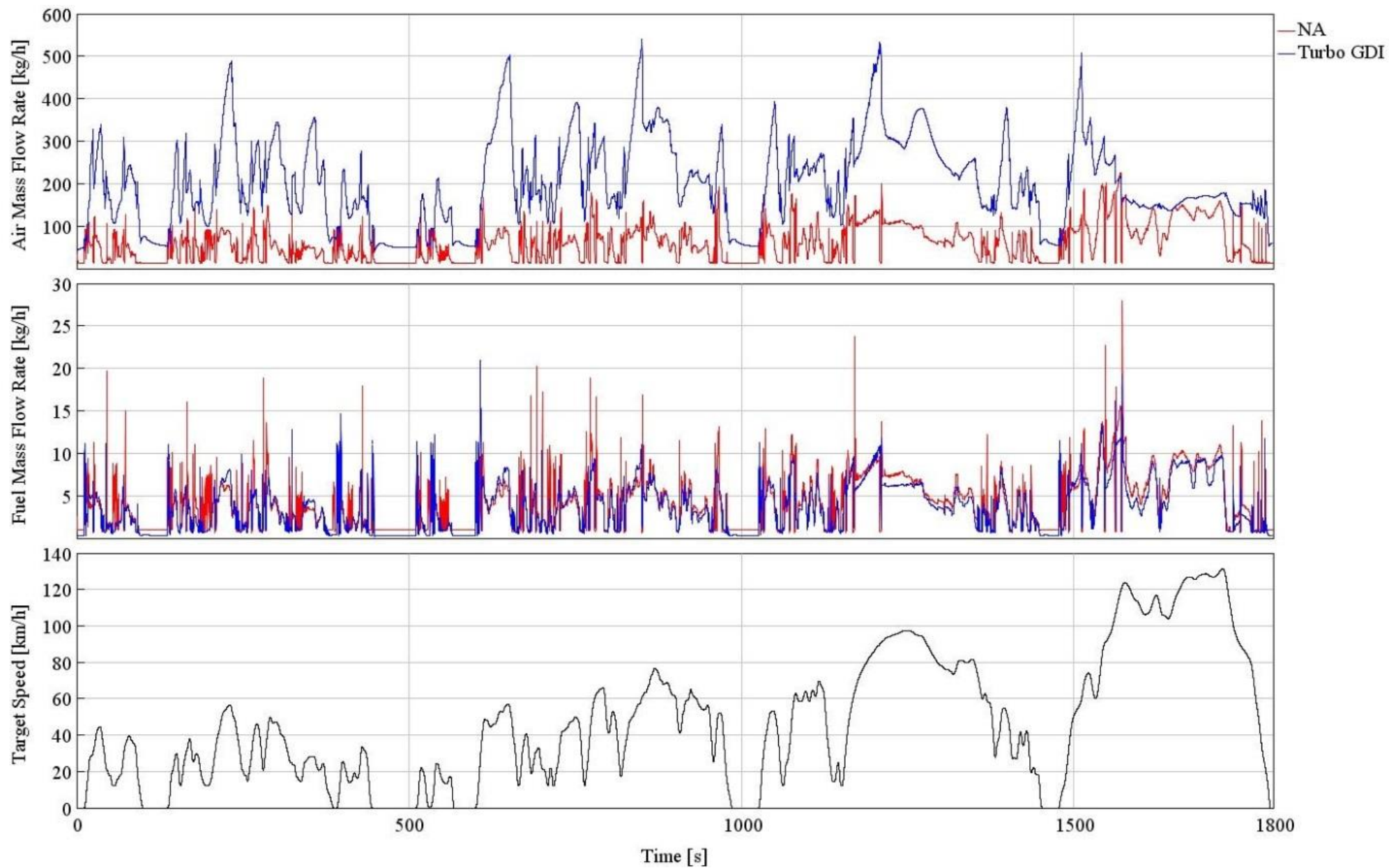


Σχήμα 7.9: Βαθμός πλήρωσης και λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου ( $\lambda_a$ ) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>

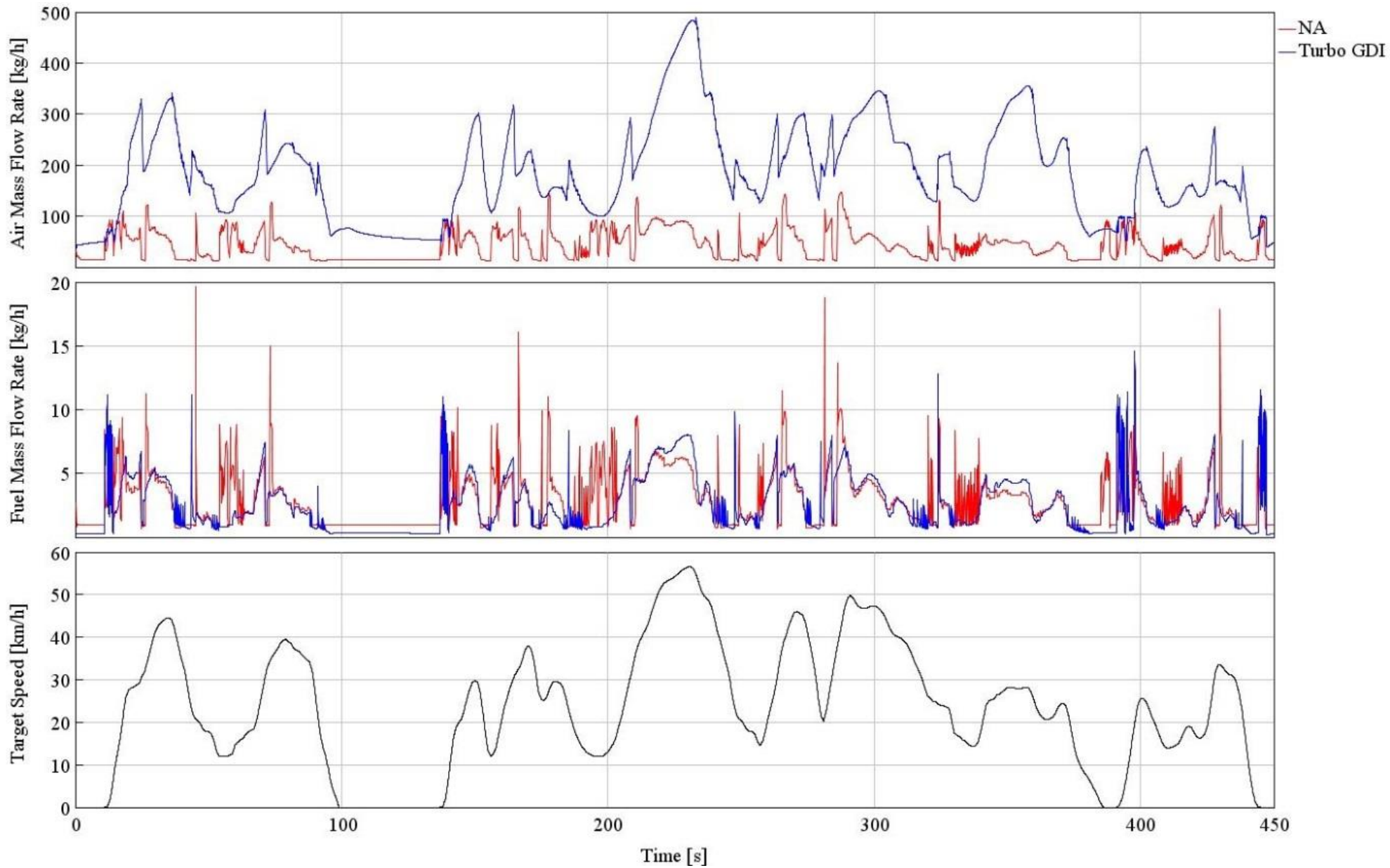




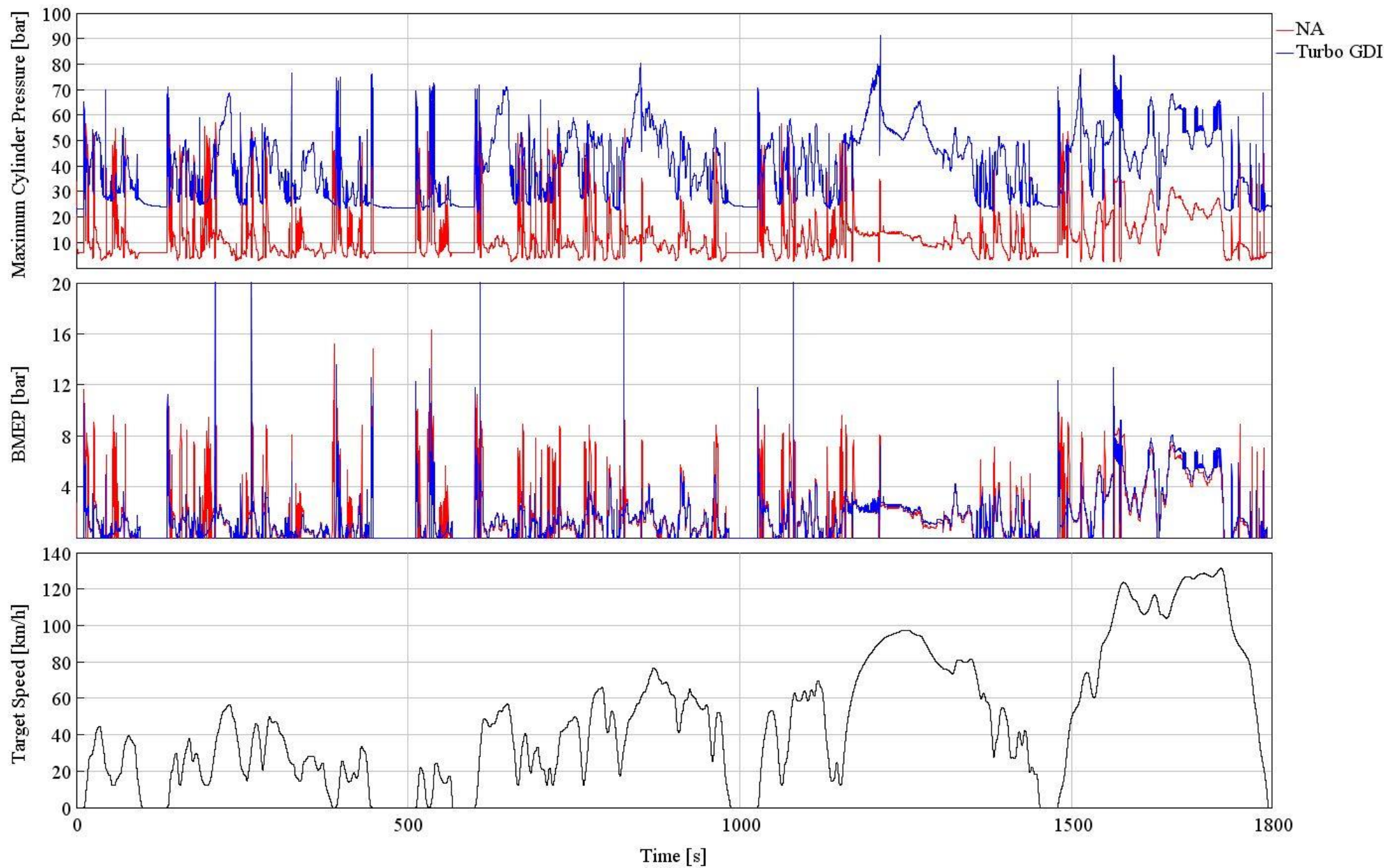
Σχήμα 7.10: Βαθμός πλήρωσης και λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου ( $\lambda_a$ ) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>



