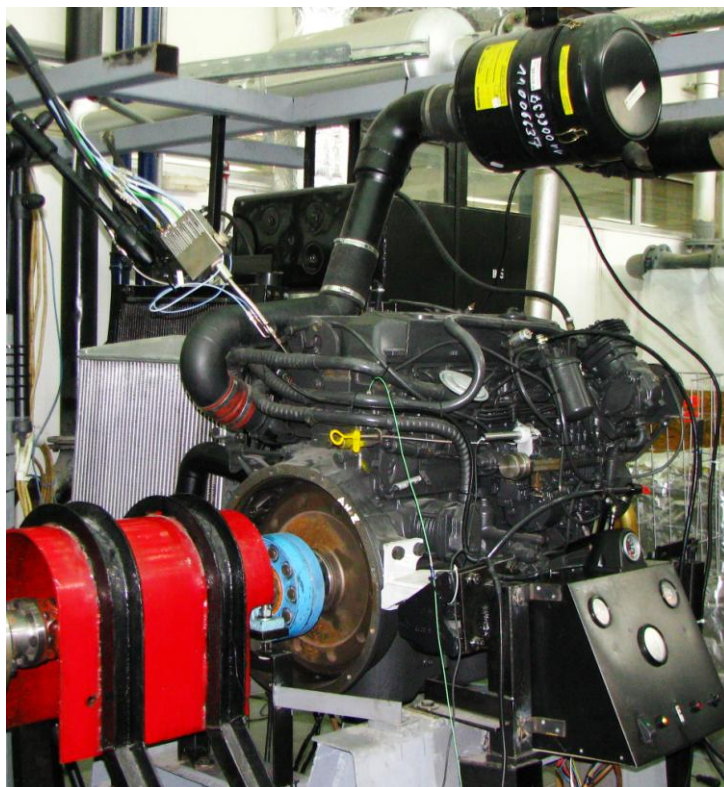




**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**«Πρόβλεψη εκπομπών καυσαερίων και επιδόσεων κατά
τη διάρκεια του Ευρωπαϊκού κύκλου (NEDC) οχημάτων
ελαφρού τύπου»**



ΣΩΤΗΡΙΟΣ Χ. ΛΙΟΥΤΑΣ

A.M. 02104040

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ: Ε. Γ. ΓΙΑΚΟΥΜΗΣ, ΛΕΚΤΟΡΑΣ Ε.Μ.Π.

ΑΘΗΝΑ, ΦΕΒΡΟΥΑΡΙΟΣ 2010

Πρόλογος

Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον Λέκτορα του Ε.Μ.Π., κ. Ευάγγελο Γιακουμή για την ανάθεση του θέματος, αλλά κυρίως για την εξαιρετική του καθοδήγηση, την πολύτιμη βοήθεια και τη διαθεσιμότητά του κατά τη διάρκεια της εκπόνησης της διπλωματικής εργασίας. Επίσης τους Καθηγητές του Ε.Μ.Π., κ. Κ. Ρακόπουλο και κ. Δ. Χουντάλα για τη διδασκαλία τους στα μαθήματα Μ.Ε.Κ. Ι, Μ.Ε.Κ. ΙΙ, Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ., Καύση – Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ., που με ώθησαν να ασχοληθώ περαιτέρω με τη μελέτη του αντικειμένου αυτού. Ακόμη, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον υποψήφιο διδάκτορα του Ε.Μ.Π., κ. Αθανάσιο Δημάρατο για την παροχή των απαραίτητων πειραματικών στοιχείων για τη συγκεκριμένη διπλωματική εργασία.

Θεωρώ τον εαυτό μου τυχερό καθώς είχα την ευκαιρία να ασχοληθώ με ένα πολύ ενδιαφέρον και κυρίως σύγχρονο θέμα γεγονός που αποτέλεσε κίνητρο να καταβάλω κάθε δυνατή προσπάθεια για την πληρέστερη ανάλυση του.

Από την παρούσα διπλωματική εργασία προέκυψε το άρθρο με τίτλο **"Estimation of Diesel - engined vehicle nitric oxide and soot emissions during the European light-duty Driving Cycle based on a transient mapping approach"** το οποίο έχει γίνει αποδεκτό προς δημοσίευση στο περιοδικό "Transportation Research Pt. D - Transport & Environment" και πρόκειται να δημοσιευθεί εντός του 2010.

Ευχαριστώ τα μέλη της οικογένειάς μου για την αμέριστη συμπαράστασή και τις πολύτιμες συμβουλές τους σε κάθε μου βήμα όλα αυτά τα χρόνια αλλά και τους φίλους μου, τα στηρίγματά μου σε όλη τη φοιτητική μου ζωή.

Πίνακας Περιεχομένων

Εισαγωγή.....	1
1. Σχηματισμός και Εκπομπές Ρύπων από Εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ.	2
1.1 Γενικά.....	2
1.2 Σχηματισμός των οξειδίων του αζώτου (NO _x)	4
1.2.1 Γενική περιγραφή	4
1.2.2 Αντιδράσεις σχηματισμού του μονοξειδίου του αζώτου (NO).....	5
1.2.3 Αντιδράσεις σχηματισμού του διοξειδίου του αζώτου (NO ₂).....	5
1.2.4 Σχηματισμός των NO _x στο θάλαμο καύσης των κινητήρων Otto.....	6
1.2.4.1 Γενικά.....	6
1.2.4.2 Επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας στην τιμή των NO _x	7
1.2.5 Σχηματισμός των NO _x στο θάλαμο καύσης των κινητήρων Diesel.....	9
1.2.5.1 Γενικά.....	9
1.2.5.2 Επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας στην τιμή των NO _x	10
1.3 Εκπομπές σωματιδίων.....	11
1.3.1 Γενικά.....	11
1.3.2 Κατανομή μεγέθους σωματιδίων.....	14
1.4 Ιδιαιτερότητες εκπομπών καυσαερίων κατά τη μεταβατική λειτουργία υπερπληρωμένων κινητήρων -Diesel.....	18
2. Πρότυπα εκπομπών.....	21
2.1 Γενικά.....	21
2.2 Πρότυπα εκπομπών Ευρωπαϊκής Ένωσης.....	22
2.2.1 Επιβατικά οχήματα και ελαφρά φορτηγά.....	22
2.2.2 Βαρέος τύπου οχήματα.....	30
2.2.3 Συστήματα αυτοδιάγνωσης (OBD) για τα βαρέα οχήματα.....	34
2.2.4 Συστήματα ελέγχου NO _x για τα βαρέα οχήματα.....	35

3. Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος Οδήγησης NEDC.....	36
3.1 Μεταβατικοί Κύκλοι πόλης.....	36
3.1.1 Γενικά.....	36
3.1.2 Δυναμόμετρα.....	39
3.1.3 Γενικά περί μετρήσεων εκπομπών κατά τη διάρκεια των Μεταβατικών Κύκλων.....	43
3.2 Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος Οδήγησης NEDC για Ελαφρού τύπου οχήματα	46
3.2.1 Γενικά.....	46
3.2.2 Διαδικασία Δοκιμών.....	51
3.2.3 Εκτέλεση του Κύκλου Δοκιμής.....	58
3.2.4 Υπολογισμός των εκπομπών.....	65
3.2.4.1 Υπολογισμός των εκπομπών αερίων.....	65
3.2.4.2 Υπολογισμός των Σωματιδιακών Εκπομπών.....	69
4. Σύστημα Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος στους Τροχούς.....	70
4.1 Γενικά.....	70
4.2 Ανάλυση Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος.....	71
5. Πρόβλεψη εκπομπών καυσαερίων και επιδόσεων οχήματος ελαφρού τύπου κατά τη διάρκεια του Ευρωπαϊκού Κύκλου (NEDC)	75
5.1 Εισαγωγή	75
5.2 Γενική Περιγραφή του Μοντέλου.....	76
5.3 Πειραματική Διερεύνηση - Χαρτογράφηση του Κινητήρα.....	79
5.3.1 Συλλογή Δεδομένων.....	79
5.3.2 Επεξεργασία των Μετρήσεων.....	81
5.3.2.1 Ισχύς Κινητήρα.....	81
5.3.2.2 Ροπή Κινητήρα.....	82
5.3.2.3 Κατανάλωση Καυσίμου.....	83
5.3.2.4 Μέση Πραγματική Πίεση.....	84

5.3.2.5	Οξειδία του Αζώτου.....	84
5.3.2.6	Αιθάλη.....	88
5.3.2.7	Διοξείδιο του Άνθρακα.....	89
5.4	Πολυωνυμοποίηση.....	93
5.4.1	Οξειδία του Αζώτου.....	94
5.4.2	Αιθάλη.....	98
5.4.3	Κατανάλωση Καυσίμου (Fueling).....	102
5.4.4	Ισχύς (Power).....	106
5.5	Εφαρμογή Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος στους Τροχούς (Drivetrain Model).....	110
5.5.1	Υπολογισμός Ταχύτητας Περιστροφής Κινητήρα.....	111
5.5.2	Υπολογισμός Ροπής Κινητήρα.....	111
5.6	Υπολογισμός Προσαυξήσεων Μεταβατικής Λειτουργίας.....	114
5.6.1	Υστέρηση Στροβίλο-υπερπληρωτή.....	114
5.6.2	Διάταξη Πειραματικών Δοκιμών για την εκτίμηση Διορθωτικών Συντελεστών Μεταβατικής Λειτουργίας.....	114
5.6.3	Εκτίμηση Διορθωτικών Συντελεστών.....	116
5.7	Υπολογιστικός Αλγόριθμος.....	119
5.8	Αποτελέσματα.....	121
5.8.1	Διαγράμματα Μεγεθών στη Διάρκεια του NEDC.....	121
5.8.2	Συνολικά Αποτελέσματα.....	135
5.8.2.1	Εκπομπές NO.....	136
5.8.2.2	Αιθάλη.....	138
5.8.2.3	Κατανάλωση Καυσίμου.....	140
5.9	Συμπεράσματα.....	142
Παράρτημα I – Πίνακας Συμβόλων.....		147
Παράρτημα II – Πίνακας Ακρωνυμίων.....		149
Βιβλιογραφία.....		150

Εισαγωγή

Η παρούσα διπλωματική εργασία ασχολείται με την εκτίμηση των εκπομπών των καυσαερίων που προέρχονται από οχήματα ελαφρού τύπου (light-duty). Συγκεκριμένα οι ρύποι ως προς τους οποίους εξετάζεται ο κινητήρας του οχήματος είναι το μονοξείδιο του αζώτου (NO), η αιθάλη (soot) και το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂).

Η διαδικασία εκτίμησης των εκπομπών γίνεται κατά τη διάρκεια Μεταβατικού Κύκλου πόλης. Στην παρούσα μελέτη ο κινητήρας δοκιμάζεται κατά τη διάρκεια του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης (NEDC:New European Driving Cycle), ο οποίος χρησιμοποιείται για την πιστοποίηση των οχημάτων (επιβατικών και ελαφρών φορτηγών) που κυκλοφορούν στην Ευρωπαϊκή Ένωση. Ο κύκλος διαρκεί 1180 sec και περιλαμβάνει ένα σύνολο σημείων ταχύτητας του οχήματος (σε km/h), τα οποία αντιπροσωπεύουν τις καθημερινές συνθήκες οδήγησης εντός και εκτός πόλης.

Σκοπός της εργασίας είναι η ανάπτυξη ενός απλού υπολογιστικού μοντέλου, με τη χρήση του οποίου ο κατασκευαστής θα είναι σε θέση να εκτιμήσει εκ των προτέρων τις εκπομπές καθώς και την κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα. Εφαρμόζοντας τον ψηφιοποιημένο χάρτη του κινητήρα, προσομοιώνεται με ένα απλό πρόγραμμα η συμπεριφορά του προκειμένου να εκτιμηθούν οι εκπεμπόμενοι ρύποι κατά τη διάρκεια του κύκλου (σε g/km).

Κεφάλαιο 1^ο

Σχηματισμός και Εκπομπή ρύπων από Εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ.

1.1 Γενικά

Οι ρυπογόνες ουσίες από τους κινητήρες των οχημάτων σχηματίζονται λόγω της χημικής διάστασης των προϊόντων της καύσης που προκαλείται από τις υψηλές θερμοκρασίες που αναπτύσσονται στον θάλαμο καύσης, οι οποίες τοπικά φθάνουν ακόμη και τους 3000 K. Τα προϊόντα της καύσης, με την παραδοχή ότι αυτή είναι τέλεια και δεν υφίσταται χημική διάσταση, δίνονται από το ακόλουθο γενικό σχήμα χημικής αντιδράσεως:



Στην παραπάνω αντίδραση δεν έχουν τεθεί οι στοιχειομετρικοί συντελεστές επομένως έχει ποιοτική μόνο αξία.

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

H₂O, H₂, O₂, N₂, N, O, OH, H, CO, CO₂, NO, HC, κλπ. καθώς και αρκετών άλλων όπως είναι οι αλδεΐδες, κετόνες, O₃, κλπ..

Από αυτές τις αέριες ρυπογόνες ουσίες οι κυριότερες είναι τα NO_x, CO και HC, οι οποίες μαζί με την αιθάλη (καπνό) που εκπέμπεται από τους κινητήρες Diesel αποτελούν τους λεγόμενους ελεγχόμενους ρύπους (regulated emissions), των οποίων τα επίπεδα συγκεντρώσεως στα καυσαέρια της εξαγωγής των εμβολοφόρων κινητήρων είναι νομοθετημένα σε αναπτυγμένες χώρες (ΕΕ, ΗΠΑ, Ιαπωνία), ακολουθώντας πρότυπες συσκευές και μεθόδους μετρήσεως, οι οποίες θα αναλυθούν στα επόμενα κεφάλαια.

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

- Το NO_x εμφανίζεται σε σημαντικά ποσοστά της ίδιας τάξης μεγέθους και στις δύο κατηγορίες κινητήρων, έχοντας όμως λίγο μεγαλύτερες τιμές στους κινητήρες Otto
- Το CO είναι δύο τάξεις μεγέθους μεγαλύτερο στους κινητήρες Otto με αποτέλεσμα να μην αποτελεί σημαντικό ρύπο για τους κινητήρες Diesel
- Τα επίπεδα εκπομπής των HC στους κινητήρες Diesel είναι μια τάξη μεγέθους χαμηλότερα σε σχέση με τους κινητήρες Otto.

Σημειώνεται ότι υπάρχουν και διαφοροποιήσεις ανάλογα με τον τύπο του κινητήρα (π.χ. Diesel αμέσου και εμμέσου εγχύσεως).

Εκτός από τους αέριους ρύπους παρατηρείται και εκπομπή στερεών σωματιδίων (particulates) από τους εμβολοφόρους κινητήρες. Τα σωματίδια που εκπέμπονται από τους κινητήρες Diesel είναι αυτά της

αιθάλης (soot) που σχηματίζεται κατά την καύση, ενώ όσον αφορά τους κινητήρες Otto οι εκπομπές αιθάλης είναι σχεδόν μηδαμινές.

Στην συνέχεια γίνεται αναφορά στους μηχανισμούς σχηματισμού των κύριων ρύπων (NO_x και αιθάλη) και στην επίδραση των διαφόρων παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα πάνω σε αυτούς τους μηχανισμούς, τόσο για κινητήρες Diesel όσο και για Otto.

