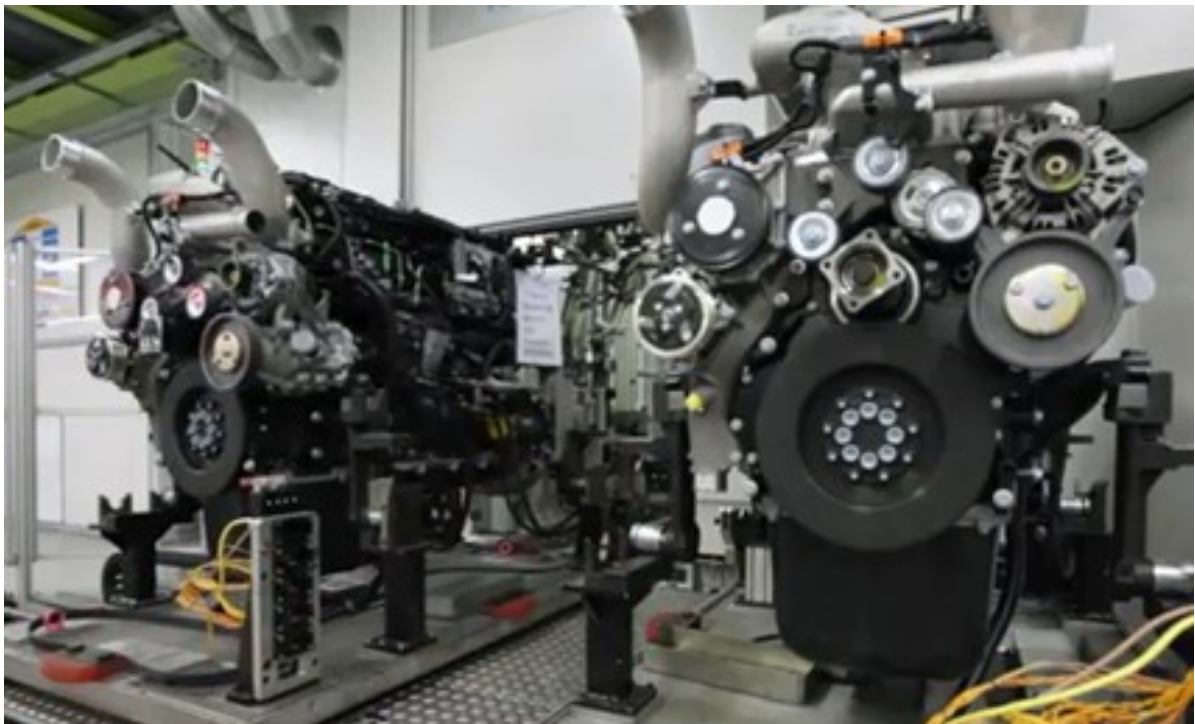




**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**«Πρόβλεψη εκπομπών αιθάλης και μονοξειδίου του αζώτου βαρέου οχήματος
κατά τη διάρκεια διαφόρων Κύκλων Πόλης δυναμόμετρου πλαισίου»**



ΜΑΡΙΑ Δ. ΘΕΟΧΑΡΗ

A.M. 02108628

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

ΑΘΗΝΑ, ΟΚΤΩΒΡΙΟΣ 2013

Πρόλογος

Η διπλωματική εργασία σηματοδοτεί τη μετάβαση του μηχανολόγου μηχανικού από τη φοιτητική στην επαγγελματική του ζωή. Είναι η μοναδική εργασία που ο ίδιος ο φοιτητής φέρει τόσο μεγάλο μερίδιο ευθύνης για το προκύπτον αποτέλεσμα και αντικατοπτρίζει την πορεία του στο πολυτεχνείο. Για το λόγο αυτό είμαι ιδιαίτερα χαρούμενη που ο κ. Ευάγγελος Γιακουμής μου ανάθεσε ένα θέμα ιδιαίτερα σύγχρονο και ενδιαφέρον και ήταν διαθέσιμος σε κάθε δυσκολία που αντιμετώπιζα.

Εκτός από τον κ. Γιακουμή, με τον οποίο είχα προσωπική συνεργασία, θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους τους διδάσκοντες του τομέα, κ. Κ. Ρακόπουλο, κ. Δ. Χουντάλα, κ. Ν. Κομνηνό τους οποίους είχα την ευκαιρία να γνωρίσω στα μαθήματα κορμού ΜΕΚ Ι, ΜΕΚ ΙΙ, και επιλογής Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση ΜΕΚ, Καύση και Ρύπανση Εμβολοφόρων ΜΕΚ, και με ώθησαν να ασχοληθώ περαιτέρω με τις ΜΕΚ. Δεν παραλείπω να αναφερθώ στους μηχανολόγους Σ.Χ.Λιούτα και Ε.Βελιδάκη, στον οποίων τις διπλωματικές στηρίχθηκα κατά μεγάλο μέρος και στο συμφοιτητή μου Πάνο Γιαννατσέλη για τις προγραμματιστικές συμβουλές του.

Τελειώνοντας, θα ήθελα να αφιερώσω την παρούσα εργασία στους φίλους μου, Μάγδα Κονταδάκη και Ιωάννη Κυρίτση για την αμέριστη ηθική στήριξή τους καθόλη τη διάρκεια εκπόνησής της.

Στο εξώφυλλο αναπαρίσταται ένας από τους κινητήρες βαρέων οχημάτων (φορτηγών και λεωφορείων) που κατασκευάζονται στις υπερσύγχρονες εγκαταστάσεις της MAN στη Νιρεμβέργη.

Πίνακας περιεχομένων

Εισαγωγή 6

Πίνακας Συμβόλων.....	8
1.Σχηματισμός και Εκπομπές Ρύπων από Κινητήρες Diesel.....	10
1.1 Εισαγωγή.....	10
1.2. Σχηματισμός των Οξειδίων του Αζώτου (NO _x).....	12
1.2.1 Γενική Περιγραφή.....	12
1.2.2 Αντιδράσεις Σχηματισμού του Μονοξειδίου του Αζώτου NO	12
1.2.3 Αντιδράσεις Σχηματισμού του Διοξειδίου του Αζώτου NO ₂	13
1.2.4 Σχηματισμός των NO _x στο Θάλαμο Καύσης των Κινητήρων Diesel	14
1.3 Εκπομπές Σωματιδίων.....	15
1.3.1 Γενικά	15
1.3.2 Κατανομή Μεγέθους Σωματιδίων	18
1.4 Ιδιαιτερότητες Εκπομπών Καυσαερίων κατά τη Μεταβατική Λειτουργία Υπερπληρωμένων κινητήρων Diesel.....	21
2. Μεταβατικοί Κύκλοι.....	24
2.1 Γενικά.....	24
2.2 Αμερικάνικος Μεταβατικός Κύκλος Εκτός Πόλης HWFET (Highway Fuel Economy Driving Schedule)	32
2.3 Ιαπωνικός Μεταβατικός Κύκλος Εντός Πόλης Je05.....	33
2.4 Αμερικάνικος Μεταβατικός Κύκλος Εντός Πόλης NYCC (New York Composite Cycle).....	34

2.5 Αμερικάνικος Μεταβατικός Κύκλος Εντός Πόλης UDDS (Urban Dynamometer Driving Schedule).....	35
2.6 Διαδικασία Δοκιμών	36
2.6.1 Εισαγωγή	36
2.6.2 Ανοχές	36
2.6.3 Όχημα και Καύσιμα	36
2.6.4 Σύστημα Δειγματοληψίας και Εξοπλισμός	37
3. Υπολογιστικό Μοντέλο.....	40
3.1 Εισαγωγή.....	40
3.2 Γενική Περιγραφή Μοντέλου	40
3.3 Σύστημα Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος στους Τροχούς.....	43
3.3.1 Γενικά	43
3.3.2 Ανάλυση Συστήματος και Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος.....	44
3.4 Εφαρμογή Μοντέλου Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος στους Τροχούς (Drivetrain Model)	47
3.4.1 Υπολογισμός Ταχύτητας Περιστροφής Κινητήρα.....	48
3.4.2 Υπολογισμός Ροπής Κινητήρα.....	48
3.5 Υπολογισμός Προσαυξήσεων Μεταβατικής Λειτουργίας.....	51
3.5.1 Υστέρηση Στροβίλο - υπερπληρωτή	51
3.5.2 Διάταξη Πειραματικών Δοκιμών για την Εκτίμηση Διορθωτικών Συντελεστών Μεταβατικής Λειτουργίας	51
3.5.3 Εκτίμηση Διορθωτικών Συντελεστών	53
3.6 Υπολογιστικός Αλγόριθμος	55
4. Πρόβλεψη Εκπομπών Καυσαερίων και Επιδόσεων Οχήματος Βαρέως Τύπου κατά τη Διάρκεια Διαφόρων Μεταβατικών Κύκλων.....	57
4.1 Εισαγωγή	57
4.2 Αμερικάνικος Μεταβατικός Κύκλος Εκτός Πόλης HWFET (Highway Fuel Economy Driving Schedule)	58
4.3 Ιαπωνικός Μεταβατικός Κύκλος Εντός Πόλης Je05.....	72

4.4 Αμερικάνικος Μεταβατικός Κύκλος Εντός Πόλης NYCC (New York Composite Cycle).....	86
4.5 Αμερικάνικος Μεταβατικός Κύκλος Εντός Πόλης UDDS (Urban Dynamometer Driving Schedule).....	99
5. Συγκριτική Μελέτη Εκπομπών Καυσαερίων και Κατανάλωσης Καυσίμου Βαρέως Τύπου κατά τη Διάρκεια Διαφόρων Μεταβατικών Κύκλων.....	112
5.1 Εισαγωγή.....	112
5.2 Συγκεντρωτικά Μεγέθη	113
5.3 Εκπομπές Αιθάλης	117
5.4 Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου (NO)	119
5.5 Κατανάλωση Καυσίμου	120
5.6 Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα (CO ₂)	121
Βιβλιογραφία.....	122

Εισαγωγή

Η παρούσα διπλωματική εργασία ασχολείται με την πρόβλεψη των εκπομπών των καυσαερίων και των επιδόσεων οχημάτων βαρέως τύπου (heavy duty) κατά τη διάρκεια διάφορων μεταβατικών κύκλων πόλης δυναμόμετρου πλαισίου. Πιο αναλυτικά μελετούμε τα παρακάτω μεγέθη:

- Επιτάχυνση οχήματος
- Εναλλαγή σχέσεων μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων
- Αεροδυναμική Αντίσταση Οχήματος
- Ροπή αντίστασης στην κίνηση του οχήματος (άθροισμα αεροδυναμικής αντίστασης και αντίστασης κύλισης)
- Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα
- Ροπή κινητήρα
- Ισχύς Κινητήρα
- Κατανάλωση Καυσίμου
- **Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα, CO₂**
- **Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου, NO**
- **Εκπομπές αιθάλης**

Ουσιαστικά, τα δεδομένα μας είναι οι μεταβατικοί κύκλοι και το όχημα (στοιχεία του οχήματος αλλά και του κινητήρα του). Οι μεταβατικοί κύκλοι μας δίνουν κάθε χρονική στιγμή της διάρκειάς τους την ταχύτητα του οχήματος [17]. Όσον αφορά το όχημα και τον κινητήρα του, γνωρίζουμε όλα τα επιμέρους στοιχεία τους, όπως: μάζα, μετωπική επιφάνεια, σχέση μετάδοσης διαφορικού κλπ.

Με τα δεδομένα αυτά καλούμαστε να υπολογίσουμε σε πρώτη φάση, τα μεγέθη που αναφέρθηκαν παραπάνω για κάθε κύκλο ξεχωριστά έτσι ώστε έπειτα να είμαστε σε θέση να τα συγκρίνουμε μεταξύ τους, σε διαφορετικές καταστάσεις λειτουργίας.

Τέλος να σημειώσουμε ότι δουλεύουμε με τρεις αμερικάνικους κύκλους (HWFET, NYCC, UDDS) και έναν ιαπωνικό (Je05), και αυτό γιατί δεν υπάρχουν κύκλοι δυναμόμετρου πλαισίου σε βαρέα οχήματα στην Ευρώπη.

Πίνακας Συμβόλων

Λατινικοί Χαρακτήρες

C_d	Συντελεστής Αεροδυναμικής Αντίστασης Οχήματος
C_{speed}	Συντελεστής Διόρθωσης Μεταβατικής Λειτουργίας
f	Συντελεστής Τριβής
F_a	Αεροδυναμική Αντίσταση Οχήματος, N
G_e	Ροπή Αδράνειας Κινητήρα, kgm^2
G_v	Ροπή Αδράνειας Οχήματος, kgm^2
i_b	Σχέση Μετάδοσης Διαφορικού
i_g	Σχέση Μετάδοσης στο Κιβώτιο Ταχυτήτων
N	Ταχύτητα Περιστροφής του Κινητήρα, rpm
R_e	Αριθμός Reynolds
T	Ροπή Κινητήρα, Nm
v	Ταχύτητα Οχήματος, km/h
η_{gear}	Συνολικός Βαθμός Απόδοσης του Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης
T_L	Ροπή Αντίστασης Οχήματος Ανηγγμένη στη Στροφαλοφόρο Άτρακτο, Nm

Ελληνικοί Χαρακτήρες

Φ	Λόγος Ισοδυναμίας Καυσίμου-Αέρα
--------	---------------------------------

Συντομογραφίες

ANΣ	Άνω Νεκρό Σημείο
ΜΕΚ	Μηχανή Εσωτερικής Καύσης
AF	Λόγος Αέρα Καυσίμου (Air-Fuel Ratio)
DI	Άμεση Έγχυση (Direct Injection)
EGR	Ανακυκλοφορία Καυσαερίων (Exhaust Gas Recirculation)
EPA	Οργανισμός Προστασίας Περιβάλλοντος Η.Π.Α. (Environmental Protection Agency)
ETC	Ευρωπαϊκός Μεταβατικός Κύκλος (European Transient Cycle)
EUDC	Κύκλος Οδήγησης Εκτός Πόλης (Extra Urban Driving Cycle)
FTP	Federal Test Procedure
HC	Υδρογονάνθρακας
HWFET	Αμερικάνικος Μεταβατικός Κύκλος Οικονομίας Καυσίμου Εκτός Πόλης (Highway Fuel Economy Driving Schedule)
IDI	Έμμεση Έγχυση (Indirect Injection)
Je05	Ιαπωνικός Μεταβατικός Κύκλος Εντός Πόλης (Japanese 2005)
NEDC	Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος Οδήγησης (New European Driving Cycle)
NYCC	Μεταβατικός Κύκλος της Νέας Υόρκης (New York Composite Cycle)
PM	Σωματίδια (Particulate Matters)
UDDS	Αμερικάνικος Αστικός Μεταβατικός Κύκλος Δυναμόμετρου Πλαισίου (Urban Dynamometer Driving Schedule)
4-X	Τετράχρονος Κινητήρας

Κεφάλαιο 1- Σχηματισμός και Εκπομπή Ρύπων από Κινητήρες Diesel¹

1.1 Εισαγωγή

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

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

Στην πραγματικότητα, όμως, τα προϊόντα της τέλει καύσης υφίστανται διάσπαση, με συνέπεια την εμφάνιση των ακόλουθων ριζών και ενώσεων σε αυτά: κ.λπ. καθώς και αρκετών άλλων όπως είναι οι αλδεΐδες, κετόνες, κ.λπ.

Από αυτές τις αέριες ρυπογόνες ουσίες, οι κυριότερες είναι τα NO_x, CO και HC, οι οποίες μαζί με την αιθάλη (καπνό) που εκπέμπεται από τους κινητήρες Diesel αποτελούν τους λεγόμενους ελεγχόμενους ρύπους (regulated emissions), των οποίων

¹ Για περισσότερες λεπτομέρειες βλ. Παραπομπές [4,9], από όπου προέρχεται και η συγκεκριμένη ανάλυση

τα επίπεδα συγκέντρωσης στα καυσαέρια της εξαγωγής των εμβολοφόρων κινητήρων είναι νομοθετημένα σε ανεπτυγμένες χώρες (ΕΕ, Η.Π.Α., Ιαπωνία), ακολουθώντας πρότυπες συσκευές και μεθόδους μέτρησης.

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

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

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

Εκτός από τους αέριους ρύπους, παρατηρείται και εκπομπή στερεών σωματιδίων (particulates) από τους εμβολοφόρους κινητήρες. Τα σωματίδια που εκπέμπονται από τους κινητήρες Diesel αποτελούν την αιθάλη (soot) που σχηματίζεται κατά την καύση, ενώ όσον αφορά τους κινητήρες Otto οι εκπομπές αιθάλης είναι σχεδόν μηδαμινές (πρακτικά συναντώνται μόνο σε κινητήρες Otto άμεσης έγχυσης καυσίμου – GDI (Gasoline direct injection)).

Στη συνέχεια ακολουθεί αναφορά στους μηχανισμούς σχηματισμού των κύριων ρύπων που εμφανίζονται σε κινητήρες Diesel, δηλαδή των NO_x και της αιθάλης, καθώς και στην επίδραση των διαφόρων παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα πάνω σε αυτούς τους μηχανισμούς. Όσον αφορά στις εκπομπές HC και CO, οι ποσότητές τους είναι πολύ μικρές, έτσι ώστε να μπορούν να θεωρηθούν αμελητέες, για αυτό το λόγο και δεν έχουν ληφθεί υπ' όψιν στην ανάλυση των Κεφαλαίων 4 και 5.

1.2 Σχηματισμός των Οξειδίων του Αζώτου NO_x

1.2.1 Γενική Περιγραφή

Ο όρος οξειδία του αζώτου NO_x περιλαμβάνει το μονοξείδιο του αζώτου NO, το διοξείδιο του αζώτου NO₂ καθώς και ίχνη άλλων οξειδίων του αζώτου (όπως το N₂O₅) που σχηματίζονται στο θάλαμο καύσης των εμβολοφόρων κινητήρων. Το NO₂ εκπέμπεται, όμως, σε αρκετά μικρότερο ποσοστό από ότι το NO, επομένως όταν αναφερόμαστε σε σχηματισμό NO_x στον κινητήρα αναφερόμαστε κατά κύριο λόγο στο μονοξείδιο του αζώτου. Παρόλα αυτά, στα χαμηλά φορτία των κινητήρων Diesel κατ' εξαίρεση, τα ποσοστά του NO₂ δεν μπορούν να θεωρηθούν αμελητέα καθώς αποτελούν το 10-25% των συνολικών εκπεμπόμενων οξειδίων του αζώτου.

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

1.2.2 Αντιδράσεις Σχηματισμού του Μονοξειδίου του Αζώτου NO

Το NO προέρχεται κυρίως από την οξειδωση του N₂ του ατμοσφαιρικού αέρα λόγω της υψηλής θερμοκρασίας που επικρατεί στην περιοχή που λαμβάνει χώρα η καύση. Μικρές και σχεδόν αμελητέες ποσότητες NO προέρχονται επίσης και από την οξειδωση του N₂, που ενδεχομένως περιέχεται στο καύσιμο (fuel bound NO).

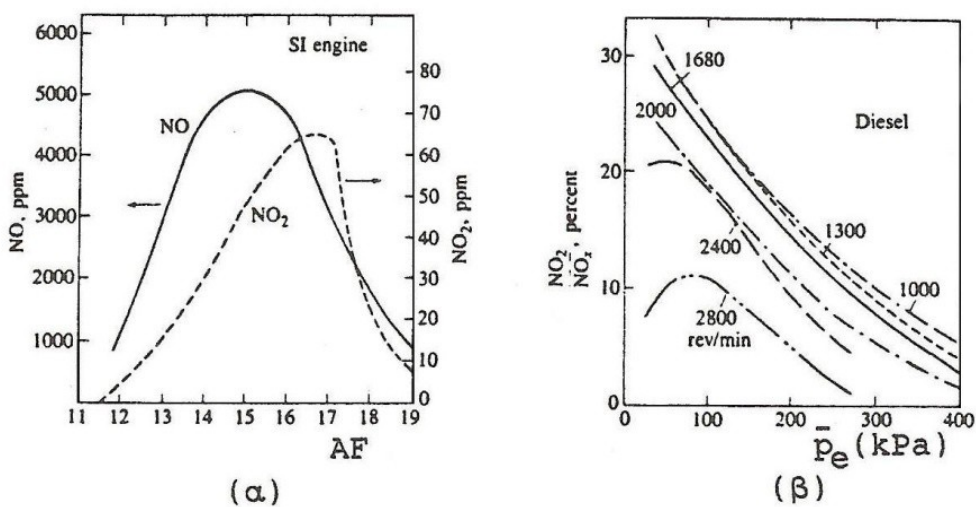
Ο σχηματισμός του NO καθορίζεται κυρίως από τις ακόλουθες τρεις αντιδράσεις (για μείγματα καυσίμου-αέρα όχι πολύ μακριά από τη στοιχειομετρική τιμή):

1.2.3 Αντιδράσεις Σχηματισμού του Διοξειδίου του Αζώτου NO_2

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

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

Η παραπάνω αντίδραση προωθείται προς τα δεξιά, εκτός κι αν το διοξείδιο του αζώτου αναμειχθεί με το ψυχρότερο ρευστό, όπως συμβαίνει στα χαμηλά φορτία των κινητήρων Diesel, όπου υπάρχει έντονα ανομοιόμορφη κατανομή του καυσίμου στις ψυχρές περιοχές. Στα Σχήματα 1.1.α και 1.1.β απεικονίζονται τα ποσοστά εκπομπής NO και NO_2 από τυπικούς κινητήρες Otto (SI engine) και Diesel, αντίστοιχα, απ' όπου φαίνεται ότι στους κινητήρες Diesel το ποσοστό του NO_2 είναι αρκετά υψηλότερο σε σχέση με τον κινητήρα Otto και μεταβάλλεται έντονα με την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο. Οι περισσότερες συσκευές μετρούν τη συγκέντρωση και των δύο αυτών συστατικών παρέχοντας το τελικό αποτέλεσμα σε οξειδία του αζώτου (NO_x).



Σχήμα 1.1: Εκπομπή NO και NO_2 από κινητήρες (α) Otto και (β) Diesel [4]

1.2.4 Σχηματισμός των NO_x στο Θάλαμο Καύσης των Κινητήρων Diesel

Γενικά

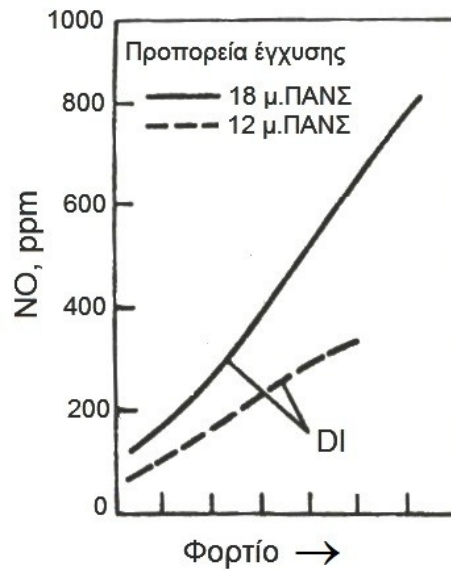
Στους κινητήρες Diesel λόγω του ότι το καύσιμο εγχύεται στο θάλαμο καύσης σε υγρή μορφή και ύστερα πραγματοποιείται η ανάμειξή του με τον αέρα, παρατηρείται μεγάλη στρωμάτωση στην κατανομή της θερμοκρασίας καθώς και στη συγκέντρωση του καυσίμου εντός του κυλίνδρου. Έτσι τα NO_x σχηματίζονται μόνο σε ορισμένες περιοχές, στις οποίες οι συνθήκες που επικρατούν το επιτρέπουν. Το μεγαλύτερο ποσοστό των NO_x σχηματίζεται κατά κύριο λόγο κατά το δεύτερο στάδιο της καύσης, δηλαδή αυτό της ανεξέλεγκτης καύσης, όπου η φλόγα είναι τύπου προανάμειξης, με τιμές του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα κοντά στη μονάδα και θερμοκρασία ιδιαίτερα υψηλή, λόγω του συγκεκριμένου τύπου φλόγας.

Κατά το τρίτο στάδιο της καύσης (ελεγχόμενη καύση – diffusion combustion), εξαιτίας της συνεχούς εξάπλωσης της δέσμης του καυσίμου, οι ζώνες αντίδρασης έρχονται σε επαφή με τον ψυχρό αέρα που τις περιβάλλει, με αποτέλεσμα την πτώση της θερμοκρασίας τους και το «πάγωμα» των αντιδράσεων διάσπασης του NO σε αρκετά υψηλές τιμές και λίγο πιο νωρίς συγκριτικά με τους κινητήρες Otto.

Επίδραση των Παραμέτρων Λειτουργίας στην τιμή των NO_x

A) Επίδραση του Φορτίου

Αυξανόμενου του φορτίου παρατηρείται εν γένει αύξηση της συγκέντρωσης των NO_x στα καυσαέρια, εξαιτίας της αύξησης της θερμοκρασίας στη ζώνη αντίδρασης και λόγω της ύπαρξης αρκετών περιοχών με συγκέντρωση αέρα-καυσίμου γύρω από τη στοιχειομετρική τιμή. Στο Σχήμα 1.2 απεικονίζεται η εξάρτηση αυτή για τους κινητήρες Diesel άμεσης έγχυσης (DI). Πιο συγκεκριμένα, παρατηρούμε ότι στους κινητήρες αυτούς η εκπομπή NO αυξάνεται συνεχώς αυξανόμενου του φορτίου (μέση πραγματική πίεση).



Σχήμα 1.2: Επίδραση προπορείας έγχυσης και φορτίου στην παραγωγή NO_x σε κινητήρα Diesel άμεσης έγχυσης (DI) [4]

B) Επίδραση της Προπορείας Έγχυσης του Καυσίμου

Με την αύξηση της προπορείας έγχυσης, παρατηρείται αύξηση των παραγόμενων εκπομπών NO_x στους κινητήρες Diesel άμεσης έγχυσης, εξαιτίας της σημαντικής αύξησης της πίεσης και θερμοκρασίας των αερίων εντός του θαλάμου καύσης, όπως επίσης φαίνεται και στο Σχήμα 1.2.

Γ) Επίδραση του Ποσοστού του Παραμένουτος Καυσαερίου

Η αύξηση του ποσοστού του παραμένουτος καυσαερίου του θαλάμου καύσης οδηγεί σε σημαντική μείωση της συγκέντρωσης των NO_x. Η αιτία του φαινομένου αυτού είναι η αύξηση της ειδικής θερμοχωρητικότητας του περιβάλλοντος μέσου με αποτέλεσμα την πτώση της πίεσης και της θερμοκρασίας εντός της ζώνης αντίδρασης. Παρόμοια είναι ουσιαστικά και η επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR).

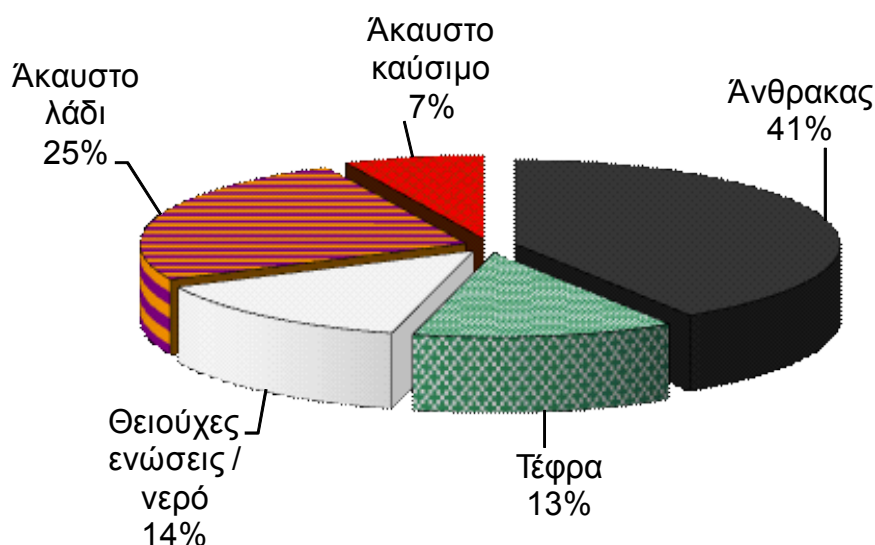
1.3 Εκπομπές Σωματιδίων

1.3.1 Γενικά

Τα σωματίδια, που προέρχονται από την καύση του πετρελαίου, αποτελούνται κυρίως από ανθρακούχο υλικό (αιθάλη) παραγόμενο κατά τη διάρκεια της καύσης, στο

οποίο έχουν απορροφηθεί κάποια οργανικά συστατικά (προερχόμενα κυρίως από άκαυστο καύσιμο και λιπαντικό έλαιο κινητήρα). Τα σωματίδια κατανέμονται σε ένα πλατύ εύρος μεγεθών από 20nm έως 10 μ m, χαρακτηριστικό που τα καθιστά αναπνεύσιμα. Συχνά γίνεται ο διαχωρισμός των σωματιδίων αυτών σε ένα διαλυτό οργανικό μέρος και σε ένα μη διαλυτό, από τα οποία το δεύτερο χρησιμοποιείται συχνά ως μία εκτίμηση του ποσού της αιθάλης.

Το ποσοστό της αιθάλης που περιέχεται στα σωματίδια από την εξάτμιση κινητήρα Diesel ποικίλει, αλλά είναι συνήθως υψηλότερο του 40-50%. Επιπρόσθετες ουσίες που περιέχονται στα σωματίδια είναι: άκαυστο καύσιμο ή λιπαντικό έλαιο κινητήρα ή και προερχόμενα από μερική καύση, τρίμματα μετάλλων από φθορά καθώς επίσης και άλατα από τα καύσιμα (Σχήμα 1.3).

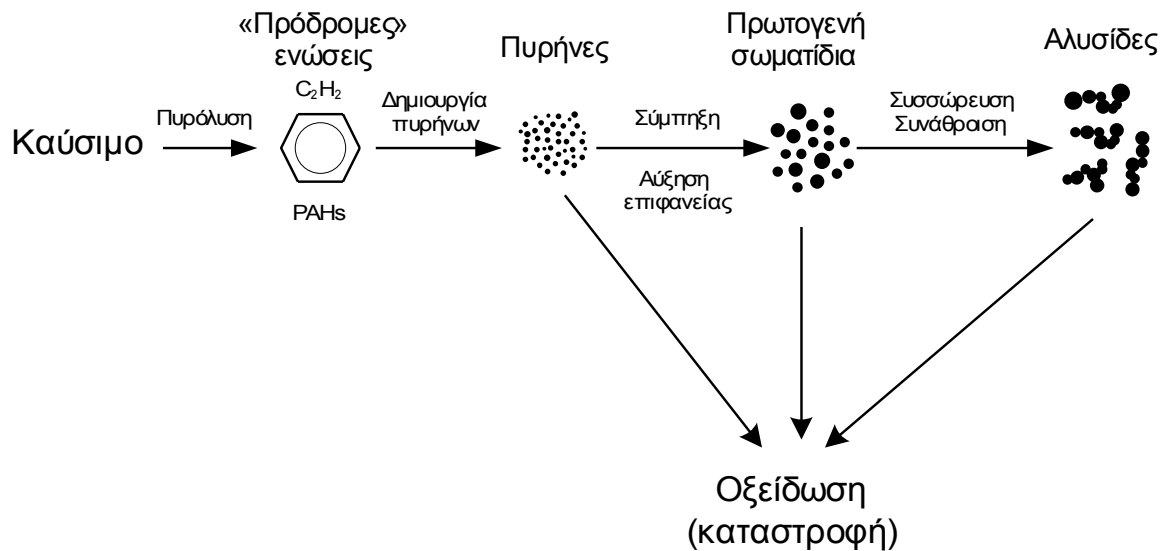


Σχήμα 1.3: Τυπική σύσταση στην εξάτμιση κινητήρα Diesel βαρέος τύπου (φορτηγού) κατά τη διάρκεια δοκιμής σε κύκλο πόλης [9]

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

Η **αιθάλη** δημιουργείται από άκαυστο καύσιμο το οποίο σχηματίζει σωματίδια από την αέρια φάση στη στερεά σε περιοχές πλούσιες σε καύσιμο και με υψηλές

θερμοκρασίες. Ανάλογα με τις περιβάλλουσες συνθήκες που επικρατούν, υδρογονάνθρακες ή άλλα διαθέσιμα μόρια συμπυκνώνονται ή απορροφώνται από την αιθάλη. Η εξέλιξη της υγρής – ή αέριας – φάσης των υδρογονανθράκων σε στερεά σωματίδια αιθάλης περιλαμβάνει έξι κοινά αναγνωρισμένες διαδικασίες (Σχήμα 1.4):



Σχήμα 1.4: Διάγραμμα μηχανισμού σχηματισμού και καταστροφής σωματιδίων εντός θαλάμου καύσης κινητήρα Diesel [9]

- Πυρόλυση (Pyrolysis): ενδόθερμη διαδικασία που μεταβάλλει τη μοριακή δομή του καυσίμου υπό υψηλή θερμοκρασία και παράγει ενώσεις όπως οι πολυκυκλικοί αρωματικοί υδρογονάνθρακες (PAHs), που θεωρούνται πρόδρομοι της αιθάλης.
- Σχηματισμός πυρήνων (Nucleation): δημιουργία πυρήνων ή νανο- σωματιδίων από ασταθή υλικά όπως οι υδρογονάνθρακες
- Επιφανειακή αύξηση (Surface growth): διαδικασία προσθήκης μάζας στην επιφάνεια ενός σωματιδίου αιθάλης.
- Σύμπτυξη (Coagulation): βίαιες συγκρούσεις των σφαιρικών σωματιδίων που οδηγούν στην ένωσή τους και το σχηματισμό μεγαλύτερων σωματιδίων.
- Συσώρευση (Agglomeration): Τα σωματίδια παραμένουν ενωμένα για να σχηματίσουν μεγάλες ομάδες σε δομή αλυσίδας.
- Οξείδωση (Oxidation): διαδικασία που λαμβάνει χώρα κατά τη διάρκεια κάθε σταδίου από τα παραπάνω, κυρίως όταν επικρατούν θερμοκρασίες υψηλότερες των 1300 K, όπου η αιθάλη καίγεται υπό την παρουσία οξειδωτικών στοιχείων (κυρίως OH) και σχηματίζει αέρια προϊόντα όπως CO, CO₂, H₂O.

1.3.2 Κατανομή Μεγέθους Σωματιδίων

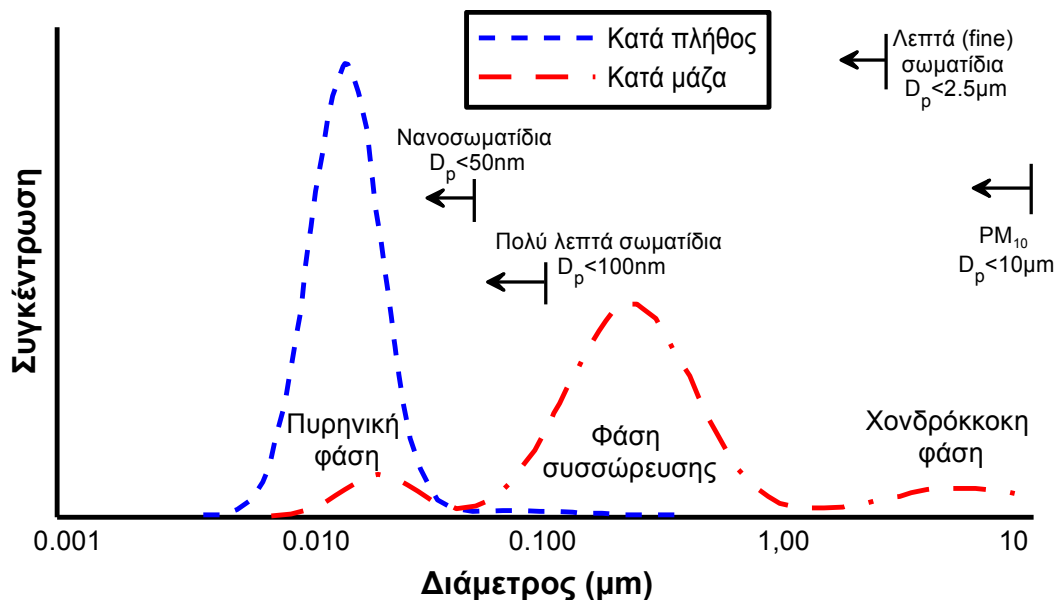
Οι υπό εφαρμογή κανονισμοί για τις εκπομπές σωματιδίων στην Ευρωπαϊκή Ένωση και στις Η.Π.Α. βασίζονται στην εκπεμπόμενη μάζα σωματιδίων. Εντούτοις, η κατανομή μεγέθους των σωματιδίων είναι ιδιαίτερα σημαντική σε ζητήματα σχετικά με την ποιότητα του αέρα, καθώς θεωρείται ότι η τοξικότητα των σωματιδίων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

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

Στο Σχήμα 1.5 που ακολουθεί, η κατανομή του αριθμού και της μάζας των σωματιδίων από την εξαγωγή κινητήρα Diesel παρουσιάζεται εξιδανικευμένη, σε λογαριθμική κλίμακα όσον αφορά τη διάμετρο. Η συγκέντρωση των σωματιδίων σε οποιοδήποτε εύρος μεγέθους είναι ανάλογη προς την περιοχή κάτω από την αντίστοιχη καμπύλη σε αυτό το εύρος. Το μεγαλύτερο μέρος της μάζας σωματιδίων συναντάται στην αποκαλούμενη κατάσταση συσσώρευσης (accumulation mode) για εύρος διαμέτρων 0.1-0.3μm. Στην περιοχή αυτή βρίσκονται τα συσσωματώματα και τα σχετικά προσροφημένα υλικά. Η κατάσταση νανοσωματιδίων (nuclei mode) αποτελείται από σωματίδια με εύρος διαμέτρου 0.005-0.05μm. Απαρτίζεται συνήθως από τις πτητικές οργανικές ενώσεις υδρογονανθράκων και θείου, και μπορεί επίσης να περιέχει και στερεές ενώσεις άνθρακα και μετάλλων. Ένα ποσοστό μεγαλύτερο από 90% των εκπεμπόμενων σωματιδίων από ένα κινητήρα Diesel εμπίπτει στην κατάσταση νανοσωματιδίων (nuclei mode), το οποίο, όμως αντιστοιχεί μόνο στο 1-20% της συνολικής μάζας των σωματιδίων. Η «χονδρόκοκκη» κατάσταση (coarse mode) περιέχει το 5-20% της μάζας των σωματιδίων και αποτελείται από τα σωματίδια

της φάσης συσσώρευσης, που έχουν επικαθίσει στην επιφάνεια των κυλίνδρων και της πολλαπλής εξαγωγής και στη συνέχεια συμπαρασύρονται. Στο Σχήμα 1.5 απεικονίζονται επίσης μερικές κατηγορίες του μεγέθους για τα ατμοσφαιρικά σωματίδια που είναι:

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

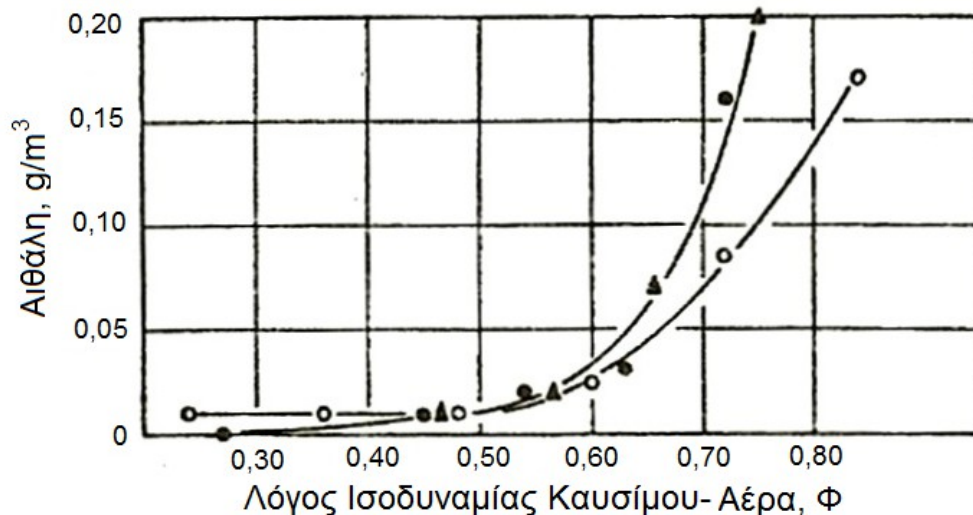


Σχήμα 1.5: Τυπική κατανομή μεγέθους-πλήθους σωματιδίων από την εξαγωγή κινητήρων Diesel [9]

Το μέγεθος των σωματιδίων αποτελεί παράγοντα της επίδρασης των εκπομπών των κινητήρων στο φυσικό περιβάλλον ως εξής: επηρεάζει το χρόνο παραμονής των σωματιδίων στην ατμόσφαιρα, τις οπτικές ιδιότητες και την επιφάνεια των σωματιδίων, και τις επιπτώσεις στην υγεία. Πιο συγκεκριμένα ο χρόνος παραμονής των σωματιδίων στην ατμόσφαιρα είναι μεγαλύτερος για τα σωματίδια με διάμετρο 0.1-10 μm και είναι περίπου μια εβδομάδα. Τα μεγαλύτερα μόρια απομακρύνονται αρκετά γρήγορα από την ατμόσφαιρα με επικάθηση ενώ τα μικρότερα με τη διάχυση και τη σύμπτυξη. Ένας χαρακτηριστικός χρόνος παραμονής για τα σωματίδια με διάμετρο 10nm είναι μόνο 15

λεπτά. Ο κύριος μηχανισμός για την απομάκρυνση αυτών των μικροσκοπικών σωματιδίων είναι η σύμπτυξη με αυτά της φάσης συσσώρευσης.