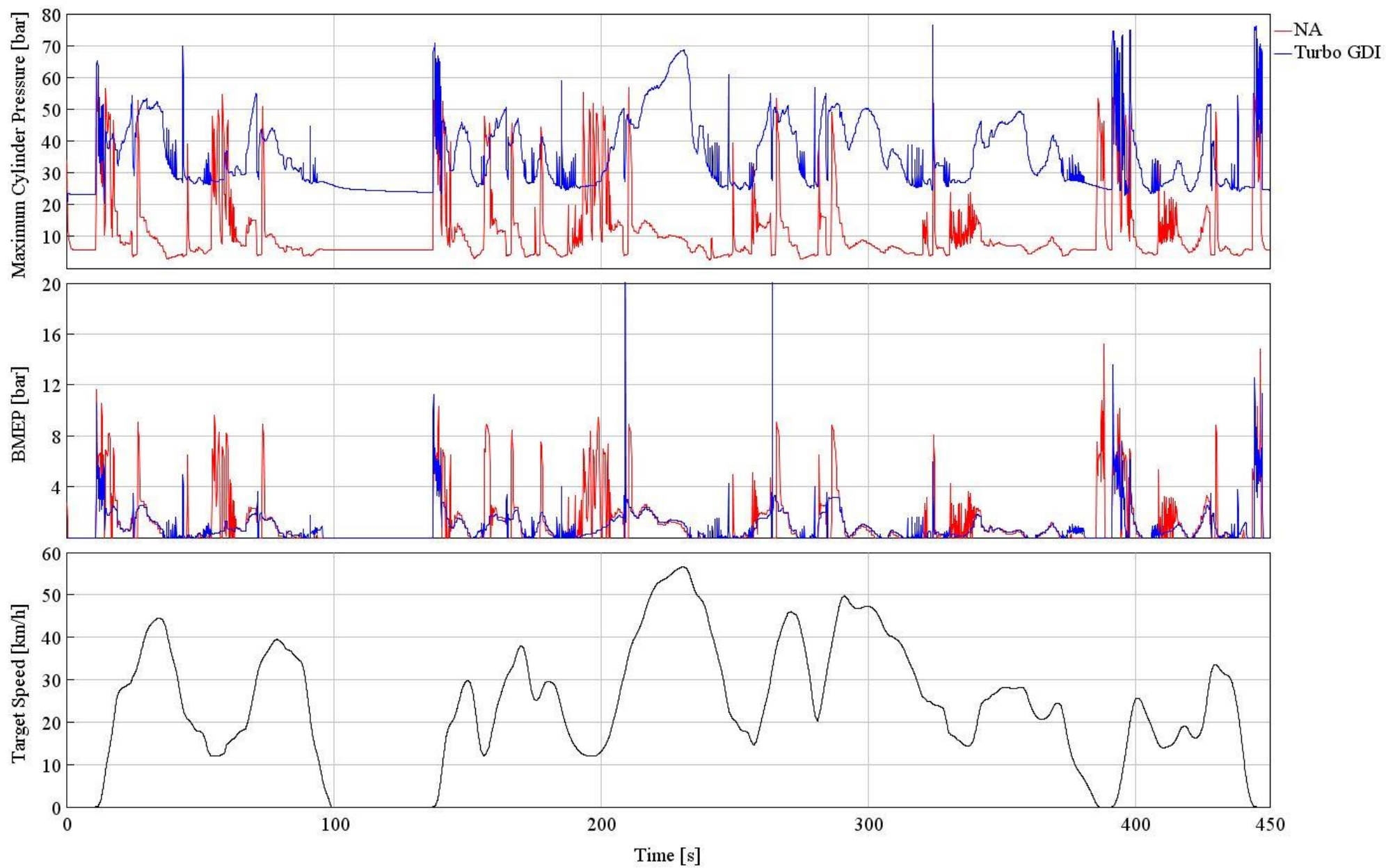
Σχήμα 7.11: Παροχή αέρα και καυσίμου (kg/h) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>



Σχήμα 7.12: Παροχή αέρα και καυσίμου (kg/h) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>



Σχήμα 7.13: Μέγιστη πίεση εντός των κυλίνδρων και μέση πραγματική πίεση BMEP (bar) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>



Σχήμα 7.14: Μέγιστη πίεση εντός των κυλίνδρων και μέση πραγματική πίεση BMEP (bar) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>

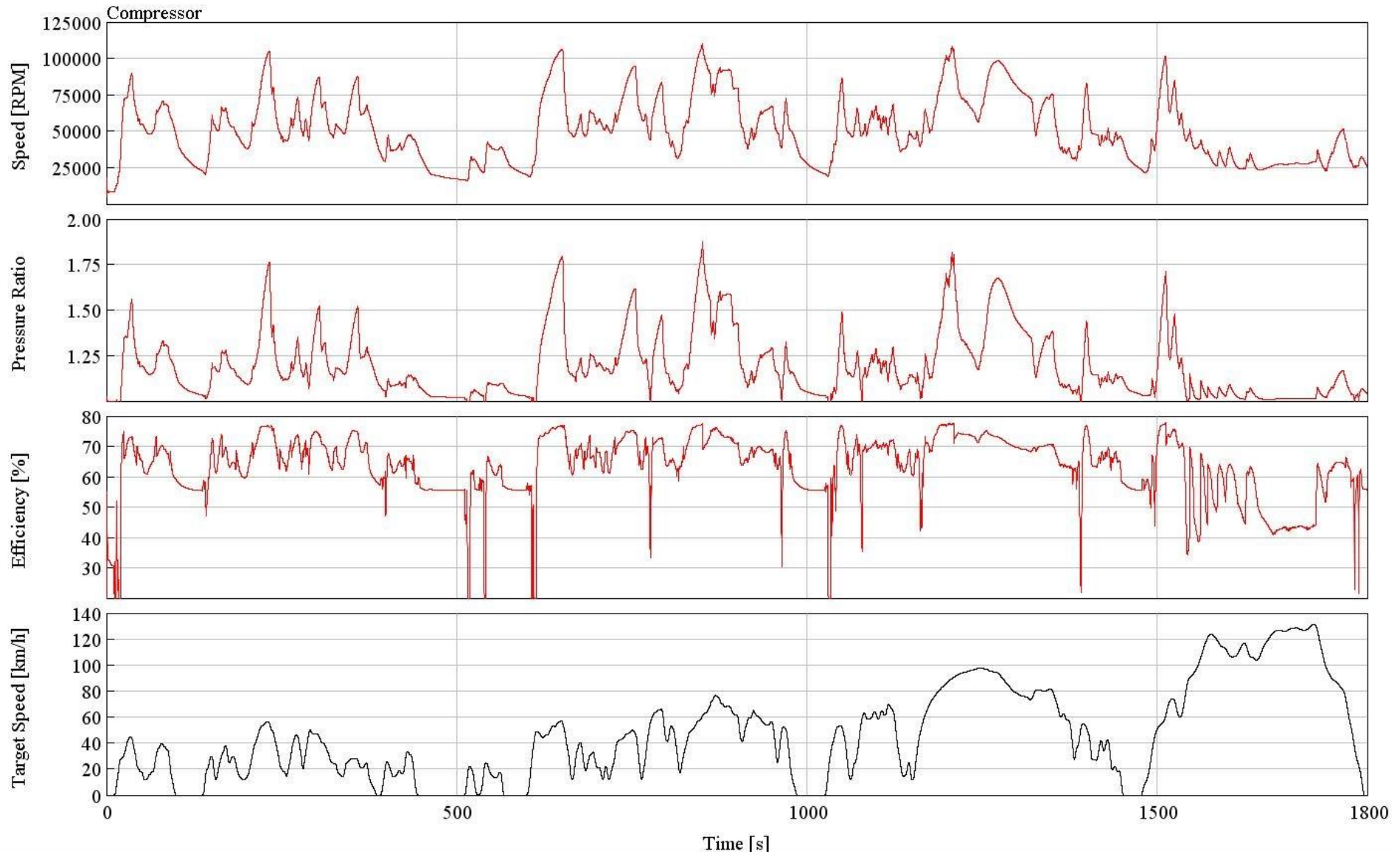
### 7.3.2 Σχολιασμός

Στα συγκριτικά διαγράμματα που αφορούν την λειτουργία των κινητήρων των δύο μοντέλων κατά την προσομοίωση, έχουμε να παρατηρήσουμε τα εξής:

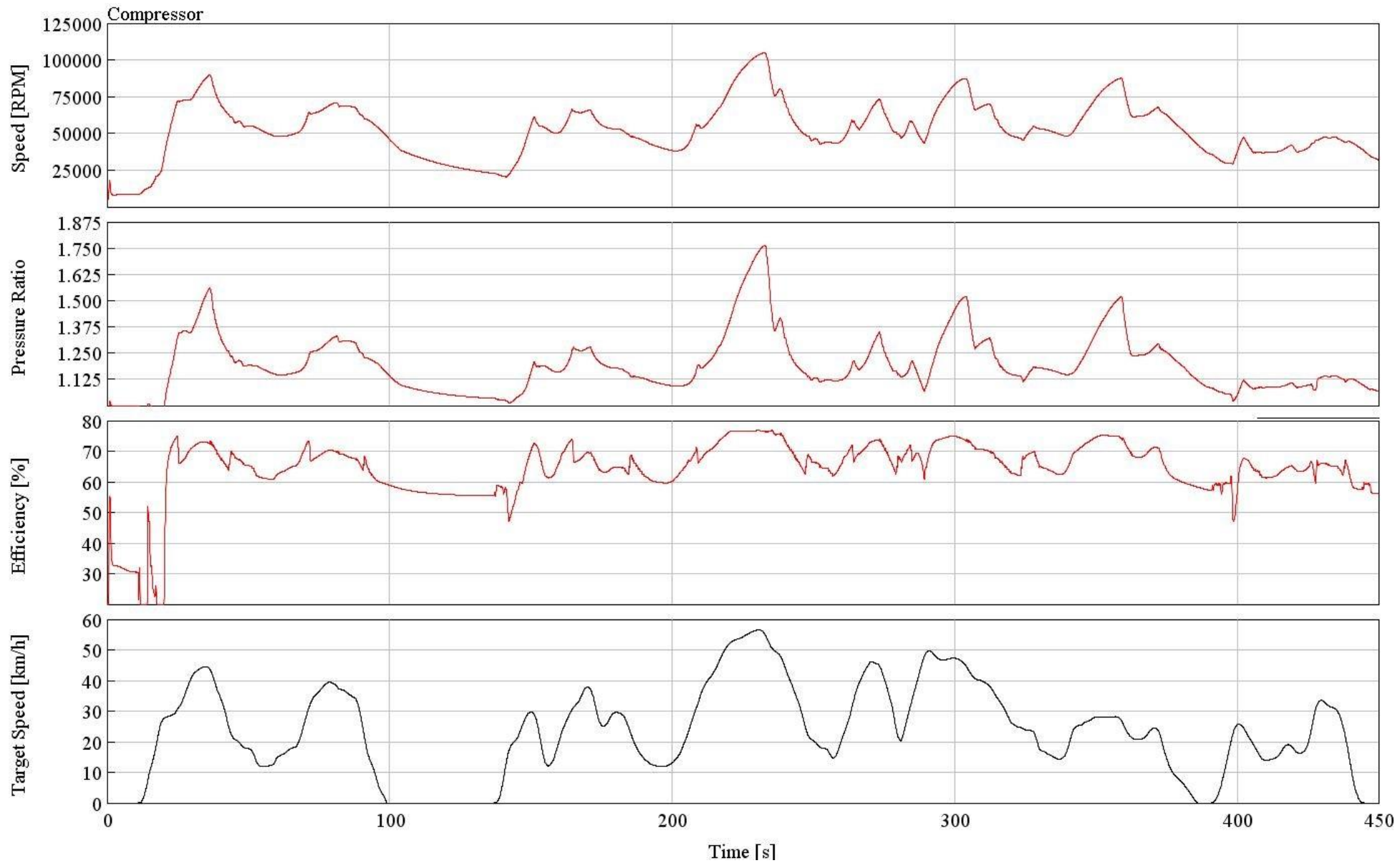
- Τα υπολογιστικά σφάλματα για τα οποία έγινε λόγος στην ενότητα 7.2.2, εμφανίζονται και στα διαγράμματα των Σχημάτων 7.7, 7.8, ως απότομες αλλά στιγμιαίες αυξήσεις της αποδιδόμενης ροπής και ισχύος από τον κινητήρα. Με εξαίρεση το παραπάνω, όπως αναμενόταν, τα διαγράμματα ισχύος, ροπής και μέσης πραγματικής πίεσης - BMEP (Σχήματα 7.7, 7.8, 7.13, 7.14), είναι αρκετά παρόμοια, αφού οι δύο προσομοιώσεις αφορούν στο ίδιο όχημα με συγκεκριμένες απαιτήσεις ισχύος για την «παρακολούθηση» του μεταβατικού κύκλου στον οποίο υποβάλλεται.
- Όπως αναμενόταν, η ποιοτική ρύθμιση της ισχύος στον κινητήρα άμεσου ψεκασμού, με την στραγγαλιστική δικλείδα (πεταλούδα) να παραμένει συνεχώς και πλήρως ανοικτή, καθώς και η υπερπλήρωσή του με ζεύγος στροβιλο-υπερπληρωτή, οδηγούν σε αρκετά υψηλότερους ογκομετρικούς βαθμούς απόδοσης σε σύγκριση με τον ατμοσφαιρικό κινητήρα (Σχήματα 7.9, 7.10).
- Η υπερπλήρωση του κινητήρα άμεσου ψεκασμού επιφέρει αυξημένες μέγιστες πιέσεις εντός του θαλάμου καύσης, χωρίς όμως να εμφανίζονται ακραίες, μη αποδεκτές για την λειτουργία του κινητήρα τιμές (Σχήμα 7.13). Οι μέγιστες αυτές πιέσεις είναι μεν αρκετά μεγαλύτερες αυτών που εμφανίζει ο ατμοσφαιρικός κινητήρας, αλλά δεν ξεπερνούν τα 80-90 bar.
- Η λειτουργία του κινητήρα άμεσου ψεκασμού με στρωματοποιημένη γόμωση, οδηγεί γενικά σε υψηλούς λόγους αέρα-καυσίμου σε σύγκριση με τον ατμοσφαιρικό κινητήρα, ο οποίος στοχεύει στην δημιουργία στοιχειομετρικών συνθηκών καύσης ( $\lambda_a=1$ ). Έτσι, κατά την λειτουργία υπό στρωματοποίηση, οι τιμές του  $\lambda_a$  για τον Κινητήρα Turbo GDI φτάνουν μέχρι το 5, με την μέση τιμή στα χαμηλά φορτία να είναι γύρω στο 3 (Σχήμα 7.10). Σε υψηλότερα φορτία και ομογενή λειτουργία του κινητήρα άμεσου ψεκασμού, όπως αναμενόταν το  $\lambda_a$  είναι χαμηλότερο, κοντά στην μονάδα. Στις υψηλές μάλιστα ταχύτητες κίνησης του οχήματος, βλέπουμε τον λόγο να πέφτει και κάτω από το 1 (Σχήμα 7.9), το οποίο οφείλεται σε επιλογή πολύ υψηλής σχέσης μετάδοσης από τον ελεγκτή, την ώθηση του συμπιεστή σε χαμηλές στροφές λειτουργίας (Turbo Stall) και συνεπώς χαμηλότερες από τις προσδοκώμενες παροχές αέρα.
- Τέλος, όπως αναμένεται με βάση τις προηγούμενες παρατηρήσεις, η παροχή αέρα είναι αυξημένη στο μοντέλο του υπερπληρωμένου κινητήρα άμεσης έγχυσης, χωρίς αυτό να σημαίνει ταυτόχρονη αύξηση στην παροχή καυσίμου. Μάλιστα, όπως θα δούμε και στην συνέχεια της ανάλυσής μας, η διάταξη Turbo GDI είναι πιο οικονομική αναφορικά με την κατανάλωση καυσίμου, και άρα οι παροχές αυτού είναι ελαφρώς μειωμένες (Σχήματα 7.11, 7.12).