1.2 Σχηματισμός των οξειδίων του αζώτου NO_x

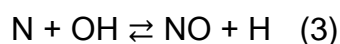
1.2.1 Γενική Περιγραφή

Ο όρος οξειδία του αζώτου NO_x περιλαμβάνει το μονοξείδιο του αζώτου NO , το διοξείδιο του αζώτου NO_2 καθώς και ίχνη άλλων οξειδίων του αζώτου (όπως το N_2O_5) που σχηματίζονται στο θάλαμο καύσης των εμβολοφόρων κινητήρων. Το NO_2 εκπέμπεται όμως σε αρκετά μικρότερο ποσοστό από ότι το NO και στις δύο κατηγορίες κινητήρων επομένως όταν αναφερόμαστε σε σχηματισμό NO_x στον κινητήρα αναφερόμαστε κυρίως στο μονοξείδιο του αζώτου. Εξαιρέση αποτελούν τα χαμηλά φορτία κινητήρων Diesel όπου τα ποσοστά του NO_2 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. Στην συνέχεια, κατά τη φάση της αποτόνωσης, ορισμένες αντιδράσεις που συμμετέχουν στον σχηματισμό του NO "παγώνουν" λόγω της πτώσης της θερμοκρασίας, με αποτέλεσμα το καυσαέριο της εξαγωγής να περιέχει συγκεντρώσεις NO αρκετά μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες της χημικής ισορροπίας για την ίδια θερμοκρασία. Έτσι ο σχηματισμός του NO καθορίζεται κυρίως από την χημική κινητική των αντιδράσεων και όχι από την χημική ισορροπία.

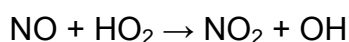
1.2.2 Αντιδράσεις σχηματισμού του μονοξειδίου του αζώτου NO

Το NO προέρχεται κυρίως από την οξειδωση του N₂ του ατμοσφαιρικού αέρα λόγω της υψηλής θερμοκρασίας που επικρατεί στην περιοχή που γίνεται η καύση. Μικρές και σχεδόν αμελητέες ποσότητες NO προέρχονται από την οξειδωση του N₂ που ενδεχομένως περιέχεται στο καύσιμο. Ο σχηματισμός του NO καθορίζεται κυρίως από τις ακόλουθες τρεις αντιδράσεις (για μείγματα καυσίμου-αέρα όχι πολύ μακριά από την στοιχειομετρική τιμή) :

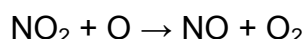


1.2.3 Αντιδράσεις σχηματισμού του διοξειδίου του αζώτου NO₂

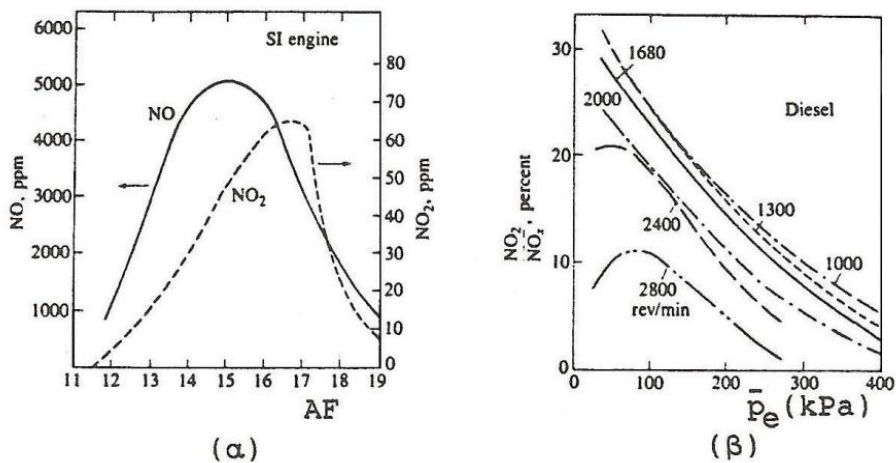
Ο σχηματισμός του NO₂ οφείλεται στην τάχιστα οξειδωση του NO που σχηματίζεται στην περιοχή της αντιδράσεως σύμφωνα με την αντίδραση :



Ομοίως το NO₂ μπορεί να μετατραπεί σε NO σύμφωνα με την αντίδραση :



Η παραπάνω αντίδραση προωθείται προς τα δεξιά εκτός κι αν το διοξείδιο του αζώτου αναμιχθεί με ψυχρότερο ρευστό, όπως συμβαίνει στα χαμηλά φορτία των κινητήρων Diesel όπου υπάρχει έντονα ανομοιόμορφη κατανομή του καυσίμου στις ψυχρές περιοχές. Στα Σχήματα 1.1α και 1.1β δείχνονται τα ποσοστά εκπομπής NO και NO₂ από τυπικούς κινητήρες Otto και Diesel, αντίστοιχα, απ' όπου φαίνεται ότι στον κινητήρα Diesel το ποσοστό του NO₂ είναι αρκετά υψηλότερο σε σχέση με τον κινητήρα Otto και μεταβάλλεται έντονα με την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο. Οι περισσότερες συσκευές μετρούν την συγκέντρωση και των δύο αυτών συστατικών παρέχοντας το αποτέλεσμα σε οξειδία του αζώτου (NO_x).



Σχήμα 1.1: Εκπομπή NO και NO₂ από κινητήρες (α) Otto και (β) Diesel

1.2.4 Σχηματισμός των NO_x στο θάλαμο καύσης των κινητήρων Otto

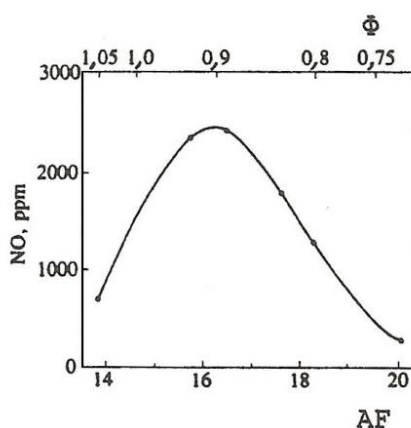
1.2.4.1 Γενικά

Στον κινητήρα Otto την στιγμή της έναυσης υπάρχει σχεδόν ομοιόμορφη σύσταση παντού, καθώς η προετοιμασία του καυσίμου και η ανάμειξη του με τον αέρα γίνονται εκτός του κυλίνδρου. Μετά την καύση του, το καμένο μείγμα συμπιέζεται και έτσι αυξάνεται περαιτέρω η πίεση και η θερμοκρασία του, προάγοντας τον σχηματισμό των NO_x. Έτσι, στην περίπτωση των κινητήρων Otto, τα κλάσματα του μίγματος που καίγονται νωρίς κατά την έναρξη της καύσης συμβάλλουν περισσότερο στην διαμόρφωση της τελικής συγκέντρωσης των NO_x από ότι αυτά που καίγονται αργότερα. Γενικά ο σχηματισμός και η συγκέντρωση των NO_x εξαρτώνται έντονα από την θέση εντός του θαλάμου όπου πραγματοποιείται η καύση και προάγεται στις περιοχές όπου υπάρχει υψηλή θερμοκρασία και συγκέντρωση οξυγόνου (π.χ. κοντά στον σπινθηριστή).

1.2.4.2 Επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας στην τιμή των NO_x

A) Επίδραση του λόγου ισοδυναμίας αέρα - καυσίμου :

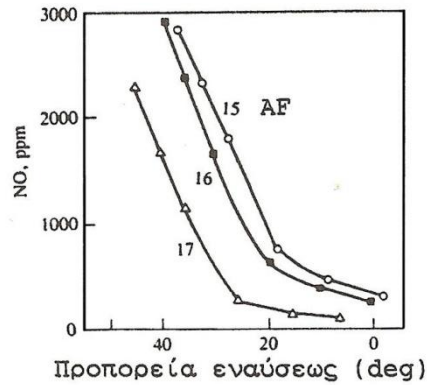
Στο Σχήμα 1.2 παρουσιάζεται η μεταβολή της συγκέντρωσης των NO_x στην εξαγωγή του κινητήρα Otto, συναρτήσει του λόγου μαζών αέρα-καυσίμου AF ή του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου - αέρα Φ . Το τυπικό αυτό διάγραμμα για κινητήρες Otto δείχνει ότι η μέγιστη τιμή των εκπομπών λαμβάνεται για $\Phi=0,9$ περίπου, δηλαδή για σχετικά πτωχό μείγμα (περίσσεια O_2). Εκατέρωθεν αυτής της τιμής πραγματοποιείται σημαντική πτώση των εκπομπών και ιδιαίτερα στην περιοχή πτωχού μείγματος.



Σχήμα 1.2: Συγκέντρωση NO συναρτήσει του λόγου αέρα-καυσίμου ή του Φ στην εξαγωγή κινητήρα Otto

B) Επίδραση της προπορείας εναύσεως :

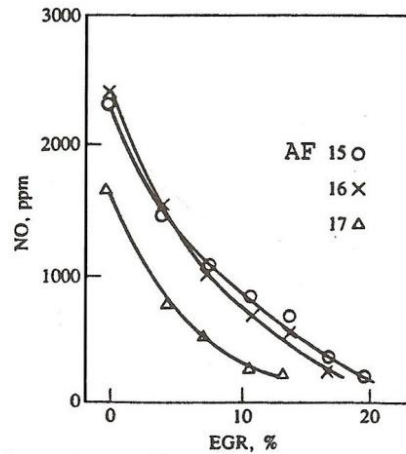
Η αύξηση της προπορείας εναύσεως έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της συγκέντρωσης των εκπομπών NO_x , η οποία οφείλεται κατά κύριο λόγο στην αύξηση της πίεσεως και της θερμοκρασίας στον θάλαμο καύσεως (Σχήμα 1.3). Αντίθετα, η ελάττωση της προπορείας εναύσεως, που είναι απαραίτητη για τη μείωση των εκπομπών NO_x , επιδρά αρνητικά στην παραγόμενη ισχύ από τον κινητήρα, με αποτέλεσμα το σημείο της βέλτιστης ροπής να διαφέρει σημαντικά από αυτό της βέλτιστης εκπομπής των NO_x και για αυτό το λόγο υιοθετείται συνήθως μία ενδιάμεση τιμή.



Σχήμα 1.3: Συγκέντρωση NO συναρτήσει της προπορείας εναύσεως σε κινητήρα Otto

Γ) Επίδραση του κλάσματος παραμένουτος καυσαερίου

Το κλάσμα παραμένουτος καυσαερίου στο θάλαμο καύσης, από τον προηγούμενο κύκλο, κατά την φάση εναλλαγής των αερίων, λόγω κυρίως του υδρατμού αλλά και του CO₂, που περιέχονται στο παραμένον καυσαέριο, προκαλεί αύξηση στην τιμή της θερμοχωρητικότητας του μείγματος, με αποτέλεσμα οι θερμοκρασίες εντός του θαλάμου να είναι αρκετά μικρότερες σε όλη την διάρκεια του κύκλου και συνεπώς η συγκέντρωση των NO_x να μειώνεται αρκετά στις περιπτώσεις που έχουμε υψηλά ποσοστά παραμένουτος καυσαερίου. Η παρατήρηση αυτή οδήγησε στην υιοθέτηση της τεχνικής για την μείωση των εκπομπών NO_x που ονομάζεται **Ανακυκλοφορία Καυσαερίου (EGR - Exhaust Gas Recirculation)** όπου ένα ποσοστό από το καυσαέριο της εξαγωγής επανατροφοδοτεί τον κύλινδρο μέσω κατάλληλης διάταξης. Στο Σχήμα 1.4 φαίνεται ότι η ανακυκλοφορία οδηγεί στη μείωση των εκπομπών των οξειδίων του αζώτου.



Σχήμα 1.4: Συγκέντρωση NO συναρτήσει του ποσοστού ανακυκλοφορούμενου καυσαερίου EGR σε κινητήρα Otto

1.2.5 Σχηματισμός των NO_x στο θάλαμο καύσης των κινητήρων Diesel

1.2.5.1 Γενικά

Στους κινητήρες Diesel λόγω του ότι το καύσιμο εγχύεται στο θάλαμο καύσης σε υγρή μορφή και στη συνέχεια αναμειγνύεται με τον αέρα υπάρχει μεγάλη στρωμάτωση στην κατανομή της θερμοκρασίας και της συγκέντρωσης του καυσίμου εντός του κυλίνδρου. Το αποτέλεσμα είναι ο σχηματισμός των NO_x σε ορισμένες μόνον περιοχές, όπου το επιτρέπουν οι συνθήκες. Το μεγαλύτερο ποσοστό των NO_x σχηματίζεται κυρίως κατά το δεύτερο στάδιο της καύσης, δηλαδή αυτό της ανεξέλεγκτης καύσεως, οπότε η φλόγα είναι τύπου προανάμειξης, με τιμές του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου κοντά στη μονάδα και θερμοκρασία λόγω της προαναμειγμένης καύσης ιδιαίτερα υψηλή.

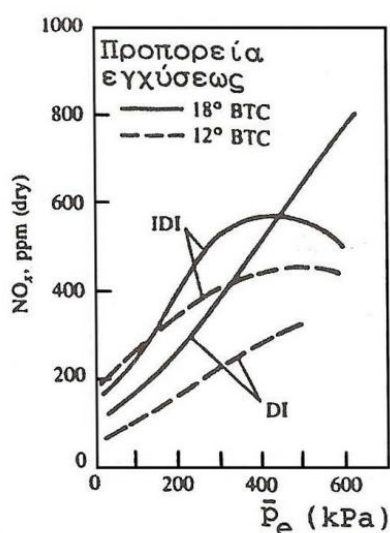
Λόγω της συνεχούς εξάπλωσης της δέσμης του καυσίμου, οι ζώνες αντιδράσεως έρχονται σε επαφή με τον ψυχρό αέρα που τις περιβάλλει κατά το τρίτο στάδιο της καύσης (ελεγχόμενη καύση), με αποτέλεσμα την πτώση της θερμοκρασίας τους και το "πάγωμα" των αντιδράσεων

διασπάσεως του NO σε αρκετά υψηλές τιμές και λίγο πιο νωρίς σε σχέση με τους κινητήρες Otto.

1.2.5.2 Επίδραση των παραμέτρων λειτουργίας στην τιμή των NO_x

A) Επίδραση του Φορτίου

Με την αύξηση του φορτίου παρατηρείται εν γένει αύξηση της συγκέντρωσης των NO_x στο καυσαέριο, λόγω της αυξήσεως της θερμοκρασίας στη ζώνη αντιδράσεως και λόγω της ύπαρξης αρκετών περιοχών με συγκέντρωση αέρα-καυσίμου γύρω από την στοιχειομετρική τιμή. Στο Σχήμα 1.5 παρουσιάζεται η μεταβολή αυτή για τα δύο είδη κινητήρων diesel, αμέσου (DI) και εμμέσου (IDI) εγχύσεως.



Σχήμα 1.5: Συγκέντρωση NO_x συναρτήσεως του φορτίου, σε κινητήρες diesel DI και IDI, για δύο προπορείες εγχύσεως

Παρατηρούμε ότι στους κινητήρες αμέσου εγχύσεως (DI) η εκπομπή NO αυξάνεται συνεχώς όσο αυξάνεται το φορτίο (p_e) ενώ στους κινητήρες εμμέσου εγχύσεως (IDI) η μέγιστη τιμή NO επιτυγχάνεται αρκετά πριν το μέγιστο φορτίο και στη συνέχεια έχουμε μείωση. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η σύσταση του προθαλάμου καθίσταται ιδιαίτερα πλούσια με την αύξηση του φορτίου, με αποτέλεσμα η έλλειψη οξυγόνου να επιβραδύνει τις αντιδράσεις σχηματισμού NO ενώ και η μέγιστη

θερμοκρασία στον προθάλαμο παρουσιάζει κάμψη, επιβραδύνοντας περαιτέρω αυτό τον σχηματισμό.