Κατά τη διάρκεια της μόνιμης λειτουργίας κινητήρα Diesel, σχηματίζονται συνήθως τα σωματίδια της φάσης συσσώρευσης (80-110nm). Στην αρχή της φάσης της καύσης, η πλειοψηφία των σωματιδίων είναι μεταξύ των 80-90nm ενώ στη συνέχεια τα σωματίδια της αιθάλης συσσωματώνονται και σχηματίζουν έτσι σωματίδια μεγαλύτερης διαμέτρου. Κατά τη διάρκεια της οξειδωσης της αιθάλης, ο αριθμός των σωματιδίων μειώνεται δραστικά σε ολόκληρο το φάσμα μεγεθών. Αυξανόμενου του φορτίου, αυξάνεται αντίστοιχα η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου, γεγονός που ευνοεί το σχηματισμό μεγαλύτερων σωματιδίων. Αντίθετα, κατά την άφορτη λειτουργία («ρελαντί») ευνοείται ο σχηματισμός νανοσωματιδίων. Στο Σχήμα 1.6 παρουσιάζεται η μεταβολή των εκπεμπόμενων σωματιδίων σε συνάρτηση με το λόγο ισοδυναμίας καυσίμου αέρα (δηλαδή του φορτίου).

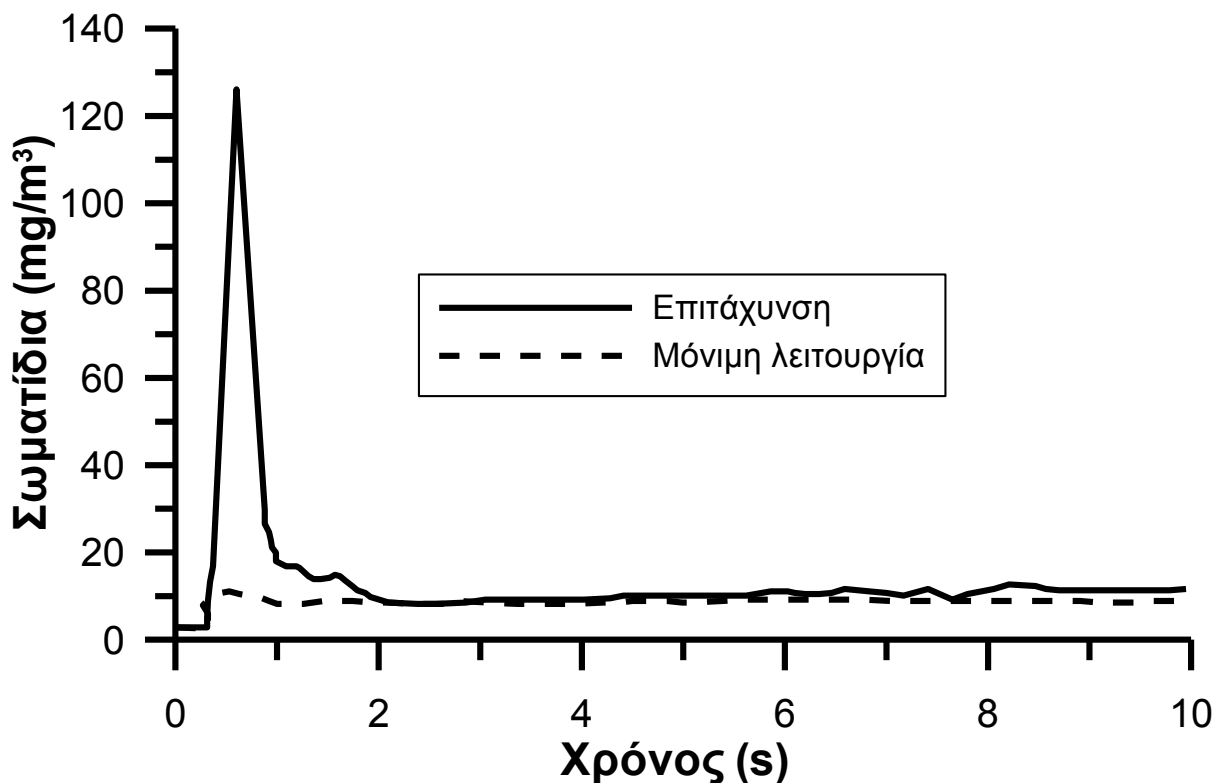


Σχήμα 1.6: Επίδραση του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα (Φ) στις εκπομπές αιθάλης [4]

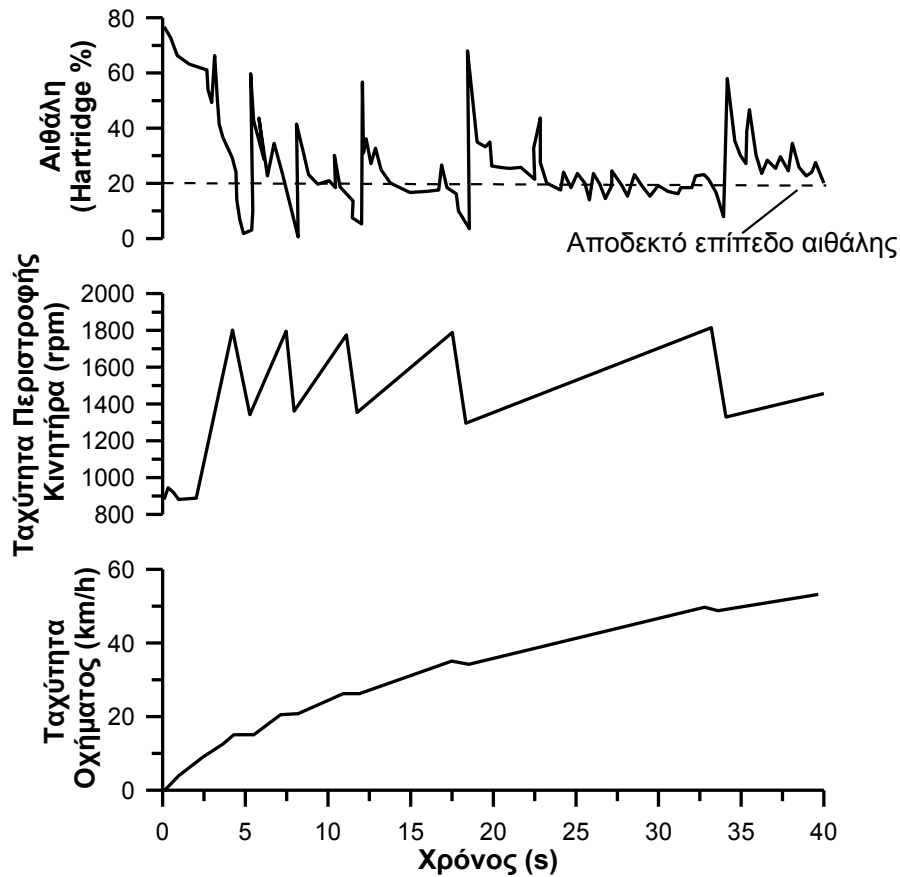
Μεταξύ των σημαντικότερων παραγόντων που έχουν βρεθεί ότι επηρεάζουν τη συγκέντρωση του αριθμού των σωματιδίων και την κατανομή του μεγέθους τους είναι ο **τύπος του καυσίμου** που χρησιμοποιείται, με προτιμητέα τα καύσιμα με πολύ χαμηλή περιεκτικότητα σε θείο για μειωμένες γενικά εκπομπές σωματιδίων,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

1.4 Ιδιαιτερότητες Εκπομπών Καυσαερίων κατά τη Μεταβατική Λειτουργία Στροβιλο-υπερπληρωμένων Κινητήρων Diesel

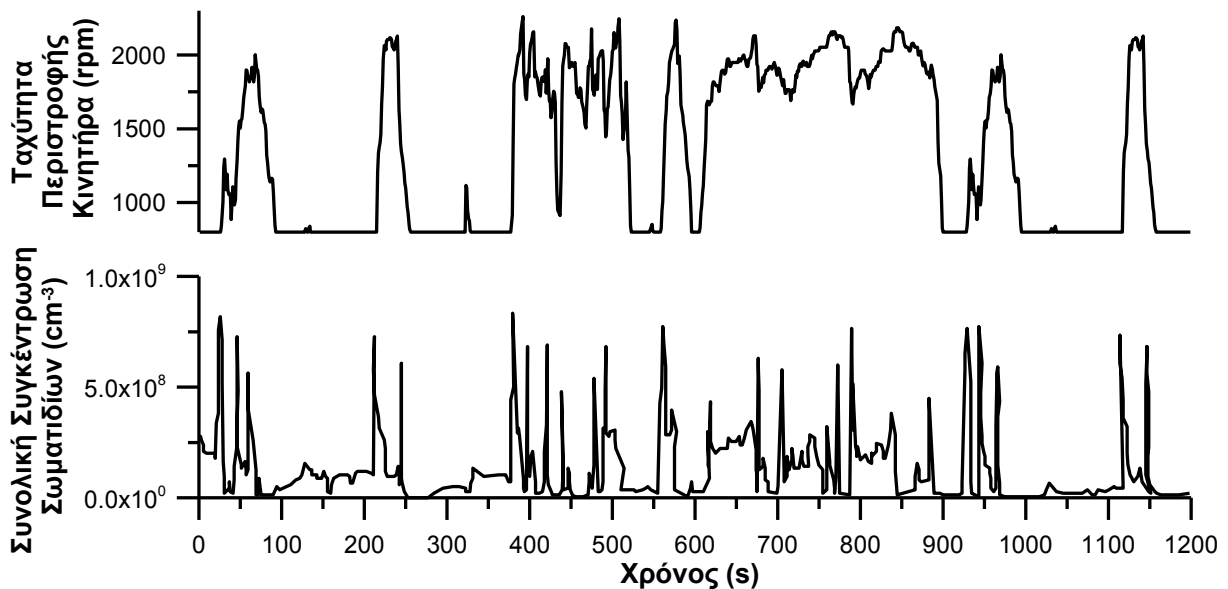
Η χειροτέρευση της καύσης κατά τη διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας υπερπληρωμένων κινητήρων Diesel, λόγω του φαινομένου της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή (**turbocharger lag**), οδηγεί σε στιγμιαία σημαντική αύξηση των αέριων και σωματιδιακών ρύπων σε σύγκριση με την αντίστοιχη μόνιμη λειτουργία (σταθερή ταχύτητα περιστροφής και φορτίο). Μερικά τυπικά παραδείγματα, όσον αφορά διακριτές μεταβολές στροφών ή φορτίου όσο και κατά τη διάρκεια κύκλων πόλης, δίνονται παρακάτω:



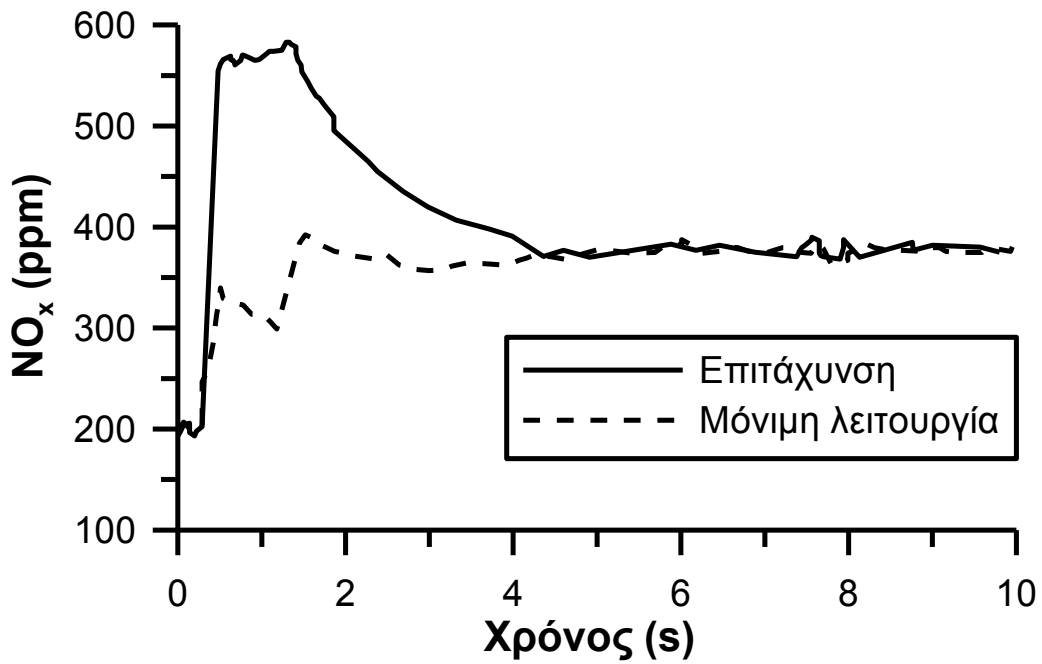
Σχήμα 1.7: Υπερακόντιση εκπομπών αιθάλης κατά τη διάρκεια επιτάχυνσης στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel από την άφορτη λειτουργία ('ρελαντί') - η υπερακόντιση είναι μεγαλύτερη όσο πιο 'χαμηλό' το αρχικό σημείο λειτουργίας, όσο πιο μεγάλη η μεταβολή στροφών ή φορτίου, όσο πιο απότομα αυτή πραγματοποιείται και όσο πιο μεγάλη η μέση πραγματική πίεση (rating) του κινητήρα [9]



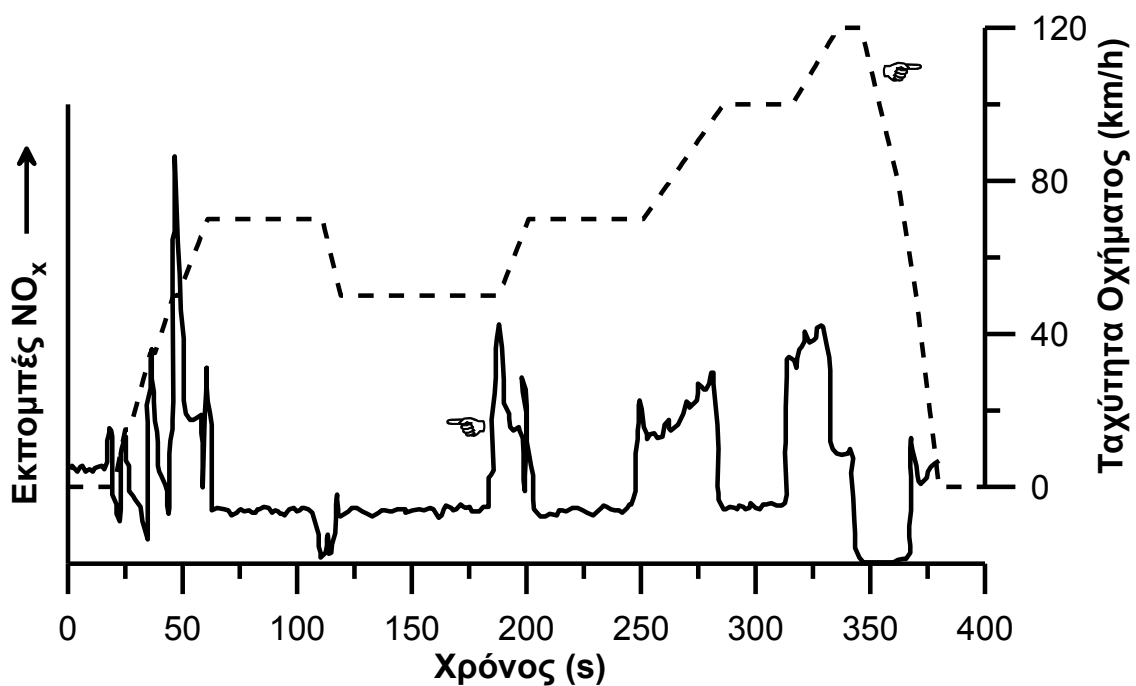
Σχήμα 1.8: Εκπομπές αιθάλης κατά τη διάρκεια συνεχών αλλαγών ταχυτήτων σε υπερπληρωμένο κινητήρα Diesel φορτηγού που εισέρχεται σε αυτοκινητόδρομο [11]



Σχήμα 1.9: Ολική συγκέντρωση αριθμού σωματιδίων κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Μεταβατικού κύκλου πόλης FTP βαρέων οχημάτων [9]



Σχήμα 1.10: Υπερακόντιση εκπομπών οξειδίων του αζώτου κατά τη διάρκεια επιτάχυνσης στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel από την άφορτη λειτουργία ('ρελαντί') [9]



Σχήμα 1.11: Υπερακόντιση εκπομπών οξειδίων του αζώτου κατά τη διάρκεια του εκτός πόλης (EUDC) τμήματος του Ευρωπαϊκού Κύκλου πιστοποίησης οχημάτων NEDC στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel - είναι εμφανής η σημαντική αύξηση των εκπομπών σε κάθε επιτάχυνση του οχήματος [9]

Κεφάλαιο 2 – Μεταβατικοί Κύκλοι

2.1 Γενικά

Ξεκινώντας από τη δεκαετία του '80, τα οχήματα εξετάζονται για τις εκπομπές των καυσαερίων τους χρησιμοποιώντας τυποποιημένες μεταβατικές δοκιμές (μεταβατικοί κύκλοι) για την έγκρισή τους. Αυτές οι δοκιμές χαρακτηρίζονται συνήθως από μακρά διάρκεια (μέχρι και 30 λεπτά) και συμπεριλαμβάνουν αλλαγές ταχύτητας και φορτίων κάτω από ποικίλες συνθήκες λειτουργίας. Ένας μεταβατικός κύκλος (transient cycle) δοκιμής αποτελείται από μία ακολουθία δοκιμαστικών σημείων, το καθένα από τα οποία ορίζει μία καθορισμένη ταχύτητα, που πρέπει να ακολουθήσει το όχημα κατά τη διάρκεια της δοκιμής, ή μία καθορισμένη ταχύτητα ή ροπή για να δοκιμαστεί ο κινητήρας κάτω από μεταβατικές συνθήκες. Τα σημεία δοκιμής είναι διαιρεμένα σε χρονικά βήματα, συνήθως δευτερόλεπτα (s), κατά τη διάρκεια των οποίων η επιτάχυνση θεωρείται σταθερή. Τέτοια τυποποίηση είναι απαραίτητη προκειμένου να συγκριθούν διαφορετικά οχήματα ή κινητήρες, που πραγματοποιούν την ίδια λειτουργία. Παρ' ότι οι μεταβατικοί κύκλοι ορίστηκαν για την πιστοποίηση των εκπομπών ρύπων σε εφαρμογές αυτοκίνησης, έχουν πρόσφατα προταθεί και ειδικοί δοκιμαστικοί κύκλοι για κινητήρες οχημάτων με χρήση εκτός δρόμου.

Προκειμένου να είναι οι μετρήσεις των εκπομπών αντιπροσωπευτικές της πραγματικής λειτουργίας των κινητήρων, οι μεταβατικοί κύκλοι δοκιμής ενσωματώνουν όλες ή μερικές από τις ακόλουθες συνθήκες οδήγησης:

- Ψυχρή και θερμή εκκίνηση
- Συχνές επιταχύνσεις και επιβραδύνσεις
- Μεταβολές του φορτίου

- Συνθήκες άφορτης λειτουργίας («ρελαντί»), συνήθεις κατά τη λειτουργία σε αστικό κύκλο
- Οδήγηση σε προάστια και αγροτικούς δρόμους
- Οδήγηση σε αυτοκινητόδρομο

Με την εφαρμογή ενός μεταβατικού κύκλου για τη δοκιμή νέων οχημάτων, δοκιμάζεται ολόκληρο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα και όχι μόνο τα σημεία λειτουργίας μέγιστης ισχύος και ροπής. Επιπλέον, λαμβάνονται υπ' όψιν οι σοβαρές ανακολουθίες που προκύπτουν κατά την απότομη επιτάχυνση ή επιβράδυνση και έχουν ως αποτέλεσμα οι εκπομπές αερίων ρύπων και στερεών σωματιδίων να ξεπερνούν στιγμιαία, κατά πολύ, τα όρια. Το φαινόμενο αυτό είναι εντονότερο σε υπερπληρωμένους (και κυρίως με στροβιλο-υπερπλήρωση) κινητήρες (βλ. Παράγραφο 1.4). Πρέπει εν τούτοις να παρατηρηθεί ότι ο αρχικός στόχος της διαδικασίας του μεταβατικού κύκλου είναι να προσδιοριστεί η συνολική ποσότητα εκπομπών καυσαερίων παρά να υποδειχθούν τα συγκεκριμένα σημεία ή οι συνθήκες όπου αυτές οι εκπομπές παράγονται. Επιπλέον, οι νομοθετημένοι κύκλοι δοκιμής υποθέτουν ευθείς δρόμους με μηδενική κλίση, κατά συνέπεια δεν υπάρχει αναφορά στην αντίστοιχη ροπή αντίστασης, που εξαρτάται από την κλίση του οδοστρώματος.

Οι μεταβατικοί κύκλοι απαιτούν ιδιαίτερα περίπλοκες εγκαταστάσεις (πλήρως αυτοματοποιημένες, με ηλεκτρονικά ελεγχόμενο δυναμόμετρο, συσκευές ανάλυσης καυσαερίων με γρήγορη απόκριση, σήραγγες ανάμιξης κτλ) προκειμένου να υπάρχει ακριβής αναπαράσταση, καθώς και σύνθετα υπολογιστικά μοντέλα για την προσομοίωση αυτών. Πολλές χώρες στον κόσμο έχουν αναπτύξει μεταβατικούς κύκλους για τον έλεγχο των εκπομπών των οχημάτων τους. Αυτοί οι κύκλοι αφορούν τον έλεγχο κυρίως των επιβατικών οχημάτων, ελαφρού τύπου φορτηγά καθώς και οχημάτων βαρέως τύπου.

Τα επιβατικά αυτοκίνητα και τα ελαφρού τύπου φορτηγά υποβάλλονται συνήθως σε δυναμομέτρηση σύμφωνα με ένα κύκλο δοκιμής, που σχετίζεται με την ταχύτητα του οχήματος και το χρόνο, ενώ τα αποτελέσματα εκφράζονται σε g/km. Αντίθετα, τα βαρέως τύπου οχήματα στα οποία η δυναμομέτρηση ολόκληρου του οχήματος είναι πολύ δύσκολη, η διαδικασία πιστοποίησης των εκπομπών βασίζεται συνήθως σε δυναμομέτρηση του κινητήρα. Αυτός πραγματοποιείται σε μία πέδη δοκιμής κινητήρων, όπου ο υπό μελέτη κινητήρας ακολουθεί μία καθορισμένη διαδικασία που

σχετίζει την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα ή τη ροπή με το χρόνο, ενώ τα αποτελέσματα εκφράζονται σε g/kWh.

Οι εκπομπές μπορούν να χαρακτηριστούν, να ρυθμιστούν ή να ελεγχθούν, μόνο εάν υπάρχει η δυνατότητα να μετρηθούν ακριβώς. Οι αυξανόμενες ανησυχίες για τις εκπομπές των κινητήρων Diesel, σχετικά με την υγεία και το περιβάλλον, οδήγησαν στην ανάπτυξη ενός ευρέως φάσματος τεχνικών μέτρησης για να ταιριάζουν ποικίλες εφαρμογές. Πολλές τεχνικές, ειδικά εκείνες που χρησιμοποιούνται σε κανονισμούς, έχουν τυποποιηθεί για να παράγουν συγκρίσιμα αποτελέσματα ακόμη κι αν πραγματοποιηθούν σε διαφορετικά εργαστήρια δοκιμών.

Δυναμόμετρα

Το δυναμόμετρο είναι μία συσκευή που επιτρέπει την εφαρμογή ελεγχόμενης ταχύτητας και συνθηκών φορτίων σε ένα κινητήρα ή όχημα.

Τα δυναμόμετρα μπορούν να διαχωριστούν σε δύο κατηγορίες:

- Δυναμόμετρα πλαισίων, για τη δοκιμή οχημάτων
- Δυναμόμετρα κινητήρων, για τη δοκιμή κινητήρων

Στο δυναμόμετρο πλαισίου (chassis dynamometer) ολόκληρο το όχημα τοποθετείται στους κυλίνδρους έλξης, στους οποίους οδηγούνται οι κινητήριοι τροχοί του οχήματος και χειρίζεται από έναν οδηγό. Ένα επιβατικό όχημα σε ένα πεδίο δοκιμών δυναμόμετρου πλαισίων παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.1. Το όχημα δένεται στο πάτωμα και στις δύο άκρες, για να αποτραπεί η μετακίνησή του. Τα καυσαέρια συλλέγονται από το σύστημα δειγματοληψίας. Μία οθόνη υπολογιστή ορατή μέσα από το μπροστινό τζάμι του αυτοκινήτου (παρμπρίζ) παρέχει τις πληροφορίες ταχύτητας στον οδηγό, ο οποίος πρέπει να ακολουθήσει τον καθορισμένο κύκλο δοκιμής όσο το δυνατόν με μεγαλύτερη ακρίβεια.

Ο στόχος του δυναμόμετρου είναι να αναπαράγει το φορτίο κατά την κίνηση του οχήματος στο δρόμο και τη μαζική ροπή αδράνειας του οχήματος. Ένα όχημα στο δρόμο έχει να υπερνικήσει την αντίσταση τριβής κύλισης (F_r), την αεροδυναμική αντίσταση (F_a), την αντίσταση κλίσης οδοστρώματος (F_{gr}) και την αντίσταση επιταχύνσης (F_b). Όλες αυτές οι αντιστάσεις μπορούν να προσομοιωθούν στο

δυναμόμετρο πλαισίων μέσω της επιβολής κατάλληλης τιμής αντίστασης ($F_r+F_a+F_{gr}$) στους κυλίνδρους έλξης του δυναμόμετρου, καθώς και μέσω της χρήσης μάζας κατάλληλης ροπής αδράνειας για την προσομοίωση της F_b , δηλαδή των επιταχύνσεων και επιβραδύνσεων του οχήματος. Τα δυναμόμετρα πλαισίων χρησιμοποιούνται συνήθως για τα επιβατικά οχήματα και τα ελαφρού τύπου φορτηγά, εμπορικά οχήματα.



Σχήμα 2.1: Επιβατικό Όχημα σε δυναμόμετρο πλαισίου [7]

Στο δυναμόμετρο κινητήρων (engine dynamometer), ο κινητήρας συνδέεται άμεσα σε μία πέδη. Σ' αυτή τη διαμόρφωση, το δυναμόμετρο πρέπει να μιμηθεί τη συμπεριφορά ολόκληρου του οχήματος καθώς και του συστήματος μετάδοσης, συμπεριλαμβανομένης της εξαιρετικά γρήγορης απόκρισης της ροπής και της ταχύτητας κατά τη διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας. Ηλεκτρικά δυναμόμετρα (συνεχούς ή εναλλασσόμενου ρεύματος) απαιτούνται για τους κύκλους δοκιμής, που περιλαμβάνουν τμήματα ετεροκίνησης, όπου το δυναμόμετρο «οδηγεί» τον κινητήρα, όπως στον αμερικάνικο μεταβατικό κύκλο βαρέων οχημάτων FTP ή στον ευρωπαϊκό ETC. Τα δυναμόμετρα κινητήρων χρησιμοποιούνται συνήθως για δοκιμή των βαρέων τύπου οχημάτων, όπως απεικονίζεται στα Σχήματα 2.2 και 2.3.

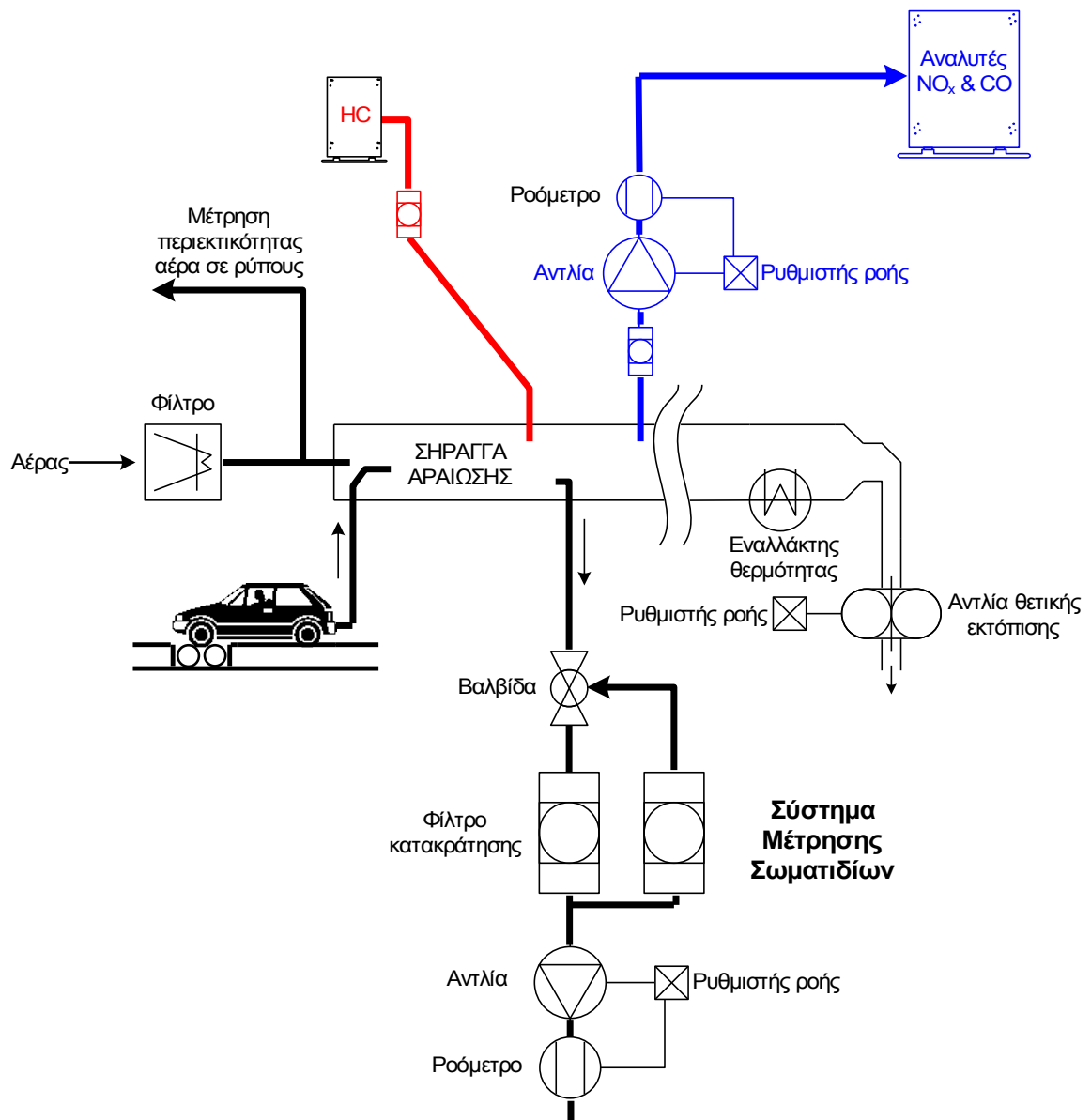


Σχήμα 2.2: Κινητήρας βαρέως τύπου οχήματος σε θέση μέτρησης σε δυναμόμετρο δοκιμής κινητήρων [7]



Σχήμα 2.3: Μέτρηση κινητήρα για έλεγχο εκπομπών καυσαερίων (European Commission 2009) [7]

Η διαδικασία μέτρησης των καυσαερίων που χρησιμοποιείται κατά τη διάρκεια των μεταβατικών κύκλων είναι η τεχνική της δειγματοληψίας **Σταθερού Όγκου CVS (Constant Volume Sampling)**, (Σχήμα 2.4). Αυτή έχει γίνει αποδεκτή από την ισχύουσα νομοθεσία σε πολλές χώρες ως η επίσημα αναγνωρισμένη μεθοδολογία δειγματοληψίας για την πιστοποίηση των ελαφρών και βαρέων οχημάτων/κινητήρων.



Σχήμα 2.4: Τυπικό σύστημα δειγματοληψίας σταθερού όγκου CVS με αντλία θετικής μετατόπισης για την πιστοποίηση οχημάτων [7]

Η διαδικασία CVS συνίσταται στην αραίωση της ολικής ποσότητας ακατέργαστου καυσαερίου με καθαρό αέρα περιβάλλοντος σε μία σήραγγα αραίωσης. Η αραίωση γίνεται προκειμένου να αποφευχθεί οποιαδήποτε συμπύκνωση υδρατμών στην εγκατάσταση. Η ανάμιξη αυτή γίνεται χρησιμοποιώντας μία περιστροφική αντλία θετικής εκτόπισης ή αντλία κενού κρίσιμης ροής «venturi», η οποία αναρροφά το ισχυρώς αραιωμένο στον αέρα καυσαέριο με μία σταθερή παροχή όγκου, την οποία μετρά. Η σταθερή ροή διευκολύνει τον ακριβή υπολογισμό των εκπομπών με βάση τη μάζα τους. Ένας εναλλάκτης θερμότητας μπορεί προαιρετικά να εγκατασταθεί για αναλογική δειγματοληψία σωματιδίων και για καθορισμό της ροής. Η (κυρίως)

σήραγγα είναι ένας θερμαινόμενος ανοξειδωτος σωλήνας από ασάλι, ο οποίος έχει αρκετό μήκος, έτσι ώστε να επιτρέπει πλήρη ανάμιξη του καυσαερίου με τον αέρα. Η διάμετρος της σήραγγας εξαρτάται από τη ροή των καυσαερίων και είναι αρκετά μικρή για να προκαλεί τυρβώδη ροή ($Re > 4000$). Για βαρέως τύπου κινητήρες Diesel η διάμετρος αυτή είναι της τάξης των 250mm έως 300mm. Η ποσότητα του αραιωμένου αέρα πρέπει να είναι αρκετή, για να ψύχει το μίγμα καυσαερίου-αέρα σε όλες τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα και σε θερμοκρασία χαμηλότερη από 325K (52°C).

Κατά τη φάση των μετρήσεων αντλούνται δείγματα αερίων από τη σήραγγα αραιώσης στο σημείο όπου το καυσαέριο είναι εντελώς αναμεμιγμένο με το διάλυμα αέρα (τυπικά >10 διάμετροι σήραγγας από το σημείο όπου και οι δύο ροές εισάγονται στη σήραγγα). Ένα μικρό κλάσμα της ροής CVS (π.χ. 1%) υφίσταται δειγματοληψία σε σάκο από τεφλόν με όγκο περίπου 100L. Πριν την είσοδο των αερίων στην αντλία για να εξέλθουν στην ατμόσφαιρα, τα αέρια ψύχονται σε εναλλάκτη θερμότητας έως τη θερμοκρασία περιβάλλοντος $\pm 5^\circ\text{C}$, ώστε η πυκνότητά τους να είναι σταθερή. Έτσι και η παροχή μάζας μέσω της αντλίας είναι σταθερή αφού και η παροχή όγκου διαμέσου αυτής είναι ομοίως σταθερή. Μετά τη δοκιμή, οι συγκεντρώσεις των αερίων στα δείγματα μετρώνται μέσω ενός αναλυτή καυσαερίων.

Η διαδικασία που αναφέρθηκε προηγουμένως για τη μέτρηση των CO, HC και NO_x ισχύει τόσο για κινητήρες βενζίνης όσο και για κινητήρες Diesel, με εξαίρεση τη μέτρηση HC, όπου στους κινητήρες Diesel λόγω του βαρύτερου καυσίμου που χρησιμοποιείται, τα καυσαέρια περιέχουν HC με σχετικά υψηλό σημείο υγροποίησης. Σε περίπτωση που γινόταν η συλλογή τους με σάκους, θα υπήρχε σημαντική συμπύκνωση των υδρογονανθράκων στα τοιχώματα των σάκων με αποτέλεσμα τη λανθασμένη μέτρηση. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιείται ένας θερμαινόμενος σωλήνας δειγματοληψίας, όπου αντλείται μικρή ποσότητα δείγματος η οποία στη συνέχεια οδηγείται στον αντίστοιχο αναλυτή.

Για τη μέτρηση των σωματιδίων, ένα δείγμα της συνολικής ροής από τη σήραγγα ανάμιξης εξάγεται και περνάει κατευθείαν ή μέσω δεύτερης ανάμιξης στο σύστημα δειγματοληψίας σωματιδίων, όπου τα σωματίδια συλλέγονται σε φίλτρα από fiber glass επικαλυμμένα με τεφλόν. Για την εξασφάλιση της δυνατότητας να αναπαραχθεί η μέτρηση ασταθών συστατικών, που απορροφώνται από το φίλτρο, είναι απαραίτητο το φίλτρο να ισορροπεί σε ορισμένη θερμοκρασία και επίπεδο υγρασίας. Η εκπομπή σωματιδίων καθορίζεται από την ολική μάζα, που συλλέγεται στα φίλτρα κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου. Από τα σωματίδια που έχουν συλλεχθεί, μετράται η

αιθάλη και το οργανικό κλάσμα, το οποίο χρησιμοποιείται για να υπολογιστούν οι επικίνδυνες ουσίες για την υγεία των ζωντανών οργανισμών.

Για σύγκριση με τα όρια των προτύπων, υπολογίζεται μία μέση τιμή κατά τον μεταβατικό κύκλο (σε g/test, g/km, g/kWh) και για τις δύο εκπομπές, αέριες και σωματιδίων. Η χρήση του συστήματος CVS απαιτεί μεγάλο χώρο και κόστος. **Είναι φανερό ότι με αυτή τη μεθοδολογία, ο υπολογισμός της συνολικής ποσότητας των καυσαερίων επιτυγχάνεται χωρίς υπόδειξη ούτε των προσωρινών σημείων μεγιστοποίησης των εκπομπών (overshoots) ούτε και του χρονικού παραθύρου στη δοκιμή, όπου οι εκπομπές κυρίως δημιουργούνται.**

Στα κράτη μέλη της Ευρωπαϊκής Ένωσης δεν υπάρχουν κύκλοι δυναμόμετρου πλαισίου σε βαρέα οχήματα. Ως εκ τούτου, στην παρούσα διπλωματική εργασία θα εξετάσουμε τρεις αμερικάνικους και έναν ιαπωνικό κύκλο πόλης, των οποίων τα γενικά χαρακτηριστικά θα παρατεθούν στις προσεχείς παραγράφους του κεφαλαίου.

2.2 Αμερικάνικος Μεταβατικός Κύκλος Εκτός Πόλης HWFET **(Highway Fuel Economy Driving Schedule)**

Ο μεταβατικός αυτός κύκλος είναι δημιουργία του Αμερικανικού Οργανισμού EPA (Environmental Protection Agency). Ο σκοπός του κύκλου αυτού είναι η μέτρηση των εκπομπών καυσαερίων επιβατικών οχημάτων σε συνθήκες κίνησης σε αυτοκινητόδρομο κάτω των 100km/h. Ο κύκλος HWFET έχει διάρκεια 765s, στη διάρκεια των οποίων το δοκιμαζόμενο όχημα διανύει απόσταση 16,45km με μέση ταχύτητα 77,7km/h. Ο κύκλος γενικώς διαθέτει ομαλές επιταχύνσεις και επιβραδύνσεις, καθώς προσπαθεί να προσομοιώσει την κίνηση σε δρόμους, όπου η ταχύτητα

διατηρείται περίπου σταθερή. Η μέγιστη ταχύτητα με την οποία κινείται το όχημα κατά τη διάρκεια της δοκιμής είναι 96,4km/h. Στο Σχήμα 2.5 παρουσιάζεται το διάγραμμα ταχύτητας οχήματος με το χρόνο και στη συνέχεια στον Πίνακα 2.1 γενικές πληροφορίες σχετικές με τον κύκλο.