## 7.4 Λειτουργία ζεύγους στροβλο-υπερπλήρωσης κατά την προσομοίωση του κινητήρα Turbo GDI

### 7.4.1 Διαγράμματα

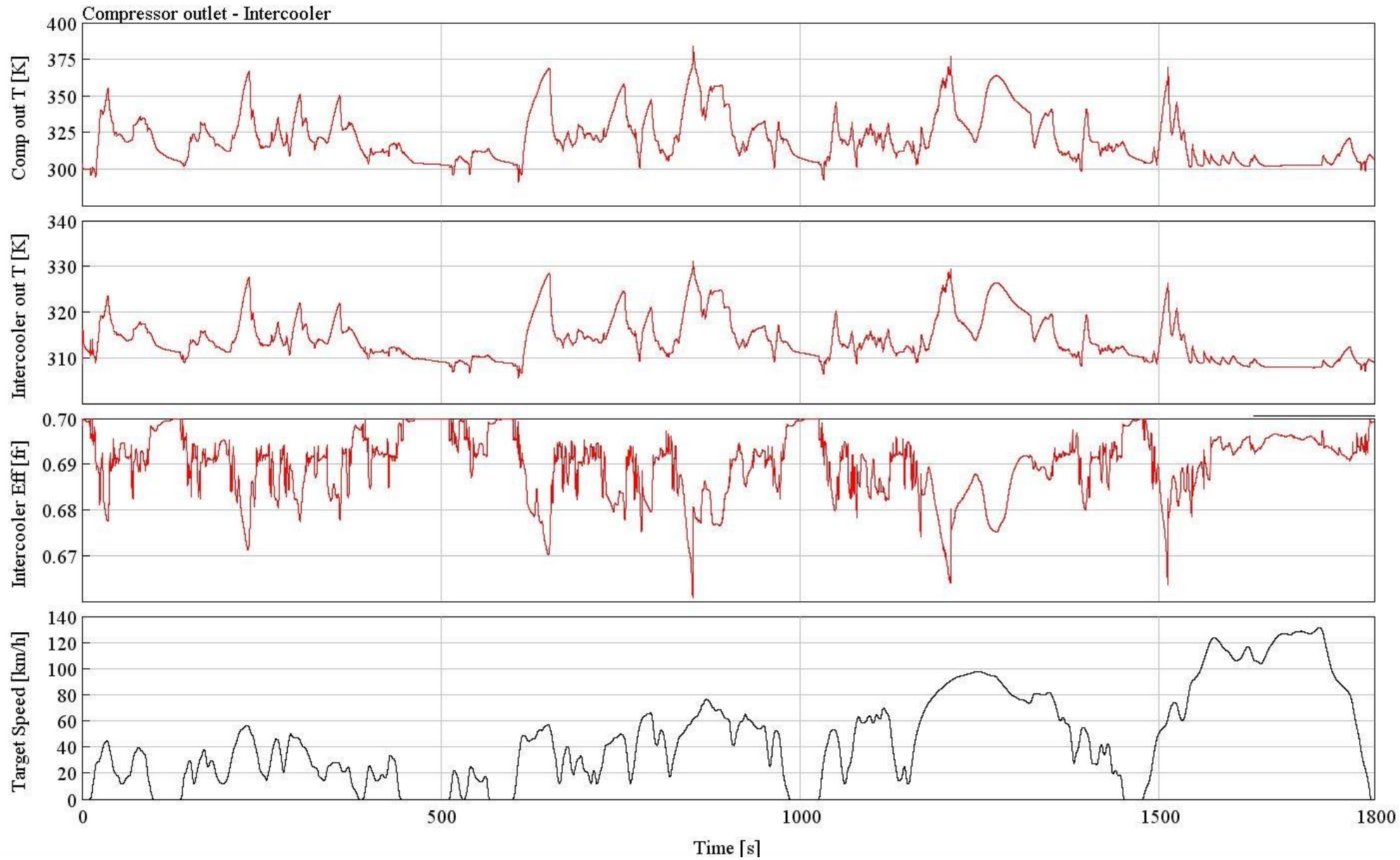


Σχήμα 7.15: Ταχύτητα περιστροφής (RPM), λόγος πιέσεων και ισεντροπικός βαθμός απόδοσης (%) συμπιεστή κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>

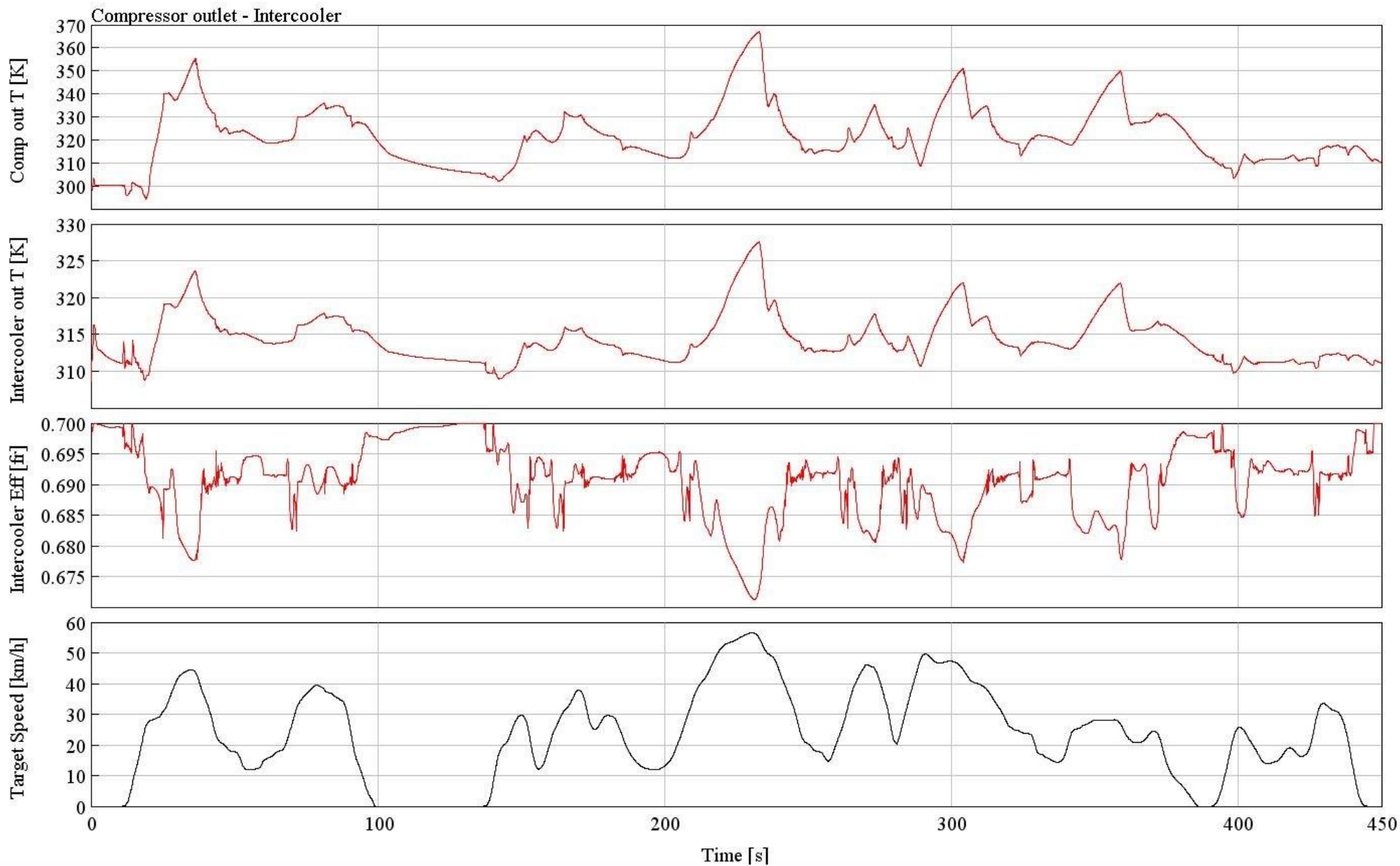


Σχήμα 7.16: Ταχύτητα περιστροφής (RPM), λόγος πιέσεων και ισηντροπικός βαθμός απόδοσης (%) συμπιεστή στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>