B) Επίδραση της Προπορείας Εγχύσεως του Καυσίμου

Και στις δύο κατηγορίες κινητήρων Diesel, αμέσου και εμμέσου εγχύσεως, παρατηρείται σημαντική αύξηση των παραγόμενων εκπομπών NO_x με την αύξηση της προπορείας εγχύσεως λόγω της σημαντικής αυξήσεως της πίεσεως και θερμοκρασίας των αερίων στον θάλαμο καύσεως, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 1.5. Ειδικότερα στον κινητήρα εμμέσου εγχύσεως, όσο αυξάνεται η προπορεία εγχύσεως το ποσοστό του NO που σχηματίζεται στον προθάλαμο αυξάνει εξαιτίας της αύξησης της θερμοκρασίας εντός του θαλάμου καύσης και του διαθέσιμου χρόνου καύσης καθώς και της αύξησης του ποσοστού του καυσίμου που καταναλώνεται στον προθάλαμο.

Γ) Επίδραση του Ποσοστού του παραμένουτος Καυσαερίου

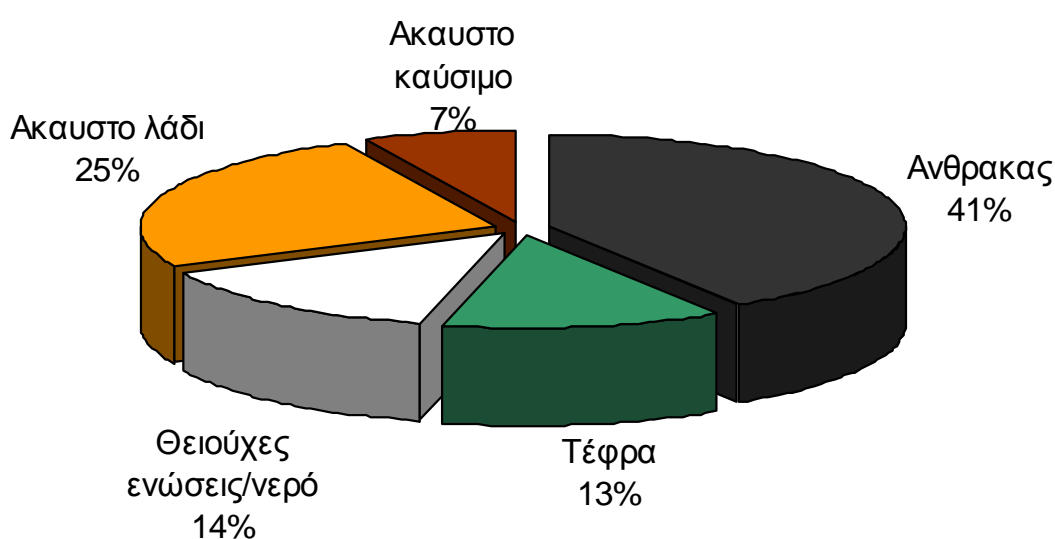
Η αύξηση του ποσοστού του παραμένουτος καυσαερίου στον θάλαμο καύσεως έχει ως αποτέλεσμα τη σημαντική μείωση στη συγκέντρωση των εκπομπών NO_x. Ο λόγος, όπως και στους κινητήρες Otto, είναι η αύξηση της ειδικής θερμοχωρητικότητας του περιβάλλοντος μέσου με συνέπεια την πτώση της πίεσης και θερμοκρασίας εντός της ζώνης αντιδράσεως.

1.3 Εκπομπές σωματιδίων

1.3.1 Γενικά

Τα σωματίδια από το καύσιμο diesel αποτελούνται κυρίως από ανθρακούχο υλικό (αιθάλη) παραγόμενο από την καύση στο οποίο μερικά οργανικά συστατικά (προερχόμενα κυρίως από άκαυστο καύσιμο και λιπαντικό έλαιο κινητήρα) έχουν απορροφηθεί. Τα σωματίδια κατανέμονται

σε ένα πλατύ εύρος μεγεθών από 20nm έως 10μm, χαρακτηριστικό που τα καθιστά αναπνεύσιμα. Χωρίζονται συχνά σε ένα διαλυτό οργανικό μέρος και σε ένα μη διαλυτό το οποίο χρησιμοποιείται συχνά ως μία εκτίμηση του ποσού της αιθάλης. Το ποσοστό της αιθάλης στα σωματίδια από εξάτμιση κινητήρα Diesel ποικίλει, αλλά είναι συνήθως υψηλότερο του 40-50%. Άλλες ουσίες που περιέχονται στα σωματίδια είναι: άκαυστο καύσιμο ή λιπαντικό έλαιο κινητήρα ή και προερχόμενα από μερική καύση, τρίμματα μετάλλων από φθορά και άλατα προερχόμενα από τα καύσιμα (Σχήμα 1.6).

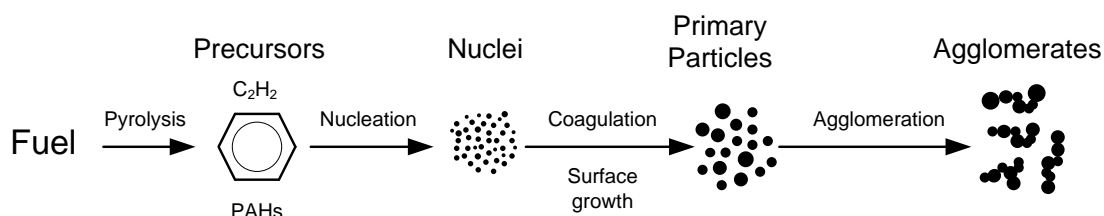


Σχήμα 1.6: Αντιπροσωπευτική σύνθεση σωματιδίων που εκπέμπονται από κινητήρα Diesel βαρέος τύπου κατά τη διάρκεια του Μεταβατικού Κύκλου FTP (Η.Π.Α.)

Το κλάσμα θειικού οξέος και αλάτων είναι κατά προσέγγιση ανάλογο του κλάσματος σε περιεχόμενο θείου από το καύσιμο. 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 ξεκινάει από τιμή μικρότερη του 10% έως ποσοστό μεγαλύτερο του 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. Υδρογονάνθρακες ή άλλα διαθέσιμα

μόρια συμπυκνώνονται ή απορροφώνται από την αιθάλη, ανάλογα με τις περιβάλλουσες συνθήκες. Η εξέλιξη της υγρής – ή αέριας – φάσης των υδρογονανθράκων σε στερεά σωματίδια αιθάλης περιλαμβάνει έξι κοινά αναγνωρισμένες διαδικασίες (Σχήμα 1.7):



Σχήμα 1.7: Πορεία της διαδικασίας σχηματισμού της αιθάλης από αέρια φάση σε στερεά συσσωρευμένα σωματίδια [6]

- Πυρόλυση (Pyrolysis): ενδόθερμη διαδικασία που μεταβάλλει τη μοριακή δομή του καυσίμου σε παρουσία υψηλής θερμοκρασίας και παράγει στοιχεία όπως πολυκυκλικοί αρωματικοί υδρογονάνθρακες, που θεωρούνται πρόδρομοι της αιθάλης.
- Σχηματισμός πυρήνων (Nucleation): δημιουργία πυρήνων ή νανοσωματιδίων από ασταθή υλικά όπως οι υδρογονάνθρακες.
- Επιφανειακή αύξηση (Surface growth): διαδικασία προσθήκης μάζας στην επιφάνεια ενός σωματιδίου αιθάλης.
- Σύμπτυξη (Coagulation): βίαιες συγκρούσεις σφαιρικών σωματιδίων για να ενωθούν και να σχηματίσουν μεγαλύτερα σφαιρικά σωματίδια.
- Συσσώρευση (Agglomeration): σωματίδια παραμένουν ενωμένα για να σχηματίσουν μεγάλες ομάδες σωματιδίων σε δομή αλυσίδας.
- Οξειδωση (Oxidation): διαδικασία που λαμβάνει χώρα σε κάθε στάδιο της διαδικασίας, κυρίως σε θερμοκρασίες υψηλότερες από 1300K, όπου η αιθάλη καίγεται υπό την παρουσία οξειδωτικών στοιχείων για τον σχηματισμό αέριων προϊόντων όπως CO, CO₂ και H₂O.

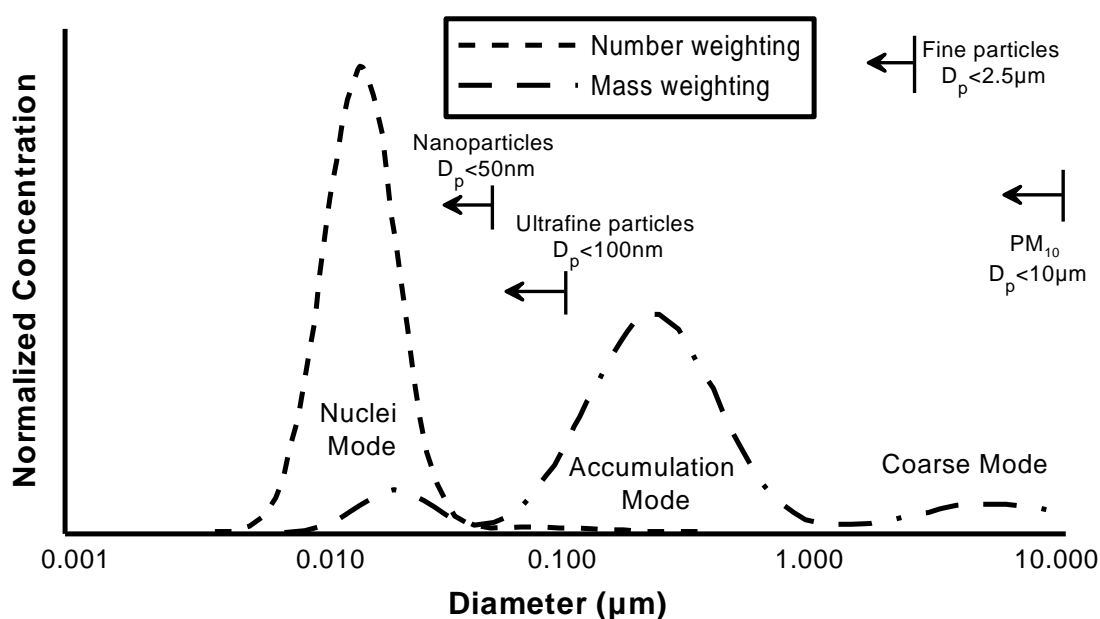
1.3.2 Κατανομή μεγέθους σωματιδίων

Οι υπάρχοντες κανονισμοί για τις εκπομπές σωματιδίων βασίζονται στην εκπεμπόμενη μάζα σωματιδίων. Ωστόσο, η κατανομή μεγέθους των σωματιδίων αυξάνει το ενδιαφέρον από την άποψη της ποιότητας του αέρα, επειδή θεωρείται ότι η τοξικότητα αυξάνεται όσο το μέγεθος των σωματιδίων μειώνεται. Τα σωματίδια αιθάλης, της τάξεως των 100nm, δημιουργούν κίνδυνο στην υγεία του ανθρώπου και έχουν διαστάσεις αρκετά μικρές για να απορροφηθούν από την μύτη και αρκετά μεγάλες για να επικαθήσουν στους πνεύμονες.

Αντίθετα από τη μάζα, ο αριθμός των σωματιδίων δε διατηρείται. Μέσα στο σωλήνα της εξαγωγής ενός κινητήρα Diesel, οι συνεχώς μεταβαλλόμενες συνθήκες μπορούν να οδηγήσουν στο σχηματισμό σωματιδίων (με συνέπεια την αύξηση και στον αριθμό σωματιδίων και στη συγκέντρωση της μάζας), στη συμπύκνωση και στη σύμπτυξη (με συνέπεια τη μείωση της συγκέντρωσης και την αύξηση στο μέγεθος των σωματιδίων). Τα ανωτέρω φαινόμενα παρατηρούνται επίσης κατά τη διάρκεια της διάλυσης και της δειγματοληψίας, καθιστώντας πολύ δύσκολο, αφ' ενός, να εξαχθούν σαφή συμπεράσματα και, αφ' ετέρου, να σχεδιαστεί ένα πρότυπο αναφοράς.

Στο Σχήμα 1.8 που ακολουθεί, παρουσιάζεται εξιδανικευμένη, σε λογαριθμική κατανομή για τη διάμετρο, η κατανομή του αριθμού και της μάζας των σωματιδίων από την εξαγωγή κινητήρα Diesel. 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 υπάρχει στην αποκαλούμενη κατάσταση συσσώρευσης (accumulation mode) για το εύρος διαμέτρων 0.1-0.3 μm . Εκεί βρίσκονται τα ανθρακούχα συσσωματώματα και τα σχετικά προσροφημένα υλικά. Η κατάσταση νανοσωματιδίων (nuclei mode) αποτελείται από σωματίδια με εύρος διαμέτρου 0.005-0.05 μm . Αποτελείται συνήθως από τις πτητικές οργανικές ενώσεις υδρογονανθράκων και θείου και μπορεί επίσης να περιέχει στερεές

ενώσεις άνθρακα και μετάλλων. Ένα ποσοστό μεγαλύτερο από 90% των σωματιδίων που εκπέμπονται από ένα κινητήρα diesel εμπίπτει στην κατάσταση νανοσωματιδίων (nuclei mode), το οποίο, ωστόσο, περιέχει μόνο το 1-20% της μάζας των σωματιδίων. Η “χονδροκόκη” κατάσταση (coarse mode) περιέχει το 5-20% της μάζας των σωματιδίων και αποτελείται από τα σωματίδια της φάσης συσσώρευσης τα οποία έχουν επικαθήσει στην επιφάνεια των κυλίνδρων και της πολλαπλής εξαγωγής και στη συνέχεια συμπαρασύρονται. Επίσης στο Σχήμα 1.8 παρουσιάζονται μερικές κατηγορίες του μεγέθους για τα ατμοσφαιρικά σωματίδια: τα PM_{10} με D_p (διάμετρο) $< 10 \mu m$, τα λεπτά σωματίδια (fine particles), $D_p < 2.5 \mu m$, τα πολύ λεπτά σωματίδια (ultrafine particles), $D_p < 0.10 \mu m$ και τα νανο-σωματίδια (nanoparticles), $D_p < 0,05 \mu m$.