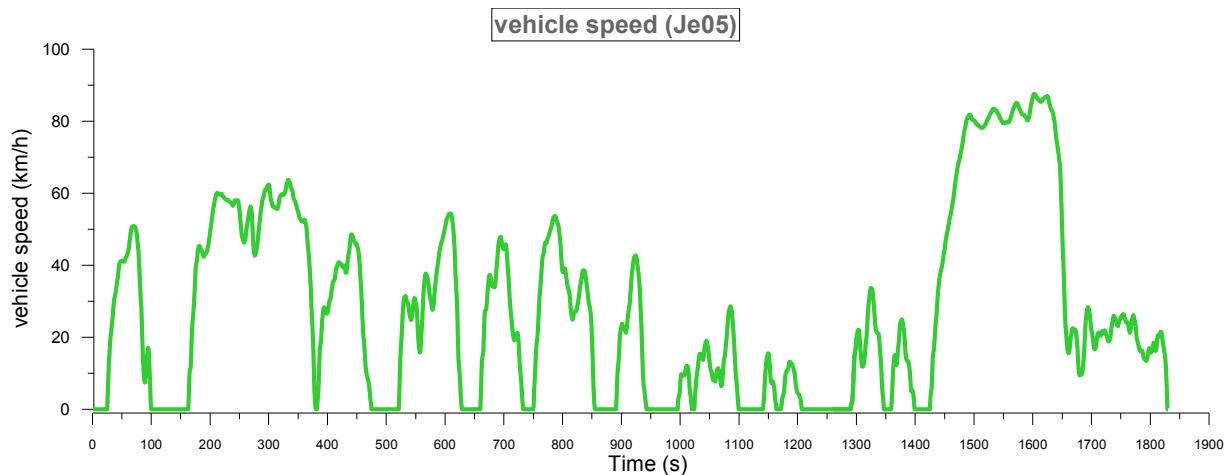
Σχήμα 2.5: Μεταβατικός κύκλος HWFET

Πίνακας 2.1: Συνοπτική παρουσίαση βασικών χαρακτηριστικών του κύκλου HWFET

Όνομα κύκλου	HWFET
Τύπος κύκλου	Εκτός Πόλης
Συνολική απόσταση (km)	16,51
Διάρκεια (s)	765
Μέση ταχύτητα (km/h)	77,81
Μέγιστη ταχύτητα (km/h)	96,44
Μέγιστη επιτάχυνση (m/s ²)	1,43

2.3 Ιαπωνικός Μεταβατικός Κύκλος Εντός Πόλης Je05

Τα ιαπωνικά πρότυπα εκπομπών ρύπων του 2005 εισήγαγαν τον μεταβατικό κύκλο δοκιμών ρύπων Je05 για τα βαρέα οχήματα (>3500kg). Ο κύκλος αυτός βασίζεται στις συνθήκες οδήγησης στην πρωτεύουσα της Ιαπωνίας, το Τόκιο και εφαρμόζεται τόσο σε πετρελαιοκίνητα όσο και σε βενζινοκίνητα οχήματα. Έχει διάρκεια 1830s, όπου το δοκιμαζόμενο όχημα διανύει απόσταση 13,89km με μέση ταχύτητα 27,34km/h. Επειδή πρόκειται για κύκλο εντός πόλης είναι έντονο το στοιχείο τόσο των επιταχύνσεων όσο και των επιβραδύνσεων. Παρατηρείται έντονη μεταβολή της ταχύτητας με τη μέγιστη να φτάνει στα 87,6km/h. Στο Σχήμα 2.6 παρουσιάζεται το διάγραμμα ταχύτητας οχήματος με το χρόνο και στη συνέχεια στον Πίνακα 2.2 γενικές πληροφορίες σχετικές με τον κύκλο.



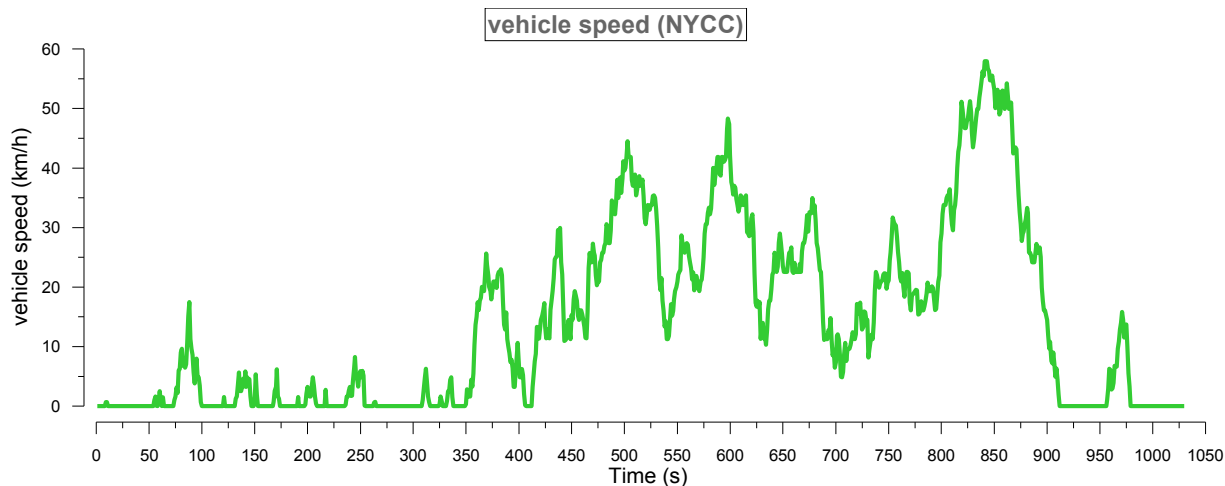
Σχήμα 2.6: Μεταβατικός κύκλος Je05

Πίνακας 2.2: Συνοπτική παρουσίαση βασικών χαρακτηριστικών του κύκλου Je05

Όνομα κύκλου	Je05
Τύπος κύκλου	Εντός Πόλης
Συνολική απόσταση (km)	13,89
Διάρκεια (s)	1830
Μέση ταχύτητα (km/h)	27,34
Μέγιστη ταχύτητα (km/h)	87,6
Μέγιστη επιτάχυνση (m/s ²)	1,59

2.4 Αμερικάνικος Μεταβατικός Κύκλος Εντός Πόλης NYCC (New York Composite Cycle)

Ο μεταβατικός κύκλος NYCC σκοπό έχει να παραστήσει τις πραγματικές συνθήκες οδήγησης στην πόλη της Νέας Υόρκης. Διανύει μία απόσταση ίση με 4,03km σε διάρκεια 1029s, με μέση ταχύτητα 14,11km/h. Η μέγιστη ταχύτητα που παρατηρείται αγγίζει τα 57,96km/h. Παρατηρείται έντονη μεταβολή της ταχύτητας λόγω του ότι έχει εφαρμογή σε μια σύγχρονη μεγαλούπολη, χωρίς ωστόσο να φτάνει σε πολύ υψηλές τιμές ταχυτήτων για τον ίδιο λόγο. Στο Σχήμα 2.7 παρουσιάζεται το διάγραμμα ταχύτητας οχήματος με το χρόνο και στη συνέχεια στον Πίνακα 2.3 γενικές πληροφορίες σχετικές με τον κύκλο.



Σχήμα 2.7: Μεταβατικός κύκλος NYCC

Πίνακας 2.3: Συνοπτική παρουσίαση βασικών χαρακτηριστικών του κύκλου NYCC

Όνομα κύκλου	NYCC
Τύπος κύκλου	Εντός Πόλης
Συνολική απόσταση (km)	4,03
Διάρκεια (s)	1029
Μέση ταχύτητα (km/h)	14,11
Μέγιστη ταχύτητα (km/h)	57,96
Μέγιστη επιτάχυνση (m/s^2)	2,07

2.5 Αμερικάνικος Μεταβατικός Κύκλος Εντός Πόλης UDDS (Urban Dynamometer Driving Schedule)

Ο κύκλος αυτός είναι δημιουργία της EPA (Environmental Protection Agency) για τη δοκιμή βαρέων οχημάτων σε δυναμόμετρο πλαισίου. Έχει διάρκεια 1060s και διανύει 8,94km. Σε γενικές γραμμές φτάνει σε υψηλές ταχύτητες, χωρίς να έχει απότομες μεταπτώσεις (επιταχύνσεις-επιβραδύνσεις). Έχει μέση ταχύτητα ίση με 30,39km/h, ενώ η μέγιστη φτάνει τα 93,38km/h. Στο Σχήμα 2.8 παρουσιάζεται το διάγραμμα ταχύτητας οχήματος με το χρόνο και στη συνέχεια στον Πίνακα 2.4 γενικές πληροφορίες σχετικές με τον κύκλο.

Σχήμα 2.8: Μεταβατικός κύκλος UDDS

Πίνακας 2.4: Συνοπτική παρουσίαση βασικών χαρακτηριστικών του κύκλου UDDS

Όνομα κύκλου	NYCC
Τύπος κύκλου	Εντός Πόλης
Συνολική απόσταση (km)	8,94
Διάρκεια (s)	1060
Μέση ταχύτητα (km/h)	30,39
Μέγιστη ταχύτητα (km/h)	93,38
Μέγιστη επιτάχυνση (m/s ²)	0,54

2.6 Διαδικασία Δοκιμών

2.6.1 Εισαγωγή

Στην παρούσα ενότητα περιγράφονται οι μέθοδοι υπολογισμού των εκπομπών αερίων και σωματιδίων. Η δοκιμή δημιουργείται με το όχημα τοποθετημένο σε δυναμόμετρο πλαισίων ενώ η μάζα του οχήματος που εξετάζεται σε αυτούς τους κύκλους ξεπερνά τους 3,5 τόνους.

Κατά τη διάρκεια της δοκιμής τα καυσαέρια της εξάτμισης αραιώνονται, αναλύονται και δείγμα τους συλλέγεται σε έναν ή περισσότερους σάκους ενώ ο συνολικός όγκος των καυσαερίων που αραιώνονται μετράται. Οι προς μέτρηση εκπομπές της εξάτμισης του κινητήρα περιλαμβάνουν αέριους ρύπους (CO, HC, NO_x) καθώς και σωματιδιακές εκπομπές για τους κινητήρες Diesel.

2.6.2 Ανοχές

Μια ανοχή ± 2 km/h ανάμεσα στην πραγματική και τη θεωρητική τιμή της ταχύτητας του οχήματος είναι επιτρεπτή κατά τη φάση της επιτάχυνσης, της κίνησης υπό σταθερή ταχύτητα και της επιβράδυνσης όταν χρησιμοποιούνται τα φρένα του οχήματος. Ανοχές μεγαλύτερες από αυτές επιτρέπονται μόνο κατά την αλλαγή φάσεων και με την προϋπόθεση ότι η διάρκεια που ξεπερνιούνται αυτά τα όρια δεν είναι μεγαλύτερη από 0,5 δευτερόλεπτα σε κάθε περίπτωση.

Οι σάκοι συλλογής των καυσαερίων πρέπει να είναι φτιαγμένοι από κατάλληλο υλικό ώστε μετά από 20 λεπτά αποθήκευσης, η μεταβολή στους ρύπους των καυσαερίων να μην είναι μεγαλύτερη από $\pm 2\%$.

2.6.3 Όχημα και Καύσιμα

Το όχημα πρέπει να παρουσιαστεί στη δοκιμή σε καλή μηχανική κατάσταση ενώ πρέπει να έχει διανύσει τουλάχιστον 3000km πριν τη δοκιμή. Το όχημα πρέπει να βρίσκεται σε οριζόντια θέση για να αποφευχθεί αφύσικη διανομή του καυσίμου. Οι συσκευές μετά την εξαγωγή από τον κινητήρα δεν πρέπει να παρουσιάζουν καμία διαρροή η οποία είναι πιθανό να μειώσει την ποσότητα των καυσαερίων που συλλέγονται. Η στεγανότητα του συστήματος αναρρόφησης πρέπει να ελέγχεται προκειμένου να μην υπάρχει αλλοίωση της ανάμιξης αέρα–καυσίμου. Το όχημα συνδέεται με μια συσκευή που επιτρέπει τη μέτρηση χαρακτηριστικών παραμέτρων που είναι αναγκαία για τη ρύθμιση του δυναμόμετρου οχημάτων.

2.6.4 Σύστημα Δειγματοληψίας Καυσαερίων και Εξοπλισμός

Το σύστημα δειγματοληψίας πρέπει να είναι τέτοιο ώστε να μπορεί να μετρήσει τις πραγματικές ποσότητες ρύπων που περιέχονται στα καυσαέρια της εξαγωγής. Η σχεδίαση του πρέπει να είναι τέτοια ώστε να μετρά τη μέση συγκέντρωση (κατ' όγκον) CO, CO₂, HC, NO_x και σωματιδίων (στην περίπτωση Diesel κινητήρων) κατά τη διάρκεια του κύκλου οδήγησης. Η διαδικασία μέτρησης των καυσαερίων που χρησιμοποιείται κατά τη διάρκεια των μεταβατικών κύκλων είναι η τεχνική της δειγματοληψίας σταθερού όγκου CVS (Constant Volume Sampling) η οποία αναλύθηκε στην ενότητα 2.1.1.

Οι **αέριοι ρύποι** αναλύονται με τα ακόλουθα όργανα:

- Για την ανάλυση Μονοξειδίου του Άνθρακα (CO) και Διοξειδίου του Άνθρακα (CO₂) χρησιμοποιείται **Αναλυτής Επιλεκτικής Απορρόφησης Υπέρυθρης Ακτινοβολίας (NDIR–Non Dispersive Infrared Analyser)** ο οποίος λειτουργεί βάσει της αρχής της επιλεκτικής απορρόφησης της υπέρυθρης ακτινοβολίας.

- Για την ανάλυση των υδρογοναναθράκων (HC) σε κινητήρες Diesel χρησιμοποιείται **Αναλυτής Ανίχνευσης Ιονισμού Φλόγας (FID–Flame Ionization Detector)** η βαθμονόμηση του οποίου γίνεται με αέριο προπάνιο (C₃H₈). Ο αναλυτής είναι θερμαινόμενος, συγκεκριμένα θερμαίνεται στους 190±10°C (HFID).
- Για την ανάλυση των οξειδίων του Αζώτου (NO_x) χρησιμοποιείται **Αναλυτής Χημικοφωταύγειας (CLA–Chemiluminescence Analyser)** ο οποίος πρέπει να έχει μονάδα μετατροπής NO_x σε NO.

Τα αέρια που συγκεντρώνονται στους σάκους πρέπει να αναλύονται όσο το δυνατόν συντομότερα και οπωσδήποτε εντός 20 λεπτών από το τέλος του Κύκλου.

Ο προσδιορισμός των **σωματιδίων** απαιτεί σύστημα αραίωσης. Η αραίωση μπορεί να επιτελείται με σύστημα αραίωσης μερικής ροής ή πλήρους ροής. Η ικανότητα ροής του συστήματος αραίωσης είναι αρκετά μεγάλη ώστε να αποκλείει τελείως τη συμπύκνωση υδρατμών στα συστήματα αραίωσης και δειγματοληψίας και να διατηρεί τη θερμοκρασία των αραιωμένων καυσαερίων στους 325K (52°C) ή χαμηλότερα, ακριβώς ανάντι των υποδοχέων των φίλτρων. Επιτρέπεται η αφύγρανση του αέρα αραίωσης πριν από την είσοδό του στο σύστημα αραίωσης, είναι μάλιστα εξαιρετικά χρήσιμη στην περίπτωση υψηλής υγρασίας του αέρα αραίωσης. Η θερμοκρασία του αέρα αραίωσης πρέπει να είναι 298±5K (25±5°C). Εάν η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι χαμηλότερη από 293K (20°C), συνιστάται η προθέρμανση του αέρα αραίωσης πάνω από το ανώτατο όριο θερμοκρασίας των 303K (30°C). Παρά ταύτα, η θερμοκρασία του αέρα αραίωσης δεν πρέπει να υπερβαίνει τους 325K (52°C) πριν από την είσοδο των καυσαερίων στη σήραγγα αραίωσης.

Το σύστημα αραίωσης μερικής ροής σχεδιάζεται με τρόπο ώστε το ρεύμα των καυσαερίων να χωρίζεται σε δύο μέρη, το μικρότερο από τα οποία αραιώνεται με αέρα και στη συνέχεια χρησιμοποιείται για τη μέτρηση των σωματιδίων. Για το λόγο αυτό, είναι απαραίτητο να προσδιορίζεται ο δείκτης αραίωσης με μεγάλη ακρίβεια. Μπορούν να εφαρμόζονται διαφορετικές μέθοδοι διαχωρισμού, οπότε ο τύπος διαχωρισμού που χρησιμοποιείται υπαγορεύει σε μεγάλο βαθμό τον υλικό εξοπλισμό και τις διαδικασίες δειγματοληψίας που θα χρησιμοποιηθούν. Ο καθετήρας δειγματοληψίας σωματιδίων

τοποθετείται σε άμεση γειτνίαση με τον καθετήρα δειγματοληψίας των αέριων εκπομπών.

Για τον προσδιορισμό της μάζας των σωματιδίων απαιτούνται σύστημα δειγματοληψίας σωματιδίων, φίλτρα δειγματοληψίας σωματιδίων, ζυγός μικρογραμμαρίων και θάλαμος ζύγισης με ελεγχόμενη θερμοκρασία και υγρασία. Τα φίλτρα σωματιδίων πρέπει να μεταφερθούν στον ειδικό θάλαμο εντός μίας ώρας από την ολοκλήρωση του ελέγχου των αέριων εκπομπών όπου πρέπει να παραμείνουν για 2 με 36 ώρες και μετά να ζυγιστούν.

Για τη δειγματοληψία των σωματιδίων, εφαρμόζεται η μέθοδος απλής διήθησης, κατά την οποία χρησιμοποιείται ζεύγος φίλτρων για ολόκληρο τον κύκλο δοκιμής.

Σημειώνεται ότι όλοι οι παραπάνω αναλυτές πρέπει να βαθμονομούνται όταν κρίνεται απαραίτητο και οπωσδήποτε μια φορά κάθε μήνα. Η μέγιστη απόκλιση που επιτρέπεται ανάμεσα στην ποσότητα των καυσαερίων που εισάγονται στους αναλυτές και στην ποσότητα που αυτοί μετρούν είναι 5%.

Λοιπά Όργανα

Χρησιμοποιούνται όργανα για τη μέτρηση της κατανάλωσης καυσίμου, της κατανάλωσης αέρα, της θερμοκρασίας ψυκτικού μέσου και λιπαντικού, της πίεσης των καυσαερίων και αντίθλιψης της πολλαπλής εισαγωγής, της θερμοκρασίας των καυσαερίων, της θερμοκρασίας του αναρροφώμενου αέρα, ατμοσφαιρικής πίεσης, της υγρασίας και της θερμοκρασίας καυσίμου ανάλογα με τις απαιτήσεις. Τα όργανα αυτά πρέπει να ικανοποιούν τις απαιτήσεις που απαριθμούνται στον παρακάτω Πίνακα 2.5 [7].

Πίνακας 2.5: Ακρίβεια των οργάνων μετρήσεων

Όργανο μέτρησης	Ακρίβεια
Κατανάλωση καυσίμου	±2% της μέγιστης τιμής κινητήρα
Κατανάλωση αέρα <input type="checkbox"/>	±2% της μέγιστης τιμής κινητήρα
Θερμοκρασίες<600K (327°C) <input type="checkbox"/>	±2K απόλυτη τιμή
Θερμοκρασίες>600K (327°C) <input type="checkbox"/>	±1% της ένδειξης
Ατμοσφαιρική πίεση <input type="checkbox"/>	±0,1kPa απόλυτη τιμή
Πίεση των καυσαερίων <input type="checkbox"/>	±0,2kPa απόλυτη τιμή
Αντίθλιψη αναρρόφησης <input type="checkbox"/>	±0,05kPa απόλυτη τιμή
Λοιπές Πιέσεις <input type="checkbox"/>	±0,1kPa απόλυτη τιμή
Σχετική υγρασία <input type="checkbox"/>	±3% απόλυτη τιμή

Κατά την εκτέλεση των κύκλων η θερμοκρασία στο χώρο δοκιμής πρέπει να είναι μεταξύ 293K και 303K (20°C και 30°C) και η απόλυτη υγρασία H του αέρα που εισέρχεται στον κινητήρα πρέπει να είναι $5,5 \leq H \leq 12,5$ (g νερού/kg ξηρού αέρα).

Κεφάλαιο 3^ο – Υπολογιστικό

Μοντέλο

3.1 Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό θα περιγραφεί το μοντέλο το οποίο χρησιμοποιήθηκε ώστε να εξαχθούν τα αποτελέσματα. Το μοντέλο αναπτύχθηκε στο πλαίσιο δύο προηγούμενων διπλωματικών εργασιών [6],[7] και εξελίχθηκε για τις ανάγκες της παρούσας εργασίας.

Το μοντέλο χρησιμοποιεί πειραματικά δεδομένα και υπολογιστική προσομοίωση της συμπεριφοράς ενός οχήματος και βασίζεται στην πειραματική χαρτογράφηση του κινητήρα οχήματος σε μόνιμη λειτουργία (steady-state). Ιδιαίτερη έμφαση δίνεται στη σωστή εκτίμηση της συμπεριφοράς του κινητήρα κατά τη μεταβατική του λειτουργία (μεταβολή στις στροφές ή στο φορτίο), στη διάρκεια της οποίας παρουσιάζονται και τα υψηλότερα επίπεδα εκπομπών, με την εφαρμογή κατάλληλων συντελεστών διόρθωσης εκπομπών, οι οποίοι προέρχονται από πειραματικές μετρήσεις μεταβατικών λειτουργιών παρόμοιων με αυτές που παρουσιάζονται στους κύκλους.

3.2 Γενική Περιγραφή Μοντέλου

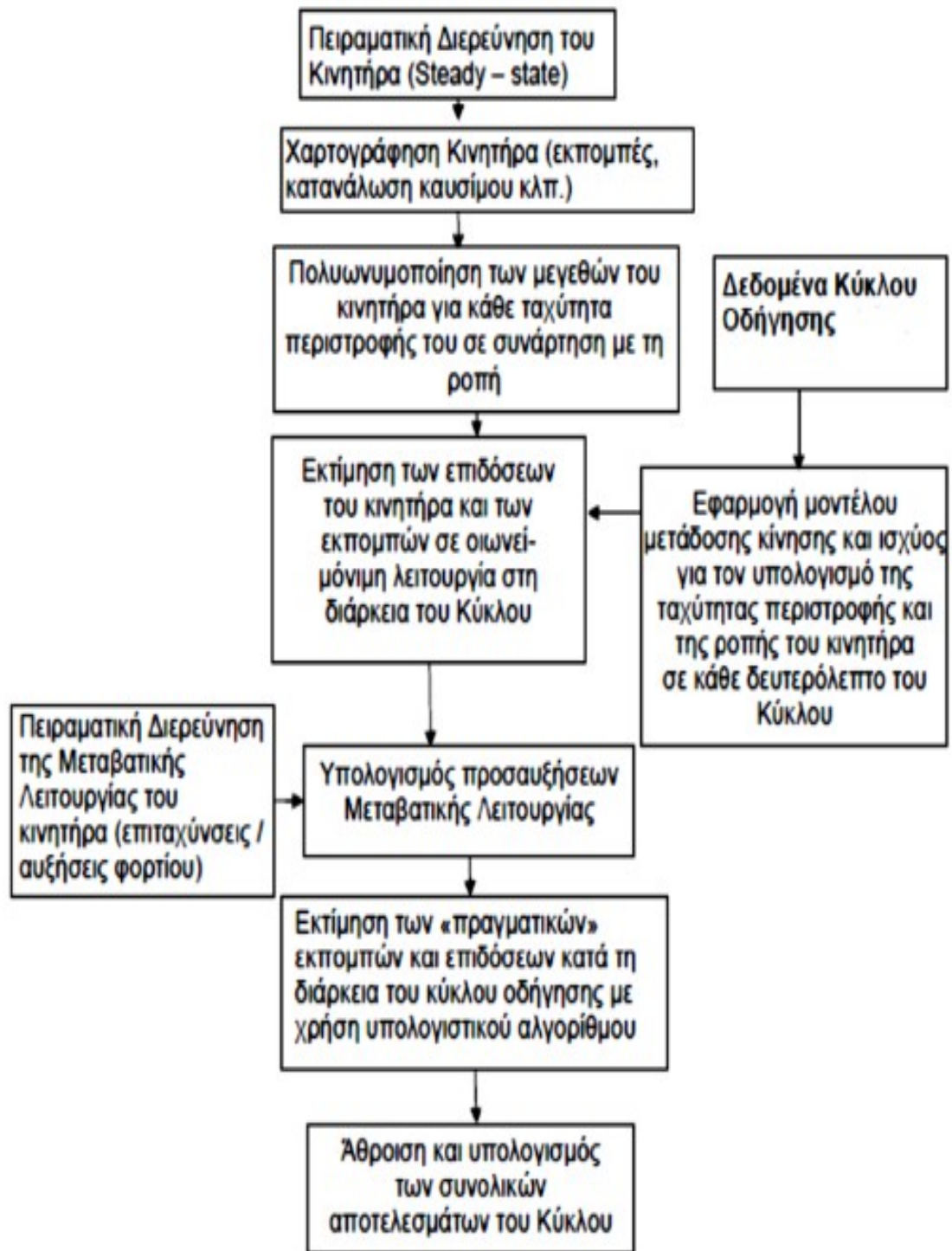
Η χρησιμότητα του μοντέλου είναι μεγάλη, δεδομένου ότι η συντριπτική πλειοψηφία των οδηγικών συνθηκών στους δρόμους χαρακτηρίζεται από αλληπάλληλες μεταβολές στροφών και φορτίου.

Αρχικά, εκτελέστηκε μία πειραματική διερεύνηση του υπό εξέταση κινητήρα με στόχο τη χαρτογράφηση της λειτουργίας του [13]. Όσο περισσότερα σημεία λειτουργίας του κινητήρα μετρηθούν τόσο καλύτερη θα είναι η χαρτογράφηση που θα προκύψει. Είναι σημαντικό να ληφθούν αρκετές μετρήσεις σε χαμηλές στροφές και φορτία, καθώς πολλές μεταβολές στους κύκλους οδήγησης πραγματοποιούνται από χαμηλά φορτία, όπως φάνηκε και στα σχήματα του 2^{ου} κεφαλαίου της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Στη συνέχεια, για κάθε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, μέσω μίας διαδικασίας πολυωνυμοποίησης, προκύπτει για κάθε μέγεθος ένα πολυώνυμο $n^{\text{ου}}$ βαθμού (2^{ου}, 3^{ου} ή ακόμα και 5^{ου}), που συσχετίζει το εκάστοτε μέγεθος με τη ροπή του κινητήρα. Για την παρούσα μελέτη, τα εξεταζόμενα μεγέθη είναι το μονοξείδιο του αζώτου (NO), η αιθάλη (soot), η κατανάλωση καυσίμου (fueling) και η ισχύς του κινητήρα (power). Ωστόσο, η παραπάνω διαδικασία μπορεί να εφαρμοστεί για οποιοδήποτε άλλο μετρούμενο μέγεθος του κινητήρα (π.χ. CO, HC, σωματίδια-PM κτλ). Η επιλογή των μεγεθών NO και αιθάλης, για την παρούσα εργασία, έγινε λόγω της ύπαρξης εκτενών πειραματικών μετρήσεων των δύο αυτών ρύπων του υπό εξέταση κινητήρα, τόσο σε συνθήκες μόνιμης όσο και μεταβατικής λειτουργίας [13].

Ακολούθως, για κάθε σημείο ενός κύκλου (δευτερόλεπτο) γίνεται γραμμική παρεμβολή στις μετρημένες τιμές εκπομπών (μόνιμης λειτουργίας) προκειμένου να υπολογιστούν οι πραγματικές εκπομπές της οιονεί-μόνιμης λειτουργίας για τη συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής και το αντίστοιχο φορτίο, πριν την εφαρμογή των διορθωτικών συντελεστών της μεταβατικής λειτουργίας (Παράγραφος 3.5.3). Ωστόσο, επειδή οι κύκλοι παρέχουν ως δεδομένο την ταχύτητα του οχήματος σε σχέση με το χρόνο, είναι απαραίτητη και η ύπαρξη ενός μοντέλου μετάδοσης κίνησης και ισχύος στους τροχούς (Drivetrain Model - διαφορικό, κιβώτιο ταχυτήτων κτλ), ώστε να μπορεί αυτή να εκφραστεί τελικά σε στροφές ανά λεπτό (rpm) του κινητήρα και μετέπειτα σε ροπή συναρτήσει του χρόνου. Το μοντέλο αυτό θα περιγραφεί στην Παράγραφο 3.3, όπου γίνεται αναφορά και στη στρατηγική αλλαγών σχέσεων μετάδοσης στο κιβώτιο. Στο Σχήμα 3.1 βλέπουμε σε μορφή διαγράμματος τον αλγόριθμο λειτουργίας του υπολογιστικού μοντέλου [14,15,16].

Ο παραπάνω αλγόριθμος εφαρμόζεται σε ένα όχημα βαρέως τύπου με κινητήρα Diesel κατά τη διάρκεια των μεταβατικών κύκλων που παρουσιάστηκαν στο Κεφάλαιο 2. Οι κύκλοι αυτοί χρησιμοποιήθηκαν για την πιστοποίηση βαρέως τύπου οχημάτων στην Αμερική και στην Ιαπωνία (θυμίζουμε ότι δεν υπάρχουν κύκλοι δυναμόμετρου πλαισίου σε βαρέα οχήματα στην Ευρώπη), ωστόσο μπορεί να εφαρμοστεί σε οποιοδήποτε άλλο κύκλο που εκφράζεται μέσω της ταχύτητας του οχήματος συναρτήσει του χρόνου.



Σχήμα 3.1: Αλγόριθμος του Μοντέλου

Γενικά Στοιχεία Κινητήρα

Ο κινητήρας που χρησιμοποιήθηκε είναι ο **Mercedes Benz OM3366LA**. Πρόκειται για **4-Χ κινητήρα Diesel, άμεσης έγχυσης (DI), στροβιλο-υπερπληρωμένο με ενδιάμεση ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης (aftercooling)** με τα εξής στοιχεία:

- Διάμετρος Εμβόλου: $D=97,5\text{mm}$
- Διαδρομή Εμβόλου: $s=133\text{mm}$
 $s=2r$, άρα
- Ακτίνα στροφάλου: $r=66,5\text{mm}$
- Μήκος διωστήρα: $L=230\text{mm}$
- Ισχύει $\lambda=r/L$, άρα $\lambda=0,289$
- Γωνία στροφάλου (κατά τη στιγμή ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής):
 $\varphi_{\text{evo}}=112^\circ$ μετά το ΑΝΣ (eno-exhaust valve opening)
- Βαθμός Συμπίεσης: $CR=18$
- Κύλινδροι: $z=6$ σε σειρά
- Όγκος εμβολισμού: $V_h=5958\text{cm}^3$
- Επιζήμιος Όγκος Κυλίνδρου: $V_c=58,4\text{cm}^3$
- Όγκος Κοιλότητας Εμβόλου: $V_{\text{bowl}}=48,5\text{cm}^3$
- Μέγιστη Ισχύς: $P_{\text{max}}=177\text{kW}$ στις 2600rpm
- Ταχύτητα περιστροφής άφορτης λειτουργίας: 700rpm
- Ροπή Αδράνειας: $G_e=0,87\text{kgm}^2$

3.3 Σύστημα Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος στους Τροχούς

3.3.1 Γενικά

Για τον καθορισμό της συμπεριφοράς ενός οχήματος εφοδιασμένου με έναν ορισμένο κινητήρα γίνεται μια απλουστευμένη ανάλυση για το σύστημα μετάδοσης κίνησης και ισχύος από τον κινητήρα προς τους τροχούς (**Drivetrain analysis**). Η χρήση μιας τέτοιας ανάλυσης είναι απαραίτητη για τη μετατροπή των δεδομένων των μεταβατικών κύκλων από ταχύτητα οχήματος συναρτήσει του χρόνου σε ταχύτητα περιστροφής κινητήρα συναρτήσει του χρόνου και ροπής συναρτήσει του χρόνου. Στο

Σχήμα 3.2 φαίνεται ένα τέτοιο απλοστευμένο μοντέλο συστήματος μετάδοσης το οποίο αποτελείται από τον κινητήρα, το (χειροκίνητο) κιβώτιο ταχυτήτων, το τελικό σύστημα μετάδοσης στον άξονα των τροχών και τους τροχούς του οχήματος.

Σχήμα 3.2: Απλοποιημένο σύστημα Κινητήρα – Κιβωτίου Ταχυτήτων – Τροχών [9,11]

3.3.2 Ανάλυση Συστήματος και Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος

Με βάση το Σχήμα 3.2, ο δεύτερος νόμος του Νεύτωνα εκφρασμένος στη στροφαλοφόρο άτρακτο γράφεται:

(3.1)

Η σχέση (3.1) ισχύει όταν ο συμπλέκτης είναι δεσμευμένος και σε αυτή την περίπτωση η ταχύτητα N_c είναι ίση με την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα N .

Στην περίπτωση που ο συμπλέκτης δεν είναι δεσμευμένος ($N_c \neq N$) η σχέση (3.1) μετασχηματίζεται στην:

(3.2)

Στη σχέση (3.1) η ροπή του κινητήρα T_e απορροφάται από τις αντιστάσεις στην κίνηση του οχήματος T_L ή από την επιτάχυνση του οχήματος T_A . Θεωρούμε ακόμα ότι τα διάφορα συστήματα μετάδοσης (συμπλέκτης, κιβώτιο ταχυτήτων, διαφορικό) απορροφούν μέρος της ροπής του κινητήρα εξαιτίας μηχανικών απωλειών και απωλειών τριβής. Οι μηχανικές απώλειες εκφράζονται μέσα από το συνολικό βαθμό απόδοσης του συστήματος μετάδοσης η_{gear} . Ακόμη, N_s είναι η ταχύτητα του άξονα μετάδοσης κίνησης (υφίσταται για τα οχήματα με κίνηση στους πίσω τροχούς), N_A είναι η ταχύτητα περιστροφής του τροχού, i_b είναι η σχέση μετάδοσης του διαφορικού και i_g η σχέση μετάδοσης της αντίστοιχης δεσμευμένης σχέσης στο κιβώτιο ταχυτήτων. Έτσι με βάση το Σχήμα 3.2 είναι:

(3.3)

(3.4)

Η στιγμιαία ταχύτητα του οχήματος (σε km/h) δίνεται από τη σχέση:

(3.5)

Σε αυτή την ανάλυση, εκτός από το σωστό υπολογισμό της ροπής του κινητήρα, είναι αναγκαίος και ο ακριβής υπολογισμός των αντιστάσεων που παρουσιάζονται στην κίνηση του οχήματος. Οι τρεις δυνάμεις οι οποίες αναπτύσσονται σε ένα όχημα κατά την κίνηση του στο δρόμο είναι η αντίσταση επιτάχυνσης, η αντίσταση εξαιτίας της ταχύτητας του οχήματος (αεροδυναμική και κύλισης) και η αντίσταση κλίσης. Η συνολική αντίσταση δίνεται από τη σχέση:

(3.6)

Οι όροι στη σχέση (3.6) αναλύονται ως εξής:

- Η αεροδυναμική αντίσταση F_a δίνεται από τη σχέση:

(3.7)

Όπου A_f η συνολική προβαλλόμενη επιφάνεια του οχήματος, ρ_a η πυκνότητα του αέρα (π.χ. $\rho_a=1,19 \text{ kg/m}^3$ για πίεση 1 bar και θερμοκρασία 20°C) και c_d ο συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης του οχήματος.

- Η αντίσταση κύλισης F_r δίνεται από τη σχέση:

(3.8)

Η σχέση (3.8) ενσωματώνει την αντίσταση κύλισης στο λάστιχο του τροχού (μέσω του συντελεστή τριβής f), την παραμόρφωση στο λάστιχο του τροχού, τις τριβές στα

έδρανα κύλισης του τροχού και κάθε άλλο στοιχείο τριβής που είναι συνάρτηση της ταχύτητας του οχήματος V . Σαν m_v ορίζεται η μάζα του οχήματος (μαζί με το πιθανό φορτίο).

- Η αντίσταση εξαιτίας της κλίσης του δρόμου δίνεται από τη σχέση:

(3.9)

Σαν κλίση του δρόμου ορίζεται η εφαπτομένη της γωνίας κλίσης θ . Η κλίση μπορεί να φτάσει το 4% σε μεγάλους δρόμους και το 10-12% σε μικρότερους δρόμους.

Η ροπή αντίστασης προκύπτει από τη σχέση:

(3.10)

Αυτή η ροπή πρέπει να αναχθεί στη στροφαλοφόρο άτρακτο για να μπορεί να χρησιμοποιηθεί στη σχέση (3.1):

(3.11)

Η συνολική ροπή αδράνειας του οχήματος, ανηγμένη στη στροφαλοφόρο άτρακτο, δίνεται από τη σχέση:

(3.12)

Όπου G_e είναι η ροπή αδράνειας του κινητήρα και G_{other} η αδράνεια από τους τροχούς, τα λάστιχα των τροχών, κτλ. Τόσο το G_e όσο και το G_{other} είναι συνήθως πολύ μικρότερου μεγέθους όροι, συγκρινόμενοι με την αδράνεια του υπόλοιπου οχήματος.

Χρησιμοποιώντας τις προηγούμενες σχέσεις, η επιτάχυνση του κινητήρα dw/dt που αναφέρεται στην εξίσωση (3.1) δίνεται από τη σχέση:

(3.13)

Από την ανάλυση που προηγήθηκε είναι φανερό ότι όσο χαμηλότερη σχέση είναι δεσμευμένη στο κιβώτιο ταχυτήτων (αυτό συνεπάγεται υψηλή σχέση μετάδοσης i_g) τόσο μικρότερη είναι η συνολική ροπή αδράνειας του οχήματος G_v , με αποτέλεσμα να έχουμε ταχύτερη επιτάχυνση (σύμφωνα με την 3.13). Αντιθέτως, όσο υψηλότερη σχέση είναι δεσμευμένη στο κιβώτιο ταχυτήτων, τόσο χαμηλότερος είναι ο λόγος επιτάχυνσης όμως έχουμε μεγαλύτερη ταχύτητα οχήματος όπως προκύπτει από τη σχέση (3.5).

3.4 Εφαρμογή Μοντέλου Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος στους Τροχούς (Drivetrain Model)

Για τη μετατροπή των δεδομένων των κύκλων από ταχύτητα οχήματος συναρτήσει του χρόνου (vehicle speed vs time) σε ταχύτητα περιστροφής κινητήρα συναρτήσει του χρόνου (engine speed vs time) και ροπής συναρτήσει του χρόνου (engine torque vs time) εφαρμόζουμε το σύστημα μετάδοσης κίνησης και ισχύος στους τροχούς που αναλύθηκε στην Παράγραφο 3.3.

Τα χαρακτηριστικά του οχήματος που μελετάται συνοψίζονται στον Πίνακα 3.1, και ελήφθησαν με βάση τυπικά βαρέα οχήματα.

Πίνακας 3.1: Χαρακτηριστικά Οχήματος

Όχημα	
Μάζα (m_v)	6581,6kg
Μετωπική επιφάνεια (A_f)	4,61m ²
Συντελεστής Αεροδυναμικής Αντίστασης (c_d)	0,75
Σχέσεις Μετάδοσης Κιβωτίου Ταχυτήτων (i_g)	1η - 7,72:1
	2η - 4,42:1
	3η - 2,66:1
	4η - 1,79:1
	5η - 1,28:1
	6η - 1,0:1
Σχέση Μετάδοσης Διαφορικού (i_b)	2,905:1
Ακτίνα Τροχού (r_{wheel})	0,4131m

η_{gear}	0,96
---------------	------

3.4.1 Υπολογισμός Ταχύτητας Περιστροφής Κινητήρα

Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα που αντιστοιχεί στην ταχύτητα του οχήματος, όταν ο συμπλέκτης είναι δεσμευμένος, προκύπτει με επίλυση της σχέσης (3.5) ως προς N και δίδεται στη σχέση (3.14):

$$(3.14)$$

3.4.2 Υπολογισμός Ροπής Κινητήρα

Η ροπή του κινητήρα που αντιστοιχεί στην ταχύτητα του οχήματος προκύπτει από τη σχέση (3.1) όταν ο συμπλέκτης είναι δεσμευμένος:

$$(3.15)$$

Στην περίπτωση που ο συμπλέκτης δεν είναι δεσμευμένος ισχύει η σχέση (3.2) και η ροπή του κινητήρα θεωρείται μηδενική ($T=0$).