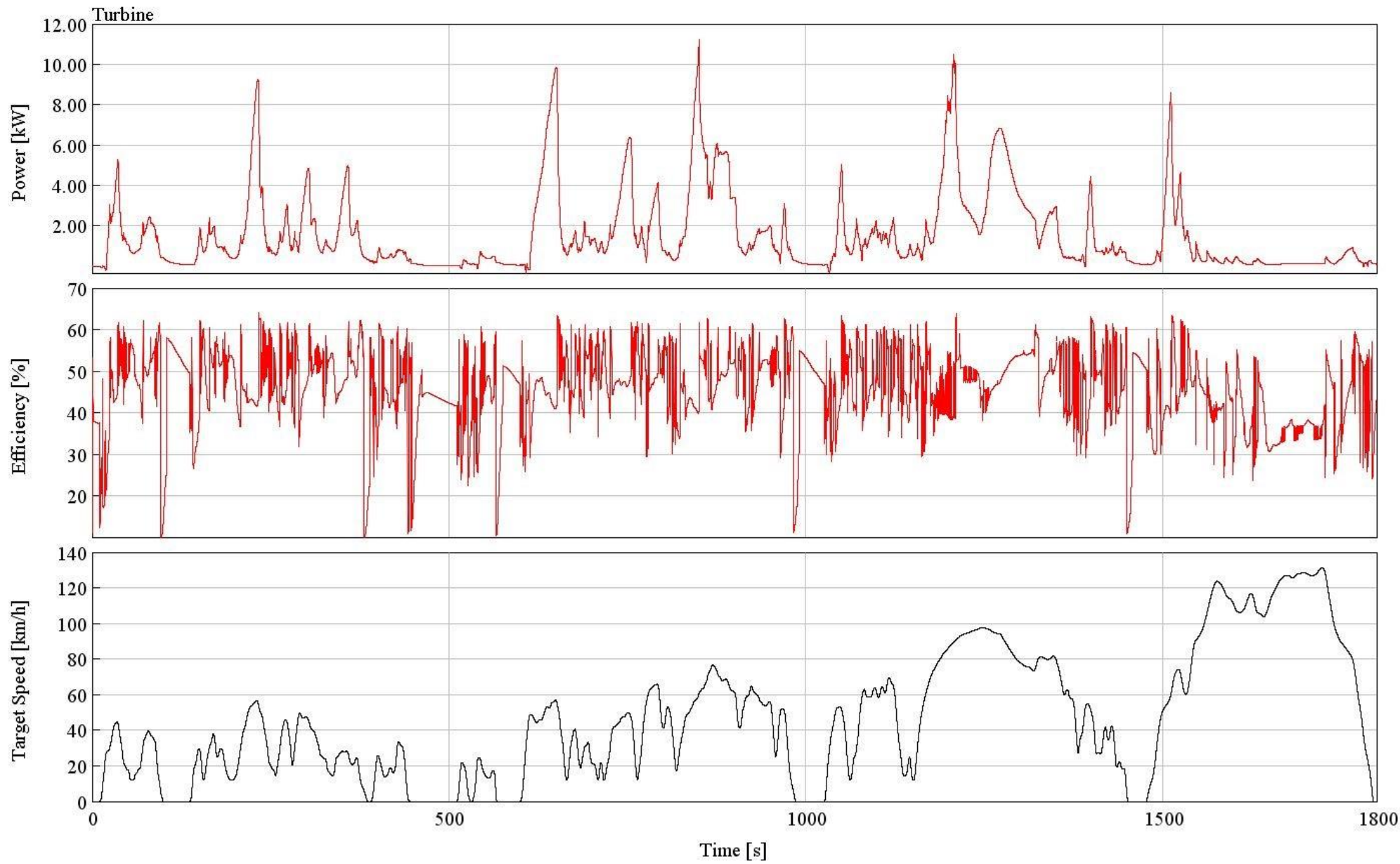




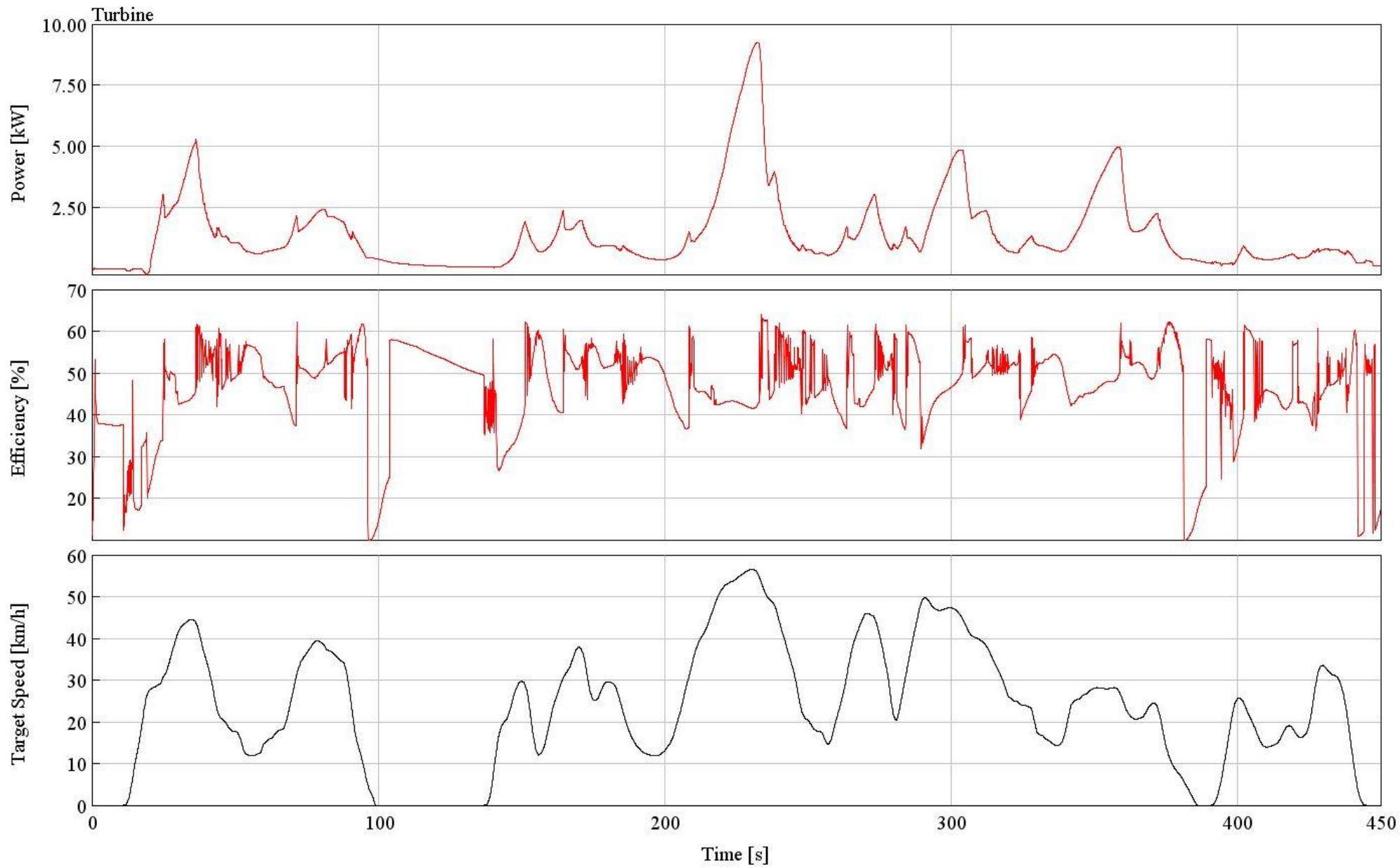
Σχήμα 7.17: Θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τον συμπιεστή (°C), θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το ψυγείο υπερπλήρωσης (°C) και βαθμός εκμετάλλευσης ψυγείου (%) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>



Σχήμα 7.18: Θερμοκρασία εξόδου του αέρα υπερπλήρωσης από τον συμπιεστή (°C), θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το ψυγείο υπερπλήρωσης (°C) και βαθμός εκμετάλλευσης ψυγείου (%) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>



Σχήμα 7.19: Απορροφημένη από τον στρόβιλο ισχύς (kW) και ισηντροπικός βαθμός απόδοσης στρόβιλου (%) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>



Σχήμα 7.20: Απορροφημένη από τον στρόβιλο ισχύς (kW) και ισηντροπικός βαθμός απόδοσης στρόβιλου (%) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>

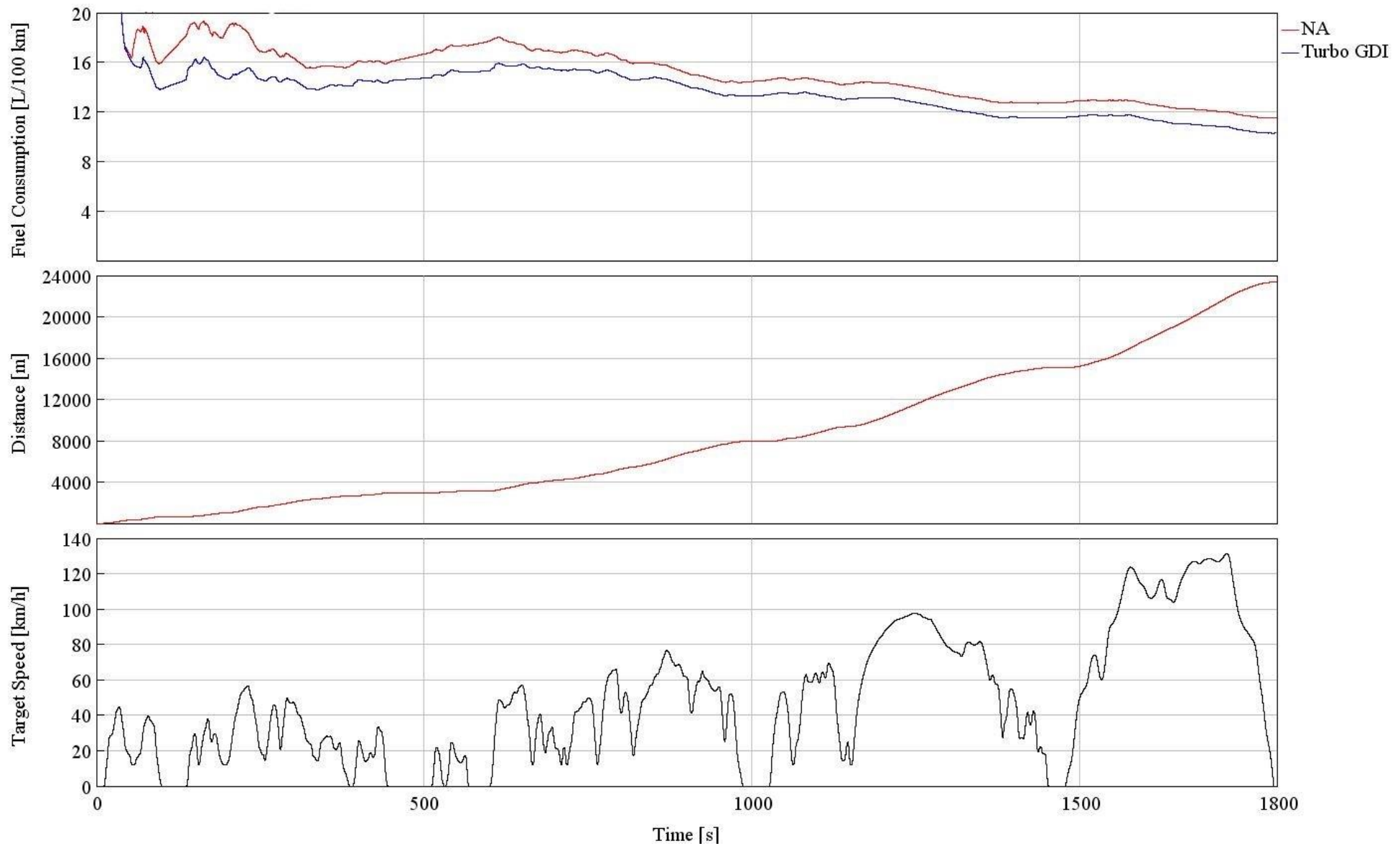
### 7.4.2 Σχολιασμός

Αναφορικά με την λειτουργία του ζεύγους στροβίλο-υπερπλήρωσης κατά την προσομοίωση του υπερτροφοδοτούμενου κινητήρα άμεσου ψεκασμού, έχουμε να παρατηρήσουμε τα εξής:

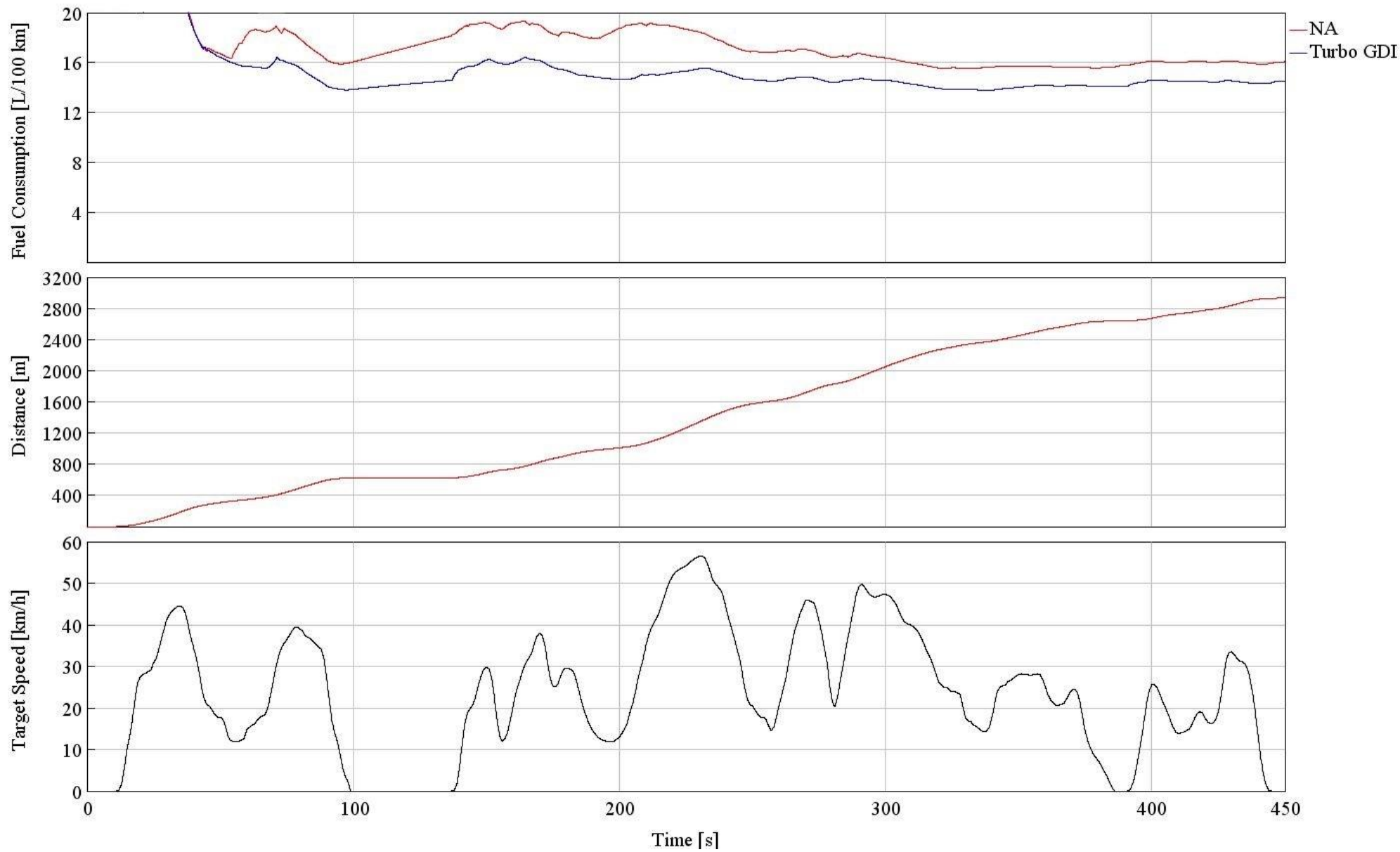
- Από τα Σχήματα 7.15, 7.16 φαίνεται πως ο συμπιεστής λειτουργεί ικανοποιητικά, διατηρώντας υψηλούς βαθμούς απόδοσης στην μεγαλύτερη διάρκεια της διαδρομής. Γενικά, ακολουθεί τις απαιτήσεις του οχήματος, ενώ οι μέγιστες πιέσεις υπερπλήρωσης στην πολλαπλή εισαγωγής, δεν ξεπερνούν τα 2 bar, το οποίο σημαίνει πως η βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίων λειτουργεί σύμφωνα με τις ρυθμίσεις (βλέπε παράγραφο 6.3.2).
- Όπως σχολιάστηκε και στην παράγραφο 7.3.2, προς το τέλος του κύκλου και σε υψηλές ταχύτητες κίνησης του οχήματος, η επιλογή πολύ υψηλής σχέσης μετάδοσης από τον ελεγκτή οδηγεί σε πτώση της πίεσης υπερπλήρωσης, καθώς ο συμπιεστής λειτουργεί σε πολύ χαμηλές ταχύτητες περιστροφής (Σχήμα 7.15). Το προηγούμενο γίνεται αντιληπτό και από το Σχήμα 7.19, εάν παρατηρήσουμε την ισχύ του στροβίλου προς το τέλος του κύκλου, η οποία είναι ιδιαίτερα χαμηλή και μη ικανή να περιστρέψει αποδοτικά των συμπιεστή.
- Για την ενδιάμεση ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης, έχουμε να σχολιάσουμε πως η λειτουργία της είναι η αναμενόμενη. Ο βαθμός εκμετάλλευσης ξεκινά, σύμφωνα με τις ρυθμίσεις μας (βλέπε παράγραφο 6.3.2), από 0.7 και αυξομειώνεται αντίστροφα με τις παροχές αέρα. Η συνολική ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης, είναι της τάξης των 40-50K (Σχήματα 7.17, 7.18).

## 7.5 Κατανάλωση καυσίμου και εκπομπές ρύπων

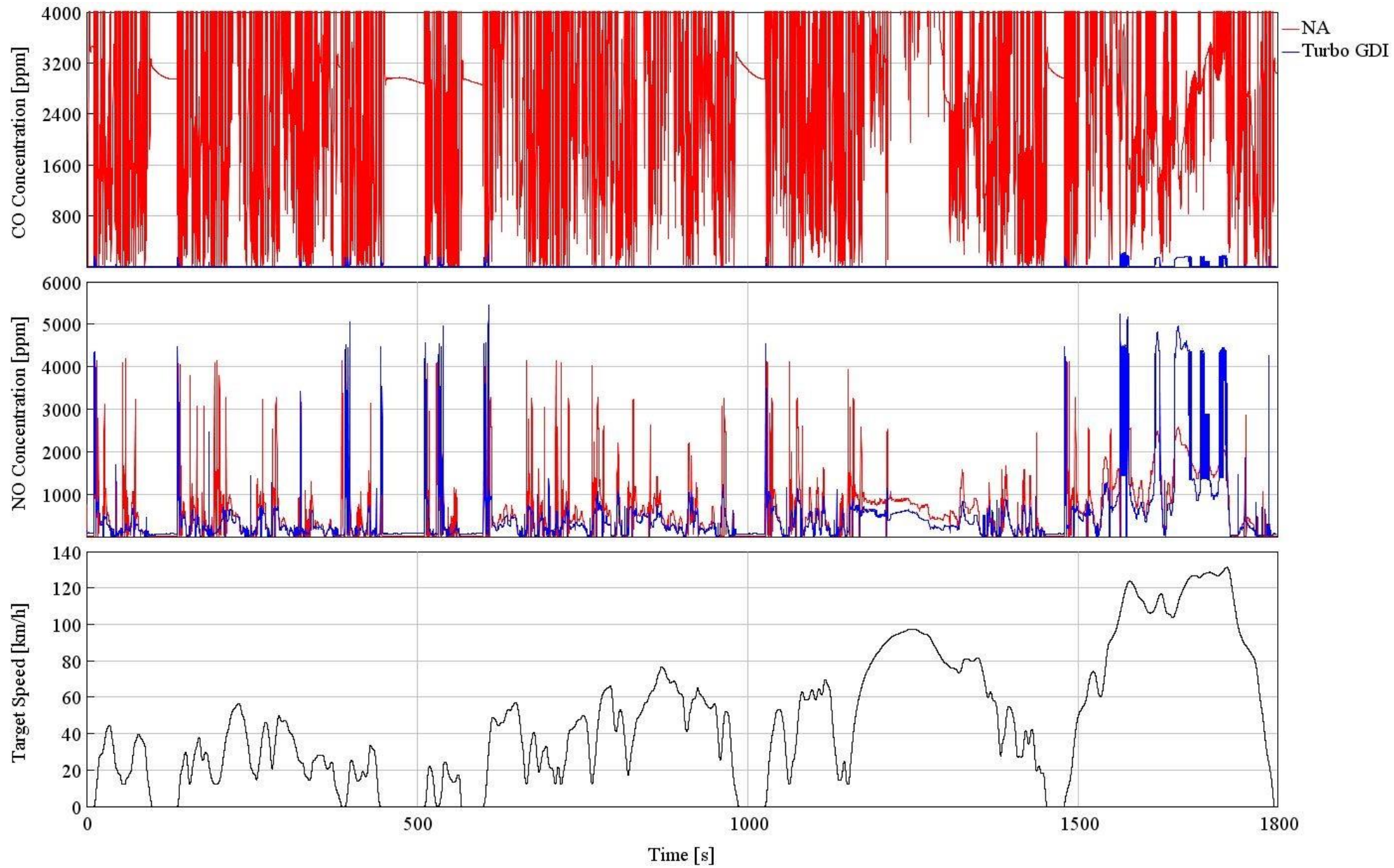
### 7.5.1 Διαγράμματα



Σχήμα 7.21: Στιγμαία κατανάλωση καυσίμου (L/100km) και απόσταση που διανύει το όχημα (m) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>