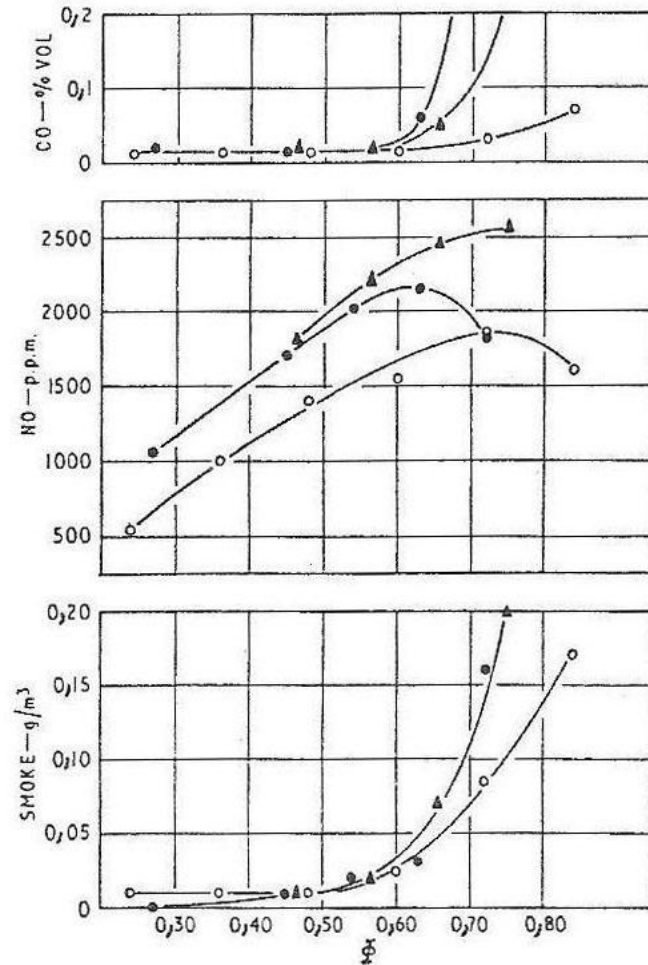


Σχήμα 1.8: Χαρακτηριστική κατανομή του μεγέθους των σωματιδίων από την εξαγωγή κινητήρων

Το μέγεθος των σωματιδίων επηρεάζει την επίδραση των εκπομπών των κινητήρων στο περιβάλλον ως εξής : επηρεάζει το χρόνο παραμονής των σωματιδίων στην ατμόσφαιρα, τις οπτικές ιδιότητες των σωματιδίων, την επιφάνεια των σωματιδίων και τις επιπτώσεις στην υγεία. Ο χρόνος παραμονής των σωματιδίων στην ατμόσφαιρα είναι μεγαλύτερος για τα

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

Κατά τη διάρκεια της μόνιμης λειτουργίας του κινητήρα, σχηματίζονται συνήθως τα σωματίδια της φάσης συσσώρευσης (80-110 nm). Στην αρχή της φάσης της καύσης, η πλειοψηφία των σωματιδίων είναι μεταξύ των 80-90 nm, και στη συνέχεια, σωματίδια αιθάλης συσσωματώνονται και επομένως σχηματίζονται σωματίδια μεγαλύτερης διαμέτρου. Κατά τη διάρκεια της οξειδωσης της αιθάλης ο αριθμός σωματιδίων μειώνεται δραστικά σε ολόκληρο το φάσμα μεγεθών. Καθώς το φορτίο αυξάνεται, περισσότερο καύσιμο εγχύεται, γεγονός που ευνοεί το σχηματισμό μεγαλύτερων σωματιδίων, ενώ τα νανο-σωματίδια ευνοούνται κυρίως κατά την άφορτη λειτουργία (“ρελαντί”). Στο Σχήμα 1.9 παρουσιάζεται η μεταβολή των εκπεμπόμενων σωματιδίων συναρτήσει του λόγου ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα Φ (δηλαδή του φορτίου) δείχνοντας και την αντίστοιχη μεταβολή των NO και CO για κινητήρα Diesel αμέσου εγχύσεως όπου ο σχηματισμός της αιθάλης οφείλεται στην αύξηση του φορτίου.



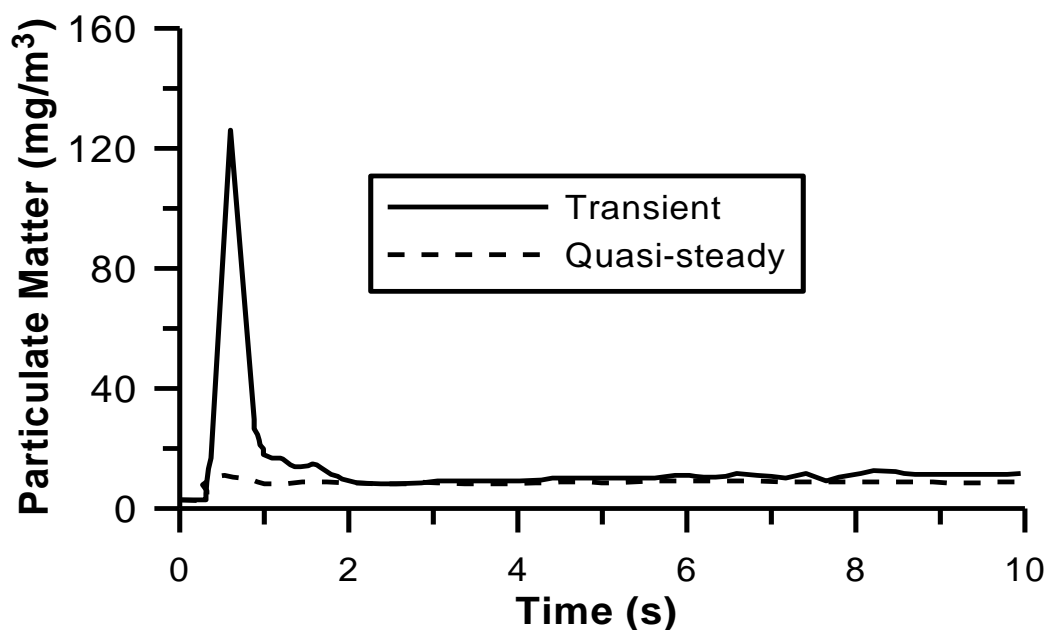
Engine	Nozzle diameter	Injection timing	Rate at F.L. fuelling
○ A	4 × 0.25 mm	20° b.t.d.c.	2.95
● C (high swirl)	4 × 0.30 mm	20° b.t.d.c.	2.45
▲ C (without shroud)	4 × 0.33 mm	25° b.t.d.c.	2.80

Σχήμα 1.9: Μεταβολή εκπεμπόμενων σωματιδίων, NO και CO συναρτήσει του φορτίου Φ , για κινητήρες Diesel DI [4]

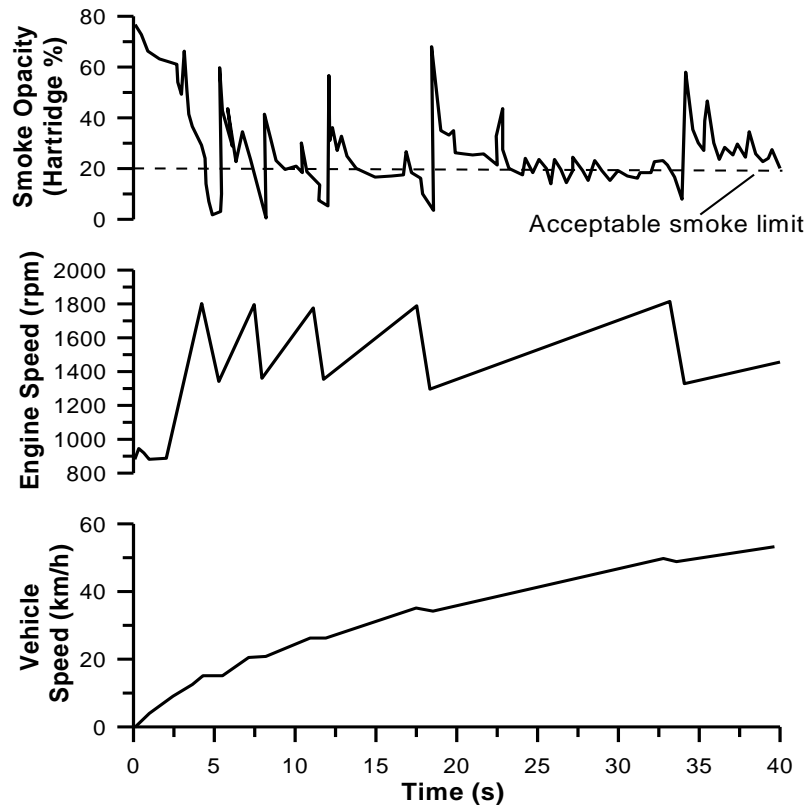
Μεταξύ των σημαντικότερων παραγόντων που έχουν βρεθεί ότι επηρεάζουν τη συγκέντρωση του αριθμού σωματιδίων και την κατανομή μεγέθους είναι ο τύπος του καυσίμου που χρησιμοποιείται, με προτιμητέα τα καύσιμα με πολύ χαμηλή περιεκτικότητα σε θείο για μειωμένες γενικά εκπομπές σωματιδίων, αν και έχει παρατηρηθεί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

1.4 Ιδιαιτερότητες εκπομπών καυσαερίων κατά τη μεταβατική λειτουργία υπερπληρωμένων κινητήρων Diesel

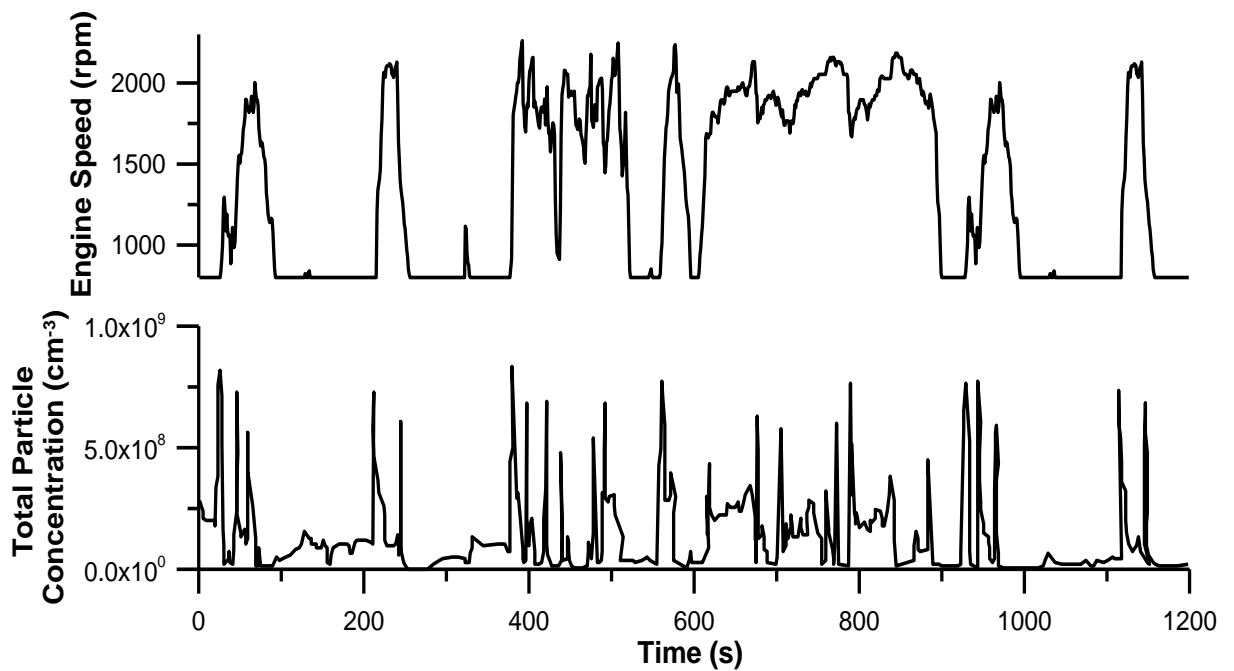
Η χειροτέρευση της καύσης κατά τη διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας υπερπληρωμένων κινητήρων Diesel, εξαιτίας του φαινομένου της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή (turbocharger lag), οδηγεί σε στιγμιαία σημαντική αύξηση των αέριων και σωματιδιακών ρύπων σε σύγκριση με την αντίστοιχη μόνιμη λειτουργία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



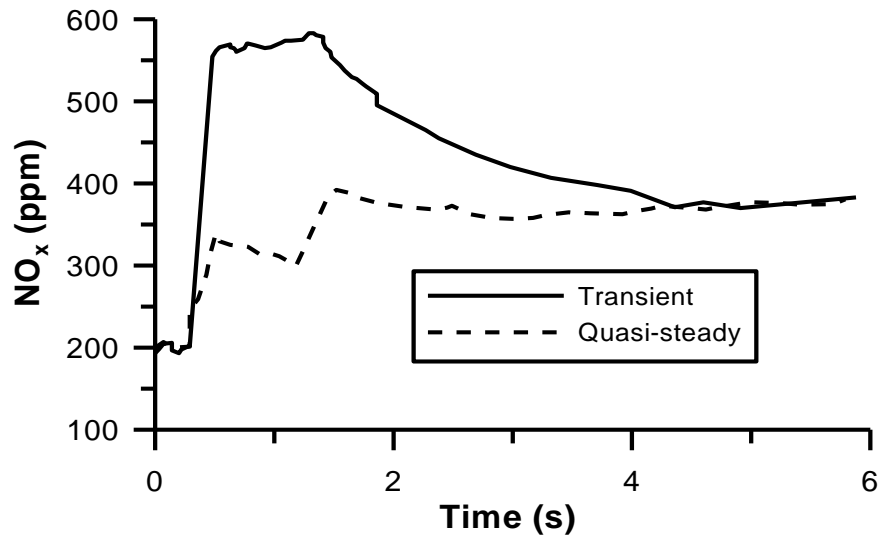
Σχήμα 1.10: Σύγκριση εκπομπών σωματιδίων μεταξύ μεταβατικής και μόνιμης κατάστασης κατά τη διάρκεια μεταβολής φορτίου (μέσης πραγματικής πίεσης) υπερπληρωμένου κινητήρα από 1-9 bar [6]



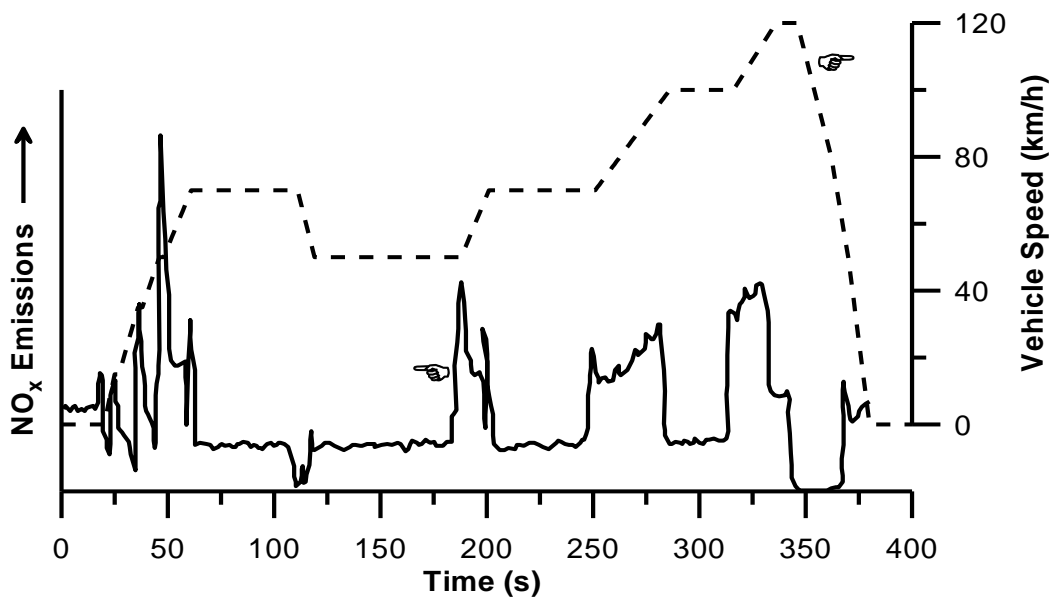
Σχήμα 1.11: Εκπομπές αιθάλης κατά τη διάρκεια συνεχών αλλαγών ταχυτήτων σε υπερπληρωμένο κινητήρα Diesel φορτηγού [6]



Σχήμα 1.12: Ολική συγκέντρωση αριθμού σωματιδίων κατά τη διάρκεια του Αμερικανικού Μεταβατικού Κύκλου Πόλης FTP για βαρέος τύπου οχήματα [6]



Σχήμα 1.13: Σύγκριση εκπομπών NO_x μεταξύ μεταβατικής και μόνιμης λειτουργίας κατά τη διάρκεια μεταβολής φορτίου (μέσης πραγματικής πίεσης) από 1-9 bar [6]



Σχήμα 1.14: Εκπομπές NO_x κατά τη διάρκεια του Ευρωπαϊκού Μεταβατικού Κύκλου EUDC [6]

Κεφάλαιο 2^ο

Πρότυπα Εκπομπών

2.1 Γενικά

Τα πρότυπα εκπομπών είναι ένα σύνολο από απαιτήσεις, οι οποίες καθορίζουν τα αποδεκτά όρια των εκπεμπόμενων ρύπων των νέων μηχανοκίνητων οχημάτων που πωλούνται στην Ευρωπαϊκή Ένωση, στις ΗΠΑ και στην Ιαπωνία. Τα πρότυπα καθορίζονται σε μια σειρά από οδηγίες οι οποίες κατευθύνονται στη σταδιακή επιβολή όλο και αυστηρότερων προδιαγραφών. Εκπομπές NO_x, HC, CO και σωματιδίων οριοθετούνται σε διαφορετικά πρότυπα ανάλογα με τον τύπο του οχήματος ενώ ο έλεγχος της συμμόρφωσης με τις προδιαγραφές γίνεται με τυποποιημένους Μεταβατικούς Κύκλους πόλης (Transient cycles) που έχει υιοθετήσει το κάθε κράτος. Τα οχήματα που δεν τηρούν τις προδιαγραφές δεν μπορούν να πάρουν έγκριση ενώ τα νέα πρότυπα δεν ισχύουν για οχήματα που βρίσκονται ήδη στην κυκλοφορία.