Για την επίλυση της (3.15) ακολουθούμε την εξής διαδικασία:

Υπολογίζουμε τις δυνάμεις που αναπτύσσονται στο όχημα από τις σχέσεις (3.6), (3.7), (3.8) και (3.9)

$$(3.6)$$

Για τον υπολογισμό της αεροδυναμικής αντίστασης F_a που δίνεται από τη σχέση:

$$(3.7)$$

Έχουμε:

- $\rho_a = 1,19 \text{ kg/m}^3$ για πίεση 1bar και θερμοκρασία 20°C
- A_f, c_d γνωστά για το όχημα (βλ πίνακα 3.1)
- V : ταχύτητα οχήματος (m/s)

Για τον υπολογισμό της αντίστασης κύλισης F_r που δίνεται από τη σχέση:

(3.8)

Έχουμε:

- m_v : μάζα οχήματος σε tn
- $f = 57,7 \text{ N/tn}$
- $c_{tr} = 0,7 \text{ (N h)/(tn km)}$
- v : ταχύτητα οχήματος (km/h)

Η αντίσταση εξαιτίας της κλίσης του δρόμου θεωρείται μηδενική, ($F_{gr} = 0$).

Στη συνέχεια υπολογίζουμε τη ροπή αντίστασης από τη σχέση:

(3.10)

Και την ανάγουμε στη στροφαλοφόρο άτρακτο:

(3.11)

Η συνολική ροπή αδράνειας του οχήματος, ανηγμένη στη στροφαλοφόρο άτρακτο, δίνεται από τη σχέση:

(3.12)

Όπου:

- G_e : ροπή αδράνειας κινητήρα ($=0,87\text{kg/m}^2$)
- G_{other} : ροπή αδράνειας από τους τροχούς, τα λάστιχα των τροχών, κλπ (θεωρούμε $G_{\text{other}}=0$ σαν πολύ μικρότερου μεγέθους όρο συγκρινόμενο με την αδράνεια του υπόλοιπου οχήματος)
- $m_v, r_{\text{wheel}}, i_g, i_b$: μεγέθη των οποίων γίνεται αναφορά στον Πίνακα 3.1.

Τέλος υπολογίζουμε την επιτάχυνση του κινητήρα $d\omega/dt$ από τη σχέση:

(3.15)

Όπου:

- N_i : ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα το τρέχον δευτερόλεπτο του κύκλου
- N_{i-1} : ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα το προηγούμενο δευτερόλεπτο του κύκλου

Με γνωστά όλα τα μεγέθη, υπολογίζεται από τη σχέση (3.15) η ροπή του κινητήρα για κάθε δευτερόλεπτο του κύκλου.

3.5 Υπολογισμός Προσαυξήσεων Μεταβατικής Λειτουργίας

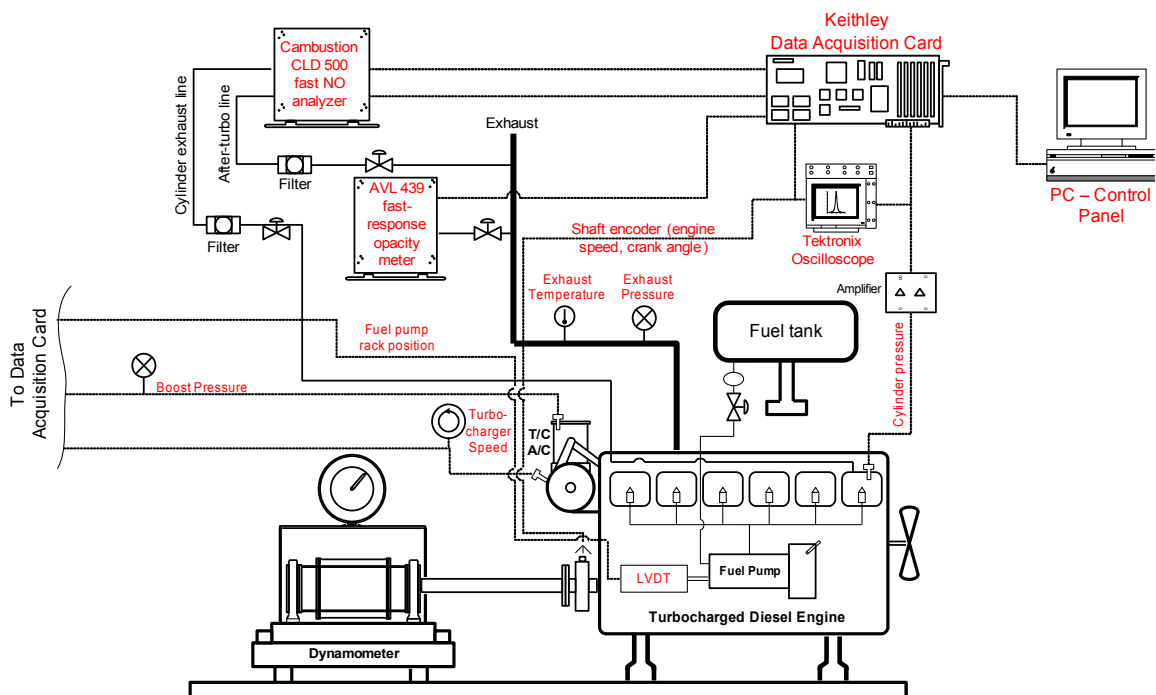
3.5.1 Υστέρηση Στροβιλο-υπερπληρωτή

Η υστέρηση του στροβιλο-υπερπληρωτή (turbocharger lag) αποτελεί το σημαντικότερο χαρακτηριστικό της μεταβατικής λειτουργίας των κινητήρων Diesel, που διαφοροποιεί σημαντικά την απόδοση ροπής σε σχέση με τις αντίστοιχες συνθήκες μόνιμης λειτουργίας. Το ποσό ενέργειας από τα καυσαέρια που είναι διαθέσιμο για αποτόνωση στο στρόβιλο πρέπει να υπερνικήσει την αδράνεια του ζεύγους υπερπλήρωσης, η οποία συνήθως είναι ιδιαίτερα σημαντική. Έτσι, στους πρώτους κύκλους μετά από κάποια απότομη μεταβολή στροφών ή φορτίου παρατηρείται ανακολουθία ανάμεσα στην παροχή καυσίμου (η αντλία καυσίμου αντιδρά άμεσα στην αυξημένη απαίτηση για καύσιμο) και στην ακόμα χαμηλή ποσότητα του αναρροφούμενου αέρα. Το αποτέλεσμα είναι ο λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου να

πέφτει σε πολύ χαμηλές τιμές (ακόμα και κάτω από τη μονάδα), μειώνοντας την ποιότητα της καύσης και οδηγώντας σε αργή απόκριση του κινητήρα και αυξημένες εκπομπές. Το φαινόμενο αυτό, που είναι πιο έντονο σε χαμηλότερα φορτία και ταχύτητες περιστροφής, παρουσιάζεται διαρκώς κατά τη διάρκεια ενός μεταβατικού κύκλου (όπως επίσης και σε συνθήκες καθημερινής οδήγησης).

3.5.2 Διάταξη Πειραματικών Δοκιμών για την Εκτίμηση Διορθωτικών Συντελεστών Μεταβατικής Λειτουργίας

Προκειμένου να ληφθούν υπ' όψιν αυτές οι σοβαρές ανακολουθίες κατά τη μεταβατική λειτουργία, εφαρμόζονται διορθωτικοί συντελεστές στις εκπομπές της οιονεί-μόνιμης λειτουργίας (quasi-steady) οι οποίοι βασίζονται σε πειραματικές δοκιμές μεταβατικής λειτουργίας που έχουν πραγματοποιηθεί στον συγκεκριμένο κινητήρα στο εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του Ε.Μ.Π. στα πλαίσια σχετικής διδακτορικής διατριβής [13]. Στο Σχήμα 3.3 φαίνεται μια σχηματική απεικόνιση της πειραματικής διάταξης που στήθηκε ενώ ακολουθεί μια σύντομη περιγραφή της.



Σχήμα 3.3: Σχηματική απεικόνιση πειραματικής διάταξης δοκιμών μεταβατικής λειτουργίας κινητήρα εργαστηρίου Μ.Ε.Κ. Ε.Μ.Π [13].

Για τη συνεχή μέτρηση των εκπομπών μονοξειδίων του αζώτου χρησιμοποιήθηκε ο αναλυτής **CLD500 του Cambustion Ltd**, ο οποίος χαρακτηρίζεται από πολύ μικρό χρόνο απόκρισης. Πρόκειται για Αναλυτή Χημικοφωταύγειας που μετρά τη συγκέντρωση NO και NO_x στα καυσαέρια με 90%-10% χρόνο απόκρισης περίπου 2ms για τα NO και 10ms για τα NO_x. Η αμαυρότητα των καυσαερίων μετράται συνεχώς με τη συσκευή αμαύρωσης καυσαερίων μερικής ροής AVL439. Η συσκευή αυτή είναι κατάλληλη για μετρήσεις μεταβατικής λειτουργίας καθώς το δείγμα ρέει διαρκώς διαμέσου αυτής δίνοντας αναλογική έξοδο με συχνότητα 50Hz.

Ακόμη στην πειραματική διάταξη μετρώνται και καταγράφονται διαρκώς:

- η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα
- η πίεση εντός του κυλίνδρου
- ο κανόνας πετρελαίου της αντλίας του καυσίμου
- η πίεση υπερπλήρωσης
- η ταχύτητα περιστροφής του στροβιλο-υπερπληρωτή

Η θέση της κάθε μετρητικής συσκευής φαίνεται στο Σχήμα 3.3 ενώ όλα τα σήματα από τις μετρητικές συσκευές και όργανα οδηγήθηκαν στην ηλεκτρονική μονάδα ανάκτησης δεδομένων (Keinthley KUSB 3102 ADC card) η οποία ήταν συνδεδεμένη σε έναν Η/Υ μέσω θύρας USB.

3.5.3 Εκτίμηση Διορθωτικών Συντελεστών

Οι κινητήρες που χρησιμοποιούνται στα οχήματα, παρότι υποβάλλονται σε απότομες επιταχύνσεις, συνήθως εμφανίζουν σχετικά ήπιες μεταβολές φορτίου. Για το λόγο αυτό, στην ανάλυση του συγκεκριμένου κινητήρα, οι αλλαγές στην ταχύτητα περιστροφής είναι αυτές που επηρεάζουν κυρίως την αύξηση των εκπομπών κατά τη μεταβατική λειτουργία στη διάρκεια του κύκλου. Η διαδικασία διόρθωσης των εκπομπών μεταβατικής λειτουργίας βασίζεται στα ακόλουθα δύο, γενικώς ισχύοντα, σημεία:

α) Η υπερακόντιση (overshoot) των εκπομπών κατά τη μεταβατική λειτουργία είναι υψηλότερη όσο χαμηλότερη είναι η αρχική ταχύτητα περιστροφής ή το αρχικό φορτίο (αφού μικρότερη αρχική πίεση υπερπλήρωσης του στροβιλο-υπερπληρωτή οδηγεί σε μεγαλύτερη περίοδο υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή).

β) Η υπερακόντιση των εκπομπών κατά τη μεταβατική λειτουργία είναι υψηλότερη όσο μεγαλύτερη είναι η επιτάχυνση (ή η αύξηση του φορτίου).

Προκειμένου να εκτιμηθεί αυτή η υπερακόντιση των εκπομπών, διεξήχθησαν στα πλαίσια διδακτορικής διατριβής [13] διάφορες ανεξάρτητες επιταχύνσεις, από διάφορες αρχικές ταχύτητες περιστροφής και φορτία, παρόμοιες με αυτές που παρουσιάζονται στη διάρκεια των μεταβατικών κύκλων. Η επεξεργασία των αποτελεσμάτων από αυτές τις δοκιμές έδειξε ότι για τον συγκεκριμένο κινητήρα η αύξηση των εκπομπών μεταβατικής λειτουργίας μπορεί να εκτιμηθεί επιτυχώς εφαρμόζοντας την ακόλουθη εξίσωση [16]:

(3.16)

Όπου:

C_{speed} : διορθωτικός συντελεστής

Ο διορθωτικός συντελεστής C_{speed} (διαφορετικές τιμές για αιθάλη και NO) αυξάνει τις στιγμιαίες εκπομπές της οιοονεί-μόνιμης λειτουργίας για κάθε σημείο λειτουργίας (δευτερόλεπτο) του κύκλου ανάλογα με την επιτάχυνση του κινητήρα από το προηγούμενο στο τρέχον δευτερόλεπτο ενώ επιβάλλεται και μια επιπλέον (μικρότερη) διόρθωση ανάλογα με το λόγο της μεταβολής του φορτίου (από το προηγούμενο δευτερόλεπτο στο τρέχον) προς τη μέγιστη μεταβολή φορτίου.

Ο διορθωτικός συντελεστής c_{speed} δε μπορεί να θεωρηθεί σταθερός για όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Προκειμένου να εκτιμήσουμε την τιμή του (λαμβάνοντας υπ' όψιν τα σημεία α και β πάνω στα οποία βασίζεται η ανάλυση και αναφέρθηκαν πριν), χωρίσαμε τις πιθανές επιταχύνσεις σε τρεις κατηγορίες:

1. Η πρώτη κατηγορία περιλαμβάνει τις επιταχύνσεις που ξεκινούν από την άφορτη λειτουργία ή από πολύ χαμηλή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (700-1200rpm). Αυτή είναι και η πιο δύσκολη περίπτωση για τον κινητήρα καθώς ο στροβιλο-υπερπληρωτής λειτουργεί σχεδόν με μηδενική πίεση υπερπλήρωσης και η υστέρηση του είναι πιο σημαντική κατά τη μεταβατική λειτουργία.
2. Η δεύτερη κατηγορία περιλαμβάνει τις επιταχύνσεις που ξεκινούν από μια ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα που ανήκει στο εύρος 1201-1600rpm.
3. Η τρίτη κατηγορία περιλαμβάνει τις επιταχύνσεις που ξεκινούν από μια ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα μεγαλύτερη από 1600rpm. Στην περίπτωση αυτή τα αποτελέσματα της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή είναι πιο ήπια, συνεπώς η τιμή του διορθωτικού συντελεστή c_{speed} είναι χαμηλότερη.

Για κάθε μια από τις παραπάνω κατηγορίες ταχυτήτων περιστροφής, εξάγονται τρεις τιμές του διορθωτικού συντελεστή c_{speed} για κάθε ρύπο (αιθάλη και NO) ανάλογα με το φορτίο του κινητήρα στην αρχή κάθε επιτάχυνσης:

- φορτίο χαμηλότερο από 30%
- φορτίο 31-60%
- φορτίο μεγαλύτερο από 60%

Με αυτή τη μέθοδο λαμβάνονται υπ' όψιν και τα αποτελέσματα της αύξησης φορτίου στη διαδικασία διόρθωσης των τιμών των εκπομπών κατά τη μεταβατική λειτουργία.

Έτσι προέκυψαν συνολικά 9 τιμές για το διορθωτικό συντελεστή c_{speed} για την αιθάλη (soot) και 9 τιμές για το διορθωτικό συντελεστή c_{speed} για το μονοξείδιο του αζώτου (NO). Οι κατάλληλοι συντελεστές επιλέγονται κάθε φορά με βάση την αρχική

ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο σε κάθε μεταβατική λειτουργία. Σημειώνεται ότι η τιμή του συντελεστή διόρθωσης για την αιθάλη προέκυψε μια τάξη μεγέθους μεγαλύτερη σε σχέση με την αντίστοιχη για το μονοξείδιο του αζώτου [16].

Πρέπει να αναφερθεί ότι οι εκπομπές ψυχρής εκκίνησης δεν λαμβάνονται υπ' όψιν καθώς θεωρήθηκε πως ο κινητήρας είναι πλήρως ζεστός από την αρχή του κύκλου. Το γεγονός αυτό μπορεί να επηρεάσει τόσο τα στιγμιαία όσο και τα συνολικά αποτελέσματα των εκπομπών, κυρίως όμως όσον αφορά τις εκπομπές CO και HC, οι οποίες δεν μελετώνται στην παρούσα έρευνα. Αντίθετα, οι εκπομπές NO (και NO_x) κατά τη διάρκεια της ψυχρής εκκίνησης είναι πολύ περιορισμένες, εξαιτίας των χαμηλών θερμοκρασιών που δεν ευνοούν το σχηματισμό τους, και ίσως να υπερεκτιμώνται με την παρούσα μεθοδολογία, η οποία δεν λαμβάνει υπ' όψιν τις χαμηλές θερμοκρασίες που επικρατούν στον κύλινδρο αμέσως μετά την ψυχρή εκκίνηση.

3.6 Υπολογιστικός Αλγόριθμος

Η υλοποίηση του υπολογιστικού αλγορίθμου βασίστηκε σε πρόγραμμα γραμμένο σε γλώσσα προγραμματισμού FORTRAN στα πλαίσια προηγούμενων διπλωματικών εργασιών [6,7]. Για τις ανάγκες όμως της παρούσας εργασίας κρίθηκε απαραίτητο να γίνουν κάποιες τροποποιήσεις/προσθήκες.

Τα δεδομένα που διαβάζει αυτό το πρόγραμμα είναι ο εκάστοτε κύκλος, δηλαδή η ταχύτητα του οχήματος συναρτήσει του χρόνου. Ο αλγόριθμος σκοπό έχει να υπολογίσει τις εκπομπές των ρύπων που μας ενδιαφέρουν (NO, αιθάλη), τις εκπομπές CO₂, την κατανάλωση καυσίμου, την ισχύ κοκ.

Στη συνέχεια μέσω του μοντέλου μετάδοσης κίνησης και εφαρμόζοντας τη διαδικασία που αναλύθηκε στην Παράγραφο 3.4 υπολογίζουμε την ταχύτητα περιστροφής, τη ροπή και το φορτίο του κινητήρα που αντιστοιχούν στη συγκεκριμένη ταχύτητα του οχήματος.

Ακολουθως, με δεδομένη την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα διαπιστώνεται σε ποιο εύρος τιμών των ταχυτήτων που έχουν υπολογιστεί (στη χαρτογράφηση του κινητήρα) ανήκει αυτή. Με εφαρμογή της τιμής της ροπής στις εξισώσεις (εξισώσεις συναρτήσει της ροπής του κινητήρα) που προέκυψαν από την πολυωνυμοποίηση, υπολογίζονται τα μεγέθη για τις ακραίες τιμές του διαστήματος που εξετάζεται και στη

συνέχεια με γραμμική παρεμβολή προκύπτουν οι τιμές των ζητούμενων μεγεθών (NO, soot, fueling, power).

Όλα τα παραπάνω βήματα επαναλαμβάνονται για όλα τα δευτερόλεπτα κάθε κύκλου κι έτσι προκύπτουν τα μεγέθη για όλη τη διάρκεια του κύκλου.

Τέλος, για να ληφθεί υπ' όψιν η επιρροή των μεταβατικών λειτουργιών του κύκλου εφαρμόζονται οι κατάλληλοι διορθωτικοί συντελεστές (όπως αυτοί προκύπτουν σύμφωνα με την ανάλυση που αναφέρθηκε στην Παράγραφο 3.5) στις τιμές των NO και της αιθάλης.

Κεφάλαιο 4ο – Πρόβλεψη Εκπομπών Καυσαερίων και Επιδόσεων κατά τη Διάρκεια Διαφόρων Μεταβατικών Κύκλων

4.1 Εισαγωγή

Μετά την εκτέλεση του κώδικα Fortran [6,7] για κάθε έναν από τους εξεταζόμενους κύκλους παραθέτουμε τα ακόλουθα μεγέθη:

1. η επιτάχυνση του οχήματος – vehicle acceleration (m/s^2)
2. η εναλλαγή των ταχυτήτων στο κιβώτιο - gear
3. η αεροδυναμική αντίσταση του οχήματος – Aerodynamic Force (N)
4. η ροπή αντίστασης στη κίνηση του οχήματος (ανηγμένη στη στροφαλοφόρο άτρακτο) – Resistance to vehicle Motion (Nm)

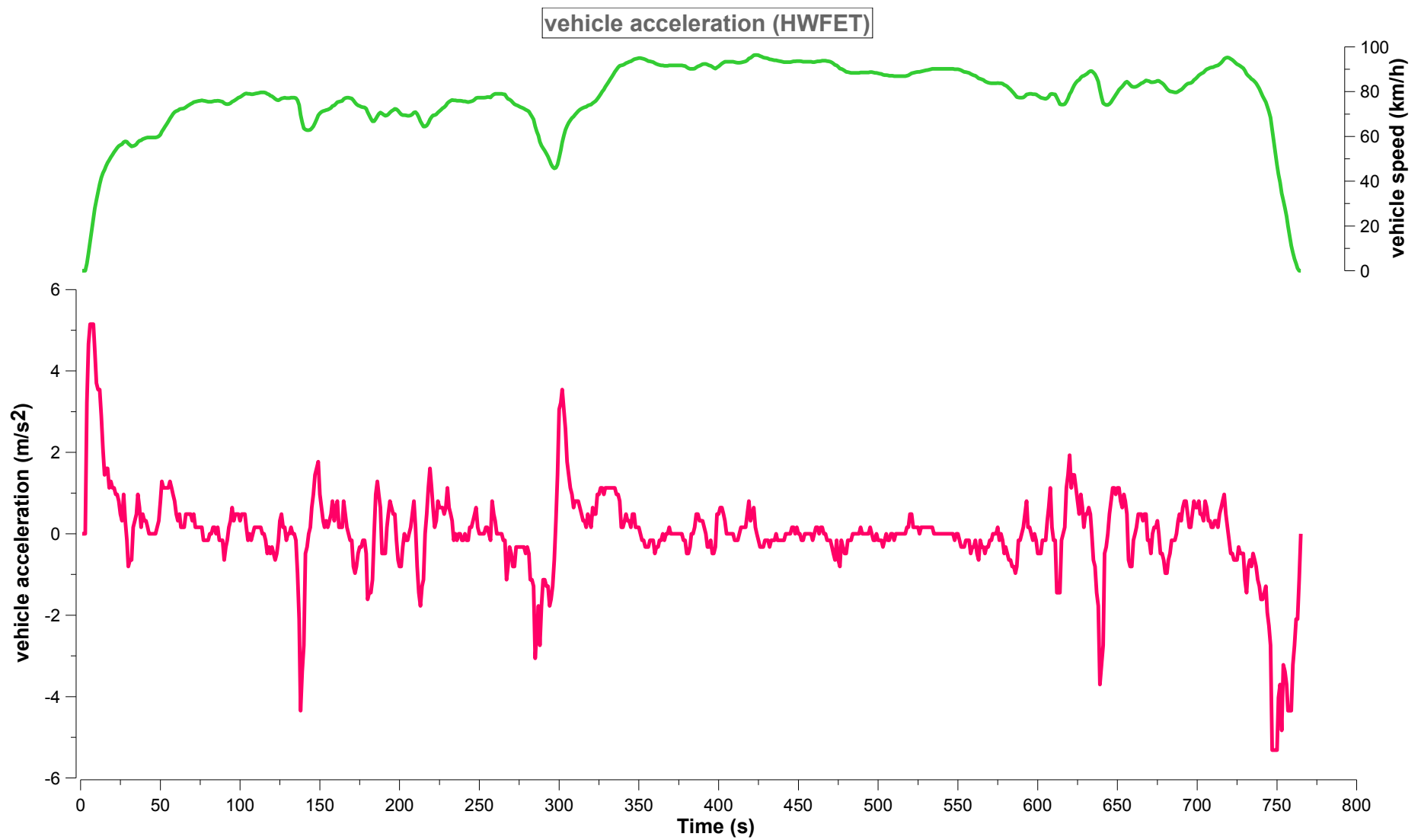
5. οι στροφές του κινητήρα – engine speed (rpm)
6. η ροπή του κινητήρα – engine torque (Nm)
7. η κατανάλωση καυσίμου – fueling (kg/h)
8. η Ισχύς – Power (kW)
9. **οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα - CO₂ (g)**
10. **το μονοξείδιο του αζώτου – NO (g),**
11. **η αιθάλη – soot (mg)**

Κατ' αυτό τον τρόπο αποκτούμε μια ολοκληρωμένη εικόνα για τη συμπεριφορά του οχήματος–κινητήρα σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας (κύκλους πόλης). Πιο αναλυτικά, το διάγραμμα της επιτάχυνσης υποδηλώνει πόσο ομαλή ή όχι είναι η οδήγηση σε κάθε κύκλο. Είμαστε σε θέση να κατανοήσουμε ιδιαίτερα χαρακτηριστικά του κινητήρα, όπως η ροπή και η ισχύς του αλλά και η κατανάλωση καυσίμου αυτού, μέσα από την άμεση συσχέτισή τους με την ταχύτητα του κινητήρα. Άλλα σημαντικά μεγέθη τα οποία καλούμαστε να μελετήσουμε είναι οι εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα (CO₂), οι εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου (NO) και της Αιθάλης.

4.2 Αμερικάνικος Μεταβατικός Κύκλος Εκτός Πόλης HWFET (Highway Fuel Economy Driving Schedule)

Στα Σχήματα 4.1 ÷ 4.11 παρουσιάζονται όλα τα μεγέθη που εξετάζονται για την πρόβλεψη των εκπομπών καυσαερίων και επιδόσεων οχήματος βαρέως τύπου κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου HWFET. Στον Πίνακα 4.1 παρουσιάζεται η στρατηγική που ακολουθήσαμε για την εναλλαγή ταχυτήτων στο κιβώτιο.

Ήδη από τα πρώτα δύο σχήματα διαπιστώνουμε ότι δεν υπάρχουν έντονες εναλλαγές στην ταχύτητα. Εντοπίζουμε μία μέση ταχύτητα 77,81km/h, χωρίς συχνές και μεγάλες αποκλίσεις από αυτή, Σχήμα 4.1. Πρόκειται για μία υψηλή ταχύτητα, γεγονός που δικαιολογείται από το ότι ο εν λόγω κύκλος αφορά κίνηση σε αυτοκινητόδρομο. Ομοίως, η ομαλή οδήγηση σε υψηλές ταχύτητες αντικατοπτρίζεται και στο Σχήμα 4.2, στη συμπεριφορά των εναλλαγών σχέσεων μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων.



Σχήμα 4.1: Επιτάχυνση του οχήματος κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου HWFET

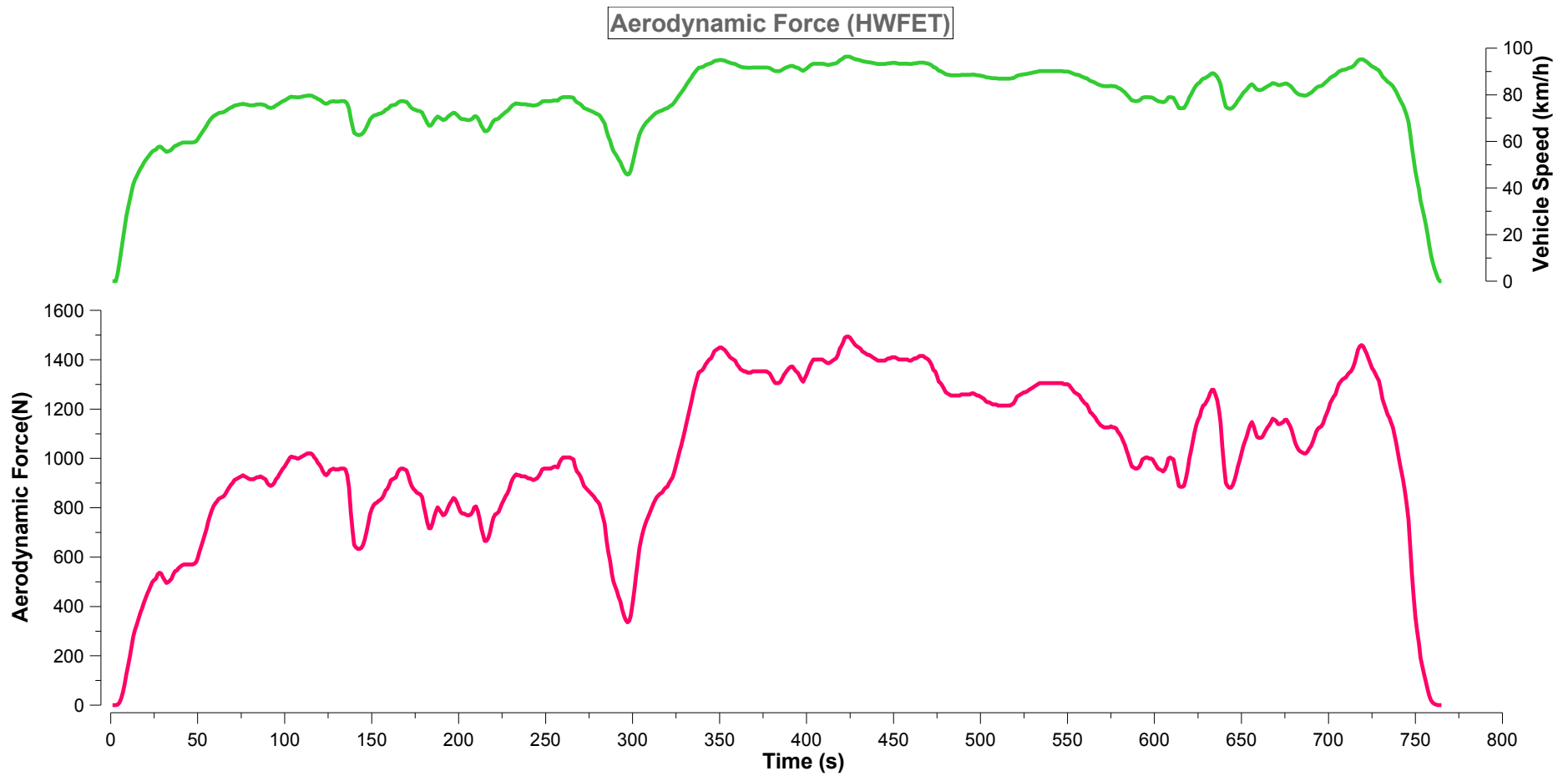
Στον Πίνακα 4.1 παρατίθεται ο τρόπος με τον οποίο διαμορφώθηκε το παραπάνω διάγραμμα, που αφορά την εναλλαγή ταχυτήτων στο κιβώτιο κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου HWFET.

Πίνακας 4.1: Αλλαγή σχέσης μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου HWFET

ταχύτητα οχήματος (km/h)	αλλαγή σχέσης μετάδοσης	
	από	σε
Άνοδος ταχύτητας		
>15	1η	2α
>30	2α	3η
>45	3η	4η
>65	4η	5η
>80	5η	6η
Πτώση ταχύτητας		
<75	6η	5η
<60	5η	4η
<40	4η	3η
<25	3η	2α
<10	2α	1η
Διάρκεια Αλλαγών	1s	

Παρατηρούμε στα Σχήματα 4.3 και 4.4, ότι τόσο η αεροδυναμική αντίσταση, όσο και η ροπή αντίστασης στην κίνηση του οχήματος είναι άμεσα συνυφασμένες με την ταχύτητα του οχήματος. Διέπονται από μια σχετική αναλογία με την ταχύτητα, γεγονός που επαληθεύεται μαθηματικά από τις εξισώσεις 3.7, 3.8, 3.9, 3.10, 3.11.

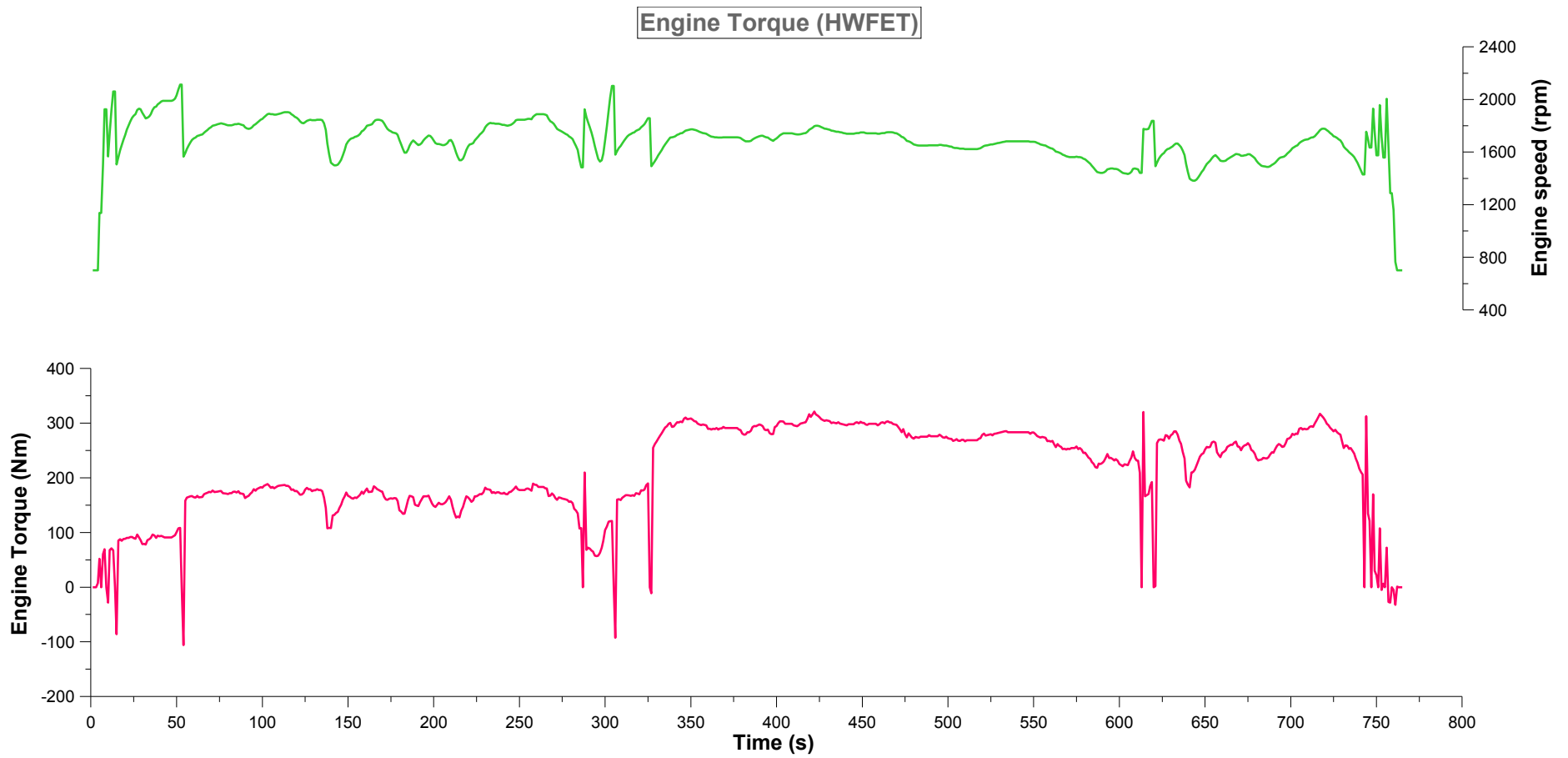
Η συμπεριφορά της ροπής του κινητήρα, της ισχύος και της κατανάλωσης καυσίμου κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου πόλης που εξετάζουμε, Σχήματα 4.6, 4.7 και 4.8 αντίστοιχα, είναι όμοια. Αυτό συμβαίνει διότι για τον υπολογισμό κάθε μεγέθους στηρίζομαστε στην ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, Σχήμα 4.5.