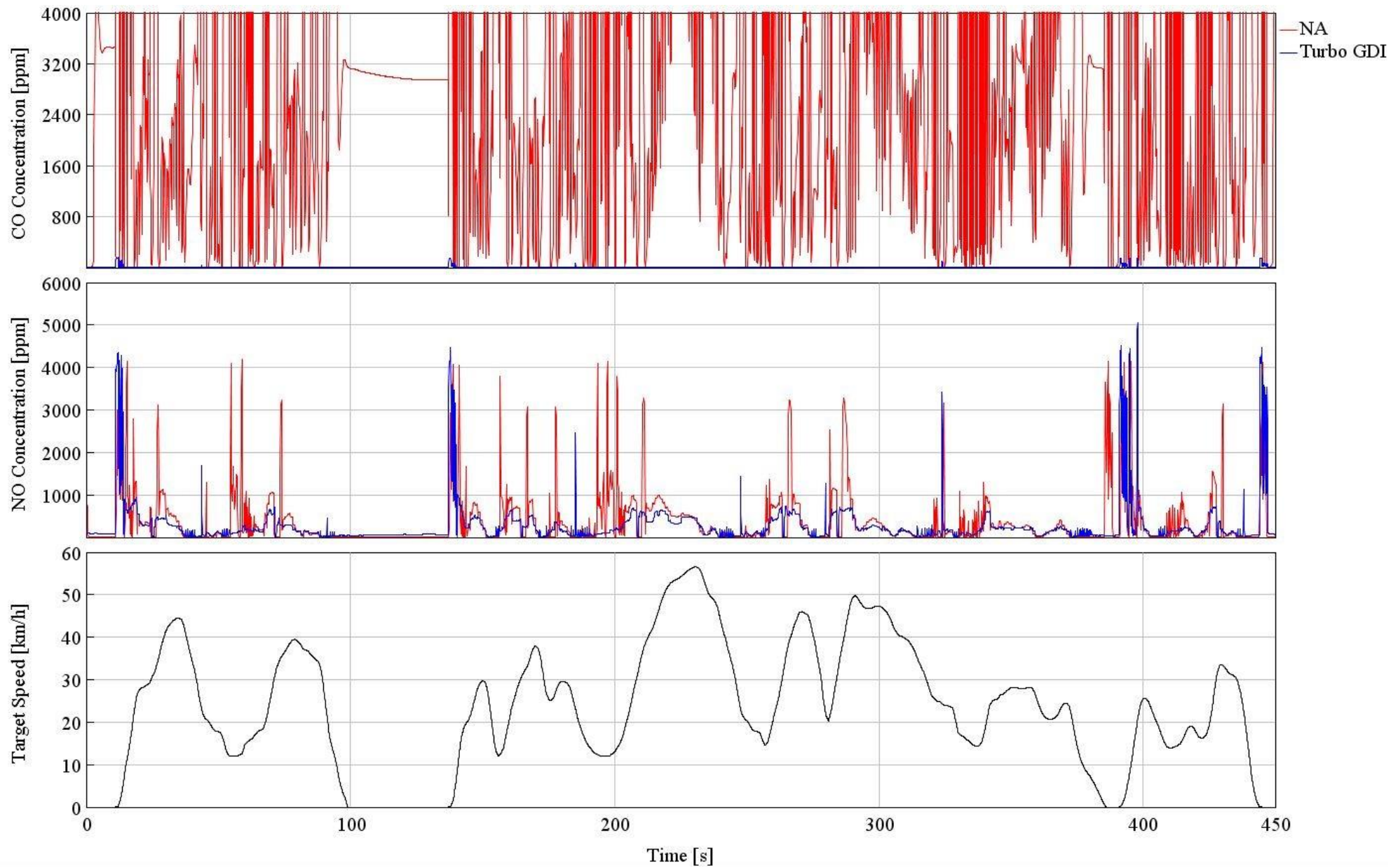


Σχήμα 7.22: Στιγμαία κατανάλωση καυσίμου (L/100km) και απόσταση που διανύει το όχημα (m) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>

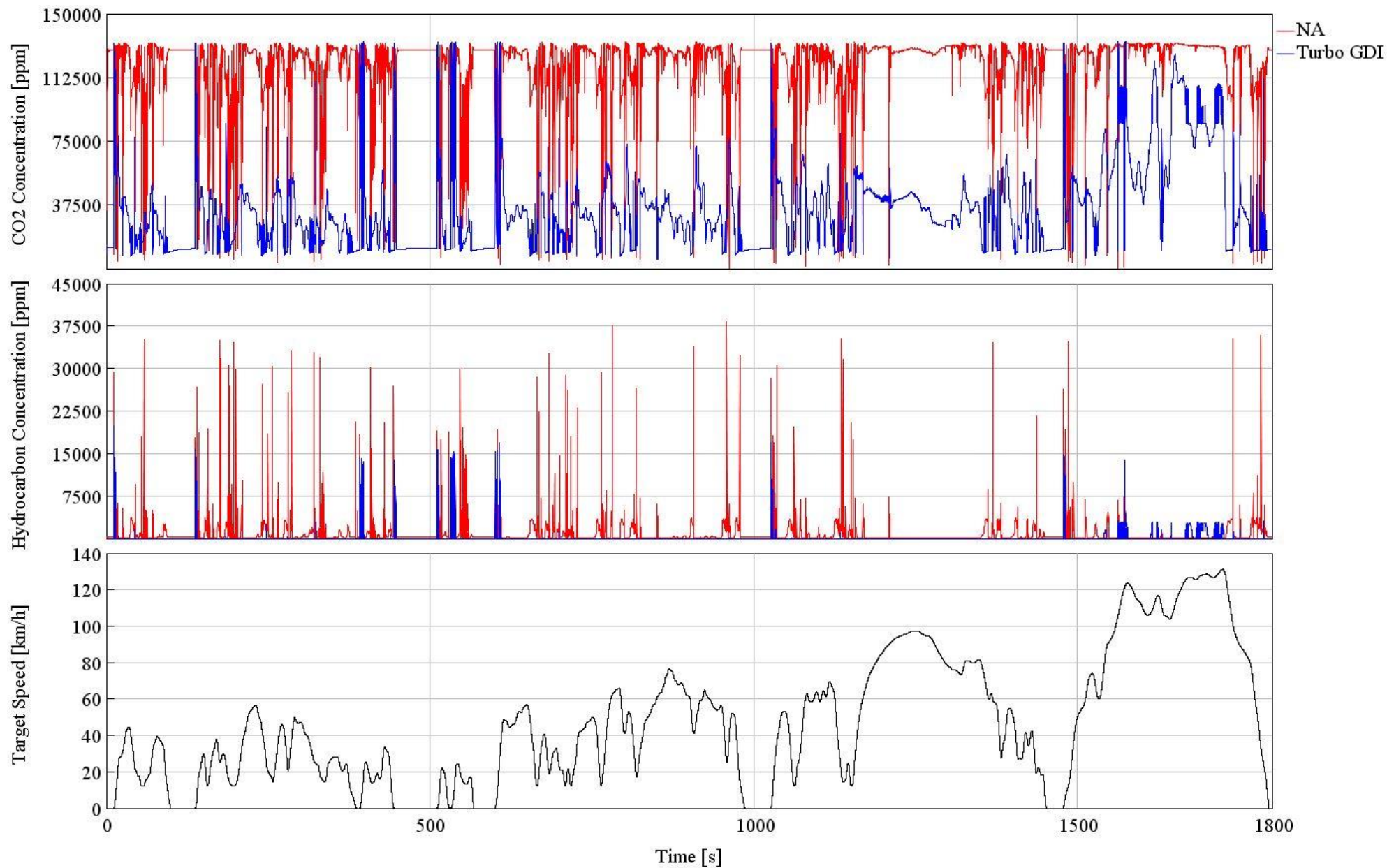


Σχήμα 7.23: Περιεκτικότητα καυσαερίου σε CO και NO (ppm) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>

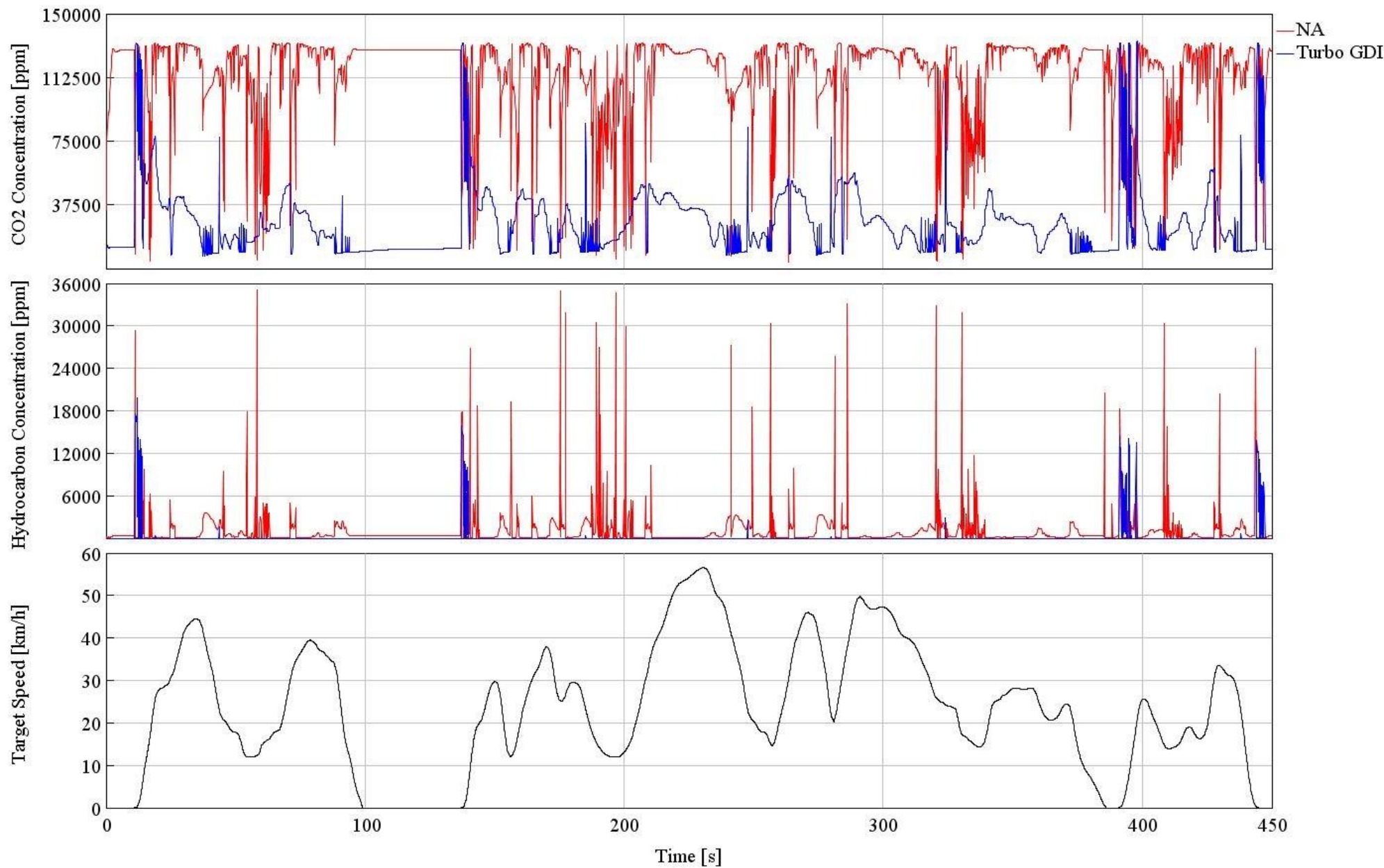




Σχήμα 7.24: Περιεκτικότητα καυσαερίου σε CO και NO (ppm) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>



Σχήμα 7.25: Περιεκτικότητα καυσαερίου σε CO<sub>2</sub> και υδρογονάνθρακες (ppm) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>



Σχήμα 7.26: Περιεκτικότητα καυσαερίου σε CO<sub>2</sub> και υδρογονάνθρακες (ppm) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC<sub>3b</sub>

## 7.5.2 Σχολιασμός

Στα Σχήματα 7.21, 7.22 παρατηρούμε σχετικά μειωμένη την κατανάλωση καυσίμου από τον στροβίλο-υπερπληρωμένο κινητήρα άμεσης έγχυσης (Turbo GDI) σε σύγκριση με τον κινητήρα φυσικής αναπνοής. Το παραπάνω αποτέλεσμα είναι ιδιαίτερα σημαντικό, αφού επιβεβαιώνει την αρχική μας υπόθεση περί βελτιωμένης οικονομίας καυσίμου από την διάταξη Turbo GDI.