2.2 Πρότυπα εκπομπών Ευρωπαϊκής Ένωσης

Οι απαιτήσεις για τις εκπομπές από οχήματα ελαφρού τύπου υπήρχαν στην Ευρωπαϊκή Ένωση από τις αρχές της δεκαετίας 1970, ενώ οι πρώτες απαιτήσεις για τα βαρέος τύπου οχήματα εμφανίστηκαν στο τέλος της δεκαετίας του 1980. Τα πρότυπα ορίζονται σε μια σειρά οδηγιών της Ευρωπαϊκής Ένωσης στις οποίες παρατηρείται η προοδευτική εισαγωγή όλο και πιο αυστηρών προτύπων με σκοπό να περιοριστούν όσο το δυνατόν περισσότερο οι αρνητικές επιπτώσεις των οδικών οχημάτων στο περιβάλλον και στην υγεία.

2.2.1 Επιβατικά οχήματα και ελαφρά φορτηγά

Οι κανονισμοί εκπομπών καυσαερίων της Ευρωπαϊκής Ένωσης για τα νέα ελαφρού τύπου οχήματα (αυτοκίνητα και ελαφρά φορτηγά) διευκρινίζονται στην οδηγία 70/220/EEC. Η οδηγία αυτή έχει τροποποιηθεί αρκετές φορές και παρακάτω παρουσιάζονται οι σημαντικότερες τροποποιήσεις:

- Πρότυπο Euro 1 (επίσης γνωστό ως EC 93): Οδηγία 91/441/EEC (επιβατικά αυτοκίνητα μόνο) ή 93/59/EEC (επιβατικά αυτοκίνητα και ελαφρά φορτηγά)
- Πρότυπο Euro 2 πρότυπα (EC 96): Οδηγία 94/12/EC ή 96/69/EC
- Πρότυπα Euro 3/4 (2000/2005): Οδηγία 98/69/EC, περαιτέρω τροποποιήσεις στην οδηγία 2002/80/EC
- Πρότυπα Euro 5/6 (2009/2014): Euro 5/6 "πολιτική" νομοθεσία [κανονισμός 715/2007] της 20ης Ιουνίου 2007

Καύσιμα. Τα πρότυπα του 2000/2005 συνοδεύθηκαν από εισαγωγή πιο αυστηρών κανονισμών καυσίμων που απαιτούν τον ελάχιστο αριθμό κετανίου του πετρελαίου diesel να είναι 51 (έτος 2000), μέγιστη περιεκτικότητα σε θείο στο diesel 350 ppm το 2000 και 50 ppm το 2005, και μέγιστη περιεκτικότητα σε θείο στη βενζίνη 150 ppm το 2000 και 50

ppm το 2005. Καύσιμα diesel και βενζίνη χωρίς θείο (≤ 10 ppm) πρέπει να είναι διαθέσιμα από το 2005, και να γίνουν υποχρεωτικά από το 2009.

Δοκιμή εκπομπής. Οι εκπομπές ελέγχονται σύμφωνα με τη διαδικασία δυναμομέτρησης **NEDC (ECE-15 και EUDC)**. Το έτος 2000 (Euro 3), η διαδικασία δοκιμής τροποποιήθηκε για να εξαλείψει τα 40 sec της περιόδου προθέρμανσης του κινητήρα πριν από την αρχή της δειγματοληψίας εκπομπών. Αυτή η τροποποιημένη δοκιμή ψυχρής εκκίνησης αναφέρεται ως Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος Οδήγησης (New European Driving Cycle) ή ως δοκιμή MVEG-B. Όλες οι εκπομπές εκφράζονται σε g/km.

Τα πρότυπα Euro 5/6 υιοθετούν μια νέα μέθοδο μέτρησης των εκπομπών σωματιδίων (όμοια με τη διαδικασία του 2007 στις Ηνωμένες Πολιτείες) που αναπτύσσεται από το UN/ECE πρόγραμμα μέτρησης των σωματιδίων (Particulate Measurement Programme) και ρυθμίζει το όριο εκπομπής σωματιδίων. Η νομοθεσία εισάγει επίσης όριο εκπομπής αριθμού σωματιδίων στο Euro 5/6 (PMP μέθοδος) εκτός από τα όρια που βασίζονται στη μάζα. Κατά την διάρκεια της υιοθέτησης του κανονισμού Euro 5/6, τα όρια εκπομπής που βασίζονται στη μάζα θα μπορούσαν μόνο να καλυφτούν από φίλτρα σωματιδίων. Τα μελλοντικά φίλτρα που αναπτύσσονται ενώ θα πληρούν το όριο μάζας θα επέτρεπαν σε έναν υψηλό αριθμό εξαιρετικά λεπτών σωματιδίων να περάσουν οπότε τα όρια που βασίζονται στον αριθμό των σωματιδίων θα αποτρέψουν το γεγονός αυτό.

Τα πρότυπα εκπομπών για τα επιβατικά αυτοκίνητα και τα ελαφρά εμπορικά οχήματα συνοψίζονται στους ακόλουθους πίνακες (Πίνακες 2.1 και 2.2). Σε αυτούς έχουμε:

- **κατηγορίες οχημάτων M₁:** οχήματα για την μεταφορά επιβατών που περιλαμβάνουν μέχρι 8 θέσεις εκτός από αυτή του οδηγού

- **κατηγορίες οχημάτων N₁**: οχήματα που χρησιμοποιούνται για την μεταφορά προϊόντων και έχουν μέγιστη μάζα που δεν υπερβαίνει τους 3,5 τόνους

Από το πρότυπο Euro 2, οι κανονισμοί της ΕΕ εισάγουν διαφορετικά όρια εκπομπής για τα οχήματα Diesel και Otto. Τα οχήματα που καταναλώνουν πετρέλαιο diesel έχουν πιο αυστηρά πρότυπα εκπομπών CO αλλά επιτρέπονται υψηλότερες εκπομπές NO_x. Τα οχήματα με κινητήρες Otto απαλλάσσονται των προτύπων σωματιδίων μέσω του σταδίου Euro 4. Οι κανονισμοί Euro 5/6 εισάγουν τα πρότυπα εκπομπής σωματιδίων βασισμένα στη μάζα για τα αυτοκίνητα με κινητήρες Otto DI, αριθμητικά ίσα με τα πρότυπα για τα οχήματα Diesel.

**Πίνακας 2.1: Πρότυπα Εκπομπών Ευρωπαϊκής Ένωσης για
Επιβατικά Οχήματα (Κατηγορία M₁*), g/km**

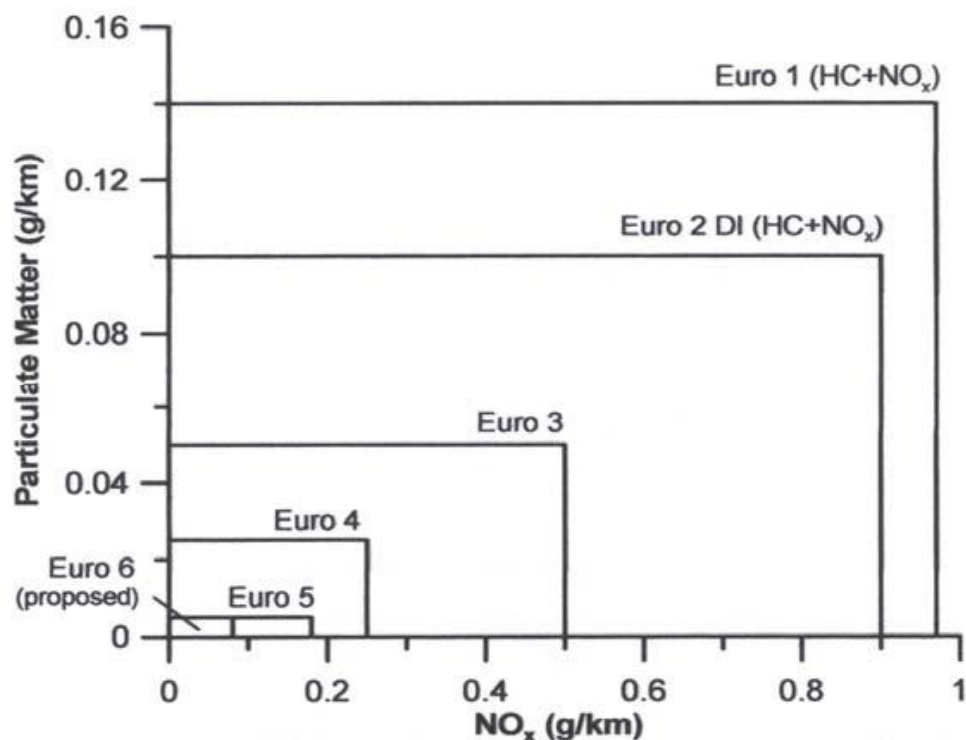
Πρότυπο	Ημερομηνία	CO	HC	HC+NO _x	NO _x	PM
Diesel						
Euro 1**	1992.07	2.72 (3.16)	-	0.97 (1.13)	-	0.14 (0.18)
Euro 2, IDI	1996.01	1.00	-	0.70	-	0.08
Euro 2, DI	1996.01 ^a	1.00	-	0.90	-	0.10
Euro 3	2000.01	0.64	-	0.56	0.50	0.05
Euro 4	2005.01	0.50	-	0.30	0.25	0.025
Euro 5	2009.09 ^b	0.50	-	0.23	0.18	0.005 ^e
Euro 6	2014.09	0.50	-	0.17	0.08	0.005 ^e
Βενζίνη						
Euro 1**	1992.07	2.72 (3.16)	-	0.97 (1.13)	-	-
Euro 2	1996.01	2.20	-	0.50	-	-
Euro 3	2000.01	2.30	0.20	-	0.15	-
Euro 4	2005.01	1.00	0.10	-	0.08	-
Euro 5	2009.09 ^b	1.00	0.10 ^c	-	0.06	0.005 ^{d,e}
Euro 6	2014.09	1.00	0.10 ^c	-	0.06	0.005 ^{d,e}
<p>* Στα στάδια Euro 1 έως 4, τα επιβατικά οχήματα > 2,500 kg έπαιρναν έγκριση ως οχήματα της κατηγορίας N₁.</p> <p>**Οι τιμές στις παρενθέσεις είναι σύμφωνα με τα νόμιμα όρια παραγωγής (COP)</p> <p>a - μέχρι τις 1999.09.30 (μετά από την ημερομηνία αυτή οι κινητήρες DI πρέπει να λειτουργούν εντός των ορίων των IDI)</p> <p>b - 2011.01 για όλα τα μοντέλα</p> <p>c - και για τους HC χωρίς μεθάνιο 0.068 g/km</p> <p>d - εφαρμόσιμο μόνο για οχήματα που χρησιμοποιούν κινητήρες αμέσου εγχύσεως</p> <p>e - έχει προταθεί να αλλάξει σε 0.003 g/km χρησιμοποιώντας τη μέθοδο μέτρησης PMP</p>						

**Πίνακας 2.2: Πρότυπα Εκπομπών Ευρωπαϊκής Ένωσης για Ελαφρού
Τύπου Εμπορικά Οχήματα, g/km**

Κατηγορία*	Πρότυπο	Ημερομηνία	CO	HC	HC+NO _x	NO _x	PM
Diesel							
N₁, Class I ≤1305 kg	Euro 1	1994.10	2.72	-	0.97	-	0.14
	Euro 2, IDI	1998.01	1.00	-	0.70	-	0.08
	Euro 2, DI	1998.01 ^a	1.00	-	0.90	-	0.10
	Euro 3	2000.01	0.64	-	0.56	0.50	0.05
	Euro 4	2005.01	0.50	-	0.30	0.25	0.025
	Euro 5	2009.09 ^b	0.50	-	0.23	0.18	0.005 ^e
	Euro 6	2014.09	0.50	-	0.17	0.08	0.005 ^e
N₁, Class II 1305-1760 kg	Euro 1	1994.10	5.17	-	1.40	-	0.19
	Euro 2, IDI	1998.01	1.25	-	1.00	-	0.12
	Euro 2, DI	1998.01 ^a	1.25	-	1.30	-	0.14
	Euro 3	2001.01	0.80	-	0.72	0.65	0.07
	Euro 4	2006.01	0.63	-	0.39	0.33	0.04
	Euro 5	2010.09 ^c	0.63	-	0.295	0.235	0.005 ^e
	Euro 6	2015.09	0.63	-	0.195	0.105	0.005 ^e
N₁, Class III >1760 kg	Euro 1	1994.10	6.90	-	1.70	-	0.25
	Euro 2, IDI	1998.01	1.50	-	1.20	-	0.17
	Euro 2, DI	1998.01 ^a	1.50	-	1.60	-	0.20
	Euro 3	2001.01	0.95	-	0.86	0.78	0.10
	Euro 4	2006.01	0.74	-	0.46	0.39	0.06
	Euro 5	2010.09 ^c	0.74	-	0.350	0.280	0.005 ^e
	Euro 6	2015.09	0.74	-	0.215	0.125	0.005 ^e
<p>* Για τα πρότυπα Euro 1 και 2 της κατηγορίας N₁ οι κλάσεις της μάζας αναφοράς ήταν η Κλάση I ≤ 1250 kg, η Κλάση II 1250-1700 kg και η Κλάση III > 1700 kg. a – μέχρι τις 1999.09.30 (μετά από την ημερομηνία αυτή οι κινητήρες DI πρέπει να λειτουργούν εντός των ορίων των IDI) b – 2011.01 για όλα τα μοντέλα c – 2012.01 για όλα τα μοντέλα d – εφαρμόσιμο μόνο σε οχήματα που έχουν κινητήρες DI e – έχει προταθεί να αλλάξει σε 0.003 g/km χρησιμοποιώντας τη διαδικασία μέτρησης PMP</p>							

Βενζίνη							
N₁, Class I ≤1305 kg	Euro 1	1994.10	2.72	-	0.97	-	-
	Euro 2	1998.01	2.20	-	0.50	-	-
	Euro 3	2000.01	2.30	0.20	-	0.15	-
	Euro 4	2005.01	1.00	0.10	-	0.08	-
	Euro 5	2009.09 ^b	1.00	0.10 ^f	-	0.06	0.005 ^{d,e}
	Euro 6	2014.09	1.00	0.10 ^f	-	0.06	0.005 ^{d,e}
N₁, Class II 1305-1760 kg	Euro 1	1994.10	5.17	-	1.40	-	-
	Euro 2	1998.01	4.00	-	0.65	-	-
	Euro 3	2001.01	4.17	0.25	-	0.18	-
	Euro 4	2006.01	1.81	0.13	-	0.100	-
	Euro 5	2010.09 ^c	1.81	0.13 ^g	-	0.075	0.005 ^{d,e}
	Euro 6	2015.09	1.81	0.13 ^g	-	0.075	0.005 ^{d,e}
N₁, Class III >1760 kg	Euro 1	1994.10	6.90	-	1.70	-	-
	Euro 2	1998.01	5.00	-	0.80	-	-
	Euro 3	2001.01	5.22	0.29	-	0.21	-
	Euro 4	2006.01	2.27	0.16	-	0.11	-
	Euro 5	2010.09 ^c	2.27	0.16 ^h	-	0.082	0.005 ^{d,e}
	Euro 6	2015.09	2.27	0.16 ^h	-	0.082	0.005 ^{d,e}
<p>*Για τα πρότυπα Euro 1 και 2 της κατηγορίας N₁ οι κλάσεις της μάζας αναφοράς ήταν η Κλάση I ≤ 1250 kg, η Κλάση II 1250-1700 kg και η Κλάση III > 1700 kg.</p> <p>a – μέχρι τις 1999.09.30 (μετά από την ημερομηνία αυτή οι κινητήρες DI πρέπει να λειτουργούν εντός των ορίων των IDI)</p> <p>b – 2011.01 για όλα τα μοντέλα</p> <p>c – 2012.01 για όλα τα μοντέλα</p> <p>d – εφαρμόσιμο μόνο σε οχήματα που έχουν κινητήρες DI</p> <p>e – έχει προταθεί να αλλάξει σε 0.003 g/km χρησιμοποιώντας τη διαδικασία μέτρησης PMP</p> <p>f – και για τους NMHC = 0.068 g/km</p> <p>g – και για τους NMHC = 0.090 g/km</p> <p>h – και για τους NMHC = 0.108 g/km</p>							

Το Σχήμα 2.1 που ακολουθεί δείχνει την προοδευτική αύξηση της αυστηρότητας για τις εκπομπές NO_x και σωματιδίων στα Ευρωπαϊκά επιβατικά οχήματα.