Σχήμα 4.3: Αεροδυναμική αντίσταση οχήματος κατά τη διάρκεια μεταβατικού κύκλου HWFET

Σχήμα 4.4: Ροπή αντίστασης στην κίνηση του οχήματος κατά τη διάρκεια μεταβατικού κύκλου HWFET

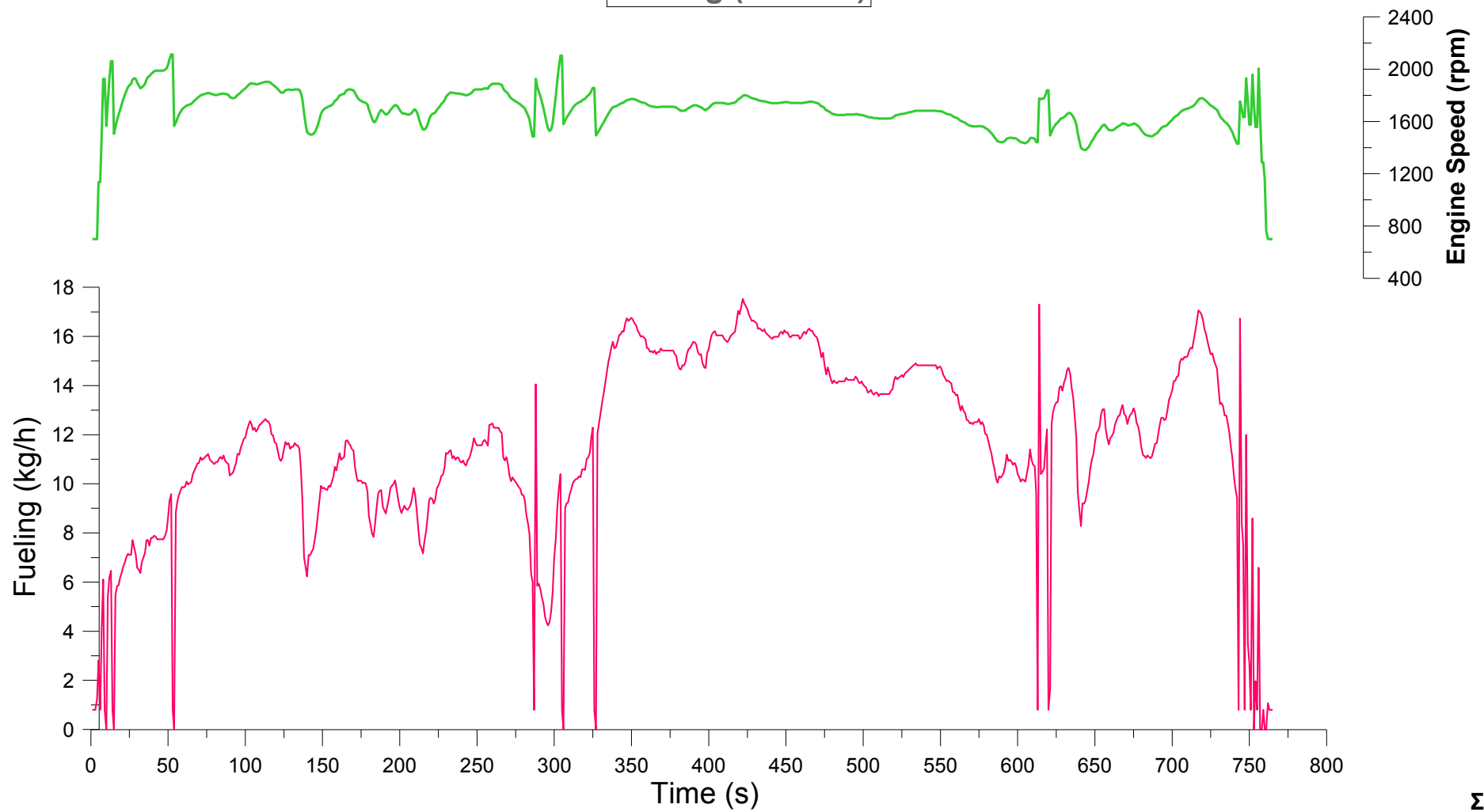
Σχήμα 4.5: Ταχύτητα Περιστροφής κινητήρα κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου HWFET



Σχήμα 4.6: Ροπή κινητήρα κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου HWFET

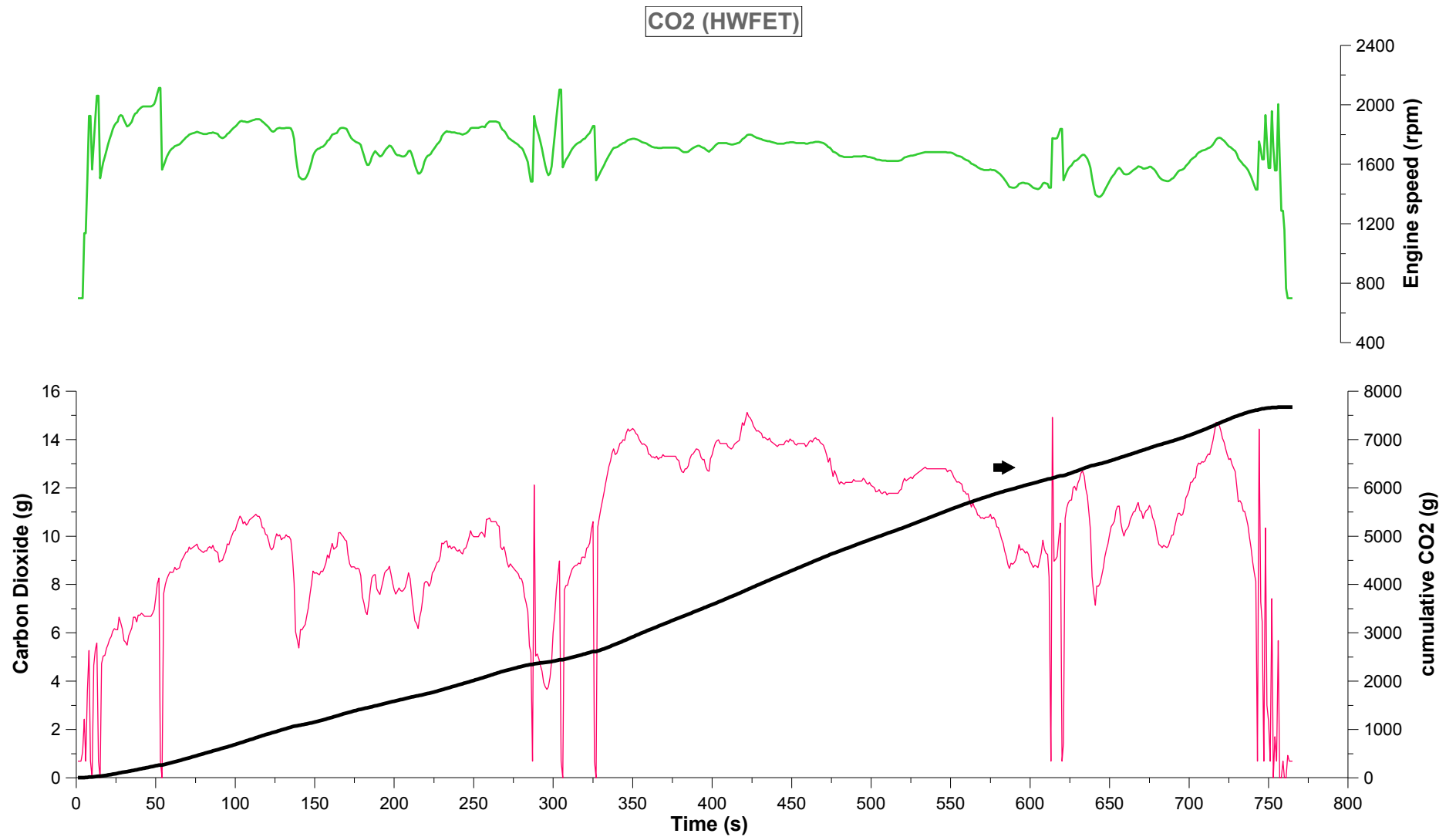
Σχήμα 4.7: Ισχύς Κινητήρα κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου HWFET

Fueling (HWFET)



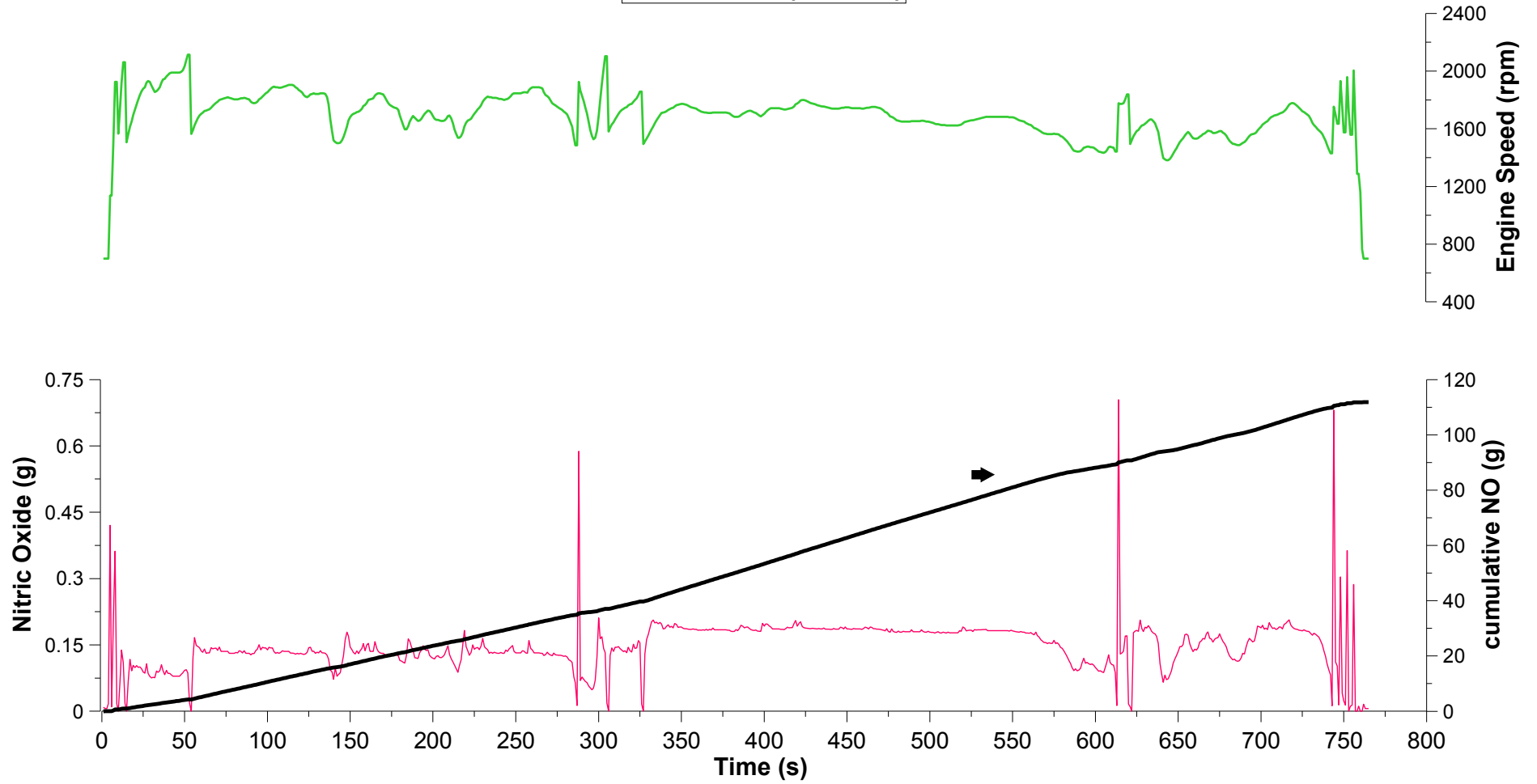
χήμα 4.8: Κατανάλωση Καυσίμου κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου HWFET

Σ

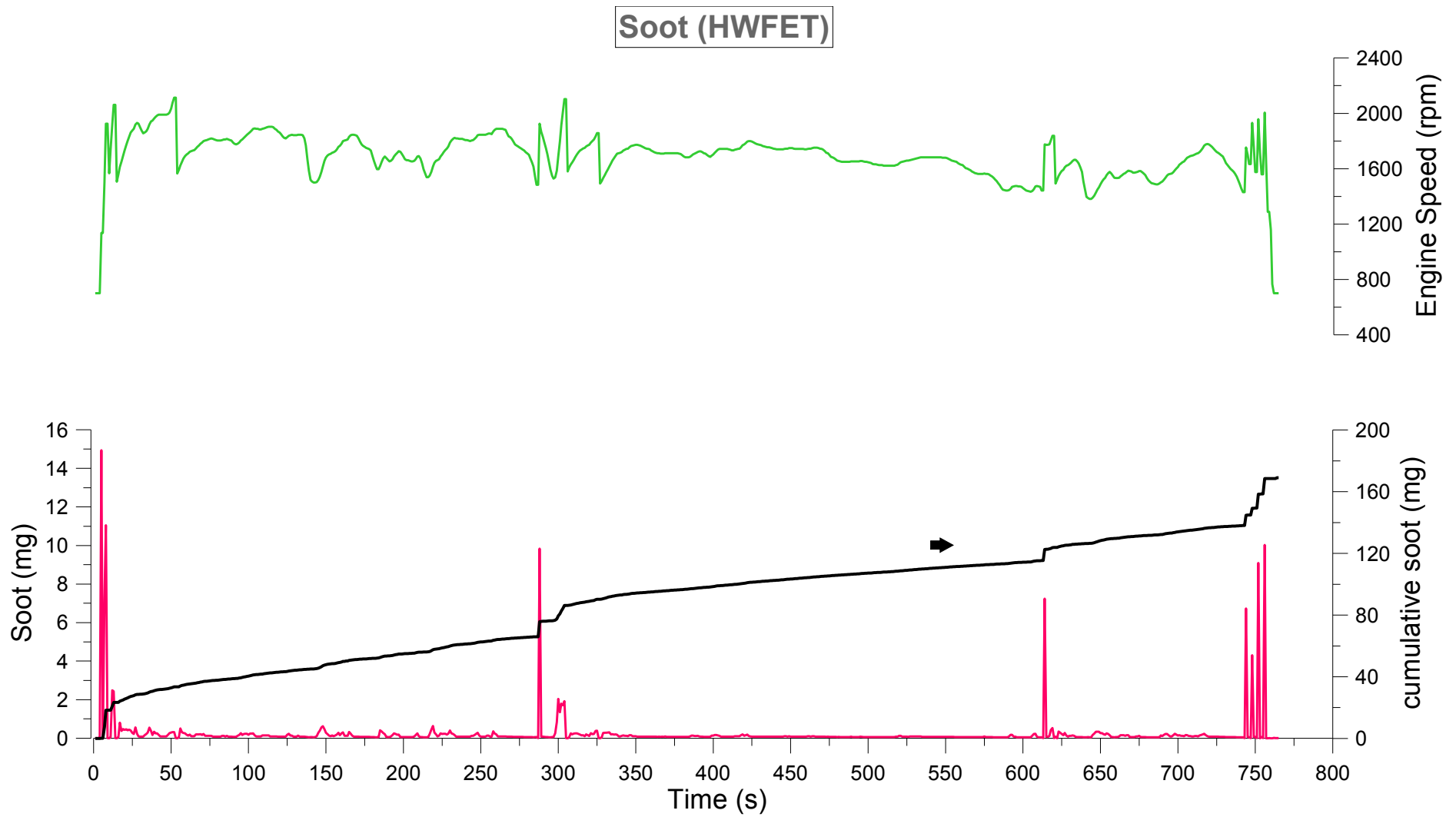


Σχήμα 4.9: Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα (CO₂) κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου HWFET

Nitric Oxide (HWFET)



Σχήμα 4.10: Εκπομπές Μονοξειδίων του Αζώτου (NO) κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου HWFET



Σχήμα 4.11: Εκπομπές Αιθάλης κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου HWFET

Στα παραπάνω Σχήματα 4.9, 4.10, 4.11 με μαύρη γραμμή αυξημένου πάχους παριστάνονται κατά σειρά εμφάνισης: η σωρευτική εκπομπή διοξειδίου του άνθρακα (CO_2), η σωρευτική εκπομπή μονοξειδίου του αζώτου (NO) και τέλος η σωρευτική εκπομπή αιθάλης.

Όσον αφορά τις εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO_2), Σχήμα 4.9, παρατηρούμε ότι ακολουθούν πιστά την πορεία κατανάλωσης καυσίμου (fueling–Σχήμα 4.10). Αυτό συμβαίνει διότι το διοξείδιο του άνθρακα είναι προϊόν τέλει καύσης του υδρογονάνθρακα (C_nH_m) που χρησιμοποιούμε ως καύσιμο.

Η στοιχειομετρική καύση υδρογονάνθρακα C_nH_m τυχαίας σύστασης δίδεται από τη χημική αντίδραση (4.1).

(4.1)

Ειδικότερα για καύση 1kg/h καυσίμου Diesel (~ με μοριακό βάρος ($12 \cdot 12 + 26 \cdot 1 = 170$) παράγονται:

Όπου: ($12 + 32 =$) 44 μοριακό βάρος του CO_2

Ο μαθηματικός τύπος που δίνει τις εκπομπές CO_2 παρατίθεται στην σχέση (4.2).

(4.2)

Επειδή δε, εξετάζουμε τον κύκλο ανά χρονικό διάστημα 1s, προκύπτει:

(4.3)

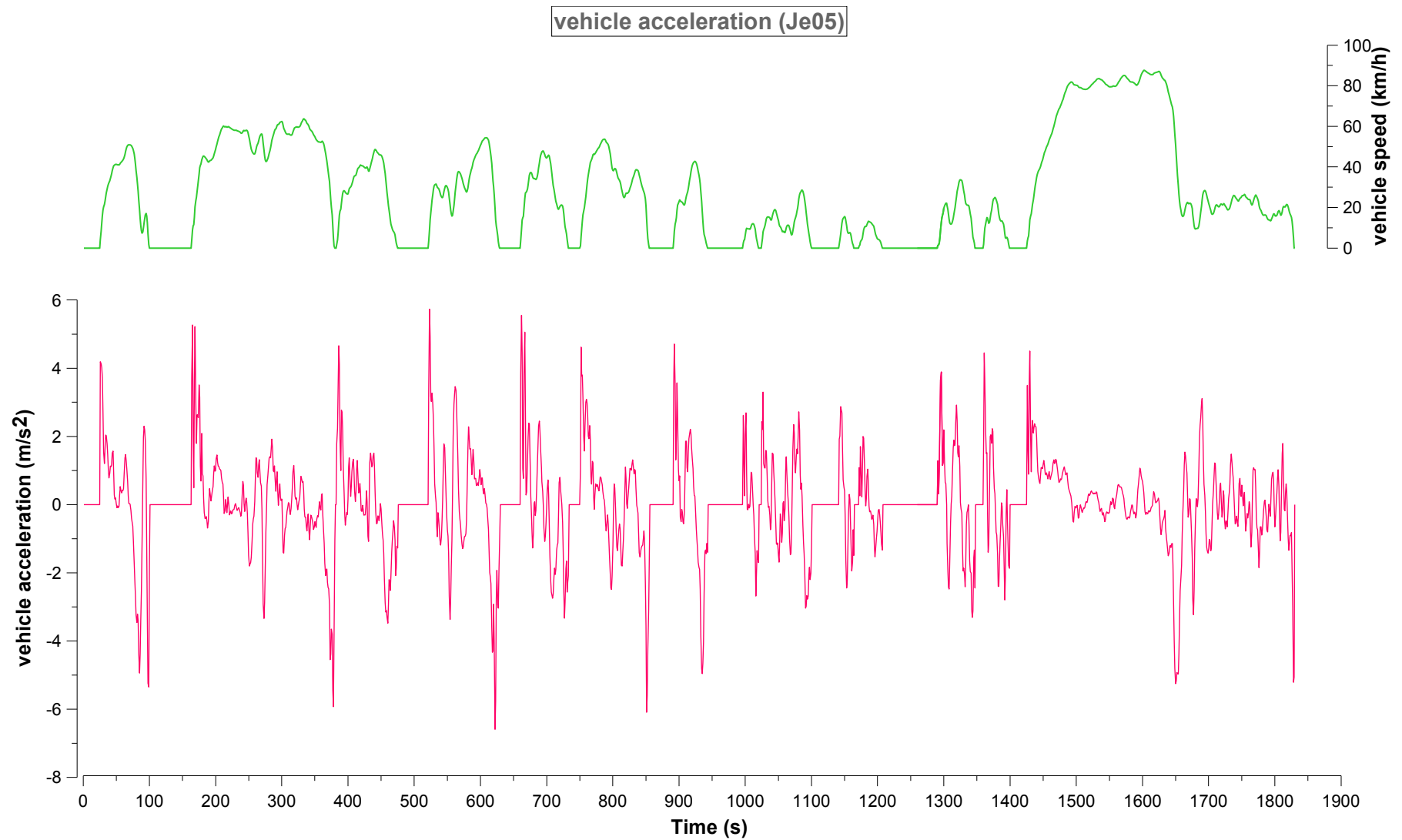
εκπομπές σε μονάδα μέτρησης g, ο τρόπος δηλαδή με τον οποίο αυτές δίνονται στο Σχήμα 4.9.

Όσον αφορά τους ρύπους που μελετούμε στην παρούσα ανάλυση, δηλ. το μονοξείδιο του αζώτου (NO) και την αιθάλη (Σχήματα 4.10 και 4.11), παρατηρούμε παρόμοια συμπεριφορά. Ειδικότερα παρουσιάζονται εκτινάξεις στις εκπομπές όταν έχουμε απότομη αύξηση των στροφών.

4.3 Ιαπωνικός Μεταβατικός Κύκλος Εντός Πόλης Je05

Στα Σχήματα 4.12 ÷ 4.22 παρουσιάζονται όλα τα μεγέθη που εξετάζονται για την πρόβλεψη των εκπομπών καυσαερίων και επιδόσεων οχήματος βαρέως τύπου κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου Je05. Στον πίνακα 4.2 παρουσιάζεται η στρατηγική που ακολουθήσαμε για την εναλλαγή ταχυτήτων στο κιβώτιο.

Ο ιαπωνικός μεταβατικός κύκλος Je05 αφορά ένα κύκλο πόλης με μεγάλη χρονική διάρκεια, 1830s. Παρουσιάζει έντονες εναλλαγές στην ταχύτητα. Χαρακτηρίζεται από μέση ταχύτητα 27,34km/h, ενώ φτάνει τα 87,6km/h ως μέγιστη ταχύτητα. Ως εκ τούτου, το Σχήμα 4.12 που παρουσιάζει την επιτάχυνση του οχήματος, εμφανίζεται με συχνά και μεγάλα «σκαμπανεβάσματα». Η ίδια όμως μη ομαλή οδήγηση αντικατοπτρίζεται και στην εναλλαγή των ταχυτήτων στο κιβώτιο, Σχήμα 4.13.



Σχήμα 4.12: Επιτάχυνση του οχήματος κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου Je05

Σχήμα 4.13: Εναλλαγή ταχυτήτων στο κιβώτιο κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου Je05

Στον Πίνακα 4.2 παρατίθεται ο τρόπος με τον οποίο διαμορφώθηκε το παραπάνω διάγραμμα, που αφορά την εναλλαγή ταχυτήτων στο κιβώτιο κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου Je05.

Πίνακας 4.2: Αλλαγή σχέσης μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου Je05

ταχύτητα οχήματος (km/h)	αλλαγή σχέσης μετάδοσης	
	από	σε
Άνοδος ταχύτητας		
>15,5	1η	2α
>28,5	2α	3η
>43	3η	4η
>54	4η	5η
>64	5η	6η
Πτώση ταχύτητας		
<59	6η	5η
<49	5η	4η
<38	4η	3η
<23,5	3η	2α
<10,5	2α	1η
Διάρκεια Αλλαγών	1s	

Εντοπίζεται πάλι η συμφωνία ανάμεσα στην αεροδυναμική αντίσταση του οχήματος και στην ταχύτητα, Σχήμα 4.14, καθώς για τον υπολογισμό της πρώτης στηριζόμαστε στη δεύτερη. Το ίδιο συμβαίνει ανάμεσα στη ροπή αντίστασης στην κίνηση του οχήματος και στην ταχύτητα, Σχήμα 4.15.

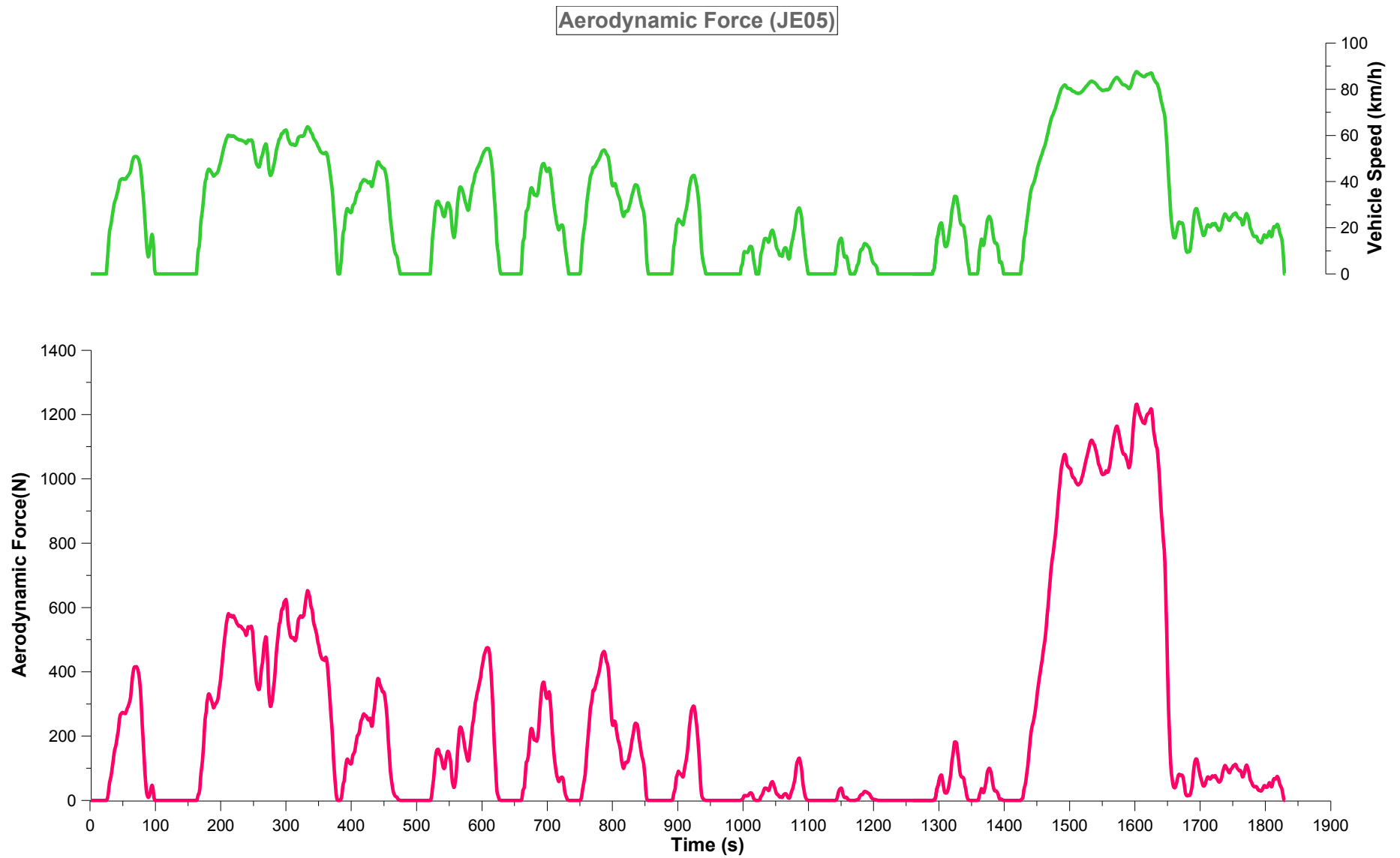
Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα εμφανίζεται το ίδιο ανώμαλη με την ταχύτητα του οχήματος, με έντονες και συχνές διακυμάνσεις, Σχήμα 4.16.

Για τον υπολογισμό της ροπής του κινητήρα, της ισχύος και της κατανάλωσης καυσίμου, Σχήματα 4.17, 4.18 και 4.19 αντίστοιχα, στηριχθήκαμε στην ταχύτητα του κινητήρα, Σχήμα 4.16. Βέβαια για κάθε ένα από τα παραπάνω μεγέθη χρησιμοποιήθηκαν διαφορετικοί διορθωτικοί συντελεστές και συντελεστές προσαύξησης. Ωστόσο η απόκριση και των τριών μεγεθών είναι παρόμοια.

Για παράδειγμα, παρατηρούμε ότι λίγο μετά το 1450s του κύκλου και για περίπου 20s διάρκεια, παρουσιάζονται ιδιαίτερα υψηλές ταχύτητες στην κίνηση του οχήματος. Όπως αναμένουμε, στο χρονικό αυτό διάστημα οι στροφές του κινητήρα

σταθεροποιούνται σε μία μέση τιμή, ενώ τα μεγέθη για τα οποία έγινε λόγος παραπάνω, ροπή κινητήρα, ισχύς και κατανάλωση καυσίμου εκτινάσσονται.

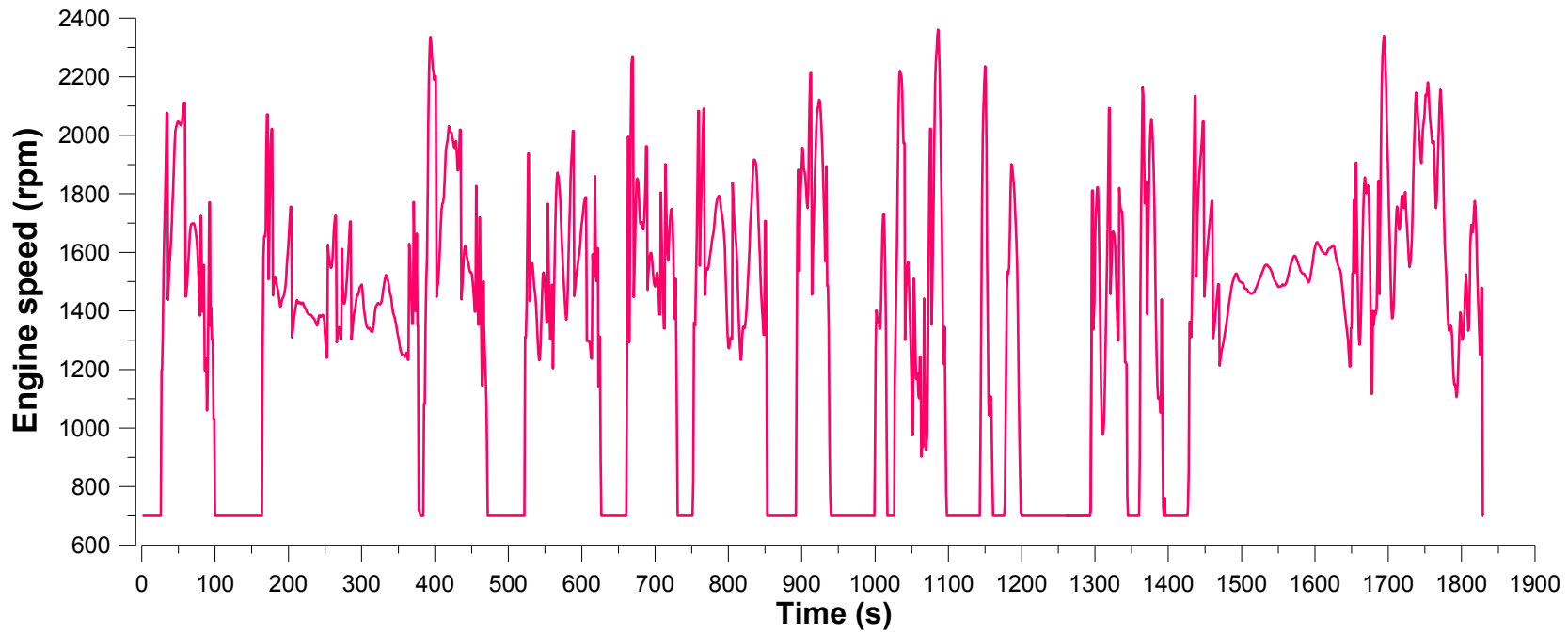
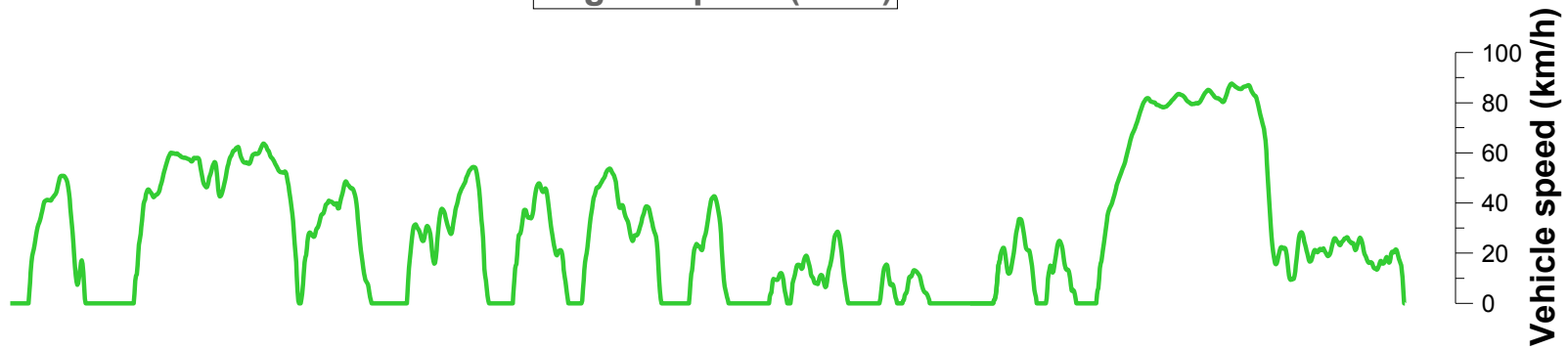
Το διοξείδιο του άνθρακα, Σχήμα 4.20, παρουσιάζει ακριβώς όμοια συμπεριφορά με την κατανάλωση καυσίμου. Το μονοξείδιο του αζώτου (NO), Σχήμα 4.21, ακολουθεί πιστά την πορεία της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, στην οποία στηρίχθηκε για τον υπολογισμό του. Η αιθάλη, Σχήμα 4.22 παρουσιάζει την ακόλουθη συμπεριφορά: εκτινάξεις όταν υπάρχει απότομη αλλαγή στην ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και σχεδόν μηδενισμός εκπομπών όταν έχουμε σταθερές στροφές.



Σχήμα 4.14: Αεροδυναμική αντίσταση οχήματος κατά τη διάρκεια μεταβατικού κύκλου Je05

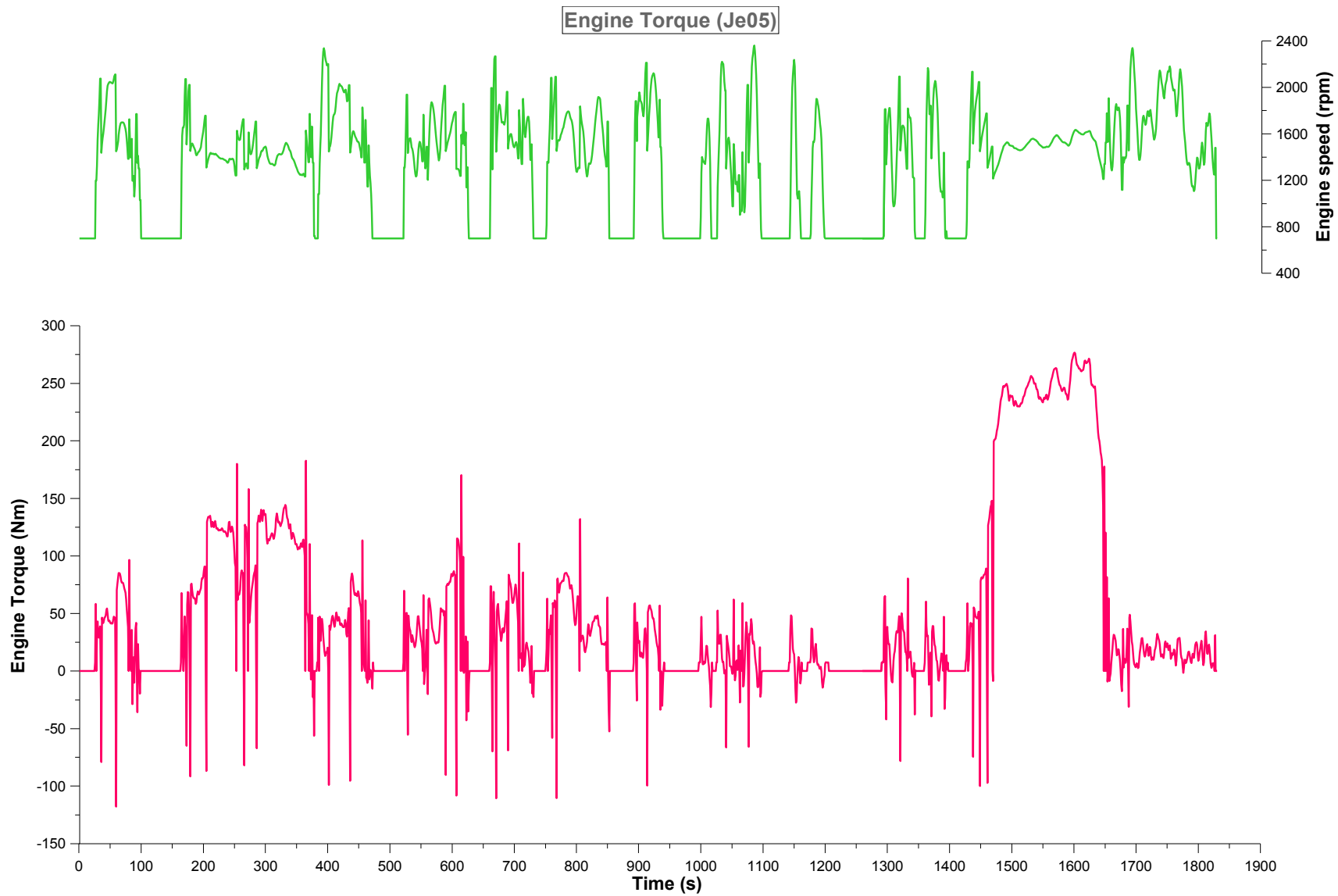
Σχήμα 4.15: Ροπή αντίστασης στην κίνηση του οχήματος κατά τη διάρκεια μεταβατικού κύκλου Je05

Engine Speed (Je05)



4.16: Ταχύτητα Περιστροφής κινητήρα κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου Je05

Σχήμα

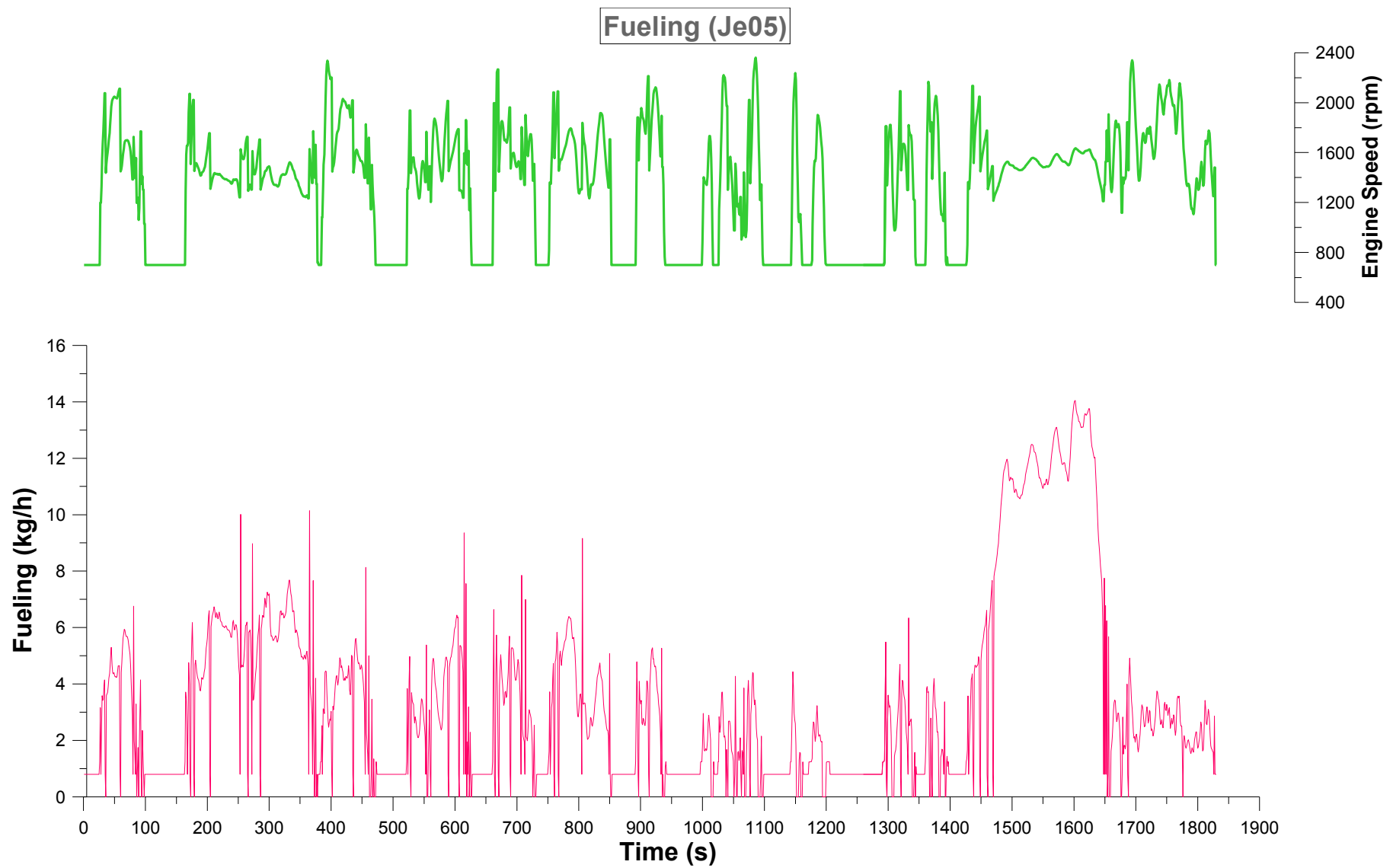


4.17: Ροπή κινητήρα κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου Je05

Σχήμα

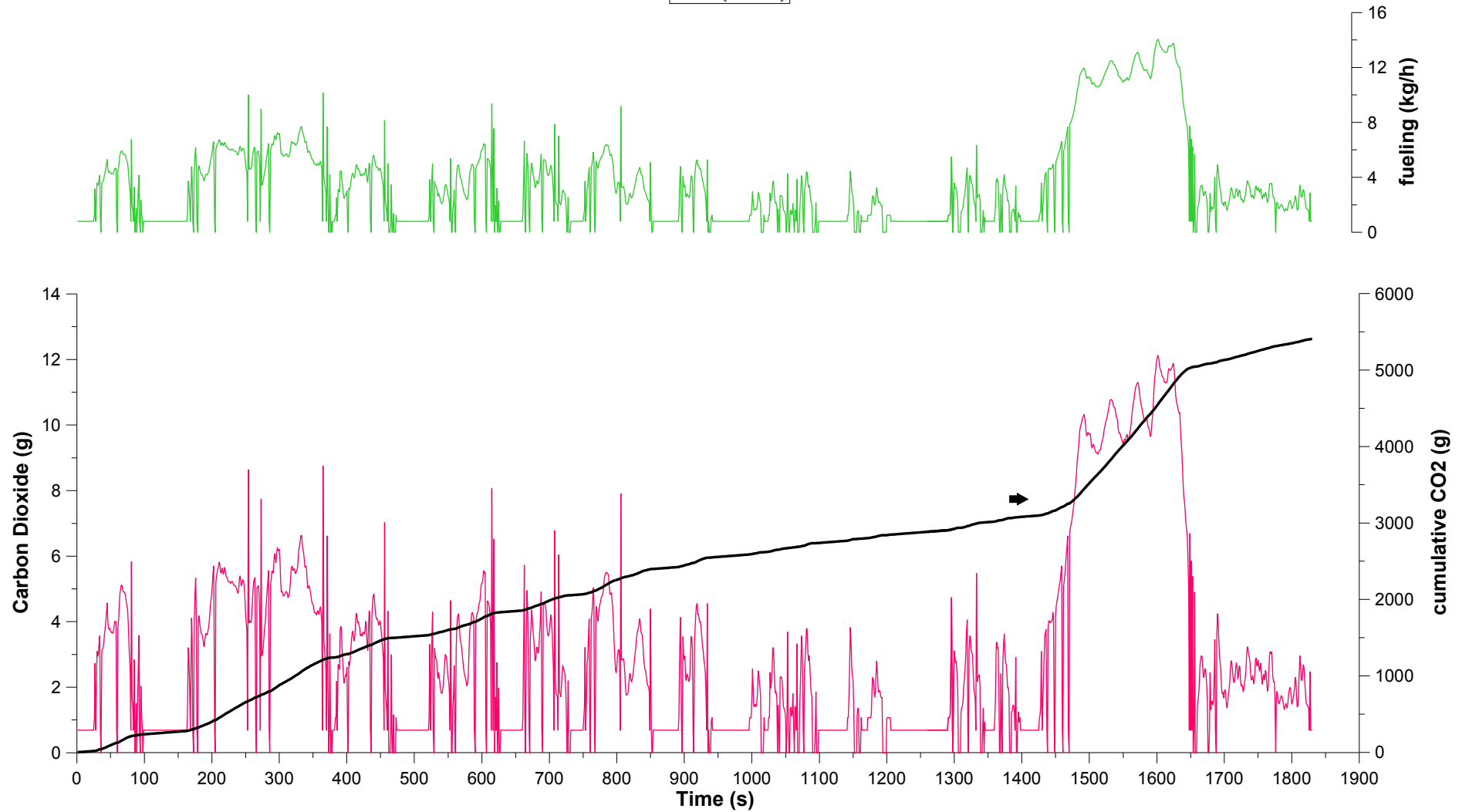


Σχήμα 4.18: Ισχύς Κινητήρα κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου Je05