Στα Σχήματα 7.23-7.26 παρουσιάζεται η περιεκτικότητα των καυσαερίων του κάθε μοντέλου σε συγκεκριμένους ρύπους. Η μόνη παρατήρηση που έχει νόημα να γίνει, είναι η εκπομπή μονοξειδίου του άνθρακα από τον Turbo GDI στο τέλος του κύκλου, κατά την λειτουργία του με πλούσια μείγματα, κάτι το οποίο σχολιάστηκε πιο αναλυτικά σε προηγούμενες παραγράφους. Η εξαγωγή γενικευμένων συμπερασμάτων από τα διαγράμματα αυτά είναι αδύνατο να γίνει απευθείας, αφού η αυξημένη παροχή αέρα εισαγωγής στον κινητήρα Turbo GDI (βλέπε παράγραφο 7.3.2), συνεπάγεται την άμεση αύξηση και της ποσότητας των καυσαερίων και άρα την μείωση της περιεκτικότητας αυτών σε ρύπους (ppm). Συνεπώς, κρίθηκε απαραίτητη η περαιτέρω επεξεργασία των αποτελεσμάτων, για τον υπολογισμό των συνολικών για την διαδρομή μεγεθών κατανάλωσης καυσίμου και εκπομπής ρύπων. Τα αποτελέσματα της ανάλυσης αυτής παρουσιάζονται στον πίνακα 7.1, με βάση τον οποίο μπορούν να εξαχθούν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

Πίνακας 7.1: Κατανάλωση καυσίμου και εκπομπές ρύπων κατά την προσομοίωση λειτουργίας των μοντέλων στον κύκλο WLTC<sub>3b</sub>

Μοντέλο αναφοράς	Μέση Κατανάλωση καυσίμου (L/100km)	CO <sub>2</sub> (g/km)	CO (g/km)	NO (g/km)	HC (g/km)
NA	15.7	161.33	7.87	0.756	1.032
Turbo GDI	14.2	151.98	0.0332	2.178	1.09
Ποσοστό μεταβολής	-9.56%	-5.8%	-99.5%	+188%	+5.6%

- Αρχικά, η βελτίωση της κατανάλωσης καυσίμου στον κινητήρα Turbo GDI, η οποία πλησιάζει το 10%, είναι ιδιαίτερα σημαντική και εξηγεί την μειωμένη εκπομπή διοξειδίου του άνθρακα (CO<sub>2</sub>).
- Όπως εξηγήθηκε αναλυτικά στην παράγραφο 2.3.2.2, η λειτουργία του συμβατικού κινητήρα Otto (του μοντέλου φυσικής αναπνοής-NA), με μείγμα κοντά στις στοιχειομετρικές αναλογίες, συνεπάγεται τον σχηματισμό και εκπομπή μονοξειδίου του άνθρακα (CO). Αντίθετα, η λειτουργία του κινητήρα άμεσου ψεκασμού (Turbo GDI) με στρωματοποιημένη γόμωση και συνεπώς φτωχά μείγματα, εξαλείφει σχεδόν ολοκληρωτικά τις εκπομπές αυτές (μείωση 99.5%).
- Όσον αφορά στον σχηματισμό και εκπομπή μονοξειδίου του αζώτου (NO), όπως αναμενόταν, είναι αρκετά αυξημένη στην προσομοίωση λειτουργίας του κινητήρα Turbo GDI σε σύγκριση με τον ατμοσφαιρικό (αύξηση 188%). Το φαινόμενο αυτό, οφείλεται στην στροβίλο-υπερπλήρωση του κινητήρα άμεσου

ψεκασμού, η οποία οδηγεί στην εμφάνιση αυξημένων θερμοκρασιών στην περιοχή διεξαγωγής της καύσης, που όπως είδαμε στην παράγραφο 2.3.2.3 ευνοεί τον σχηματισμό NO.

- Η εκπομπή υδρογονανθράκων από τον κινητήρα Turbo GDI επίσης παρουσιάζει μικρή αύξηση σε σχέση με το μοντέλο φυσικής αναπνοής (αύξηση 5.6%). Όπως αναφέρθηκε στις παραγράφους 3.3.3, 3.3.4, η στρωματοποιημένη λειτουργία, ενέχει τον κίνδυνο αύξησης στις εκπομπές υδρογονανθράκων. Στην προκειμένη όμως περίπτωση, αφού η προσομοίωση λαμβάνει ως δεδομένο το προφίλ στρωματοποίησης, αυτή η αύξηση αποδίδεται σε συγκεκριμένα σημεία λειτουργίας του κινητήρα, όπου το ζεύγος στροβίλο-υπερπλήρωσης υστερεί, με αποτέλεσμα μειωμένες παροχές αέρα και σχηματισμό πλούσιας γόμωσης με ότι αυτό συνεπάγεται στην εμφάνιση προβλημάτων καύσης. Το παραπάνω συμπέρασμα βγαίνει εύκολα εάν παρατηρήσουμε ταυτόχρονα τα σχήματα 7.25 (εκπομπή υδρογονανθράκων), 7.9 (λόγος αέρα καυσίμου- $\lambda_a$ ) και 7.11 (Παροχή αέρα στον κινητήρα) .

## 8. Τελικά συμπεράσματα – μελλοντική εργασία

Στόχος της παρούσας εργασίας ήταν η συγκριτική μελέτη και παρουσίαση των προτερημάτων της χρήσης άμεσου ψεκασμού-GDI σε σχέση με την συμβατική έγχυση καυσίμου, προσομοιώνοντας την λειτουργία των μοντέλων πάνω στον παγκόσμιο κύκλο WLTC<sub>3b</sub>.

Λαμβάνοντας υπόψη τις παρατηρήσεις των προηγούμενων κεφαλαίων, συμπεραίνουμε πως η άμεση έγχυση καυσίμου είναι μία τεχνολογία αρκετά υποσχόμενη για την βελτίωση των επιδόσεων του βενζινοκινητήρα. Σύμφωνα με τις προσομοιώσεις μας, ευνοεί την κατανάλωση σε ποσοστό περίπου 10%, σε σχέση με τον συμβατικό κινητήρα φυσικής αναπνοής, έμμεσης έγχυσης με τον οποίο συγκρίθηκε (NA PFI). Το παραπάνω αποτέλεσμα οφείλεται κυρίως στην στρωματοποίηση της γόμωσης εντός του κυλίνδρου που πραγματοποιείται στα μερικά φορτία λειτουργίας του κινητήρα, τα οποία όμως αποτελούν την πλειοψηφία των συνθηκών της προσομοίωσης. Η δοκιμή των κινητήρων στον μεταβατικό οδηγικό κύκλο WLTC<sub>3b</sub> δίνει μάλιστα ουσιαστική υπόσταση στα μεγέθη των αποτελεσμάτων και τις διαφορές που αναμένονται σε πραγματικές συνθήκες οδήγησης.

Όσον αφορά την εκπομπή (engine-out) ρύπων από τα μοντέλα που προσομοιώθηκαν, τα αποτελέσματα ήταν ανάμεικτα. Η μεγαλύτερη βελτίωση που παρουσίασε το μοντέλο άμεσου ψεκασμού, εντοπίστηκε στον σχηματισμό μονοξειδίου του άνθρακα (CO), αφού το γενικά φτωχό μείγμα με το οποίο λειτουργούσε ο κινητήρας επέτρεψε την εκμηδένιση της εκπομπής αυτό του ρύπου. Στον αντίποδα, η υπερπλήρωση αυτού του κινητήρα οδήγησε στην αύξηση των μέγιστων θερμοκρασιών και πιέσεων που εμφανίζονται κατά την καύση. Ως εκ τούτου, έχουμε σημαντική αύξηση (+188%) της εκπομπής μονοξειδίου του αζώτου (NO). Ταυτόχρονα, το συνολικά ψυχρότερο καυσαέριο που παράγει ο κινητήρας GDI λόγω των υψηλών παραχών αέρα, δυσχεραίνει την λειτουργία συμβατικού τριοδικού συστήματος κατάλυσης. Έτσι, σε πραγματικές εφαρμογές και για την επίτευξη των ορίων εκπομπών, παρουσιάζεται η ανάγκη εφαρμογής πιο ανεπτυγμένων μεθόδων παγίδευσης και μετεπεξεργασίας του NO, οι οποίες αυξάνουν το κόστος κατασκευής και λειτουργίας του κινητήρα.

Ενδιαφέρον αντικείμενο για μελλοντική εργασία θα μπορούσε να αποτελέσει η βελτιστοποίηση του μοντέλου κινητήρα άμεσου ψεκασμού που αναπτύχθηκε στην παρούσα μελέτη. Η εξέλιξη θα μπορούσε να αφορά την προσαρμογή των παραμέτρων υπερπλήρωσης, έγχυσης καυσίμου και ελέγχου του οχήματος, με σκοπό την βελτίωση της λειτουργίας του κινητήρα κατά την προσομοίωση στον κύκλο WLTC. Επίσης, θα μπορούσαν να αναζητηθούν διαφορετικά προφίλ στρωματοποίησης της γόμωσης ώστε, σε συνδυασμό με τα παραπάνω, να βελτιώσουν ακόμη περισσότερο την κατανάλωση καυσίμου και τις εκπομπές NO του κινητήρα.

Συμπερασματικά, ο άμεσος ψεκασμός καυσίμου στους κινητήρες Otto είναι αρκετά αποτελεσματικός. Η αύξηση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα λόγω της μείωσης των απωλειών στην εισαγωγή του αέρα, είναι αρκετή για να δικαιολογήσει την ανάπτυξη νέων κινητήρων που κάνουν χρήση αυτής της τεχνολογίας. Μέχρι σήμερα, λόγω του μεγάλου κόστους, οι προσπάθειες των αυτοκινητοβιομηχανιών επικεντρώθηκαν στην μετεπεξεργασία των καυσαερίων. Τα επόμενα όμως χρόνια, οι αυστηρότατοι περιορισμοί στις εκπομπές ρύπων που προβλέπεται να επιβληθούν, θα ωθήσουν τους κατασκευαστές να ασχοληθούν εντονότερα με τεχνικές όπως ο άμεσος ψεκασμός, αφού μόνο έτσι υπάρχει ελπίδα για την επιβίωση του κινητήρα βενζίνης σε εφαρμογές οχημάτων και μεταφορών.

## 9. Κατάλογος πινάκων

<u>Πίνακας 5.1</u> : Κλάσεις Κύκλου WLTC και σύνοψη των χαρακτηριστικών αυτών [7].....	40
<u>Πίνακας 5.2</u> : Σύνοψη τεχνικών χαρακτηριστικών της κλάσης 3b του μεταβατικού κύκλου WLTC [7].....	41
<u>Πίνακας 6.1</u> : Βασικά χαρακτηριστικά κινητήρα φυσικής αναπνοής (NA).....	43
<u>Πίνακας 6.2</u> : Βασικά χαρακτηριστικά στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα άμεσης έγχυσης (Turbo GDI).....	46
<u>Πίνακας 6.3</u> : Βασικά χαρακτηριστικά οχήματος.....	49
<u>Πίνακας 6.4</u> : Χαρακτηριστικά συστήματος μετάδοσης.....	49
<u>Πίνακας 7.1</u> : Κατανάλωση καυσίμου και εκπομπές ρύπων κατά την προσομοίωση λειτουργίας των μοντέλων στον κύκλο WLTC <sub>3b</sub> .....	84