Σχήμα 2.1. Βαθμιαία αύξηση αυστηρότητας των ευρωπαϊκών προτύπων εκπομπών για τα επιβατικά αυτοκίνητα με κινητήρες Diesel DI (για τα επίπεδα εκπομπών στα πρότυπα Euro 1 και Euro 2, οι τιμές των εκπομπών NO_x αντιστοιχούν στο άθροισμα των εκπομπών NO_x και HC).

Μια σημαντική βελτίωση στις αποδεκτές εκπομπές σωματιδίων των επιβατικών οχημάτων της τάξεως του 80% παρατηρείται από το πρότυπο Euro 4 στο Euro 5, το οποίο σημαίνει ότι απαιτείται πιθανότατα φίλτρο σωματιδίων. Αφ' ετέρου, μόνο μια μικρή μείωση (28%) των NO_x έχει νομοθετηθεί από την Ευρωπαϊκή Επιτροπή. Αυτό το όριο εκπομπής έχει τεθεί έτσι ώστε οι μειώσεις να μπορούν να επιτευχθούν από τα περαιτέρω μέτρα στο εσωτερικό του κινητήρα. Δεδομένου ότι τα επίπεδα του Euro 5 απαιτούν ουσιαστικά την εγκατάσταση των φίλτρων σωματιδίων στην εξαγωγή του κινητήρα, η Ευρωπαϊκή Επιτροπή προτίμησε να αποφύγει

την υποχρέωση για την εγκατάσταση ενός πρόσθετου συστήματος NO_x για περαιτέρω επεξεργασία στο ίδιο στάδιο.

Ακόμη, σύμφωνα με το Euro 5 οι κατασκευαστές πρέπει να εγγυώνται μια ελάχιστη διάρκεια λειτουργίας των συσκευών περιστολής των ρύπων 160.000 χλμ, διπλάσια από τα 80.000 χλμ που όριζε το πρότυπο Euro 4. Αυτή η αλλαγή θα απεικονίσει πιο ρεαλιστικά την πραγματική διάρκεια ζωής των οχημάτων και θα εξασφαλίσει ότι τα συστήματα ελέγχου εκπομπών θα συνεχίσουν να λειτουργούν καθ' όλη τη διάρκεια ζωής των οχημάτων.

Στο πλαίσιο του σχεδίου για την εφαρμογή της νομοθεσίας, το πρότυπο για την αποδεκτή συγκέντρωση του αριθμού των σωματιδίων έχει τεθεί στην τιμή (5×10^{11})/km (μέθοδος PMP, δοκιμή NEDC), εφαρμόσιμο, το αργότερο, με την έναρξη ισχύος των επιπέδων του Euro 6 για όλες τις κατηγορίες οχημάτων Diesel (M, N₁, N₂).

Σχετικά με το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂), η Ευρωπαϊκή Επιτροπή έχει υπογράψει “συμφωνίες κυρίων” με την Ευρωπαϊκή (ACEA), Ιαπωνική και Κορεατική ένωση κατασκευαστών αυτοκινήτων για τη μείωση των αντίστοιχων εκπομπών. Αυτές οι συμφωνίες αναμένεται να υιοθετήσουν αρκετά φιλόδοξους στόχους εκπομπών στα επόμενα έτη (προτεινόμενη τιμή 130g CO₂/km μέχρι το 2012).

Οι κανονισμοί περιλαμβάνουν επίσης διάφορες συμπληρωματικές διατάξεις, όπως:

- τα κράτη μέλη της ΕΕ να μπορούν να εφαρμόσουν φορολογικά κίνητρα για την πρόωρη εισαγωγή των οχημάτων που συμμορφώνονται με τα μελλοντικά πρότυπα εκπομπών
- τα όρια για τα αυτοκίνητα να είναι 15 g/km για το CO και 1,8 g/km για τους HC
- απαίτηση για εφοδιασμό με διαγνωστικά συστήματα για τις εκπομπές (Onboard diagnostics - OBD).

2.2.2 Βαρέος τύπου οχήματα

Οι ευρωπαϊκοί κανονισμοί εκπομπών για τους κινητήρες Diesel βαρέος τύπου αναφέρονται συνήθως ως Euro I - VI, σύμφωνα δηλαδή με τους λατινικούς αριθμούς, αντίθετα με τα πρότυπα για τα ελαφρά οχήματα όπου χρησιμοποιούνται οι αραβικοί αριθμοί.

Η πρώτη οδηγία της ΕΕ για να ρυθμίσει τις εκπομπές από τα οχήματα βαρέος τύπου, δηλαδή οδικά οχήματα με "τεχνικά επιτρεπόμενη μέγιστη μάζα φόρτωσης" πάνω από 3.500 kg, δημοσιεύθηκε το 1988 (88/77/EEC). Η οδηγία αυτή τροποποιήθηκε αρκετές φορές στη συνέχεια. Το 2005, οι κανονισμοί ανασχηματίστηκαν και παγιώθηκαν από την οδηγία 05/55/EC. Αρχίζοντας με το πρότυπο Euro VI, η νομοθεσία θα απλοποιηθεί, δεδομένου ότι οι οδηγίες - που πρέπει να μετατεθούν σε όλες τις εθνικές νομοθεσίες - θα αντικατασταθούν από τους κανονισμούς που ισχύουν άμεσα. Τα ακόλουθα είναι μερικά από τα σημαντικότερα κατευθυντήρια βήματα για τους κανονισμούς που αφορούν τους κινητήρες βαρέος τύπου :

- Το πρότυπο Euro I θεσπίστηκε το 1992, ακολουθούμενο από την εισαγωγή των Euro II κανονισμών το 1996. Αυτά τα πρότυπα εφαρμόστηκαν και στους κινητήρες φορτηγών και στα αστικά λεωφορεία. Ωστόσο, τα πρότυπα για τα αστικά λεωφορεία ήταν προαιρετικά.
- Το 1999, η ΕΕ υιοθέτησε την οδηγία 1999/96/EC, η οποία εισήγαγε το πρότυπο Euro III (2000), καθώς επίσης και τα Euro IV/V (2005/2008). Αυτός ο κανονισμός έθεσε επίσης προαιρετικά αλλά και αυστηρότερα όρια εκπομπής για οχήματα με πιο χαμηλά όρια εκπομπής, γνωστά ως "οχήματα φιλικά προς το περιβάλλον".
- Το 2001, η Ευρωπαϊκή Επιτροπή υιοθέτησε την οδηγία 2001/27/EC που απαγορεύει τη χρήση συσκευών αντιμετώπισης των εκπομπών και "παράλογες" στρατηγικές ελέγχου εκπομπών, οι οποίες θα μείωναν

την αποδοτικότητα των συστημάτων ελέγχου εκπομπών όταν τα οχήματα λειτουργούν υπό τις κανονικές συνθήκες οδήγησης σε επίπεδα κάτω από αυτά που καθορίζονται κατά τη διάρκεια της διαδικασίας ελέγχου εκπομπών.

- Η οδηγία 2005/55/EC που εκδόθηκε από το Κοινοβούλιο της ΕΕ το 2005 εισήγαγε τις απαιτήσεις διάρκειας και OBD, ενώ επαναδιατύπωσε τα όρια εκπομπής για τα Euro IV και Euro V τα οποία δημοσιεύθηκαν αρχικά στην οδηγία 1999/96/EC.
- Το Δεκέμβριο του 2007, η Επιτροπή δημοσίευσε μια πρόταση για το πρότυπο Euro VI (COM(2007) 851). Τα νέα όρια εκπομπής, συγκρίσιμα σε αυστηρότητα με τα αντίστοιχα πρότυπα των ΗΠΑ για το 2010, θα θέτονταν σε ισχύ από το 2013/2014. Η πρόταση αντιπροσωπεύει το πολιτικό μέρος του κανονισμού.

Ο Πίνακας 2.3 που ακολουθεί περιέχει τα πρότυπα εκπομπών και τις ημερομηνίες εφαρμογής τους. Οι ημερομηνίες στους πίνακες αναφέρονται στις νέες εγκρίσεις τύπων. Οι ημερομηνίες για όλες τις εγκρίσεις τύπων είναι στις περισσότερες περιπτώσεις ένα έτος αργότερα (οι εγκρίσεις τύπων της ΕΕ ισχύουν περισσότερο από ένα έτος). Επίσης τα επίπεδα εκπομπών για το Euro VI δεν έχουν οριστικοποιηθεί ακόμα.

Από το πρότυπο Euro III (2000), η προηγούμενη δοκιμή κινητήρων ECE R-49 έχει αντικατασταθεί από δύο Κύκλους: τον **Ευρωπαϊκό Κύκλο Μόνιμης Λειτουργίας ESC (European Stationary Cycle)** και τον **Ευρωπαϊκό Μεταβατικό Κύκλο ETC (European Transient Cycle)**. Η αμαυρότητα του καπνού μετρείται με τη δοκιμή **ELR (European Load Response)**. Όλες οι εκπομπές εκφράζονται σε g/kWh.

Πίνακας 2.3: Πρότυπα Εκπομπών Ευρωπαϊκής Ένωσης για Κινητήρες Diesel Βαρέος Τύπου, g/kWh (αιθάλη σε m⁻¹)

Πρότυπο	Ημερομηνία	Δοκιμή	CO	HC	NO _x	PM	Αιθάλη
Euro I	1992, < 85 kW	ECE R-49	4.5	1.1	8.0	0.612	
	1992, > 85 kW		4.5	1.1	8.0	0.36	
Euro II	1996.10		4.0	1.1	7.0	0.25	
	1998.10		4.0	1.1	7.0	0.15	
Euro III	1999.10, EEVs only	ESC & ELR	1.5	0.25	2.0	0.02	0.15
	2000.10	ESC & ELR	2.1	0.66	5.0	0.10 0.13 ^a	0.8
Euro IV	2005.10		1.5	0.46	3.5	0.02	0.5
Euro V	2008.10		1.5	0.46	2.0	0.02	0.5
Euro VI*	2013.04 ^b		1.5	0.13	0.4	0.01	
*Προτάθηκε στις 21/12/2007 a – για κινητήρες με όγκο εμβολισμού μικρότερο από 0.75 dm ³ ανά κύλινδρο b – 2014.10 για όλα τα μοντέλα							

Τα πρότυπα εκπομπής για τους κινητήρες Diesel που ελέγχονται στον Κύκλο Δοκιμής ETC, καθώς επίσης και για τις βαρέος τύπου αεριομηχανές, συνοψίζονται στον Πίνακα 2.4.

Πίνακας 2.4. Πρότυπα Εκπομπών για Κινητήρες Diesel και Αερίου, Δοκιμή ETC, g/kWh

Πρότυπο	Ημερομηνία	Δοκιμή	CO	NMHC	CH ₄ ^a	NO _x	PM ^b
Euro III	1999.10, EEVs only	ETC	3.0	0.40	0.65	2.0	0.02
	2000.10	ETC	5.45	0.78	1.6	5.0	0.16 0.21 ^c
Euro IV	2005.10		4.0	0.55	1.1	3.5	0.03
Euro V	2008.10		4.0	0.55	1.1	2.0	0.03
Euro VI*	2013.04 ^d		4.0	0.16 ^e	0.5	0.4	0.01
* Προτάθηκε στις 21/12/2007 a – μόνο για κινητήρες αερίου (Euro III-V: μόνο NG, Euro VI: NG + LPG) b – μη εφαρμόσιμο για κινητήρες με αέριο καύσιμο στα στάδια Euro III-IV c – για κινητήρες με όγκο εμβολισμού μικρότερο από 0.75 dm ³ ανά κύλινδρο d – 2014.10 για όλα τα μοντέλα e – THC για κινητήρες Diesel							

Όσον αφορά τα βαρέος τύπου οχήματα Diesel, το 2005 τα πρότυπα Euro IV εφαρμόστηκαν στην Ευρώπη με τις πολύ χαμηλές τιμές ορίων για τις εκπομπές σωματιδίων. Όταν αποφασίστηκε η σχετική νομοθεσία, υπήρχε η προσδοκία ότι οι κατασκευαστές θα πρέπει να χρησιμοποιήσουν παγίδες σωματιδίων για να συμμορφωθούν με εκείνες τις οριακές τιμές.

Για τα οχήματα βαρέος τύπου, πιο αυστηρές τιμές ορίων των NO_x σκοπεύεται να εισαχθούν από το 2008. Για να συμμορφωθούν με αυτά τα όρια οι κατασκευαστές πρέπει να χρησιμοποιήσουν κάποια συσκευή επεξεργασίας καυσαερίου (π.χ. SCR – Selective Catalytic Reduction).

Για την πιστοποίηση εκπομπών σύμφωνα με το Euro VI, θα εφαρμοστεί ο Παγκόσμιος Εναρμονισμένος Μεταβατικός Κύκλος WHTC (World Harmonized Transient Cycle). Τα νέα όρια θα εισαχθούν μόλις καθιερωθούν οι παράγοντες συσχέτισμού με τις τρέχουσες δοκιμές ESC και ETC.

Για να αποτραπεί η δυνατότητα χρήσης “ανοιχτών φίλτρων” με όριο μάζας σωματιδίων σύμφωνα με το Euro VI, που θα επέτρεπαν σε έναν υψηλό αριθμό εξαιρετικά λεπτών σωματιδίων να περάσουν, προγραμματίζεται να εισαχθούν σε ένα μεταγενέστερο στάδιο νέα πρότυπα αριθμού σωματιδίων, εκτός από το όριο που βασίζεται στη μάζα τους. Τα πρότυπα αυτά θα εισαχθούν μόλις τα τελικά αποτελέσματα του προγράμματος μέτρησης σωματιδίων (PMP) γίνουν διαθέσιμα.

Στον Πίνακα 2.5 που ακολουθεί παρουσιάζονται τα όρια διάρκειας εκπομπών, σύμφωνα με τα οποία οι κατασκευαστές κινητήρων πρέπει να συμμορφώνονται, ανάλογα με την κατηγορία που ανήκει το κάθε όχημα.