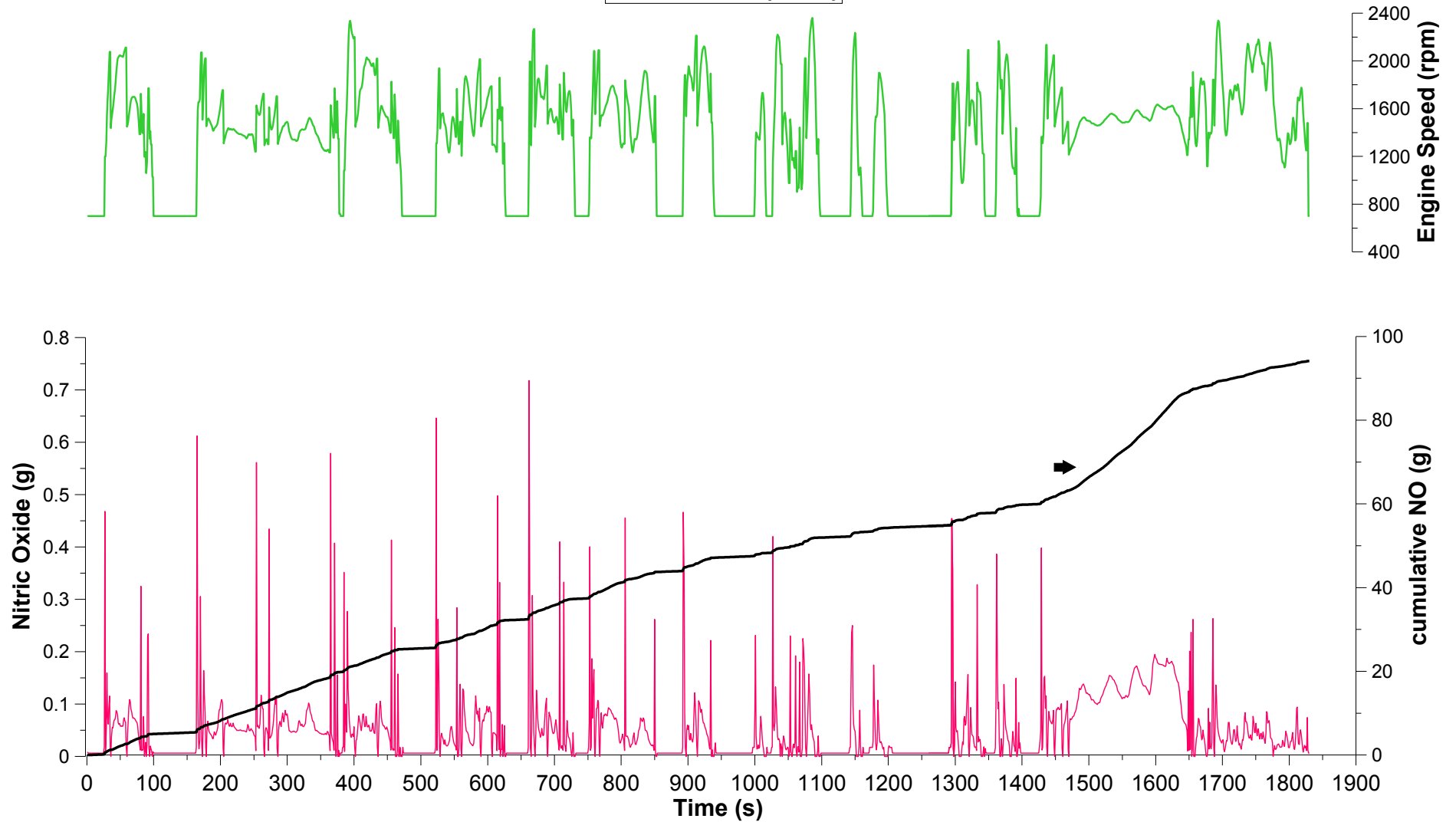
Σχήμα 4.19: Κατανάλωση Καυσίμου κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου Je05

CO2(Je05)

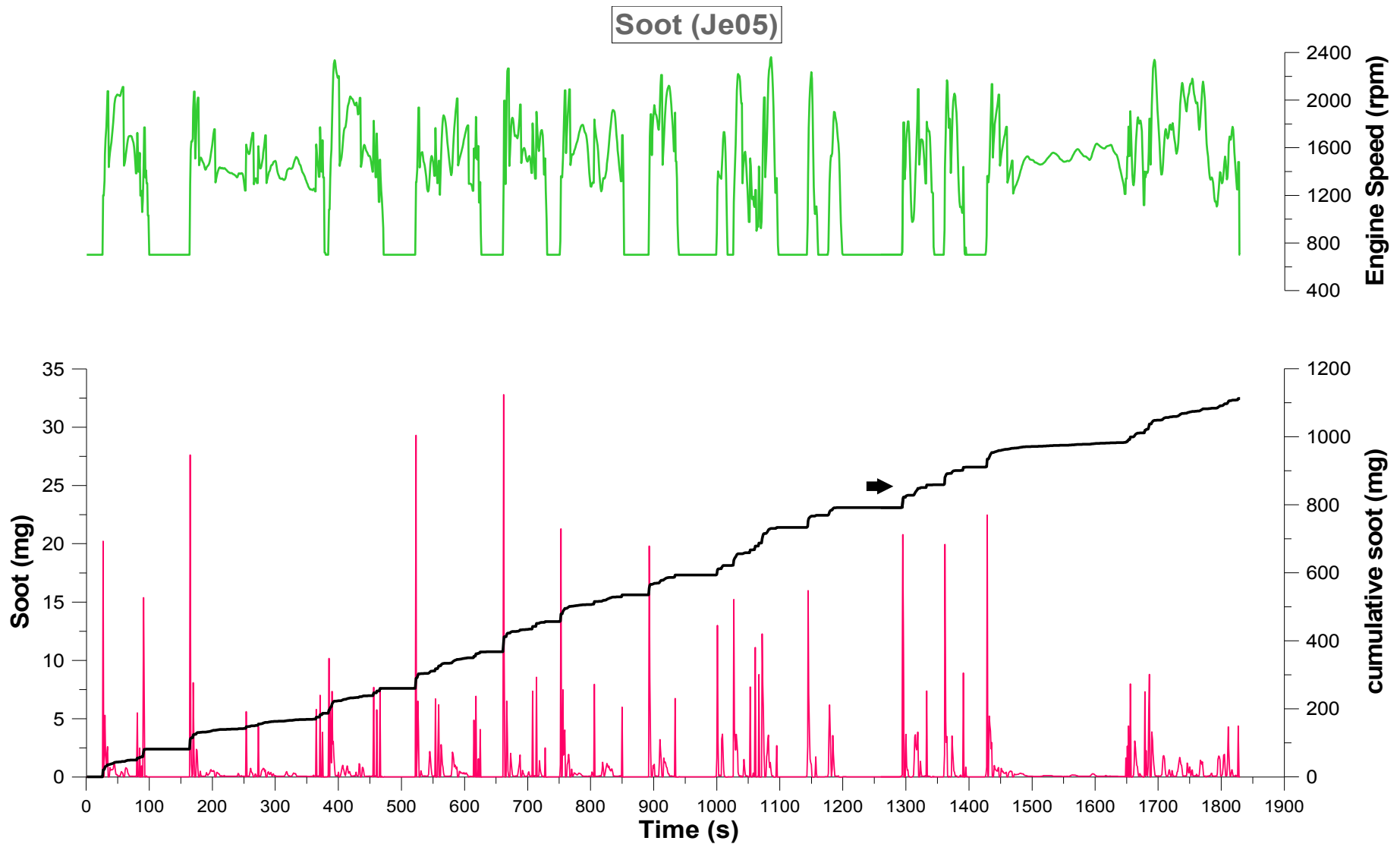


4.20: Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα (CO₂) κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου Je05

Nitric Oxide (Je05)



4.21: Εκπομπές Μονοξειδίων του Αζώτου (NO) κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου Je05

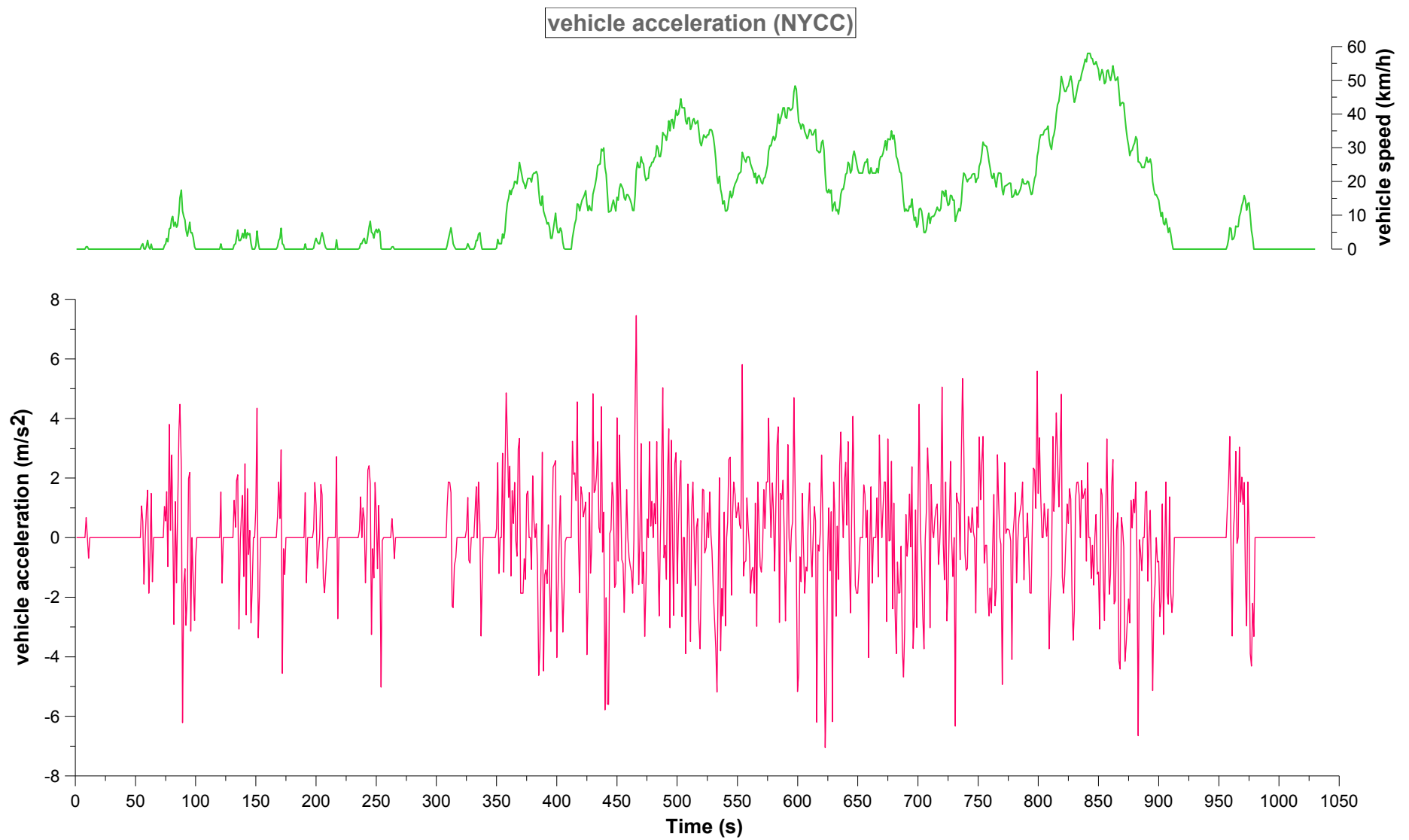


Σχήμα 4.22: Εκπομπές Αιθάλης κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου Je05

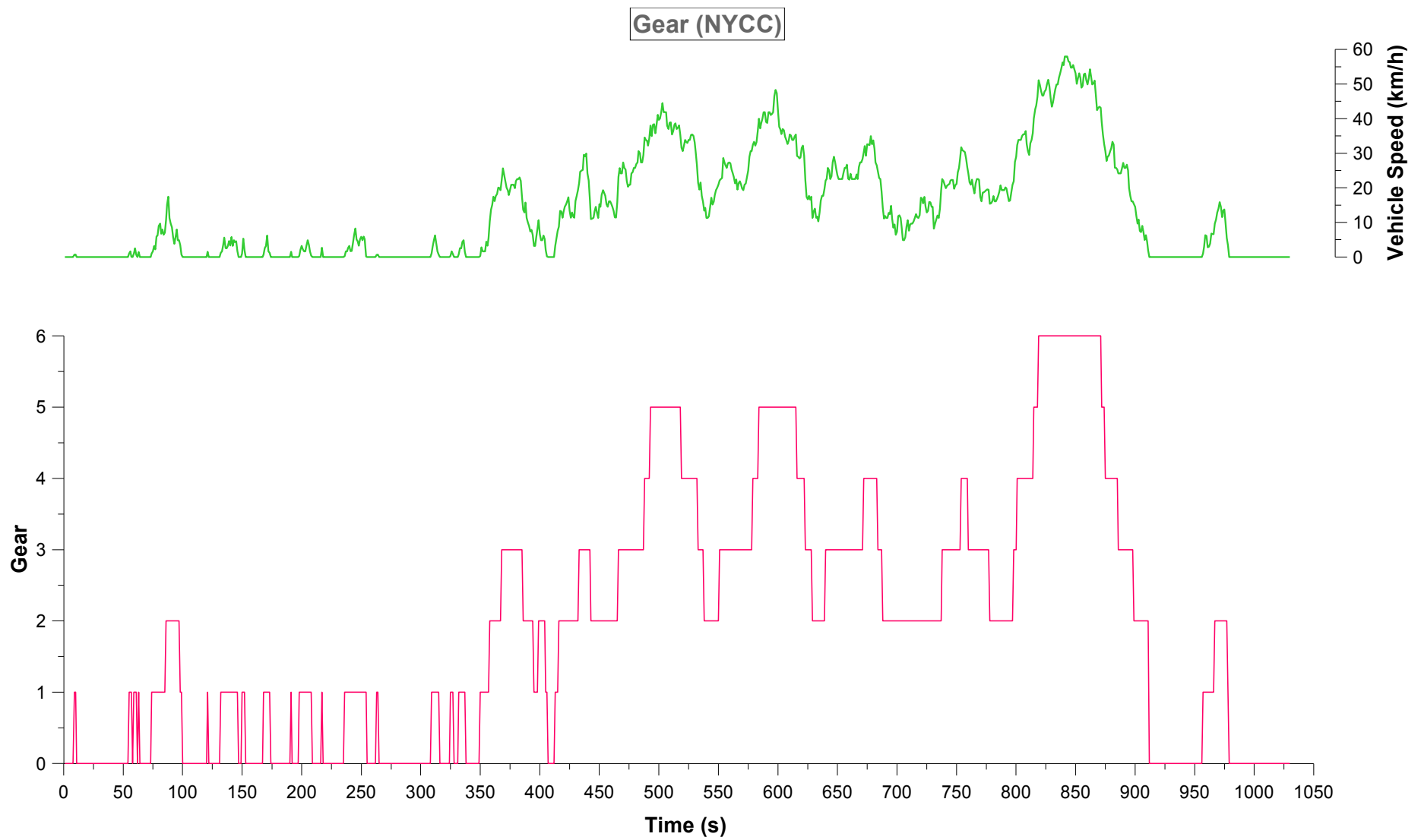
4.4 Αμερικάνικος Μεταβατικός Κύκλος Εντός Πόλης NYCC (New York Composite Cycle)

Στα Σχήματα 4.23 ÷ 4.33 παρουσιάζονται όλα τα μεγέθη που εξετάζονται για την πρόβλεψη των εκπομπών καυσαερίων και επιδόσεων οχήματος βαρέως τύπου κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου NYCC. Στον Πίνακα 4.3 παρουσιάζεται η στρατηγική που ακολουθήσαμε για την εναλλαγή ταχυτήτων στο κιβώτιο.

Ο μεταβατικός κύκλος NYCC αφορά ένα κύκλο πόλης με χαμηλές τιμές ταχύτητας, μέση ταχύτητα 14,11km/h και μέγιστη ταχύτητα 57,96km/h. Συγκεκριμένα μπορούμε να διακρίνουμε δύο τμήματα, το πρώτο από την εκκίνηση μέχρι περίπου τη χρονική στιγμή των 350s με χαμηλές ταχύτητες ή άφορτη λειτουργία, και το δεύτερο από το 350^ο δευτερόλεπτο μέχρι το τέλος του κύκλου, όπου παρουσιάζονται ιδιαίτερα έντονες μεταβολές της ταχύτητας.



Σχήμα 4.23: Επιτάχυνση του οχήματος κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου NYCC

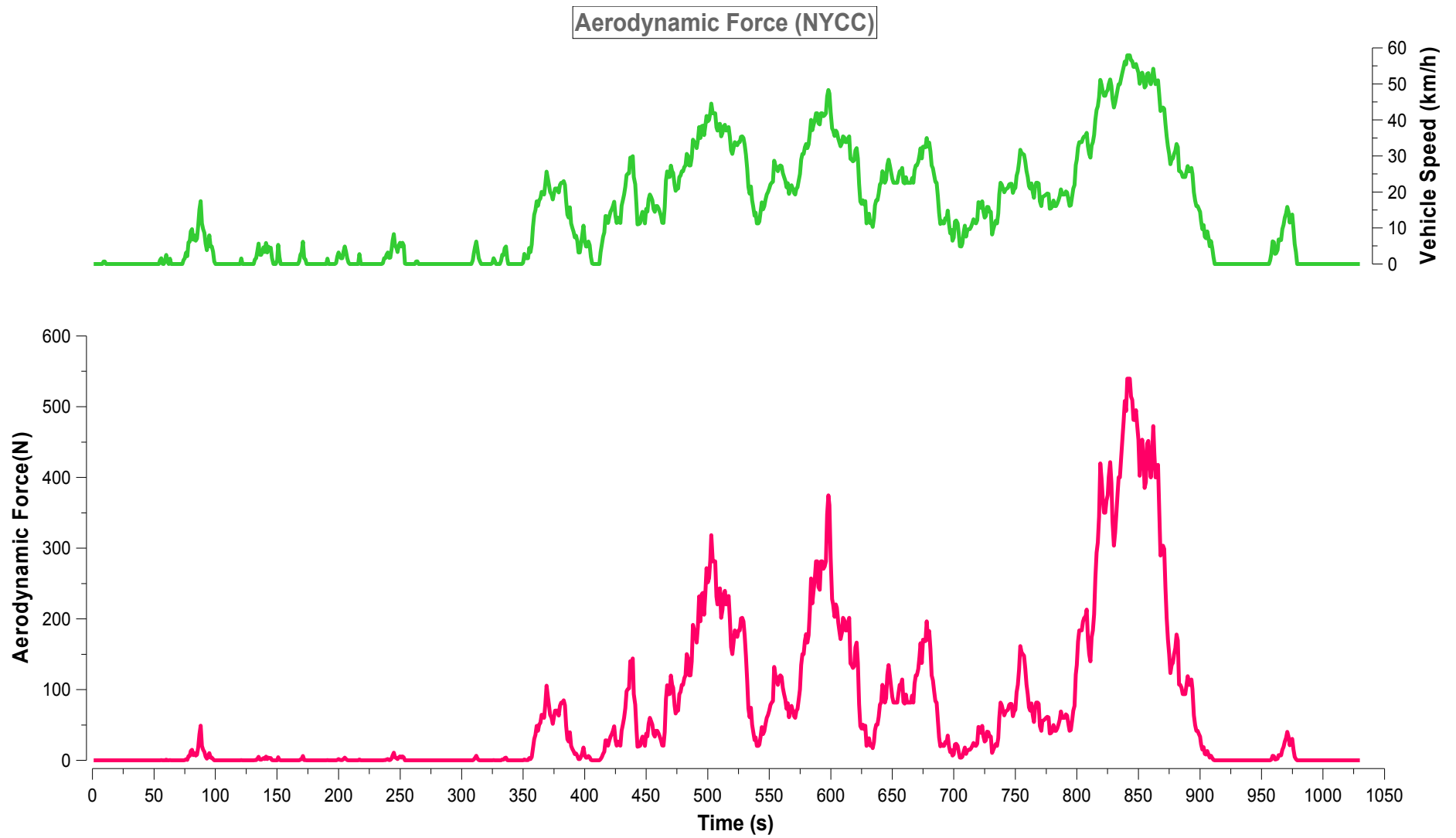


Σχήμα 4.24: Εναλλαγή ταχυτήτων στο κιβώτιο κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου NYCC

Στον Πίνακα, 4.3 παρατίθεται ο τρόπος με τον οποίο διαμορφώθηκε το παραπάνω διάγραμμα, που αφορά την εναλλαγή ταχυτήτων στο κιβώτιο κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου NYCC.

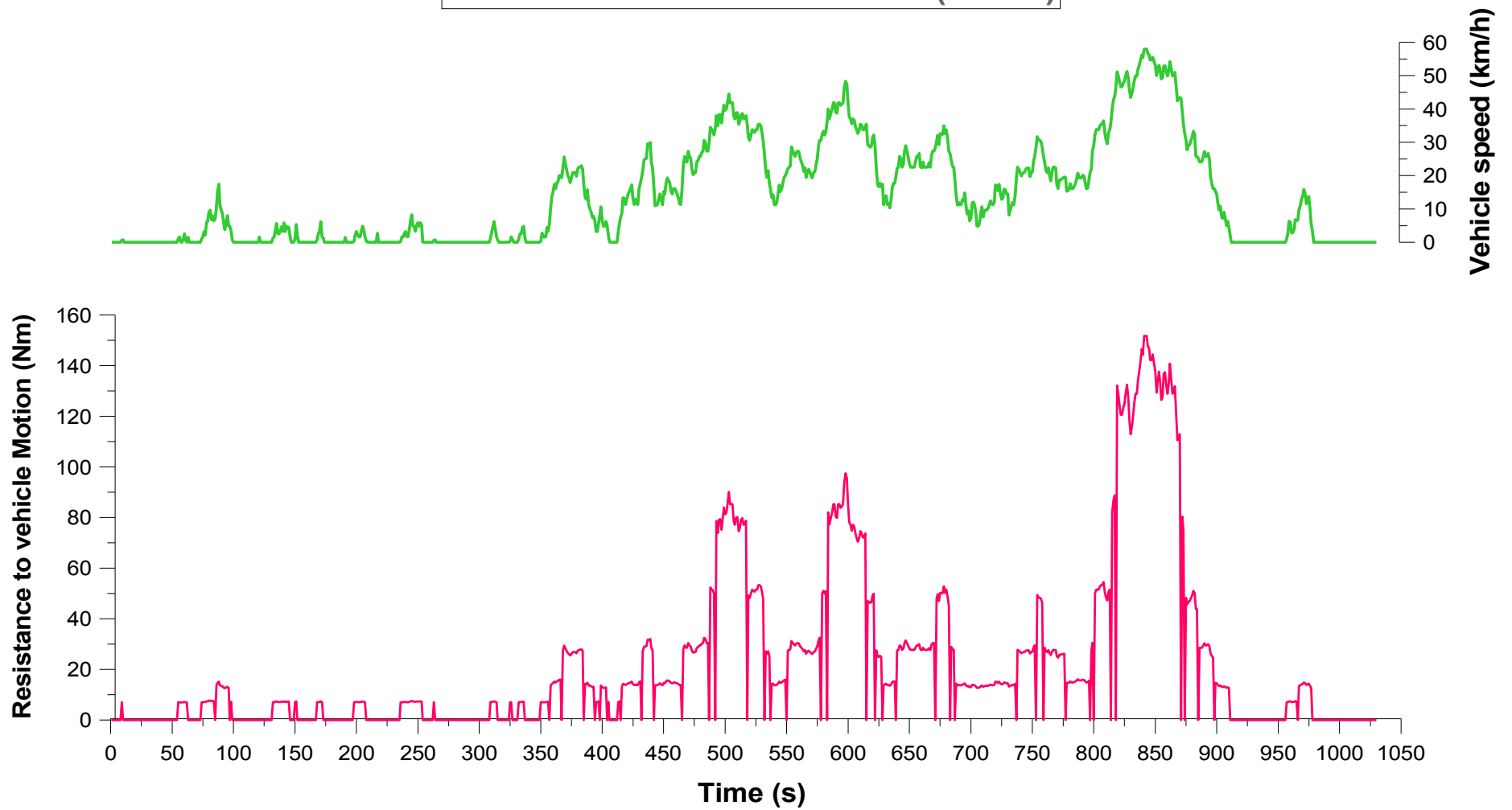
Πίνακας 4.3: Αλλαγή σχέσης μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου NYCC

ταχύτητα οχήματος (km/h)	αλλαγή σχέσης μετάδοσης	
	από	σε
Άνοδος ταχύτητας		
>8,5	1η	2α
>21	2α	3η
>30	3η	4η
>37	4η	5η
>47,5	5η	6η
Πτώση ταχύτητας		
<42,5	6η	5η
<32	5η	4η
<25	4η	3η
<16	3η	2α
<3,5	2α	1η
Διάρκεια Αλλαγών	1s	

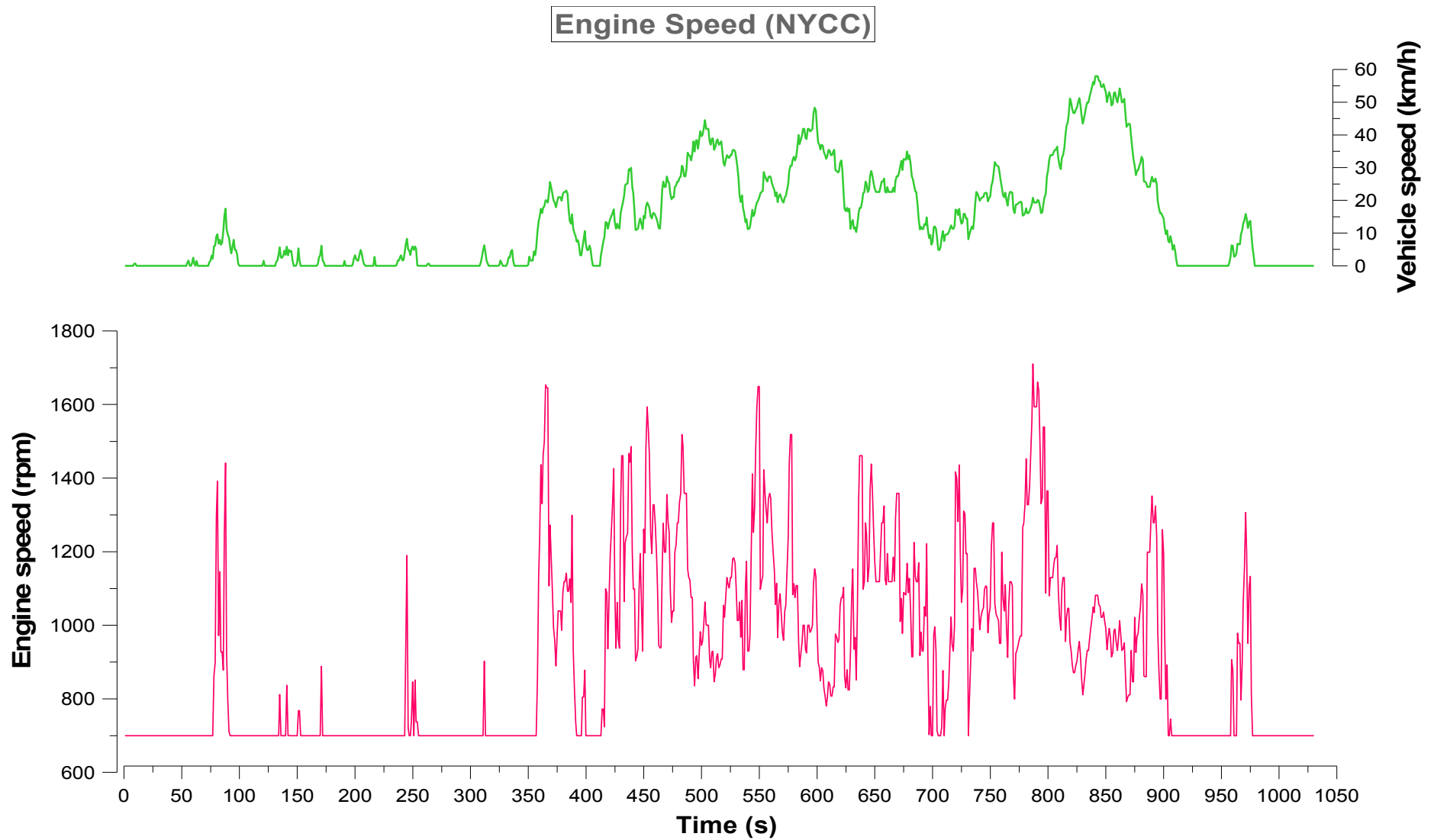


Σχήμα 4.25: Αεροδυναμική αντίσταση οχήματος κατά τη διάρκεια μεταβατικού κύκλου NYCC

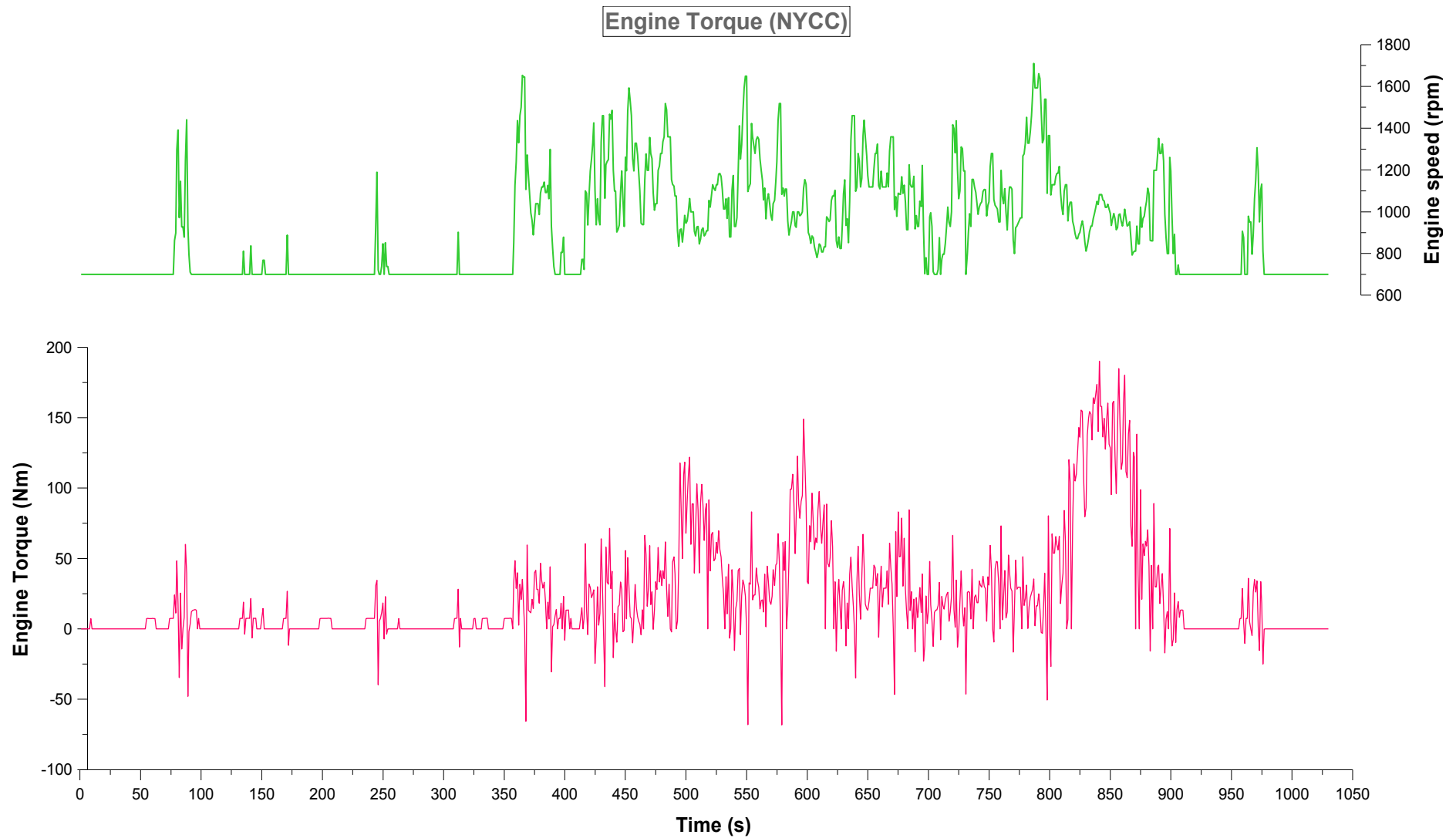
Resistance to vehicle Motion (NYCC)



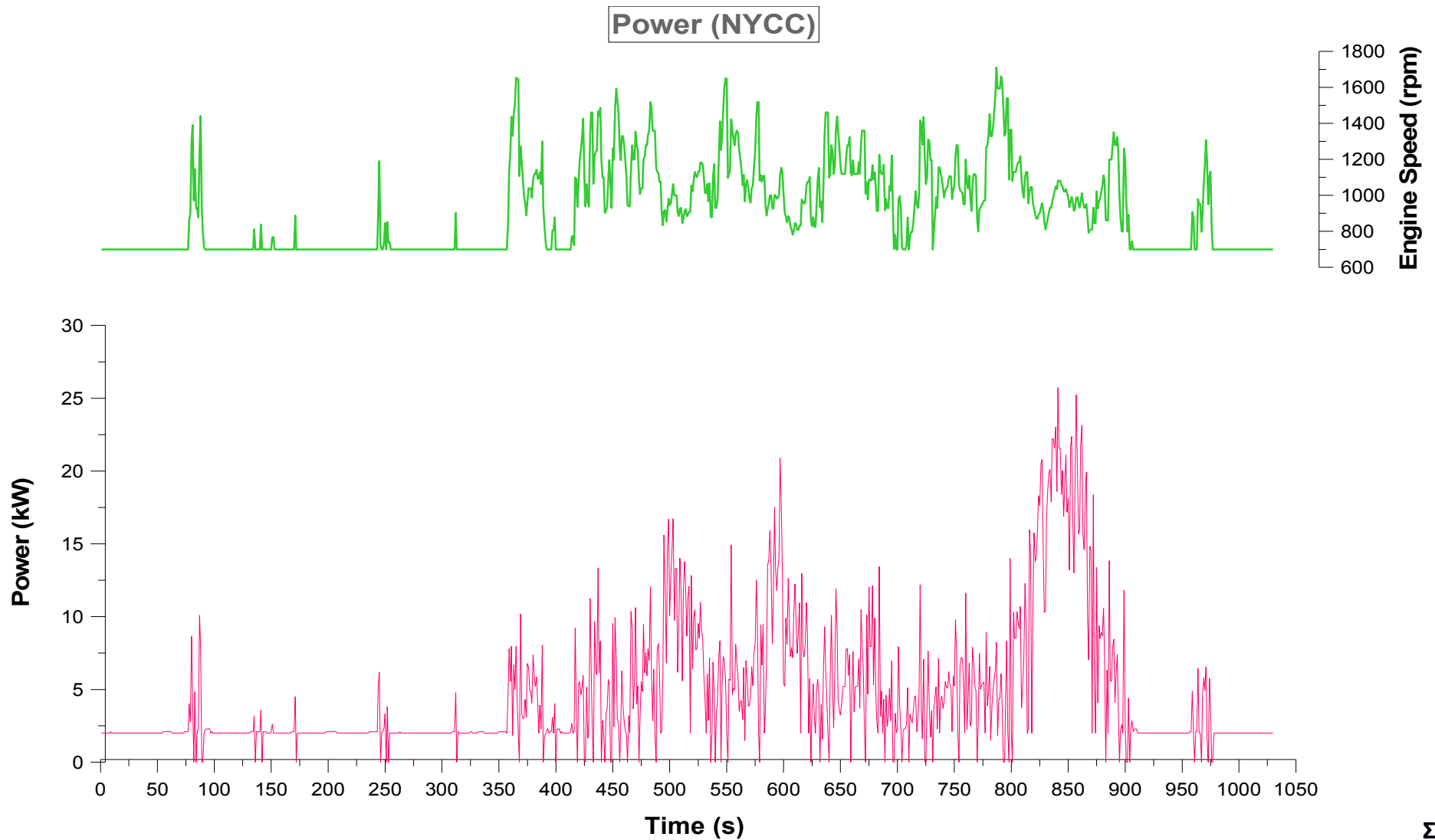
Σχήμα 4.26: Ροπή αντίστασης στην κίνηση του οχήματος κατά τη διάρκεια μεταβατικού κύκλου NYCC



Σχήμα 4.27: Ταχύτητα Περιστροφής κινητήρα κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου NYCC

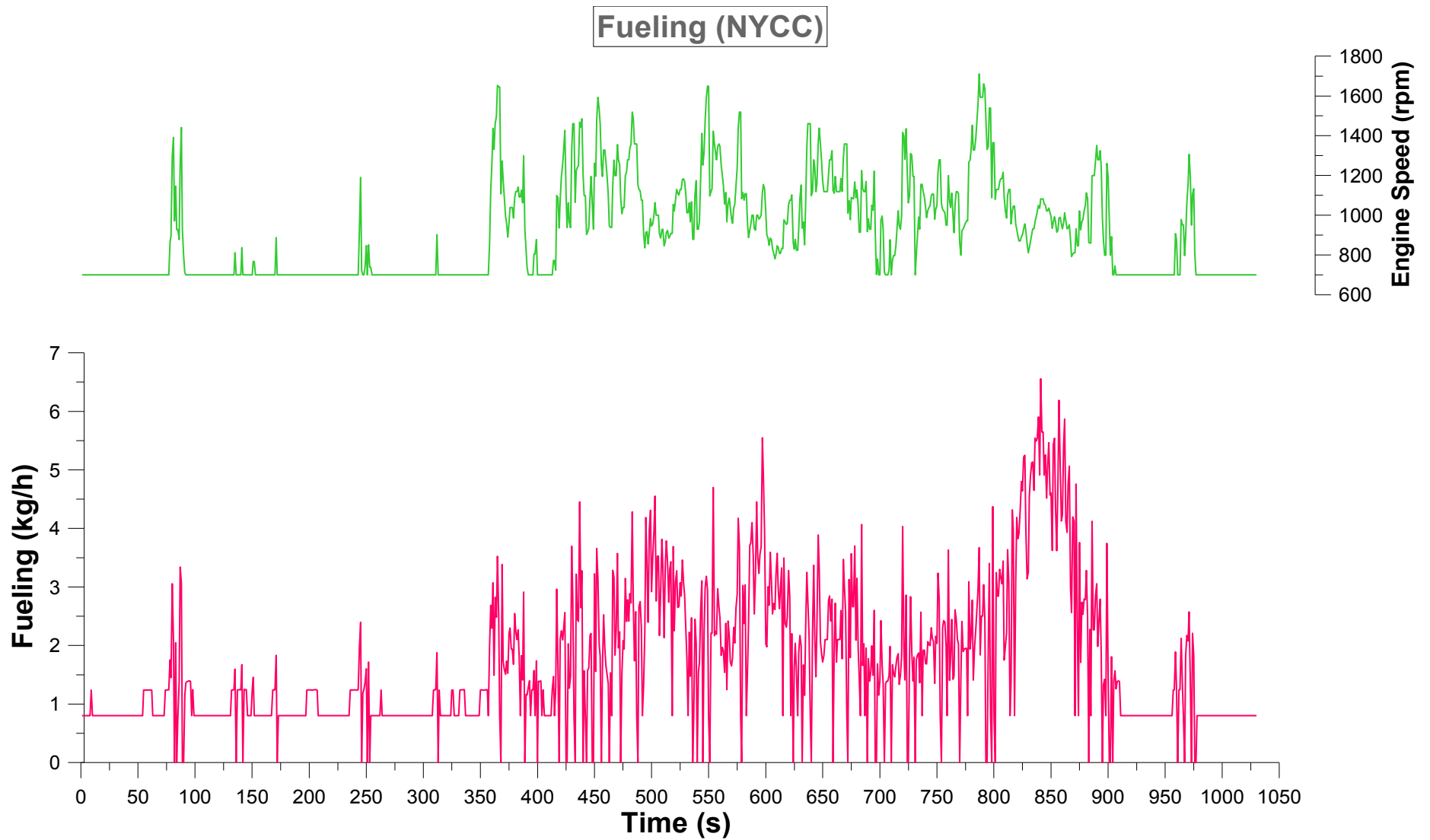


Σχήμα 4.28: Ροπή κινητήρα κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου NYCC