## 10. Κατάλογος σχημάτων

<u>Σχήμα 2.1:</u> Επίδραση $\lambda_a$ στον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου [2].....	15
<u>Σχήμα 2.2:</u> Επίδραση προπορείας έναυσης στον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου [4].....	16
<u>Σχήμα 2.3:</u> Επίδραση του ποσοστού ανακυκλοφορούμενου καυσαερίου (EGR) στην συγκέντρωση NO σε κινητήρα Otto [2].....	16
<u>Σχήμα 2.4:</u> Δυναμοδεικτικό διάγραμμα κρουστικής καύσης με μεταβολή της προπορείας έναυσης [5] .....	18
<u>Σχήμα 4.1:</u> Ενδεικτικό διάγραμμα θερμοκρασίας εξόδου από το ψυγείο για διαφορετικούς λόγους συμπίεσης και βαθμούς εκμετάλλευσης το ψυγείου [5].....	30
<u>Σχήμα 5.1:</u> Ταχύτητα οχήματος συναρτήσει του χρόνου για της διάφορες κλάσεις του κύκλου WLTC [7].....	40
<u>Σχήμα 5.2:</u> Ταχύτητα οχήματος συναρτήσει του χρόνου για την κλάση WLTC <sub>3b</sub> .....	41
<u>Σχήμα 6.1:</u> Προφίλ ανύψωσης βαλβίδων εισαγωγής.....	43
<u>Σχήμα 6.2:</u> Προφίλ ανύψωσης βαλβίδων εξαγωγής.....	44
<u>Σχήμα 6.3:</u> Προφίλ προπορείας έναυσης σε μοίρες πριν το ANΣ (BTDC).....	44
<u>Σχήμα 6.4:</u> Συντελεστής Παροχής ρυθμιστικής δικλείδας σε συνάρτηση με την γωνία ανοίγματος .....	45
<u>Σχήμα 6.5:</u> Βαθμός εκμετάλλευσης του ψυγείου συναρτήσει της παροχής μάζας του αέρα υπερπλήρωσης.....	47
<u>Σχήμα 6.6:</u> Χάρτης λειτουργίας συμπιεστή.....	47
<u>Σχήμα 6.7:</u> Προφίλ στρωματοποίησης.....	48
<u>Σχήμα 6.8:</u> Χάρτης αντιστοίχισης σήματος επιτάχυνσης ελεγκτή και γωνίας ανοίγματος στραγγαλιστικής δικλείδας στο μοντέλο φυσικής αναπνοής (NA).....	50
<u>Σχήμα 6.9:</u> Χάρτης αντιστοίχισης σήματος επιτάχυνσης ελεγκτή - ποσότητας εγχεόμενου καυσίμου στο υπερπληρωμένο μοντέλο άμεσης έγχυσης (Turbo GDI).....	50
<u>Σχήμα 7.1:</u> Ποσοστό πατήματος γκαζιού και φρένου κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	55
<u>Σχήμα 7.2:</u> Ποσοστό πατήματος γκαζιού και φρένου στα πρώτα 450 δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	56
<u>Σχήμα 7.3:</u> Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα (RPM) και Πραγματική ταχύτητα οχήματος (Km/h) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	57
<u>Σχήμα 7.4:</u> Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα (RPM) και Πραγματική ταχύτητα οχήματος (Km/h) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	58
<u>Σχήμα 7.5:</u> Σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων και επενέργηση του συμπλέκτη κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	59



<u>Σχήμα 7.6:</u> Σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων και επενέργεια του συμπλέκτη στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	60
<u>Σχήμα 7.7:</u> Ισχύς (kW) και Ροπή (N/m) του κινητήρα κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	62
<u>Σχήμα 7.8:</u> Ισχύς (kW) και Ροπή (N/m) του κινητήρα στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	63
<u>Σχήμα 7.9:</u> Βαθμός πλήρωσης και Λόγος αέρα-καυσίμου ( $\lambda_a$ ) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	64
<u>Σχήμα 7.10:</u> Βαθμός πλήρωσης και Λόγος αέρα-καυσίμου ( $\lambda_a$ ) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	65
<u>Σχήμα 7.11:</u> Παροχή αέρα και καυσίμου (kg/h) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	66
<u>Σχήμα 7.12:</u> Παροχή αέρα και καυσίμου (kg/h) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	67
<u>Σχήμα 7.13:</u> Μέγιστη πίεση εντός των κυλίνδρων και Μέση Πραγματική Πίεση BMEP (bar) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	68
<u>Σχήμα 7.14:</u> Μέγιστη πίεση εντός των κυλίνδρων και Μέση Πραγματική Πίεση BMEP (bar) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	69
<u>Σχήμα 7.15:</u> Ταχύτητα περιστροφής (RPM), Λόγος πίεσης, Βαθμός απόδοσης (%) συμπιεστή κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	72
<u>Σχήμα 7.16:</u> Ταχύτητα περιστροφής (RPM), Λόγος πίεσης, Βαθμός απόδοσης (%) συμπιεστή στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	73
<u>Σχήμα 7.17:</u> Θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τον συμπιεστή (°C), Θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το ψυγείο υπερπλήρωσης (°C), Βαθμός εκμετάλλευσης ψυγείου (κλάσμα) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	74
<u>Σχήμα 7.18:</u> Θερμοκρασία εξόδου του αέρα υπερπλήρωσης από τον συμπιεστή (°C), Θερμοκρασία εξόδου του αέρα υπερπλήρωσης από το ψυγείο (°C), Βαθμός εκμετάλλευσης ψυγείου (κλάσμα) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	75
<u>Σχήμα 7.19:</u> Απορροφημένη από τον στρόβιλο Ισχύς (kW) και βαθμός απόδοσης στροβίλου (%) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	76
<u>Σχήμα 7.20:</u> Απορροφημένη από τον στρόβιλο Ισχύς (kW) και βαθμός απόδοσης στροβίλου (%) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	77
<u>Σχήμα 7.21:</u> Στιγμιαία κατανάλωση καυσίμου (L/100km) και απόσταση που διανύει το όχημα (m) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	79
<u>Σχήμα 7.22:</u> Στιγμιαία κατανάλωση καυσίμου (L/100km) και απόσταση που διανύει το όχημα (m) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	80
<u>Σχήμα 7.23:</u> Περιεκτικότητα καυσαερίου σε CO και NO (ppm) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	81

<u>Σχήμα 7.24</u> : Περιεκτικότητα καυσαερίου σε CO και NO (ppm) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	82
<u>Σχήμα 7.25</u> : Περιεκτικότητα καυσαερίου σε CO <sub>2</sub> και Υδρογονάνθρακες (ppm) κατά την διάρκεια της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	83
<u>Σχήμα 7.26</u> : Περιεκτικότητα καυσαερίου σε CO <sub>2</sub> και Υδρογονάνθρακες (ppm) στα 450 πρώτα δευτερόλεπτα της διαδρομής WLTC <sub>3b</sub> .....	84

## 11. Κατάλογος εικόνων

<u>Εικόνα 3.1:</u> Απλούστερη διάταξη Εξαεριωτή [6].....	20
<u>Εικόνα 3.2:</u> Σύνοψη μεθόδων καθοδήγησης δέσμης στον άμεσο ψεκασμό καυσίμου[19]...	21
<u>Εικόνα 4.1:</u> Διάταξη εξωτερικά κινούμενου συμπιεστή από ηλεκτροκινητήρα [3].....	26
<u>Εικόνα 4.2:</u> Διάταξη μηχανικής υπερπλήρωσης [3].....	27
<u>Εικόνα 4.3:</u> Τυπική διάταξη στροβιλο-υπερπλήρωσης χωρίς (αριστερά) και με (δεξιά) ενδιάμεση ψύξη αέρα [3].....	27
<u>Εικόνα 4.4:</u> Σύστημα υπερπλήρωσης Comprex [3].....	27
<u>Εικόνα 4.4:</u> Συνήθεις τύποι συμπιεστών περιστρεφόμενου εμβόλου.....	28
<u>Εικόνα 4.5:</u> Διατάξεις συμπιεστών δυναμικής ροής: αριστερά ακτινικής ροής και δεξιά αξονικής ροής.....	28
<u>Εικόνα 4.6:</u> Διάταξη σύνθετης στριβιλο-υπερπλήρωσης με στρόβιλο ισχύος - Turbo Compound [3].....	29
<u>Εικόνα 4.7:</u> Διάταξη συνδυασμένης ή δίδυμης υπερπλήρωσης [3].....	29
<u>Εικόνα 4.8:</u> Διάταξη στροβίλου με αεριογόνο (gas generator) [3].....	29
<u>Εικόνα 4.9:</u> Σχηματική απεικόνιση συστήματος Waste-gate [5].....	32
<u>Εικόνα 5.1:</u> Έλεγχος εκπομπών επιβατικού αυτοκινήτου επάνω σε δυναμόμετρο πλαισίου.....	35
<u>Εικόνα 5.2:</u> Κινητήρας προσαρμοσμένος επάνω σε δυναμόμετρο .....	36
<u>Εικόνα 5.3:</u> Σχηματική αναπαράσταση μετρητικής διάταξης δειγματοληψίας σταθερού όγκου CVS με το όχημα να λειτουργεί επάνω σε δυναμόμετρο πλαισίου [4].....	37
<u>Εικόνα 6.1:</u> Βασική δομή παραθύρου μοντελοποίησης GT-Power [12].....	42
<u>Εικόνα 6.2:</u> Μοντέλο κινητήρα φυσικής αναπνοής .....	45
<u>Εικόνα 6.3:</u> Μοντέλο στοβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα άμεσου ψεκασμού (Turbo-GDI).....	48
<u>Εικόνα 6.4:</u> Μοντέλο οχήματος-οδηγού-ελεγκτή .....	51
<u>Εικόνα 6.5:</u> Ολοκληρωμένο μοντέλο κινητήρα φυσικής αναπνοής (NA) .....	52
<u>Εικόνα 6.6:</u> Ολοκληρωμένο μοντέλο στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Άμεσης Έγχυσης (Turbo GDI).....	53

## 12. Κατάλογος αναφορών

- [1] Κ. Ρακόπουλος, Μηχανές εσωτερικής καύσης Ι, Αθήνα: Εκδόσεις Φούντας, 2013
- [2] Κ. Ρακόπουλος και Δ. Χουντάλας, Καύση - Ρύπανση εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ, Αθήνα: Εκδόσεις Φούντα, 1999
- [3] Κ. Ρακόπουλος, Ε. Γιακουμής - Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ, Αθήνα: Εκδόσεις Φούντας, 2011
- [4] Ε. Γιακουμής, Παρουσιάσεις μαθήματος «Καύση - Ρύπανση εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ», Αθήνα, 2021
- [5] Ε. Γιακουμής, Παρουσιάσεις μαθήματος «Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ», Αθήνα, 2019
- [6] Ε. Γιακουμής, Παρουσιάσεις μαθήματος «Μηχανές Εσωτερικής Καύσης», Αθήνα, 2021
- [7] E.G. Giakoumis, «Driving and Engine Cycles», Springer, Cham, 2016
- [7] H. Zhao, Advanced direct injection combustion engine technologies and development, volume 1: Gasoline and gas engines, New Delhi: Woodhead Publishing India Private Limited, 2010.
- [8] Q. R. Butt, A. I. Bhatti, M. Iqbal, M. A. Rizwi, R. Mufti and I. H. Kazmi, "Estimation of automotive engine parameters: Part I: Discharge coefficient of throttle body," *6th International Bhurban Conference on Applied Sciences & Technology*, 2009
- [9] N. Watson, M. S. Janota, "Turbocharging the Internal Combustion Engine", Prentice Hall, New Jersey, 1982
- [10] Σ. Κακουλίδης, Προσομοίωση λειτουργίας στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Otto άμεσου ψεκασμού - Σύγκριση επιδόσεων και εκπομπών με συμβατικό κινητήρα Otto, Αθήνα 2020
- [11] Χ. Μπαχτής, Μελέτη επιδόσεων και εκπομπών ρύπων ελαφρού πετρελαιοκίνητου φορτηγού με ηλεκτρικά υποβοηθούμενη στροβιλο-υπερπλήρωση κατά τη διάρκεια του Παγκοσμίου Κύκλου Πόλης WLTC, Αθήνα 2018
- [12] G. Technologies, GT-SUITE Engine Performance Application Manual, 2016.
- [14] Richard van Basshuysen (ed.): Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung: Ottokraftstoffe · Erdgas · Methan · Wasserstoff. 4th edition, Springer, Wiesbaden 2017
- [15] Konrad Reif (ed.): Ottomotor-Management. 4th edition, Springer, Wiesbaden 2014
- [16] Bosch (ed.): Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 27th editon, Springer, Wiesbaden 2011

- [17] "The Stratified Charge Engine" (PDF). Renault. Archived from the original (PDF) on 27 September 2013.
- [18] Smith, Scott; Guinther, Gregory, "Formation of Intake Valve Deposits in Gasoline Direct Injection Engines". SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 2016
- [19] F. Jurgen, Einfluss variabler Einlassströmung auf zyklische Schwankungen bei Benzin-Direkteinspritzung, Berlin: Logos Verlag, 2004