Πίνακας 2.5. Περίοδοι Διάρκειας Εκπομπών

Κατηγορία Οχήματος*	Περίοδος**	
	Euro IV-V	Euro VI
N₁ και M₂	100 000 km / 5 years	160 000 km / 5 years
N₂ N₃ ≤ 16 ton M₃ Class I, Class II, Class A, and Class B ≤ 7.5 ton	200 000 km / 6 years	300 000 km / 6 years
N₃ > 16 ton M₃ Class III, and Class B > 7.5 ton	500 000 km / 7 years	700 000 km / 7 years
* Η μάζα (σε τόνους) ορίζεται ως η “μέγιστη τεχνικά επιτρεπόμενη μάζα” ** Επιλέγεται το πιο σύντομο μέγεθος μεταξύ απόστασης σε km και έτους.		

2.2.3 Συστήματα αυτοδιάγνωσης (OBD) για τα βαρέα οχήματα

Αρχίζοντας από το πρότυπο Euro IV, οι κινητήρες ή/και τα οχήματα πρέπει να εξοπλιστούν με ένα διαγνωστικό σύστημα (OBD) που επισημαίνει στον οδηγό εάν τα όρια - που δίνονται στον Πίνακα 2.6 - ξεπερνιούνται. Το σύστημα OBD θα περιλαμβάνει επίσης επικοινωνία μεταξύ της ηλεκτρονικής μονάδας ελέγχου του κινητήρα και οποιωνδήποτε άλλων ηλεκτρικών ή ηλεκτρονικών συστημάτων κινητήρα ή οχήματος που έχουν επιπτώσεις στη σωστή λειτουργία του συστήματος ελέγχου εκπομπής.

Πίνακας 2.6. Όρια OBD, g/kWh

Πρότυπο	NO _x	PM
Euro IV (2005)	7.0	0.1
Euro V (2008)	7.0	0.1
Οχήματα EEV*	7.0	0.1
* Enhanced Environmentally friendly Vehicles		

Στην περίπτωση των συστημάτων επεξεργασίας καυσαερίων (after-treatment devices), το σύστημα OBD μπορεί να ελέγξει για σημαντική λειτουργική αποτυχία οποιοδήποτε από τα ακόλουθα:

- έναν καταλύτη, όπου εγκαθίσταται ως χωριστή μονάδα, εάν είναι ή όχι μέρος ενός συστήματος deNO_x ή ενός φίλτρου σωματιδίων,
- ένα σύστημα deNO_x,
- ένα φίλτρο σωματιδίων,
- ένα συνδυασμένο σύστημα deNO_x-φίλτρου σωματιδίων.

2.2.4 Συστήματα ελέγχου NO_x για τα βαρέα οχήματα

Διάφορα μέτρα απαιτούνται για τον έλεγχο των εκπομπών NO_x και για τα συστήματα ελέγχου εκπομπής χρησιμοποιώντας αντιδραστήρια, όπως η χρήση της ουρίας στα συστήματα SCR (Selective Catalytic Reduction). Ακολουθούν ορισμένες απαιτήσεις :

- Η ανακριβής λειτουργία του συστήματος ελέγχου εκπομπής NO_x θα καθοριστεί μέσω του ελέγχου του επιπέδου NO_x από έναν αισθητήρα εξάτμισης. Οποιαδήποτε απόκλιση στα επίπεδα NO_x μεγαλύτερη από 1,5 g/kWh πάνω από την εφαρμόσιμη τιμή ορίου πρέπει να επισημανθεί στον οδηγό.
- Εάν το επίπεδο των NO_x υπερβεί τις τιμές ορίων OBD στον Πίνακα 2.6, ένας περιοριστής ροπής θα μειώσει την απόδοση του κινητήρα.
- Για τα οχήματα που απαιτούν τη χρήση ενός αναλώσιμου αντιδραστηρίου (π.χ. ουρία), ο οδηγός θα ενημερωθεί για το επίπεδο αντιδραστηρίου στη δεξαμενή αποθήκευσης αντιδραστηρίων μέσω μιας ένδειξης στο ταμπλό του οχήματος. Μια προειδοποίηση πρέπει να προκληθεί όταν το επίπεδο αντιδραστηρίου πέσει κάτω από το 10% της δεξαμενής.

Το πρότυπο Euro VI απαιτεί την εισαγωγή στα οχήματα των παγκοσμίως εναρμονισμένων διαγνωστικών συστημάτων (World-Wide Harmonized On-Board Diagnostics).

Κεφάλαιο 3^ο

Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος Οδήγησης, NEDC

3.1 Μεταβατικοί Κύκλοι Πόλης

3.1.1 Γενικά

Ξεκινώντας από τη δεκαετία του '80, τα οχήματα (με κινητήρα Diesel) εξετάζονται για τις εκπομπές τους, χρησιμοποιώντας τις 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 μια ακολουθία δοκιμαστικών σημείων, το κάθε ένα από τα οποία ορίζει μια καθορισμένη ταχύτητα οχήματος που πρέπει να ακολουθήσει το όχημα κατά τη διάρκεια της δοκιμής, ή μια καθορισμένη ταχύτητα ή ροπή για να δοκιμαστεί ο κινητήρας κάτω από τις μεταβατικές συνθήκες. Τα σημεία δοκιμής είναι διαιρεμένα σε χρονικά

βήματα, συνήθως δευτερόλεπτα, 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. Παρότι οι Μεταβατικοί Κύκλοι ορίστηκαν για την πιστοποίηση εκπομπών ρύπων σε εφαρμογές αυτοκίνησης, έχουν πρόσφατα προταθεί και ειδικοί δοκιμαστικοί κύκλοι για κινητήρες 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”) χαρακτηριστικές του αστικού Κύκλου οδήγησης
- οδήγηση σε προάστια ή αγροτικούς δρόμους και
- 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 ή ροπής. Επιπλέον λαμβάνονται υπόψιν οι σοβαρές ανακολουθίες που προκύπτουν κατά την απότομη επιτάχυνση ή επιβράδυνση και έχουν σαν αποτέλεσμα οι εκπομπές αερίων ρύπων και στερεών σωματιδίων να ξεπερνούν στιγμιαία, κατά πολύ, τα όρια. Το φαινόμενο αυτό είναι εντονότερο σε υπερπληρωμένους (και κυρίως στροβιλο-υπερπληρωμένους) κινητήρες και οφείλεται κυρίως στο φαινόμενο της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή γνωστό σαν turbocharger lag (βλέπε Παράγραφο 1.4). Πρέπει, εντούτοις, να παρατηρηθεί ότι ο αρχικός στόχος της διαδικασίας ενός Μεταβατικού Κύκλου είναι να προσδιοριστεί το συνολικό ποσό εκπομπών παρά να υποδειχθούν τα συγκεκριμένοι 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 πειραματικές εγκαταστάσεις (πλήρως αυτοματοποιημένες με ηλεκτρονικά ελεγχόμενο δυναμόμετρο, συσκευές ανάλυσης καυσαερίων με γρήγορη απόκριση, σήραγγες ανάμιξης κ.λπ.) προκειμένου να υπάρχει ακριβής αναπαράσταση καθώς και σύνθετα υπολογιστικά μοντέλα για την εξομοίωση αυτών. Πολλές χώρες στον κόσμο έχουν αναπτύξει Μεταβατικούς Κύκλους για τον έλεγχο εκπομπών των οχημάτων τους. Αυτοί οι Κύκλοι αφορούν τον έλεγχο επιβατικών οχημάτων, ελαφρού τύπου (εμπορικά) οχημάτων καθώς και οχημάτων και κινητήρων βαρέος τύπου.

Τα επιβατικά αυτοκίνητα και τα ελαφρού τύπου εμπορικά οχήματα υποβάλλονται συνήθως σε δυναμομέτρηση σύμφωνα με ένα Κύκλο Δοκιμής που συσχετίζει την ταχύτητα του οχήματος με το χρόνο, και τα αποτελέσματα εκφράζονται σε g/km. Αντίθετα για τα βαρέος τύπου οχήματα στα οποία η δυναμομέτρηση ολόκληρου του οχήματος είναι πολύ πιο δύσκολη, η διαδικασία πιστοποίησης των εκπομπών βασίζεται συνήθως σε ένα Κύκλο (δυναμομέτρηση) κινητήρα. Αυτός πραγματοποιείται σε μία πέδη δοκιμής κινητήρων, όπου ο υπό μελέτη κινητήρας ακολουθεί μία καθορισμένη διαδικασία Κύκλου που συσχετίζει ταχύτητα περιστροφής ή ροπή με το χρόνο και τα αποτελέσματα της δοκιμής εκφράζονται συνήθως σε g/kWh.

Οι εκπομπές μπορούν να χαρακτηριστούν, να ρυθμιστούν, ή να ελεγχθούν μόνο εάν μπορούν να μετρηθούν ακριβώς. Οι αυξανόμενες ανησυχίες για τις εκπομπές κινητήρων Diesel, σχετικά με την υγεία και περιβαλλοντικούς λόγους, οδήγησαν στην ανάπτυξη ενός ευρέος φάσματος τεχνικών μέτρησης για να ταιριάζουν για τις ποικίλες εφαρμογές. Πολλές τεχνικές, ειδικά εκείνες που χρησιμοποιούνται σε κανονισμούς, έχουν τυποποιηθεί

για να παράγουν συγκρίσιμα αποτελέσματα ακόμα κι αν πραγματοποιηθούν σε διαφορετικά εργαστήρια δοκιμών.

3.1.2 Δυναμόμετρα

Το δυναμόμετρο είναι μια 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 των οχημάτων
- Δυναμόμετρα κινητήρων, για τη δοκιμή των κινητήρων.

Στα **δυναμόμετρο πλαισίων** (chassis dynamometer) ολόκληρο το όχημα τοποθετείται στους κυλίνδρους έλξεως, στους οποίους οδηγούνται οι κινητήριοι τροχοί του οχήματος, και χειρίζεται από έναν οδηγό. Ένα επιβατικό αυτοκίνητο σε ένα πεδίο δοκιμών δυναμόμετρου πλαισίων παρουσιάζεται στα Σχήματα 3.1 και 3.2. Το όχημα δένεται στο πάτωμα και στις δύο άκρες για να αποτραπεί η μετακίνησή του. Τα αέρια της εξαγωγής συλλέγονται από το σύστημα δειγματοληψίας. Μια 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 κυλίσεως (F_r), την αεροδυναμική αντίσταση (F_a), την αντίσταση κλίσεως οδοστρώματος (F_{gr}) και την αντίσταση επιταχύνσεως (F_b). Όλες αυτές οι αντιστάσεις μπορούν να προσομοιωθούν στο δυναμόμετρο πλαισίων μέσω της επιβολής κατάλληλης τιμής αντιστάσεως ($F_r + F_a + F_{gr}$) στους κυλίνδρους έλξεως του δυναμομέτρου καθώς και της χρήσεως μάζας κατάλληλης μαζικής ροπής αδρανείας (στον άξονα των κυλίνδρων έλξεως)

για την προσομοίωση της F_b , δηλαδή των επιταχύνσεων και επιβραδύνσεων του οχήματος.

Τα δυναμόμετρα πλαισίων χρησιμοποιούνται συνήθως για τη δοκιμή των επιβατικών αυτοκινήτων και άλλων ελαφρού τύπου οχημάτων.



Σχήμα 3.1: Επιβατικό αυτοκίνητο στο δυναμόμετρο πλαισίων



Σχήμα 3.2: Επιβατικό όχημα σε εγκατάσταση Κύκλου δοκιμής για έλεγχο εκπομπών (European Commission 2009)



Σχήμα 3.3: Δοκιμή Ελέγχου Εκπομπών σε scooter (European Commission 2009)

Στα **δυναμόμετρο κινητήρων** (engine dynamometer) ο κινητήρας συνδέεται άμεσα σε μία πέδη. Σε αυτήν την διαμόρφωση, το δυναμόμετρο πρέπει να μιμηθεί τη συμπεριφορά ολόκληρου του οχήματος καθώς και του συστήματος μετάδοσης, συμπεριλαμβανομένης της εξαιρετικά γρήγορης απόκρισης ροπής και 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 Αμερικανικό Μεταβατικό Κύκλο FTP ή στον Ευρωπαϊκό ETC. Τα δυναμόμετρα κινητήρων χρησιμοποιούνται συνήθως για τη δοκιμή των βαρέος τύπου κινητήρων, όπως απεικονίζεται στα Σχήματα 3.4 και 3.5.



Σχήμα 3.4: Κινητήρας βαρέος τύπου στη θέση του δυναμόμετρου δοκιμής κινητήρων.



Σχήμα 3.5: Κινητήρας βαρέος τύπου στη θέση του δυναμόμετρου δοκιμής κινητήρων κατά τον έλεγχο εκπομπών (European Commission 2009).

3.1.3 Γενικά περί μετρήσεων εκπομπών κατά τη διάρκεια των Μεταβατικών Κύκλων

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 3.6. Αυτή έχει γίνει αποδεκτή από την ισχύουσα νομοθεσία σε πολλές χώρες ως η επίσημα αναγνωρισμένη μεθοδολογία δειγματοληψίας για την πιστοποίηση των ελαφρών και βαρέων κινητήρων/οχημάτων. Στην περίπτωση πιστοποίησης επιβατικών ή οχημάτων ελαφρού τύπου οι εγκαταστάσεις CVS συνδυάζονται με την ύπαρξη δυναμόμετρου πλαισίου.

Η διαδικασία CVS συνίσταται στην αραίωση της ολικής ποσότητας ανεπεξέργαστου καυσαερίου με καθαρό αέρα περιβάλλοντος σε μία σήραγγα αραιώσεως. Η αραίωση γίνεται προκειμένου να αποφευχθεί οποιαδήποτε συμπύκνωση υδρατμών στην εγκατάσταση. Η ανάμιξη αυτή γίνεται χρησιμοποιώντας μία περιστροφική αντλία θετικής εκτοπίσεως ή αντλία κενού κρίσιμης ροής “venturi” η οποία αναρροφά το ισχυρώς αραιωμένο στον αέρα καυσαέριο με μια 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 ανοξείδωτος σωλήνας από ασάλι και πρέπει να 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 βαρέος τύπου κινητήρες Diesel είναι της τάξης των 250 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.