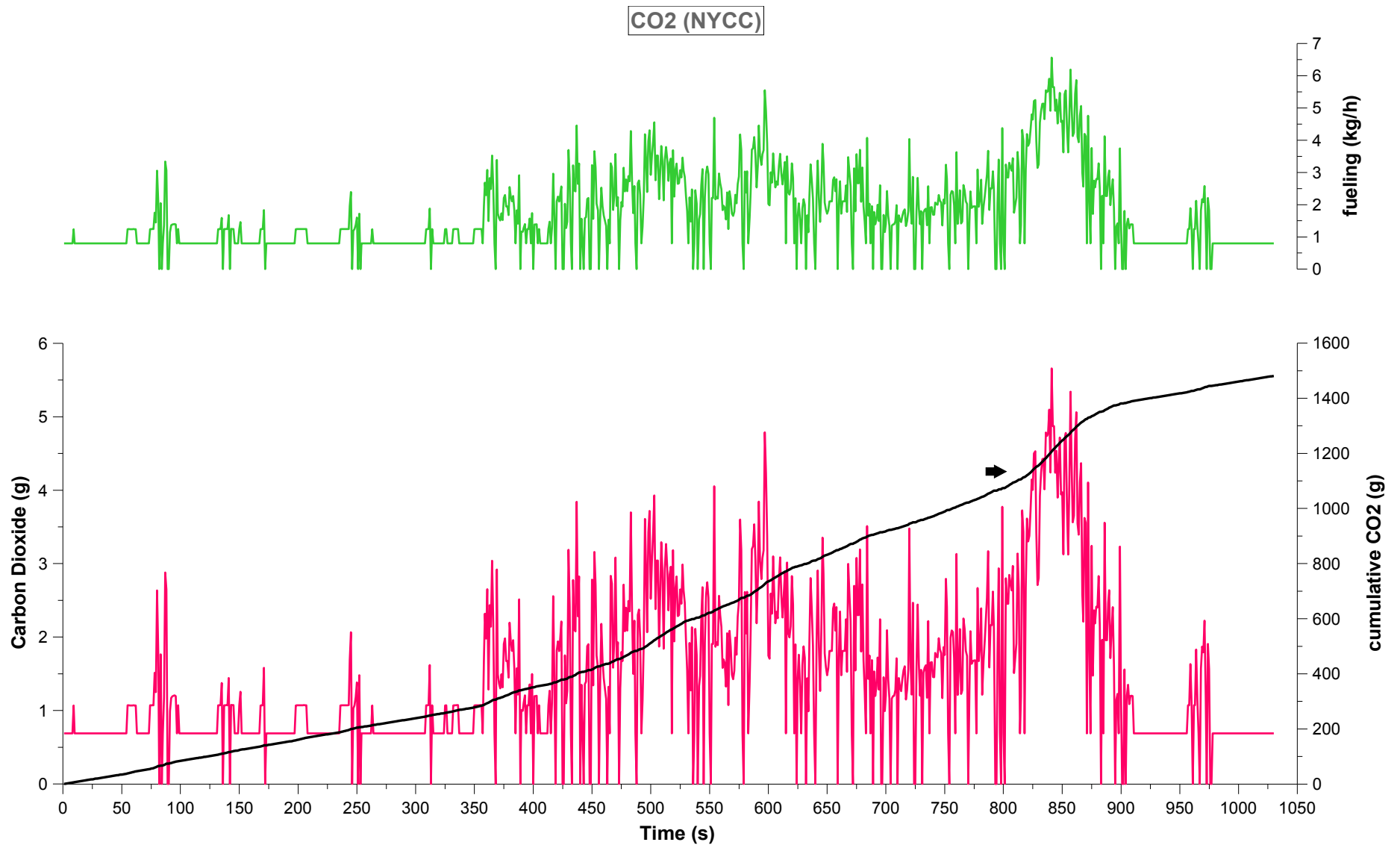


χρήμα 4.29: Ισχύς Κινητήρα κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου NYCC

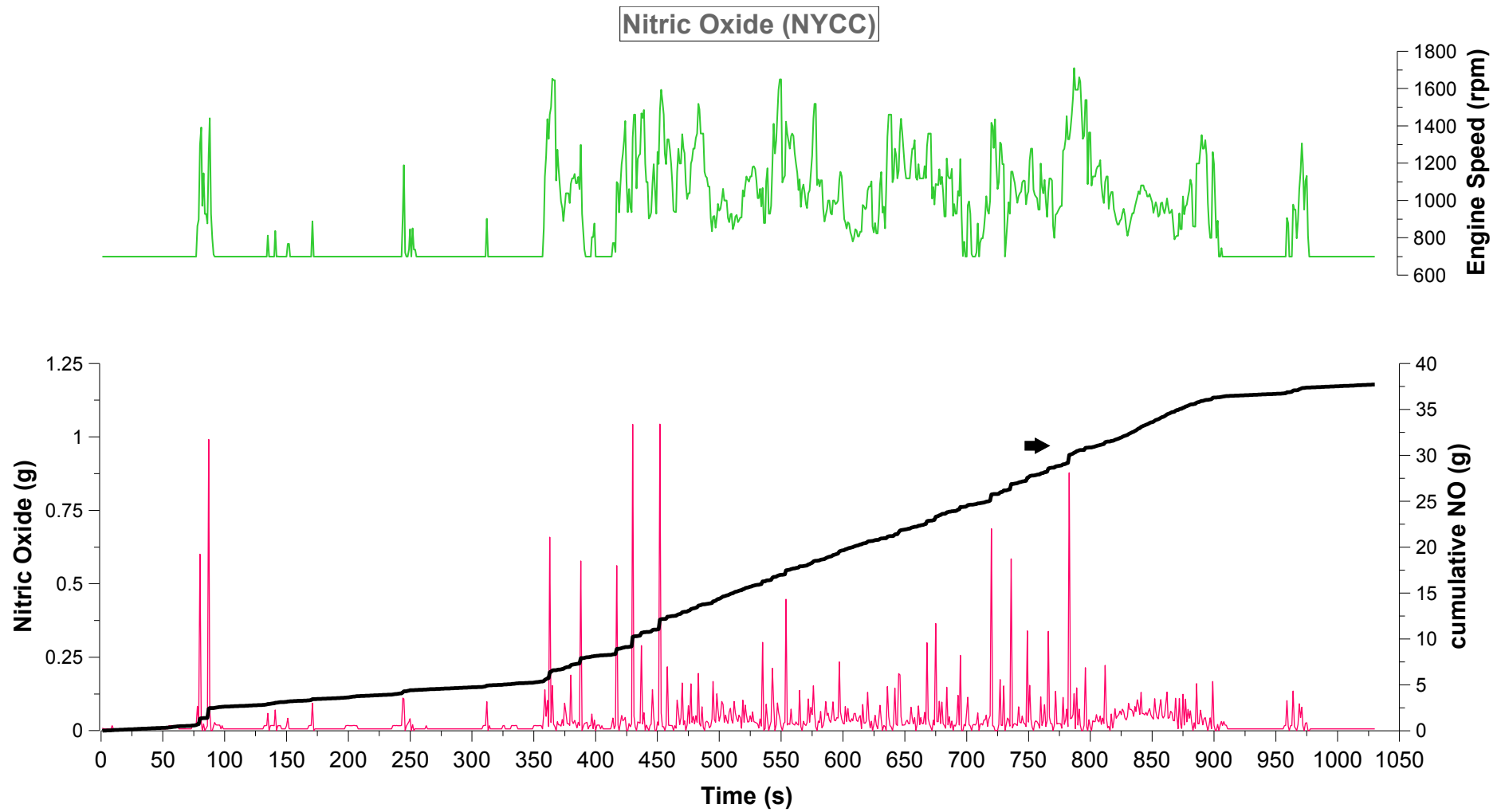
Σ



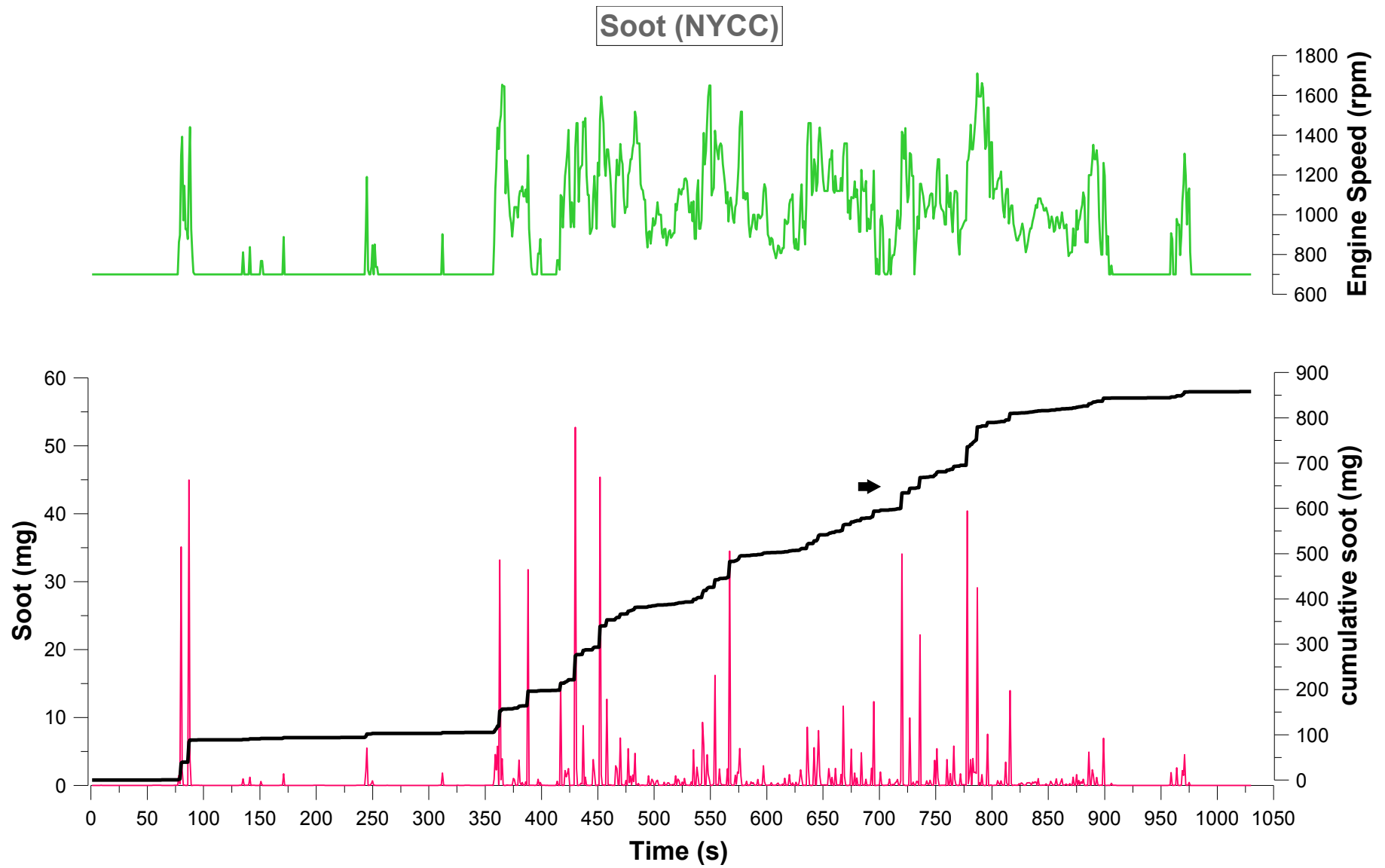
Σχήμα 4.30: Κατανάλωση Καυσίμου κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου NYCC



Σχήμα 4.31: Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα (CO₂) κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου NYCC



Σχήμα 4.32: Εκπομπές Μονοξειδίων του Αζώτου (NO) κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου NYCC

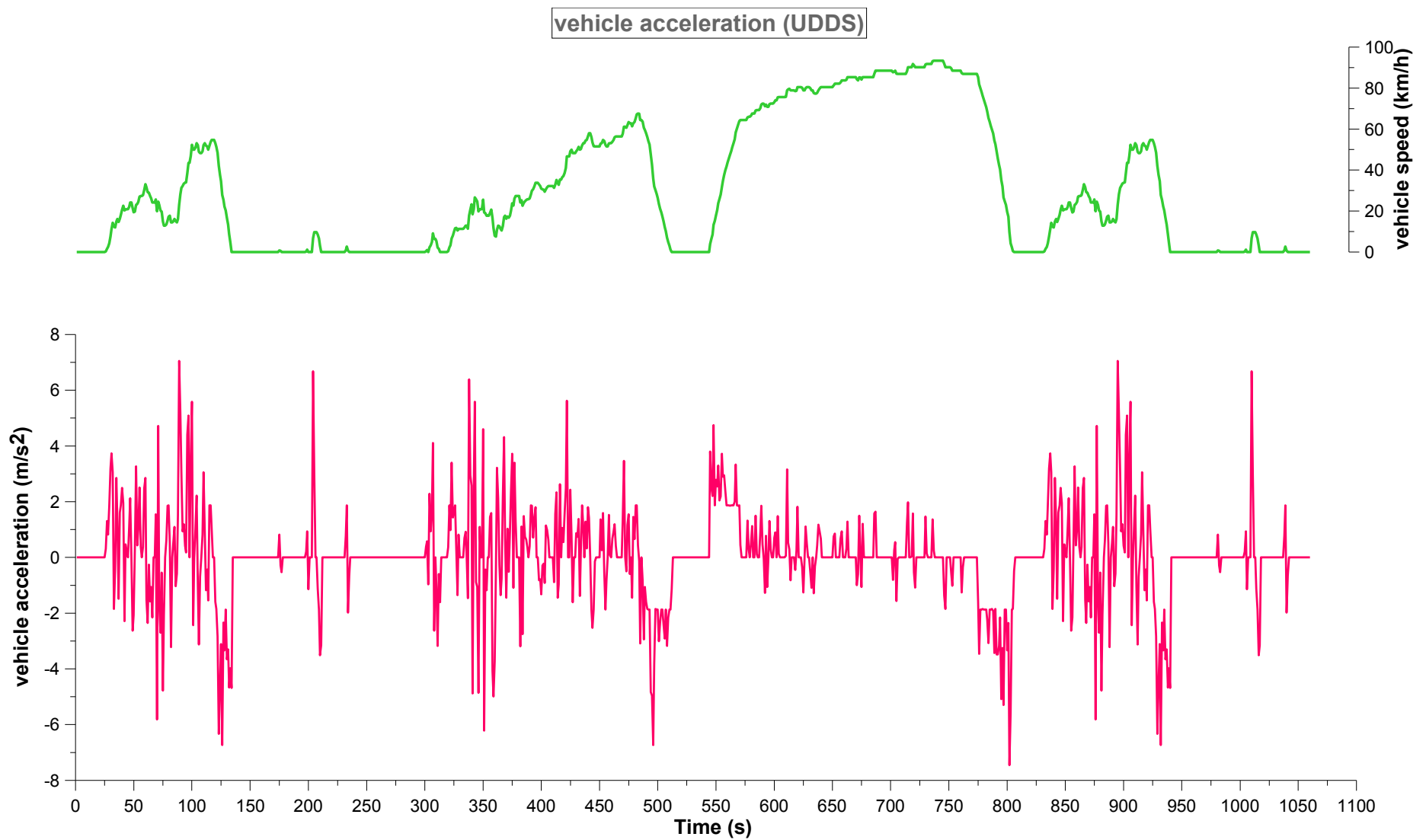


Σχήμα 4.33: Εκπομπές Αιθάλης κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου NYCC

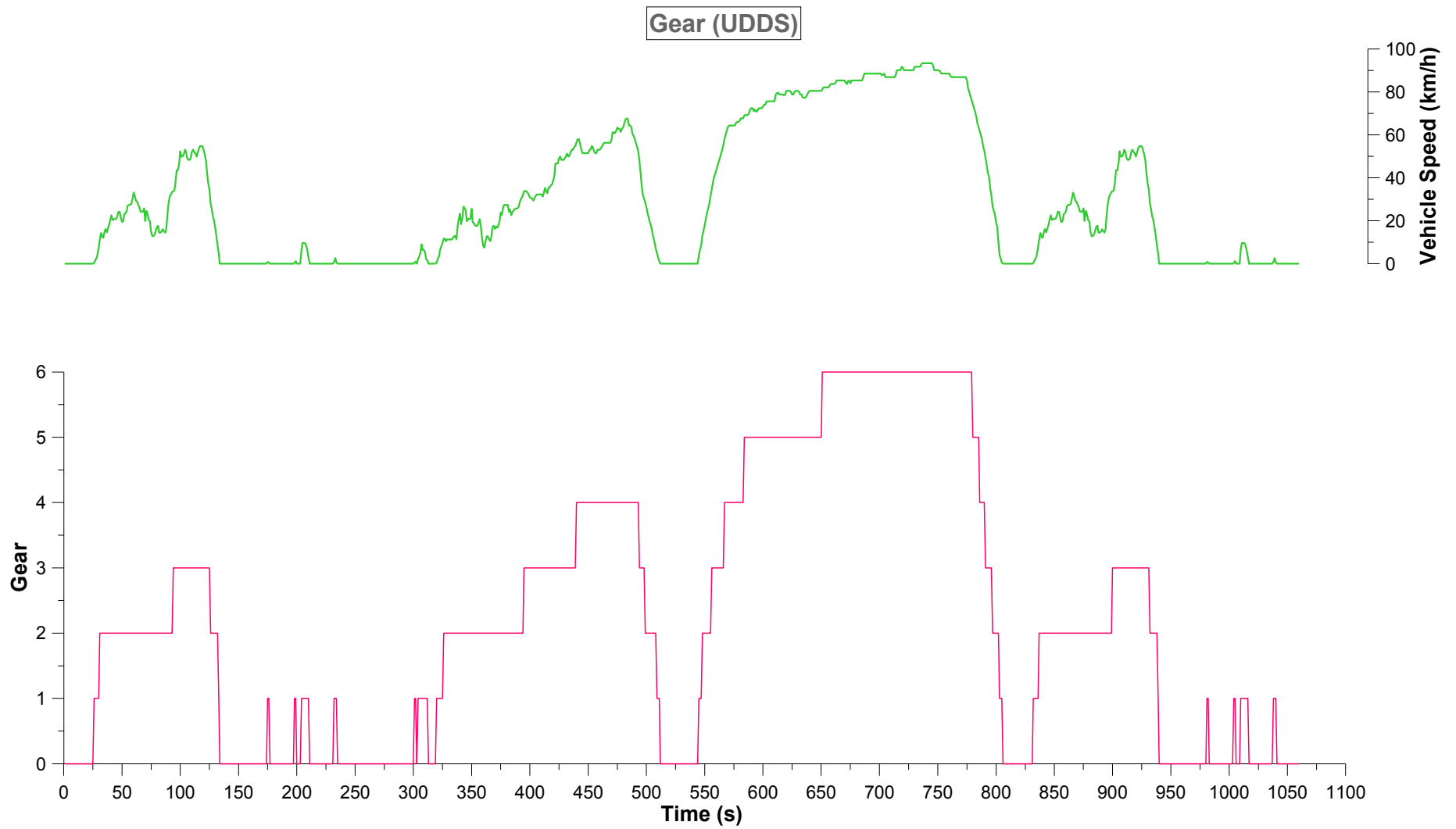
4.5 Αμερικάνικος Μεταβατικός Κύκλος Εντός Πόλης UDDS (Urban Dynamometer Driving Schedule)

Στα Σχήματα 4.34 ÷ 4.44 παρουσιάζονται όλα τα μεγέθη που εξετάζονται για την πρόβλεψη των εκπομπών καυσαερίων και επιδόσεων οχήματος βαρέως τύπου κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου UDDS. Στον Πίνακα 4.4 παρουσιάζεται η στρατηγική που ακολουθήσαμε για την εναλλαγή ταχυτήτων στο κιβώτιο.

Ο μεταβατικός κύκλος UDDS αντιπροσωπεύεται από μέση ταχύτητα 30,39km/h και μέγιστη 93,38km/h, περίπου τριπλάσια της μέσης. Στο συγκεκριμένο κύκλο φαίνεται χαρακτηριστικά ο τρόπος με τον οποίο συμπεριφέρονται η ροπή του κινητήρα, η ισχύς και η κατανάλωση καυσίμου, Σχήματα 4.39, 4.40, 4.41 αντίστοιχα, όταν παρουσιάζεται μείωση στις στροφές του κινητήρα. Συγκεκριμένα εντοπίζουμε απότομη και κατακόρυφη πτώση των εξεταζόμενων μεγεθών.



Σχήμα 4.34: Επιτάχυνση του οχήματος κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου UDDS

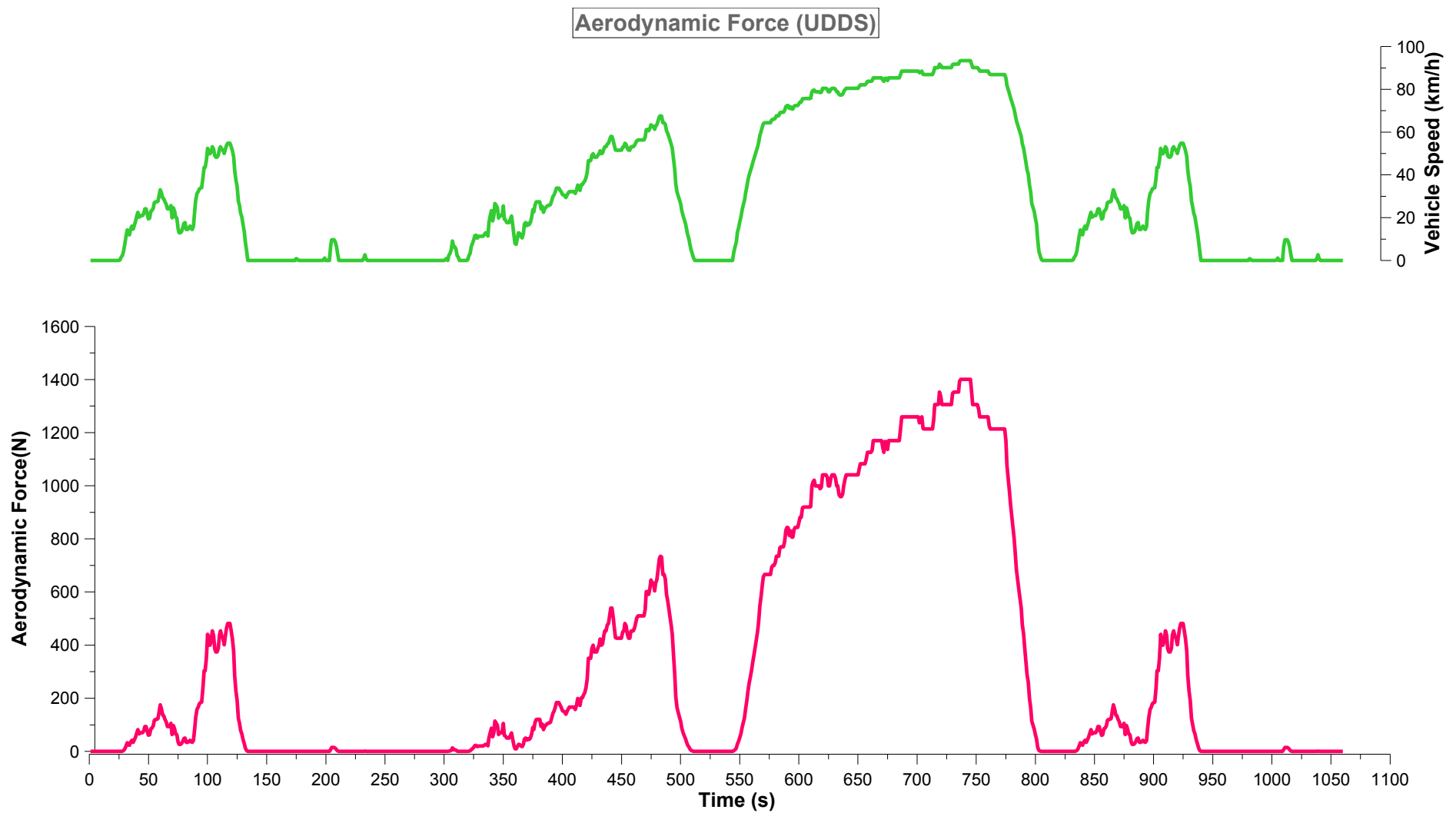


Σχήμα 4.35: Εναλλαγή ταχυτήτων στο κιβώτιο κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου UDDS

Στον Πίνακα 4.4 παρατίθεται ο τρόπος με τον οποίο διαμορφώθηκε το παραπάνω διάγραμμα, που αφορά την εναλλαγή ταχυτήτων στο κιβώτιο κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου UDDS.

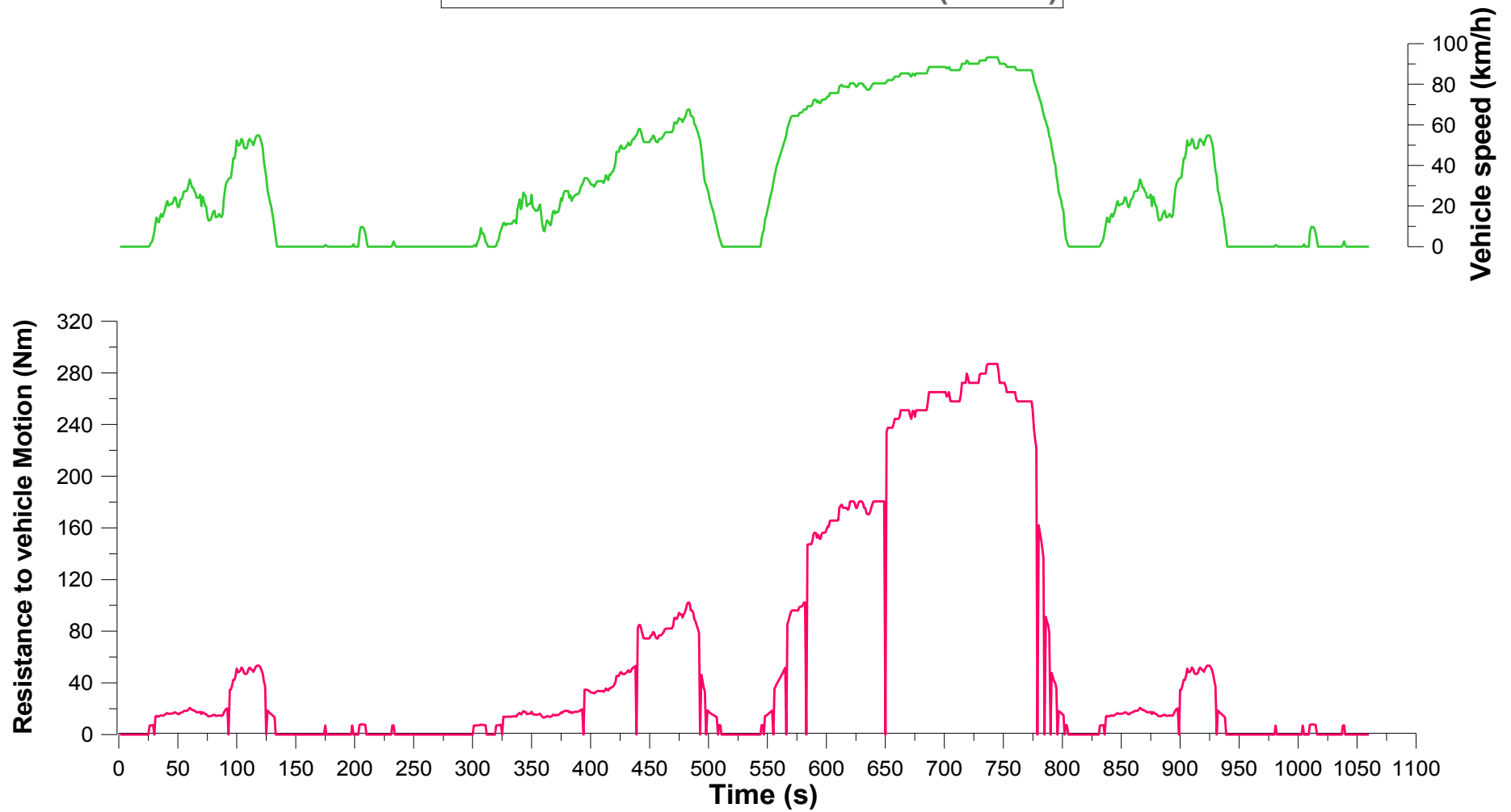
Πίνακας 4.4: Αλλαγή σχέσης μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων κατά τη διάρκεια του Μεταβατικού Κύκλου UDDS

ταχύτητα οχήματος (km/h)	αλλαγή σχέσης μετάδοσης	
	από	σε
Άνοδος ταχύτητας		
>10	1η	2α
>33,5	2α	3η
>55	3η	4η
>68	4η	5η
>80,5	5η	6η
Πτώση ταχύτητας		
<75,5	6η	5η
<63	5η	4η
<50	4η	3η
<28,5	3η	2α
<5	2α	1η
Διάρκεια Αλλαγών	1s	

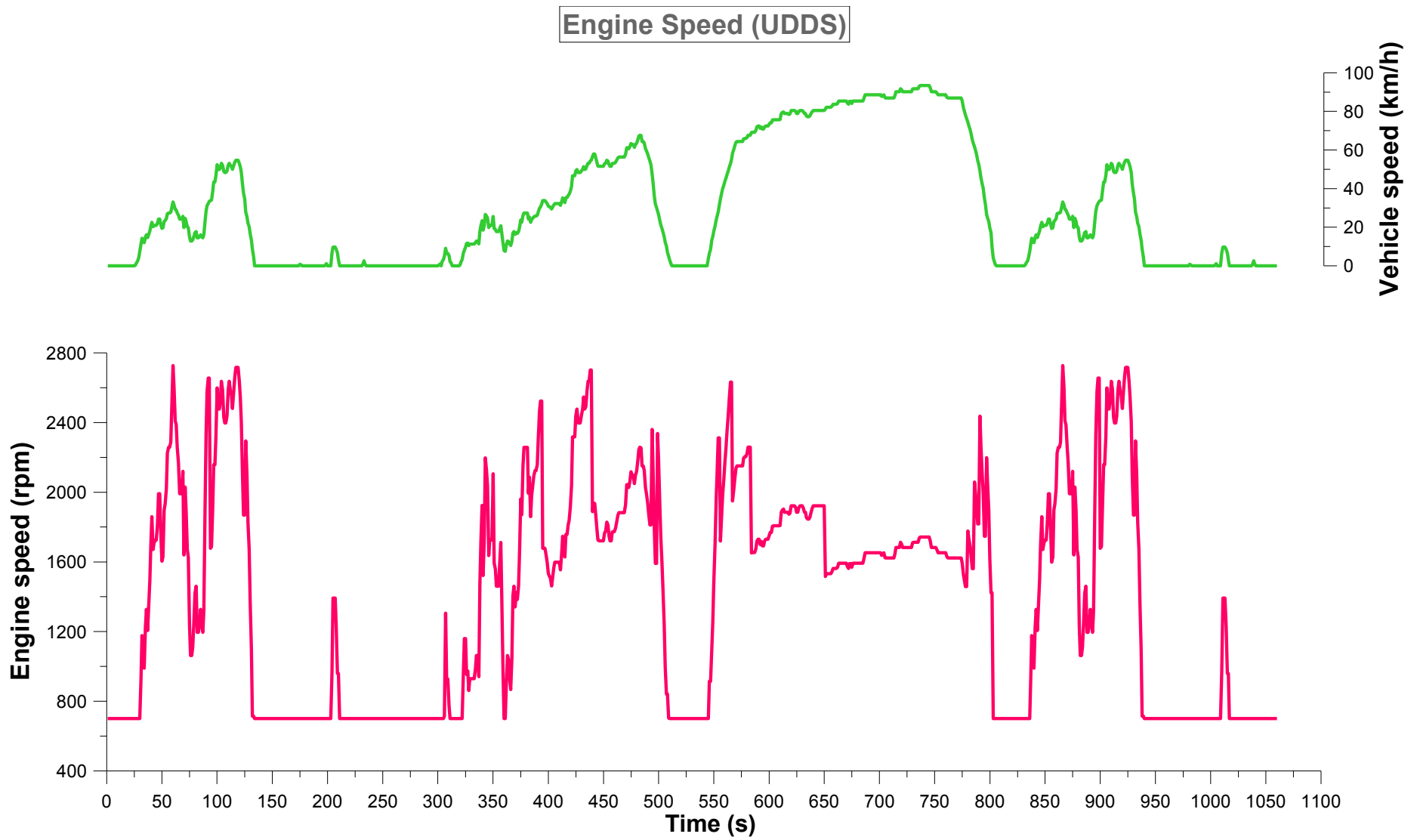


Σχήμα 4.36: Αεροδυναμική αντίσταση οχήματος κατά τη διάρκεια μεταβατικού κύκλου UDDS

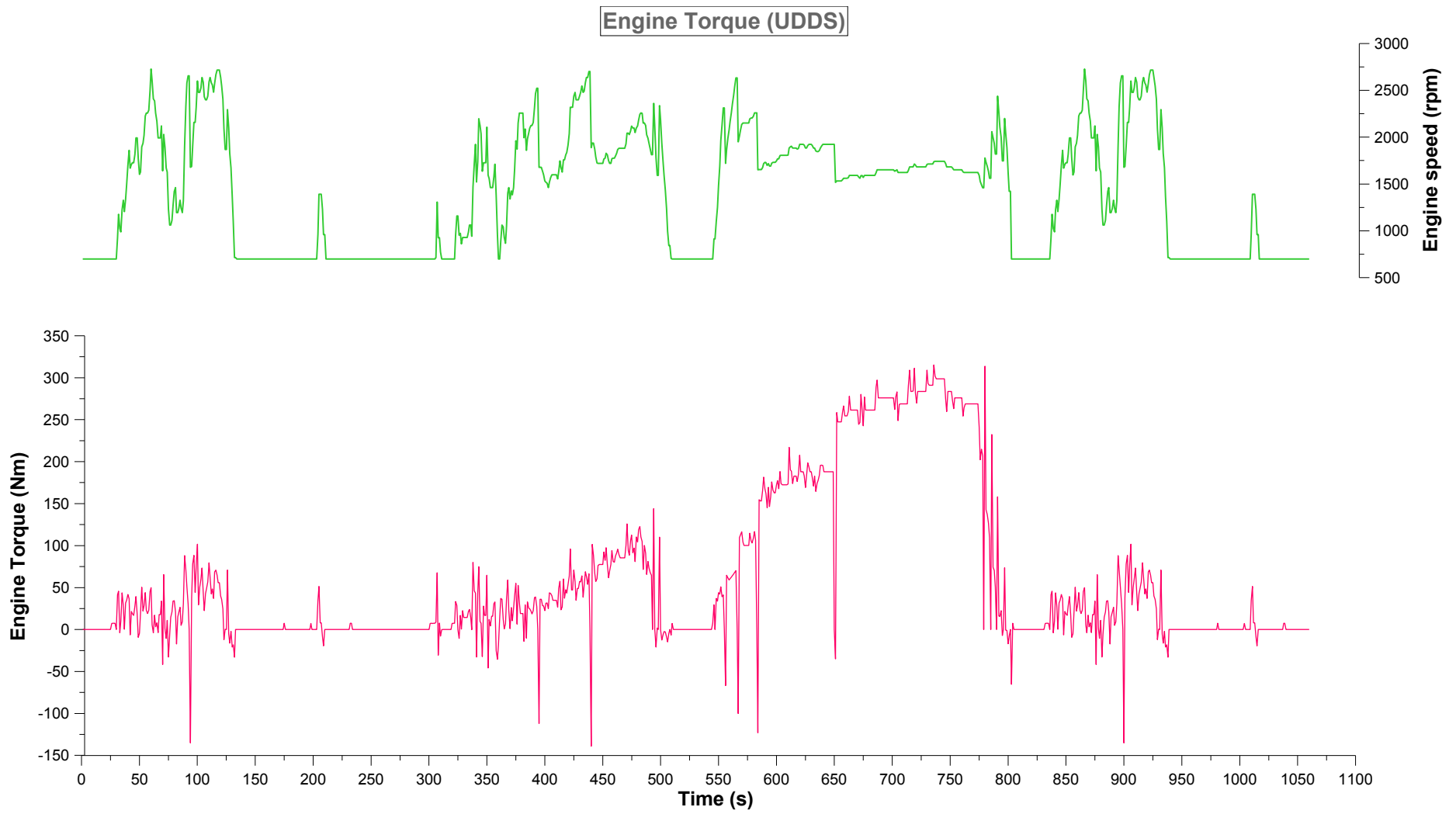
Resistance to vehicle Motion (UDDS)



Σχήμα 4.37: Ροπή αντίστασης στην κίνηση του οχήματος κατά τη διάρκεια μεταβατικού κύκλου UDDS



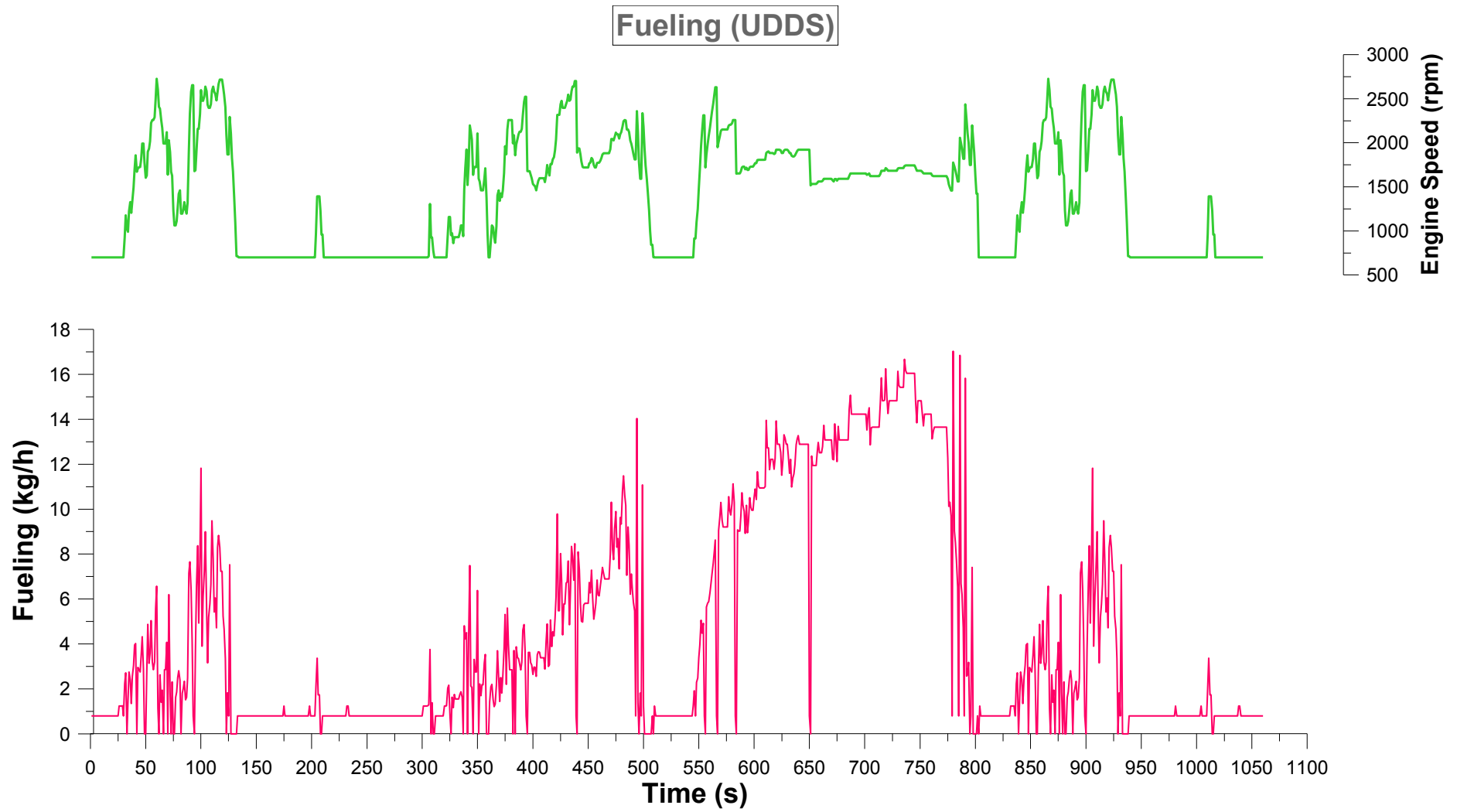
Σχήμα 4.38: Ταχύτητα Περιστροφής κινητήρα κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου UDDS



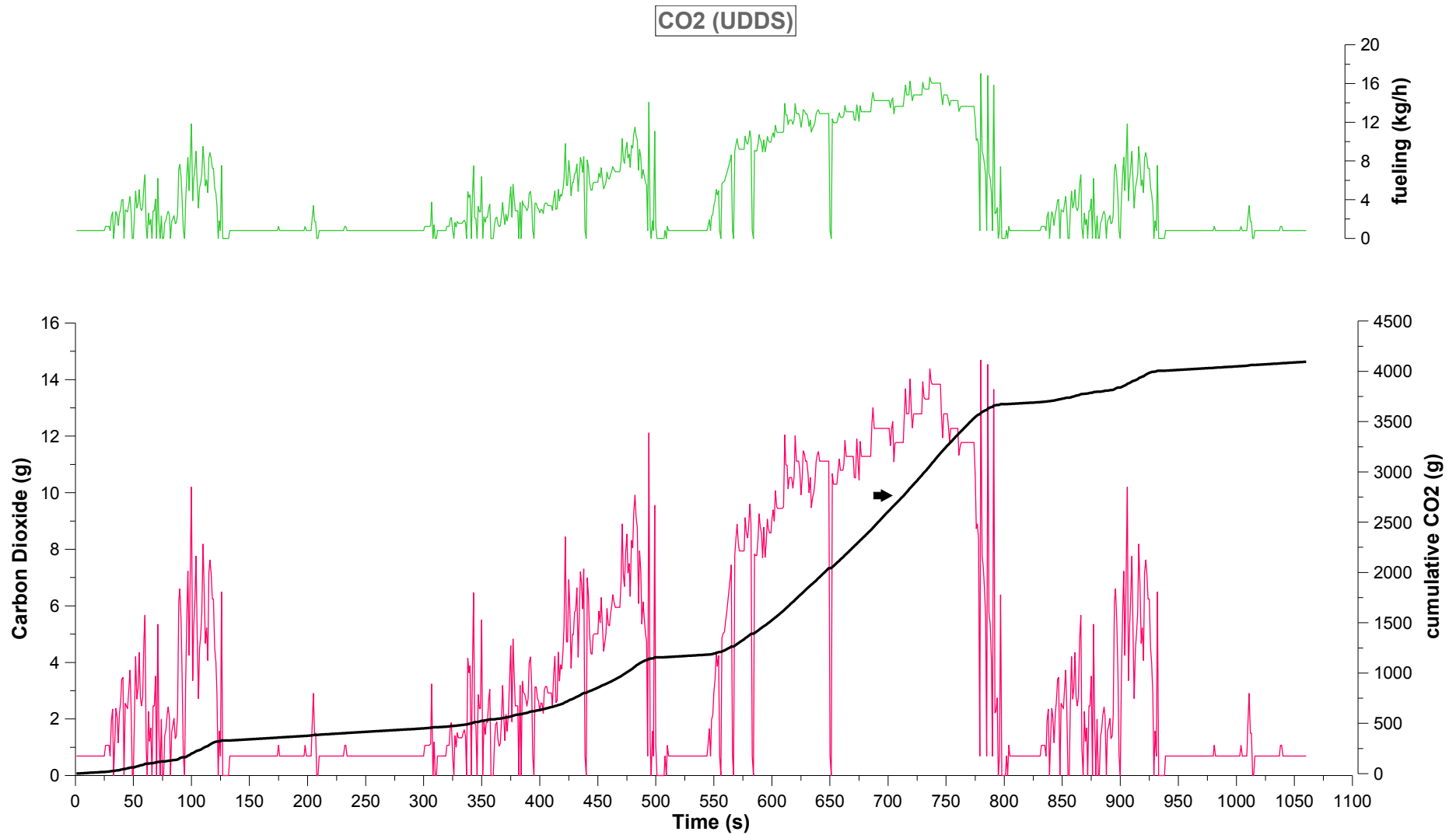
Σχήμα 4.39: Ροπή κινητήρα κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου UDDS



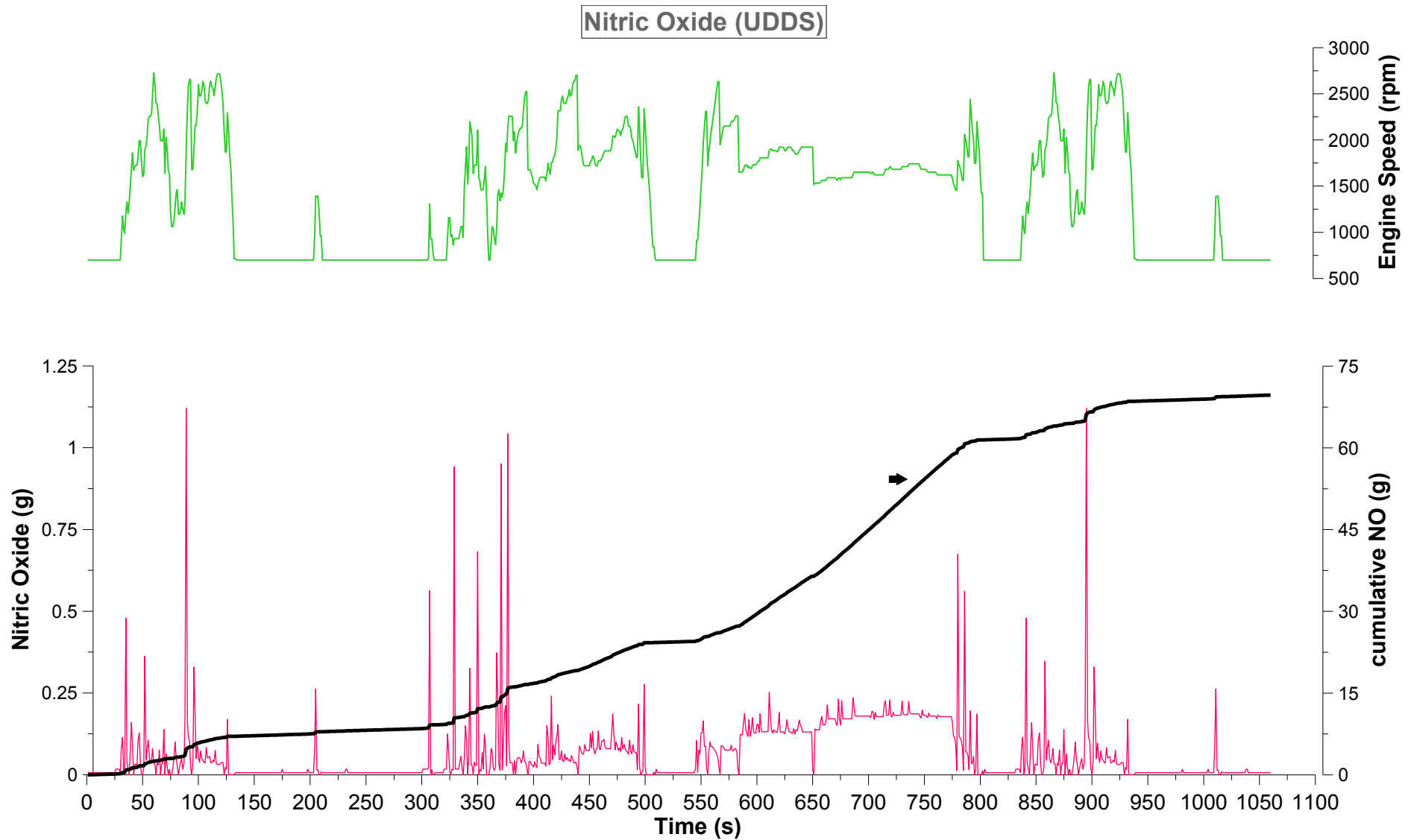
Σχήμα 4.40: Ισχύς Κινητήρα κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου UDDS



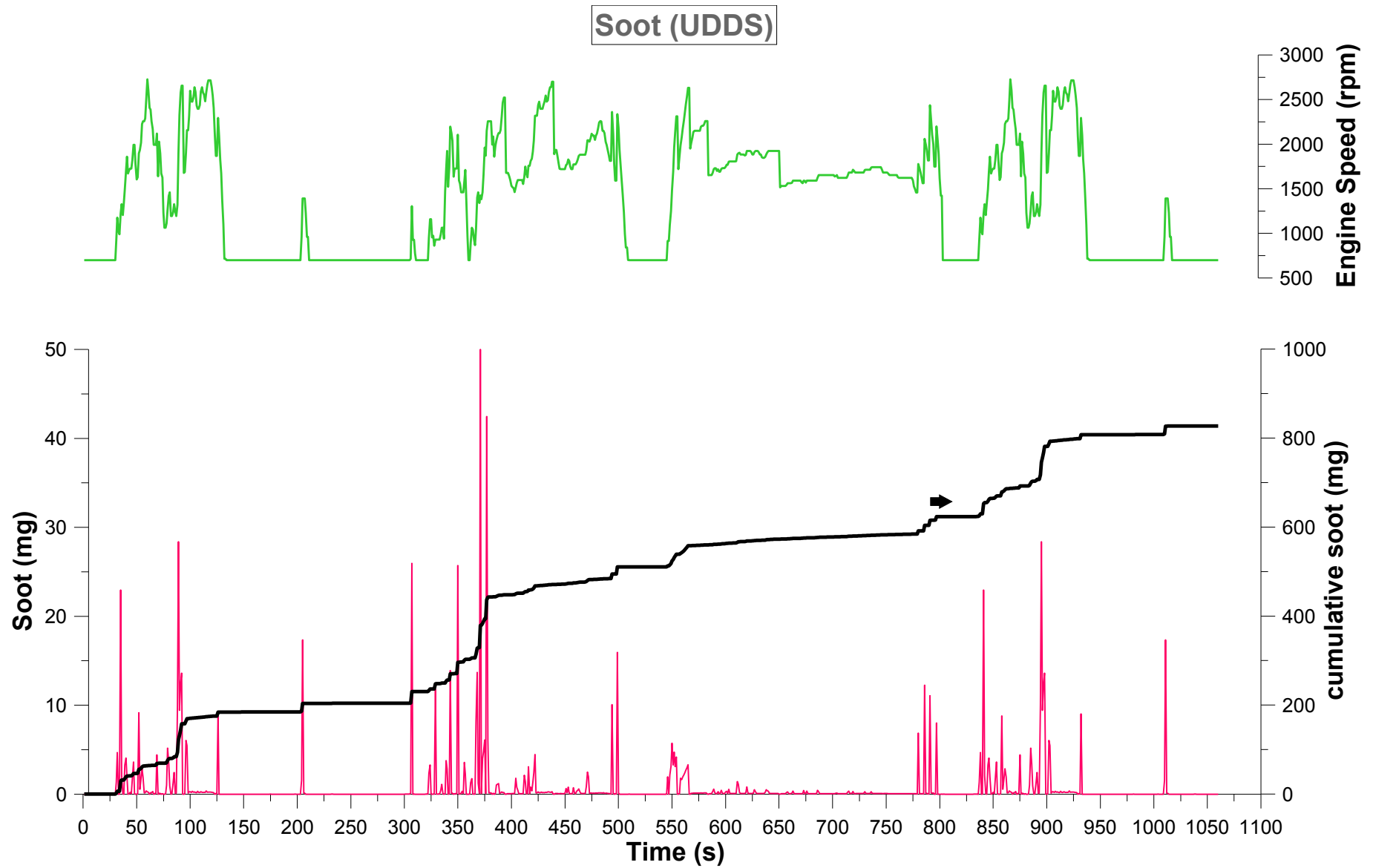
Σχήμα 4.41: Κατανάλωση Καυσίμου κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου UDDS



Σχήμα 4.42: Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα (CO₂) κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου UDDS



Σχήμα 4.43: Εκπομπές Μονοξειδίων του Αζώτου (NO) κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου UDDS



Σχήμα 4.44: Εκπομπές Αιθάλης κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου UDDS

Κεφάλαιο 5 – Συγκριτική Μελέτη Εκπομπών Καυσαερίων και Κατανάλωσης Καυσίμου κατά τη Διάρκεια Διαφόρων Μεταβατικών Κύκλων

5.1 Εισαγωγή

Για τη συγκριτική μελέτη των εκπομπών καυσαερίων και της κατανάλωσης καυσίμου του οχήματος που εξετάζουμε κατά τη διάρκεια των τεσσάρων μεταβατικών κύκλων που διερευνήθηκαν παραπάνω, χρησιμοποιήσαμε ένα δεύτερο υπολογιστικό αλγόριθμο γραμμένο σε γλώσσα προγραμματισμού Fortran ο οποίος **αναλύει τα ιδιαίτερα τεχνικά χαρακτηριστικά του κάθε κύκλου [8,16]**, και επομένως μπορεί να μας διαφωτίσει σχετικά με τις διαφορές στους εκπεμπόμενους ρύπους.

Πιο αναλυτικά, τα μεγέθη των κύκλων που υπολογίστηκαν είναι:

1. Μέγιστη επιτάχυνση (m/s^2)
2. Άφορτη λειτουργία (%)
3. Μεγαλύτερη από 300% επιτάχυνση (min^{-1})
4. Μεγαλύτερη από 500% επιτάχυνση (min^{-1})
5. Μεγαλύτερη από 1000% επιτάχυνση (min^{-1})
6. Μέση ταχύτητα κινητήρα κατά τη διάρκεια του κύκλου (rpm)
7. Μέση ροπή κινητήρα (Nm)

8. Μέγιστη ταχύτητα κινητήρα (rpm)
9. Μέγιστη ροπή κινητήρα (Nm)
10. Μέγιστη επιτάχυνση (%)
11. Κύκλος όπου παρατηρείται μέγιστη επιτάχυνση
12. Μέγιστη μεταβολή ροπής κινητήρα (Nm)
13. Κύκλος όπου παρατηρείται μέγιστη μεταβολή φορτίου
14. Μέση επιτάχυνση (%)
15. Μέσος αριθμός επιταχύνσεων κινητήρα (min^{-1})
16. Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 10% (s)
17. Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 20% (s)
18. Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 30% (s)
19. Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 40% (s)
20. Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 50% (s)
21. Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 60% (s)
22. Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 70% (s)
23. Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 80% (s)
24. Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 90% (s)
25. Πλήθος επιταχύνσεων > 10% (min^{-1})
26. Πλήθος επιταχύνσεων > 20% (min^{-1})
27. Πλήθος επιταχύνσεων > 30% (min^{-1})
28. Πλήθος επιταχύνσεων > 40% (min^{-1})
29. Πλήθος επιταχύνσεων > 50% (min^{-1})
30. Πλήθος επιταχύνσεων > 60% (min^{-1})
31. Πλήθος επιταχύνσεων > 70% (min^{-1})
32. Πλήθος επιταχύνσεων > 80% (min^{-1})
33. Πλήθος επιταχύνσεων > 90% (min^{-1})

5.2 Συγκεντρωτικά Μεγέθη

Παρακάτω παρατίθενται οι Πίνακες 5.1 και 5.2 που παρουσιάζουν αντίστοιχα, ορισμένα γενικά χαρακτηριστικά των τεσσάρων κύκλων που εξετάζονται και τα αποτελέσματα των παραπάνω μεγεθών που προέκυψαν από την εκτέλεση του δεύτερου υπολογιστικού προγράμματος.

Πίνακας 5.1: Γενικά χαρακτηριστικά διαφόρων μεταβατικών κύκλων

ΓΕΝΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ				
Όνομα κύκλου	HWFET	Je05	NYCC	UDDS
Τύπος Κύκλου	εκτός πόλης	εντός πόλης	εντός πόλης	εντός πόλης
Συνολική απόσταση (km)	16,51	13,89	4,03	8,94
Διάρκεια (s)	765	1830	1029	1060
Μέση ταχύτητα (km/h)	77,81	27,34	14,11	30,39
Μέγιστη ταχύτητα (km/h)	96,44	87,6	57,96	93,38

Πίνακας 5.2: Αποτελέσματα υπολογιστικού προγράμματος για τη συγκριτική μελέτη μεταξύ των εξεταζόμενων κύκλων

ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ				
Όνομα κύκλου	HWFET	Je05	NYCC	UDDS
Μέγιστη επιτάχυνση (m/s ²)	1,43	1,59	2,07	0,54
Άφορτη Λειτουργία (%)	0	25	33	33
Μεγαλύτερη από 300% επιτάχυνση (min ⁻¹)	0,157	0,394	1,34	0,623
Μεγαλύτερη από 500% επιτάχυνση (min ⁻¹)	0,157	0,328	0,875	0,397
Μεγαλύτερη από 1000% επιτάχυνση (min ⁻¹)	0,0785	0	0,35	0,227
Μέση ταχύτητα κινητήρα (rpm)	1687,55	1324,5	909,48	1394,29
Μέση ροπή κινητήρα (Nm)	209,63	48,38	22,73	59,8
Μέγιστη ταχύτητα κινητήρα (rpm)	2113,41	2360,5	1710,315	2727,47
Μέγιστη ροπή κινητήρα (Nm)	321,24	276,73	190,11	315,18
Μέγιστη επιτάχυνση κινητήρα (%)	32,03	47,65	27,81	46,89
Κύκλος όπου όπου παρατηρείται μέγιστη επιτάχυνση	12,5	16,63	11,19	19,48
Μέγιστη μεταβολή ροπής κινητήρα (Nm)	-106 ÷ 321,24	-117,89 ÷ 276,73	-68,24 ÷ 190,11	-139,02 ÷ 315,18
Κύκλος όπου παρατηρείται μέγιστη μεταβολή φορτίου	12,67	11,26	8,75	11,15
Μέση επιτάχυνση κινητήρα (%)	1,68	6,54	9,74	8,78
Μέσος αριθμός επιταχύνσεων κινητήρα (min ⁻¹)	25,92	21,03	15,51	14,16

Πίνακας 5.3: : Αποτελέσματα υπολογιστικού προγράμματος για τη συγκριτική μελέτη μεταξύ των εξεταζόμενων κύκλων

(συνέχεια)

ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ				
Όνομα κύκλου	HWFET	Je05	NYCC	UDDS
Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 10% (s)	10	89	29	52
Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 20% (s)	7	33	5	17
Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 30% (s)	1	12	0	7
Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 40% (s)	0	6	0	3
Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 50% (s)	0	0	0	0
Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 60% (s)	0	0	0	0
Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 70% (s)	0	0	0	0
Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 80% (s)	0	0	0	0
Χρονική διάρκεια ολικών επιταχύνσεων που είναι μεγαλύτερες από 90% (s)	0	0	0	0
Πλήθος επιταχύνσεων >10% (min ⁻¹)	0,785	2,92	1,69	2,95
Πλήθος επιταχύνσεων >20% (min ⁻¹)	0,55	1,083	0,29	0,963
Πλήθος επιταχύνσεων >30% (min ⁻¹)	0,0785	0,394	0	0,397
Πλήθος επιταχύνσεων >40% (min ⁻¹)	0	0,197	0	0,17
Πλήθος επιταχύνσεων >50% (min ⁻¹)	0	0	0	0
Πλήθος επιταχύνσεων >60% (min ⁻¹)	0	0	0	0
Πλήθος επιταχύνσεων >70% (min ⁻¹)	0	0	0	0
Πλήθος επιταχύνσεων >80% (min ⁻¹)	0	0	0	0
Πλήθος επιταχύνσεων >90% (min ⁻¹)	0	0	0	0

Ακόμα δίδεται ο Πίνακας 5.3 με τα συγκεντρωτικά αποτελέσματα των εξετασθέντων μεταβατικών κύκλων που αφορούν τις εκπομπές του μονοξειδίου του αζώτου (NO), της αιθάλης, του διοξειδίου του άνθρακα (CO₂) και την κατανάλωση καυσίμου.

Πίνακας 5.4: Συγκεντρωτικά αποτελέσματα εκπομπών καυσαερίων και κατανάλωσης καυσίμου διαφόρων μεταβατικών κύκλων

Κύκλος	HWFET	Je05	NYCC	UDDS
εκπομπές NO (g/km)	6,798	6,775	9,781	7,796
εκπομπές αιθάλης (mg/km)	11,1	80,1	198	92,5
κατανάλωση καυσίμου (g/km)	149,64	125,27	118,22	147,5
εκπομπές CO ₂ (g/km)	464,78	389,08	367,19	458,12

Στο Σχήμα 5.1 παρουσιάζονται οι συνολικές εκπομπές της αιθάλης ανά διανυόμενη απόσταση στους κύκλους πόλης που διερευνώνται στην παρούσα μελέτη κατά τρόπο τέτοιο, ώστε να είναι εύκολη η σύγκριση ανάμεσά τους. Αντίστοιχα στο Σχήμα 5.2 παρουσιάζονται οι συνολικές εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO) ανά διανυόμενη απόσταση, στο Σχήμα 5.3 η συνολική κατανάλωση καυσίμου και τέλος στο Σχήμα 5.4 οι συνολικές εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO₂) ανά km διανυόμενης απόστασης.

Σχήμα 5.1: Συγκεντρωτικές εκπομπές αιθάλης (mg/km) κατά τη διάρκεια των εξεταζόμενων μεταβατικών κύκλων

Σχήμα 5.2: Συγκεντρωτικές εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO) (g/km) κατά τη διάρκεια των εξεταζόμενων μεταβατικών κύκλων

Σχήμα 5.3: Συγκεντρωτική κατανάλωση καυσίμου (g/km) κατά τη διάρκεια των εξεταζόμενων μεταβατικών κύκλων

Σχήμα 5.4: Συγκεντρωτικές εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO₂) (g/km) κατά τη διάρκεια των εξεταζόμενων μεταβατικών κύκλων

5.3 Εκπομπές Αιθάλης

Η δημιουργία **αιθάλης (soot)** εξαρτάται κυρίως από το φορτίο του κινητήρα. Όσο το φορτίο αυξάνεται, περισσότερο καύσιμο εγχύεται στους κυλίνδρους αυξάνοντας τις θερμοκρασίες στις πλούσιες (σε καύσιμο) ζώνες. Επιπλέον, η διάρκεια της καύσης διάχυσης (diffusion combustion) αυξάνεται, ευνοώντας το σχηματισμό αιθάλης ενώ τόσο ο χρόνος που απομένει μετά την καύση (μέχρι το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής) όσο και το διαθέσιμο οξυγόνο μειώνονται με αποτέλεσμα η οξειδωση της αιθάλης να μην είναι η επιθυμητή. Το φαινόμενο αυτό, κατά τη διάρκεια των επιταχύνσεων, ενισχύεται σημαντικά από τις πολύ υψηλές τιμές του λόγου καυσίμου-αέρα (Φ) που δημιουργούνται τοπικά στον κύλινδρο εξαιτίας της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή. Επομένως, η υπερακόντιση στις τιμές της αιθάλης που παρατηρείται μετά από κάθε επιτάχυνση του οχήματος (δηλ. αύξηση του φορτίου του κινητήρα)

αποδίδεται κυρίως στην προσωρινή έλλειψη αέρα εξαιτίας της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή· αλλά, ενδεχομένως, και στην απότομη αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης. Τα φαινόμενα αυτά εμφανίζονται στους πρώτους κύκλους λειτουργίας του κινητήρα κατά τη διάρκεια μιας μεταβατικής λειτουργίας του [9].

Από το Σχήμα 5.1 παρατηρούμε ότι έχουμε μεγάλες διαφορές στις εκπομπές της αιθάλης ανάμεσα στους εξεταζόμενους κύκλους. Ο κύκλος με τις μεγαλύτερες εκπομπές αιθάλης ανά km διανυόμενης απόστασης είναι ο **NYCC**. Ο λόγος είναι, οι συχνές και απότομες επιταχύνσεις που ξεκινούν πολλές φορές από συνθήκες άφορτης λειτουργίας. Από τον Πίνακα 5.2, επισημαίνουμε μέγιστη επιτάχυνση $2,07\text{m/s}^2$, μέση επιτάχυνση κινητήρα 9,74% και άφορτη λειτουργία («ρελαντί») 33%. Σε αυτή την περίπτωση ο συντελεστής διόρθωσης c_{speed} (Παράγραφος 3.5) είναι πολύ μεγάλος με αποτέλεσμα οι τελικές εκπομπές αιθάλης να είναι πολύ υψηλές. Αμέσως μετά, ακολουθούν σε κοντινές μεταξύ τους τιμές ο **Je05** και ο **UDDS**. Και οι δύο με υψηλά ποσοστά άφορτης λειτουργίας (αντίστοιχα 25% και 33%). Ο **Je05** έχει σχεδόν τριπλάσια μέγιστη επιτάχυνση από τον **UDDS** ($1,59\text{ m/s}^2$ έναντι $0,54\text{ m/s}^2$) ωστόσο μειονεκτεί στη μέση επιτάχυνση κινητήρα (6,54% έναντι 8,78%). Οι παράγοντες αυτοί τελικά αλληλοσταθμίζονται έτσι ώστε οι τελικές εκπομπές αιθάλης να είναι αρκετά κοντά. Με έντονα μειωμένες εκπομπές αιθάλης παρουσιάζεται ο αυτοκινητόδρομος **HWFET**. Αυτό οφείλεται στο ότι ο συγκεκριμένος κύκλος έχει μηδενική άφορτη λειτουργία και πολύ μικρή μέση επιτάχυνση κινητήρα (μόλις 1,68%, Πίνακας 5.2). Πρόκειται για ένα κύκλο, όπως προαναφέρθηκε χωρίς επιταχύνσεις, με μία σχετικά ομαλή πορεία και υψηλές ταχύτητες.

5.4 Εκπομπές Μονοξειδίου του Αζώτου (NO)

Αυξημένες εκπομπές **μονοξειδίου του αζώτου (NO)** παρατηρούνται κατά τη φάση της επιτάχυνσης του οχήματος. Οφείλονται στην ανακολουθία ανάμεσα στην αυξημένη ποσότητα καυσίμου που εγχύεται εντός του κυλίνδρου και την ανεπαρκή ποσότητα αέρα εξαιτίας της καθυστερημένης απόκρισης του συμπιεστή του ζεύγους υπερπλήρωσης (υστέρηση υπερπληρωτή, Παράγραφος 3.5.1). Οι υψηλές θερμοκρασίες που επικρατούν τοπικά, εξαιτίας της ύπαρξης μίγματος με σχεδόν στοιχειομετρική αναλογία αέρα-καυσίμου (προκύπτουν λόγω της υστέρησης του υπερπληρωτή [9]) είναι αυτές που οδηγούν τελικά σε αυξημένες εκπομπές μονοξειδίων του αζώτου (NO). Το

φαινόμενο αυτό παρατηρείται στους κύκλους λειτουργίας που επηρεάζονται από την υστέρηση του στροβίλο-υπερπληρωτή.

Όταν έχουμε απότομη μετάβαση από μία ταχύτητα του κιβωτίου σε μία άλλη μεγαλύτερη, παρατηρείται εκτόξευση των εκπομπών NO. Μέχρι το δευτερόλεπτο αλλαγής της ταχύτητας του κιβωτίου, το όχημα κινείται σταθερά με μία ταχύτητα. Άρα ο όρος της αδράνειας (Παράγραφος 3.4.2) έχει μηδενιστεί. Όταν αυξάνει η ταχύτητα του κιβωτίου οδηγούμαστε σε σημαντική αύξηση της ροπής του κινητήρα με αποτέλεσμα ο όρος να πάρει αρνητική τιμή. Αυτό συμβαίνει διότι μειώθηκε η ταχύτητα περιστροφής στον κινητήρα δεδομένου ότι όσο αυξάνει η ταχύτητα στο κιβώτιο ταχυτήτων τόσο πέφτει η σχέση μετάδοσης σε αυτό.

Από το Σχήμα 5.2 παρατηρούμε ότι τη μεγαλύτερη εκπομπή μονοξειδίου του αζώτου (NO) την έχει ο μεταβατικός κύκλος **NYCC**. Αυτό φαντάζει περίεργο δεδομένου ότι είναι ένας από τους κύκλους που δεν αναπτύσσει ιδιαίτερα υψηλές ταχύτητες, βλ Πίνακα 5.1. Ο λόγος που ο **NYCC** έχει τις περισσότερες εκπομπές NO είναι διότι έχει τη μεγαλύτερη συχνότητα (και πλήθος) επιταχύνσεων (9,74%) καθώς επίσης και τη μεγαλύτερη μέγιστη επιτάχυνση ($2,07\text{m/s}^2$), βλ. Πίνακα 5.2, παράγοντες ιδιαίτερα ευνοϊκοί για την ανάπτυξη NO λόγω των φαινομένων υστέρησης του υπερπληρωτή.

Το Σχήμα 5.2 επίσης μας καταδεικνύει περίπου όμοια εκπομπή μονοξειδίου του αζώτου (NO) ανάμεσα στους μεταβατικούς κύκλους **HWFET** και **Je05**. Πρόκειται για δύο εντελώς ανόμοιους κύκλους, γι' αυτό και προκαλεί ενδιαφέρον η ομοιότητα στις εκπομπές του NO. Πιο συγκεκριμένα, ο **HWFET** παριστάνει μία διαδρομή του οχήματος σε περιβάλλον μη αστικό, δηλ. σε περιφερειακούς δρόμους και εθνικές οδούς. Είναι ένας κύκλος στον οποίο διατηρείται μια σχετικά ομαλή πορεία χωρίς απότομες επιταχύνσεις, κάτω από εξαιρετικά υψηλές ταχύτητες. Στη διάρκεια του, δεν περιλαμβάνονται στιγμές άφορτης λειτουργίας του κινητήρα πέρα από την εκκίνησή του. Σημειώνουμε ότι οι εκπομπές NO έχουν να κάνουν περισσότερο με το κατά πόσο ομαλή είναι η μετάβαση από μία ταχύτητα στην άλλη. Ο **Je05** από την άλλη, παριστάνει μία διαδρομή εντός πόλης με υπερδιπλάσια διάρκεια σε δευτερόλεπτα (s) σε σύγκριση με τον **HWFET** για όχι μεγάλη διαφορά στα km της συνολικής απόστασης. Τρέχει με σχεδόν το 1/3 της μέσης ταχύτητας του οχήματος (km/h) στον **HWFET**. Ακόμα διαπιστώνουμε ότι το 1/4 της συνολικής διάρκειάς του βρίσκεται υπό άφορτη λειτουργία. Όλα τα παραπάνω στοιχεία που αφορούν τον **Je05**, συντελούν σε προχωρημένες εκπομπές NO. Ωστόσο, ακριβώς επειδή όλα αυτά διαδραματίζονται σε πολύ μεγαλύτερη

χρονική διάρκεια σε σχέση με τον **HWFET** για ελαφρώς μικρότερη διανυόμενη απόσταση, οι τελικές εκπομπές NO προκύπτουν σχεδόν οι ίδιες για τους δύο κύκλους.

5.5 Κατανάλωση Καυσίμου

Η αυξημένη **κατανάλωση καυσίμου** οφείλεται γενικά, σε τρεις λόγους: α) μεγάλη διανυόμενη απόσταση (km)², β) υψηλές ταχύτητες περιστροφής κινητήρα, γ) υψηλά φορτία κινητήρα. Οι έντονες μεταβατικές φάσεις ενός κύκλου έχουν ως επακόλουθο μεγάλη κατανάλωση καυσίμου.

Από το Σχήμα 5.3 παρατηρούμε ότι τη μέγιστη κατανάλωση καυσίμου (g/km) την έχει ο μεταβατικός κύκλος **HWFET**. Ο κύκλος αυτός μπορεί να μην έχει έντονες επιταχύνσεις (Πίνακας 5.2 – μέση επιτάχυνση: 1,68%), έχει όμως, την υψηλότερη μέση ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (1687,55 rpm) και πρωτίστως το υψηλότερο (μακράν) μέσο φορτίο του κινητήρα.

Με πολύ μικρή διαφορά ακολουθεί ο μεταβατικός κύκλος **UDDS**, ο οποίος ενώ διανύει σχεδόν τη μισή χιλιομετρική απόσταση συγκριτικά με τον **HWFET**, έχει έντονη μεταβατική λειτουργία. Πιο αναλυτικά: η μέγιστη ταχύτητα που φτάνει είναι τριπλάσια της μέσης (Πίνακας 5.1 – 93,38km/h έναντι 30,39km/h), πολλές από τις επιταχύνσεις του ξεκινούν από άφορτη λειτουργία, δεδομένου ότι ο συγκεκριμένος κύκλος λειτουργεί με μηδενικό φορτίο για το 33% της διάρκειάς του. Σε σχέση με τον **HWFET** έχει μεγαλύτερες μεταβολές φορτίου. Ειδικότερα: ο **UDDS** εκτελεί τριπλασιασμό του φορτίου του 0,623 φορές ανά λεπτό, έναντι του **HWFET**, μόλις 0,157 φορές ανά λεπτό. Αντίστοιχα συμβαίνει στον πενταπλασιασμό και το δεκαπλασιασμό του φορτίου. Για τις αριθμητικές τιμές στις μεταβολές των φορτίων βλέπε Πίνακα 5.2 στον οποίο περιλαμβάνονται συγκεντρωτικά όλα τα αποτελέσματα. Ο **UDDS** έχει γενικά υψηλή μέση ταχύτητα περιστροφής κινητήρα (1394,29rpm), την υψηλότερη όλων των κύκλων μέγιστη ταχύτητα κινητήρα, 2727,47rpm και μέγιστη επιτάχυνση κινητήρα 46,89%. Η μέση επιτάχυνση του κινητήρα είναι πενταπλάσια της αντίστοιχης στον κύκλο **HWFET** (8,78% έναντι 1,68%). Τέλος για τον **UDDS**, έχουμε να συμπληρώσουμε ότι υπερτερεί έντονα έναντι του **HWFET** στο πλήθος επιταχύνσεων που συμβαίνει αύξηση άνω του 10% ανά λεπτό, άνω του 20%, του 30% και του 40%. Για τις αριθμητικές τιμές που

² Στην προκειμένη περίπτωση, μελετάμε τις ανηγμένες εκπομπές ρύπων (g/km), οπότε το μήκος του κύκλου δεν έχει τελικά σημασία.

επιβεβαιώνουν τα παραπάνω βλ. συγκεντρωτικό πίνακα 5.2. Παρόλο λοιπόν που ο **UDDS** δε διανύει μεγάλη χιλιομετρική απόσταση σε σχέση με τον **HWFET**, όλα τα υπόλοιπα στοιχεία του συντελούν στην αυξημένη κατανάλωση καυσίμου.

Στην κατανάλωση καυσίμου, βάσει του Σχήματος 5.3 ακολουθούν ο Je05 και έπειτα ο NYCC.

5.6 Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα CO₂

Η συμπεριφορά των **εκπομπών CO₂** (Σχήμα 5.4) έχουν ανάλογη συμπεριφορά της κατανάλωσης καυσίμου (Σχήμα 5.3). Ο λόγος για τον οποίο συμβαίνει αυτό έχει παρουσιασθεί με λεπτομέρειες στην παράγραφο 4.1 και η εξίσωση που το επαληθεύει μαθηματικά είναι η 4.3.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Κ.Δ. Ρακόπουλος, *Αρχές Εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης Εισαγωγή- Λειτουργία- Θερμοδυναμική*, Εκδόσεις Φούντα, Αθήνα 1988

2. Κ.Δ. Ρακόπουλος, *Εμβολοφόρες Μηχανές Εσωτερικής Καύσης II- Εμβάθυνση στην κατασκευή και λειτουργία*, Εκδόσεις Φούντα, Αθήνα 2000
3. Κ.Δ. Ρακόπουλος, *Εργαστηριακές δοκιμές και μετρήσεις εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης*, Εκδόσεις Φούντα, Αθήνα 1994
4. Κ.Δ. Ρακόπουλος- Δ.Θ. Χουντάλας, *Καύση- Ρύπανση Εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης*, Εκδόσεις Ε.Μ.Π., Αθήνα 1998
5. Κ.Δ. Ρακόπουλος- Ε.Γ. Γιακουμής, *Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μηχανών Εσωτερικής Καύσης*, Εκδόσεις Ε.Μ.Π., Αθήνα 2006
6. Α.Ι. Αλαφούζος, Διπλωματική Εργασία: *Εκτίμηση εκπομπών καυσαερίων κατά τη διάρκεια του Ευρωπαϊκού Κύκλου Πόλης (ETC) βαρέων οχημάτων*, Επιβλέπων καθηγητής: Ε.Γ. Γιακουμής, Αθήνα 2009
7. Σ.Χ. Λιούτας, Διπλωματική Εργασία: *Πρόβλεψη εκπομπών καυσαερίων και επιδόσεων κατά τη διάρκεια Ευρωπαϊκού Κύκλου (NEDC) οχημάτων ελαφρού τύπου*, Επιβλέπων καθηγητής: Ε.Γ. Γιακουμής, Αθήνα 2010
8. Ε. Βελιδάκης, Διπλωματική Εργασία: *Παραμετρική ανάλυση εκπομπών καυσαερίων κατά τη διάρκεια διαφόρων κύκλων οδήγησης*, Επιβλέπων καθηγητής: Ε.Γ. Γιακουμής, Αθήνα 2012
9. C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis, *Diesel engine transient operation*, Springer, London 2009
10. Gillepsie T.D., *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, SAE International, Warrandale 1992
11. Winterbone D.E., Benson R.S., Mortimer A.G., Kenyon P., Stotter A., *Transient response of turbocharged diesel engines*, SAE paper 770122
12. <http://www.dieselnet.com>

13. Α. Δημαράτος, Διδακτορική Διατριβή: *Διερεύνηση των εκπομπών ρύπων κατά τη μεταβατική λειτουργία κινητήρων Diesel*, Επιβλέπων καθηγητής: Κ.Δ. Ρακόπουλος, ΕΜΠ 2013
14. E.G. Giakoumis and A.I. Alafouzos, "Study of Diesel Engine Performance and Emissions During a Transient Cycle Applying An Engine Mapping-Based Methodology", *Applied Energy*, Vol. 87, pp. 1358-1365, 2010.
15. E.G. Giakoumis and A.I. Alafouzos, "Comparative Study of Turbocharged Diesel Engine Emissions during Three Different Transient Cycles", *Int. Journal of Energy Research*, Vol. 34, pp. 1002-1015, 2010.
16. E.G. Giakoumis and S.C. Lioutas, "Diesel-engined Vehicle Nitric Oxide and Soot Emissions during the European Light-duty Driving Cycle using a Transient Mapping Approach", *Transportation Res. Pt. D: Transport and Environment*, Vol. 15, pp. 134-143, 2010.
17. <http://www.epa.gov/>
18. <http://www.zf.com/corporate/en/homepage/homepage.html>
19. <http://www.man-engines.com>