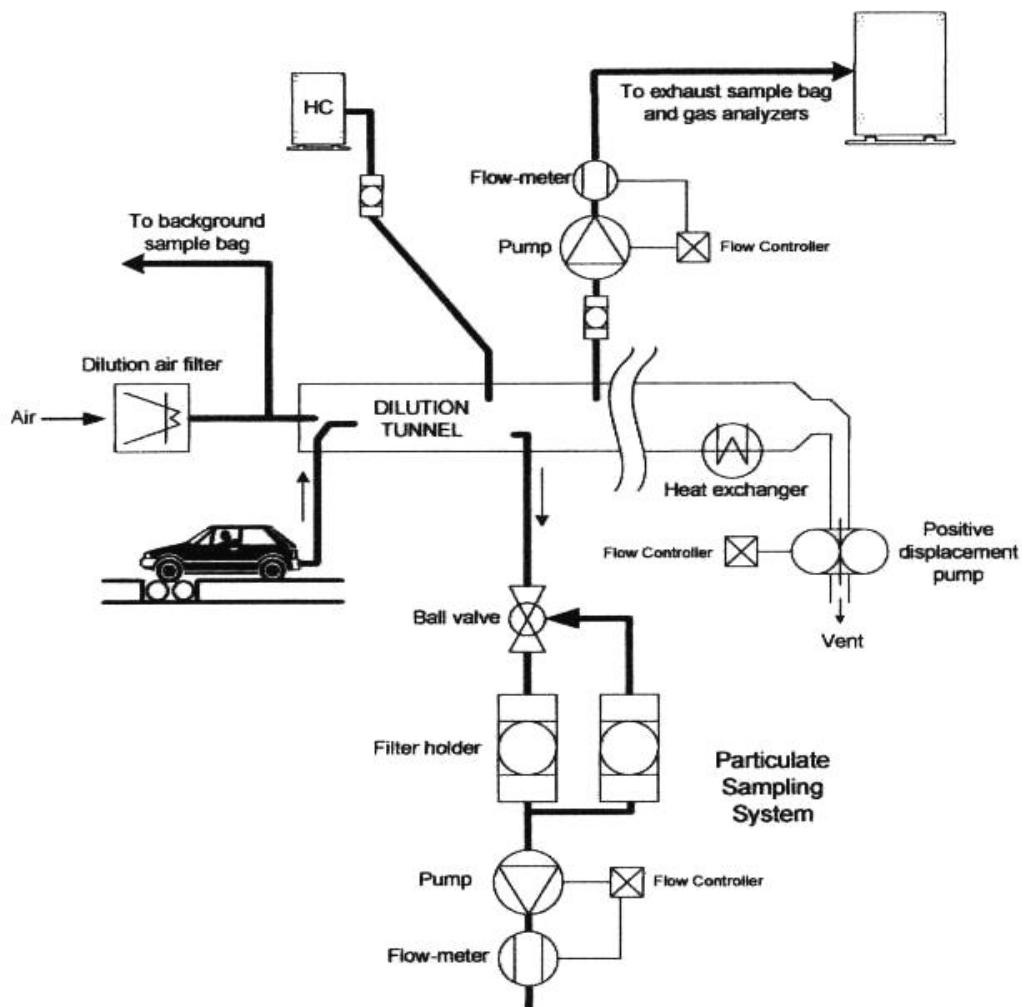
Κατά τη φάση των μετρήσεων αντλούνται δείγματα αερίων από τη σήραγγα αραίωσης στο σημείο όπου το καυσαέριο είναι εντελώς αναμεμιγμένο με το διάλυμα αέρα (τυπικά ≥ 10 διάμετροι σήραγγας από το σημείο όπου και οι δύο ροές εισάγονται στη σήραγγα). Ένα μικρό κλάσμα της ροής CVS (π.χ. 1%) υφίσταται δειγματοληψία σε σάκο από τεφλόν με όγκο $\sim 100\text{lt}$. Πριν την είσοδο των αερίων στην αντλία για να εξέλθουν στην ατμόσφαιρα, τα αέρια ψύχονται σε εναλλάκτη θερμότητας μέχρι 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 σταθερή. Μετά τη δοκιμή, οι συγκεντρώσεις των αερίων στα δείγματα μετρώνται μέσω ενός αναλυτή καυσαερίων.

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

Για την μέτρηση των σωματιδίων, ένα δείγμα της συνολικής ροής από τη σήραγγα ανάμιξης εξάγεται και περνάει είτε κατευθείαν ή μέσω δεύτερης ανάμιξης στο σύστημα δειγματοληψίας σωματιδίων, όπου τα σωματίδια συλλέγονται με 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

συλλεγεί μετράται η αιθάλη και το οργανικό κλάσμα το οποίο έχει επικίνδυνα χαρακτηριστικά για την υγεία των ζωντανών οργανισμών.

Για σύγκριση με τα όρια των προτύπων, υπολογίζεται μία μέση τιμή κατά τον Μεταβατικό Κύκλο (g/test ή g/km ή g/kWh) και για τις δύο εκπομπές, αέριες και σωματιδίων. Η χρήση του συστήματος CVS απαιτεί μεγάλο χώρο και κόστος. Είναι φανερό ότι με αυτήν 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.



Σχήμα 3.6: Τυπικό σύστημα δειγματοληψίας σταθερού όγκου CVS με αντλία θετικής εκτοπίσεως για την πιστοποίηση των οχημάτων [6]

3.2 Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος Οδήγησης NEDC για Ελαφρού τύπου οχήματα

3.2.1 Γενικά

Τα επιβατικά οχήματα και τα ελαφρού τύπου εμπορικά οχήματα ελέγχονται στην Ευρωπαϊκή Ένωση με βάση τον Μεταβατικό Κύκλο **NEDC (New European Driving Cycle)** - (Σχήμα 3.7), διαδικασία η οποία εκτελείται σε ένα δυναμόμετρο πλαισίων (EEC οδηγία 90/C81/01). Η διαδικασία αποτελείται από τέσσερα τμήματα του Κύκλου **ECE-15** επαναλαμβανόμενα χωρίς διακοπή, που ακολουθούνται από ένα τμήμα **EUDC (European Urban Driving Cycle)**.

Ο Κύκλος ECE-15 (Σχήμα 3.8) είναι ένας αστικός Κύκλος οδήγησης (βασισμένος στις κυκλοφοριακές συνθήκες μεγάλης Ευρωπαϊκής πόλης), με σχετικά μικρές επιταχύνσεις που αναπαριστά τις κυκλοφοριακές αστικές συνθήκες οδήγησης σε μια μεγάλη Ευρωπαϊκή πόλη. Χαρακτηρίζεται από σχετικά χαμηλές ταχύτητες οχημάτων και φορτία κινητήρων. Το κάθε ένα από τα τέσσερα τμήματα του ECE-15 διαρκεί **195 δευτερόλεπτα (συνολικά $4 \times 195 = 780 \text{ sec}$)** που αντιστοιχούν σε **1,013km (συνολικά $4 \times 1,013 = 4,052\text{km}$)** όπως υπολογίζεται λαμβάνοντας υπόψιν το προφίλ ταχύτητας. Η μέγιστη ταχύτητα του Κύκλου ECE-15 είναι 50 km/h και η μέση ταχύτητα αυτού 18,7 km/h.

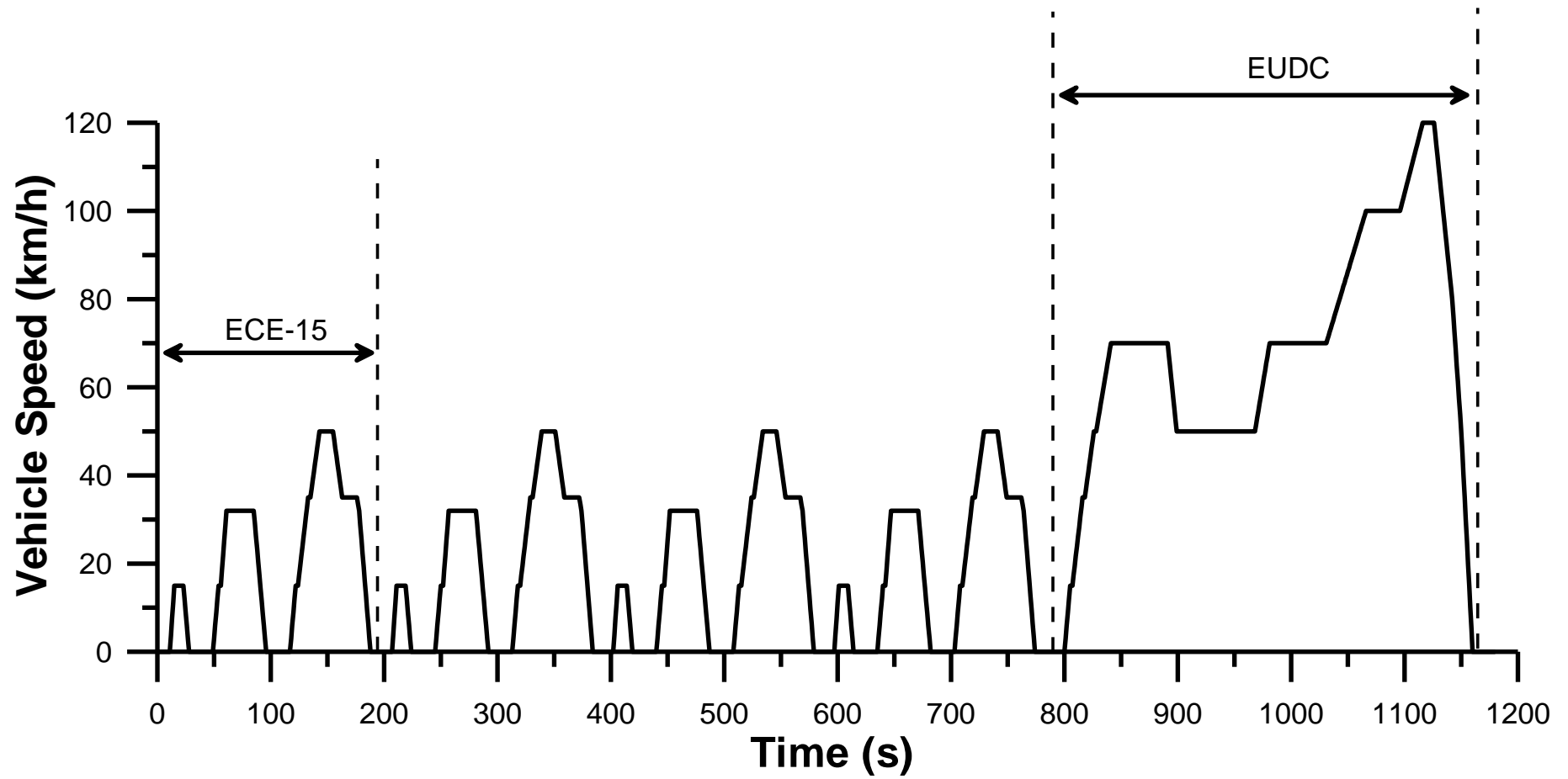
Το τμήμα του Κύκλου EUDC (Σχήμα 3.9) έχει προστεθεί μετά από το τέταρτο τμήμα του ECE για να αναπαραστήσει τους πιο “επιθετικούς” και με υψηλή ταχύτητα (προαστιακοί δρόμοι ή αυτοκινητόδρομοι) τρόπους οδήγησης. Το τμήμα αυτό διαρκεί **400 δευτερόλεπτα** που αντιστοιχούν σε **6,955km**. Η μέγιστη ταχύτητα του Κύκλου EUDC είναι 120 km/h και η μέση ταχύτητα αυτού 62,59km/h. Έχει οριστεί επίσης ένας εναλλακτικός Κύκλος EUDC για μικρότερης ισχύος (μέγιστης ισχύος μικρότερης από 30kW) οχήματα που έχει μέγιστη ταχύτητα 90 km/h.

Πριν τη δοκιμή, το όχημα παρέμενε για 6 ώρες σε χώρο με θερμοκρασία 20-30 °C. Στη συνέχεια, εκινείτο και λειτουργούσε σε “ρελαντί” για 40s. Ο Μεταβατικός Κύκλος ήταν γνωστός σαν ECE+EUDC ή MVEG-A. Από το έτος 2000, η περίοδος της άφορτης λειτουργίας έχει αφαιρεθεί, δηλαδή έχουμε ψυχρή εκκίνηση του κινητήρα και η διαδικασία δειγματοληψίας των εκπομπών αρχίζει αμέσως. Αυτή η τροποποιημένη διαδικασία ψυχρής εκκίνησης αναφέρεται ως Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος Οδήγησης (NEDC – New European Driving Cycle) και χρησιμοποιείται επίσης για τη μέτρηση των εκπομπών CO₂. Οι εκπομπές μετρώνται κατά τη διάρκεια του κύκλου σύμφωνα με την τεχνική σταθερής δειγματοληψίας όγκου CVS (ενότητα 3.1.3) Αναλύονται και εκφράζονται σε g/km για κάθε έναν από τους σχετικούς ρύπους.

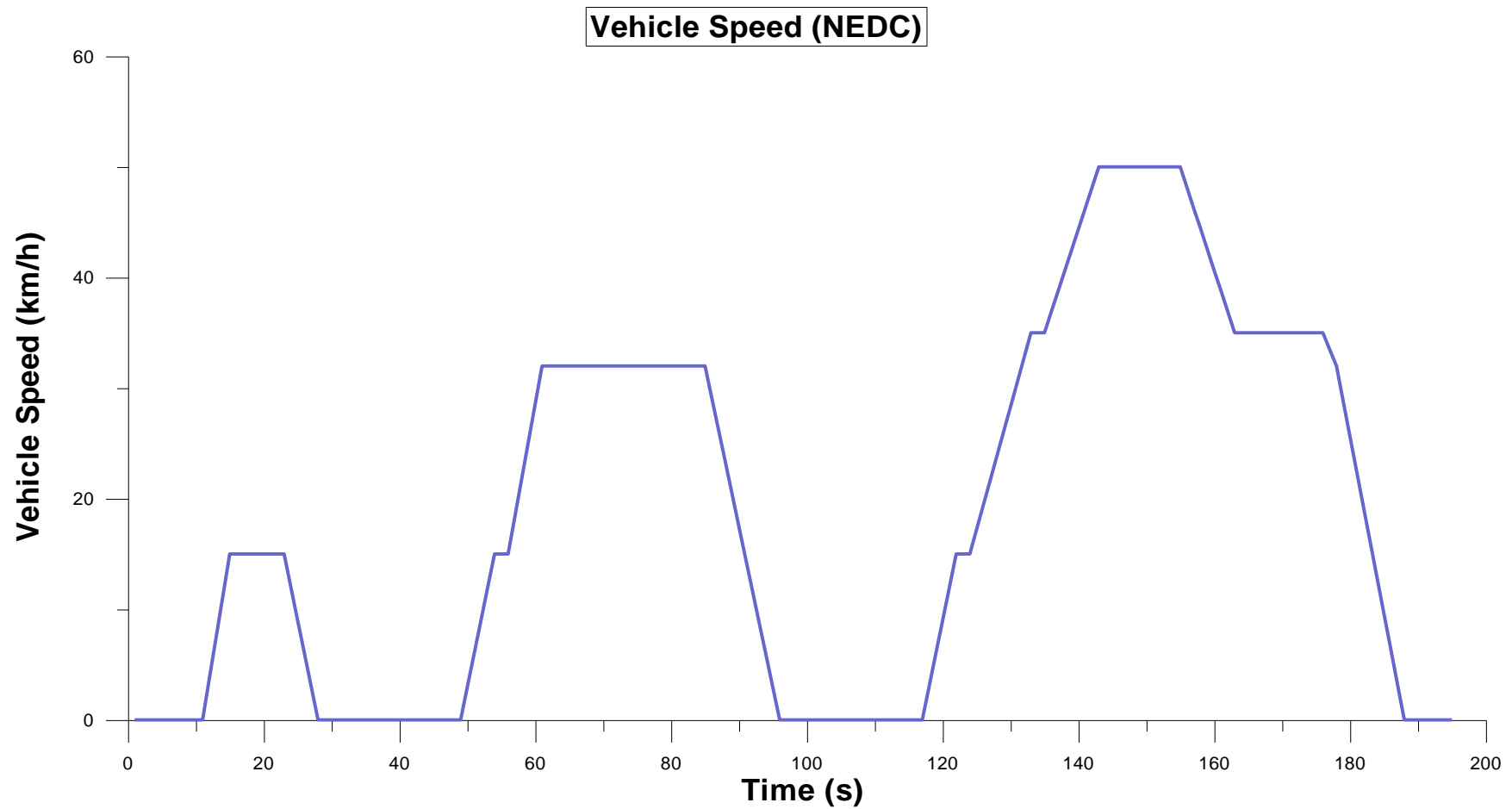
Τα χαρακτηριστικά του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης NEDC για Ελαφρού τύπου οχήματα συνοψίζονται στον Πίνακα 3.1.

Πίνακας 3.1: Χαρακτηριστικά Κύκλου NEDC

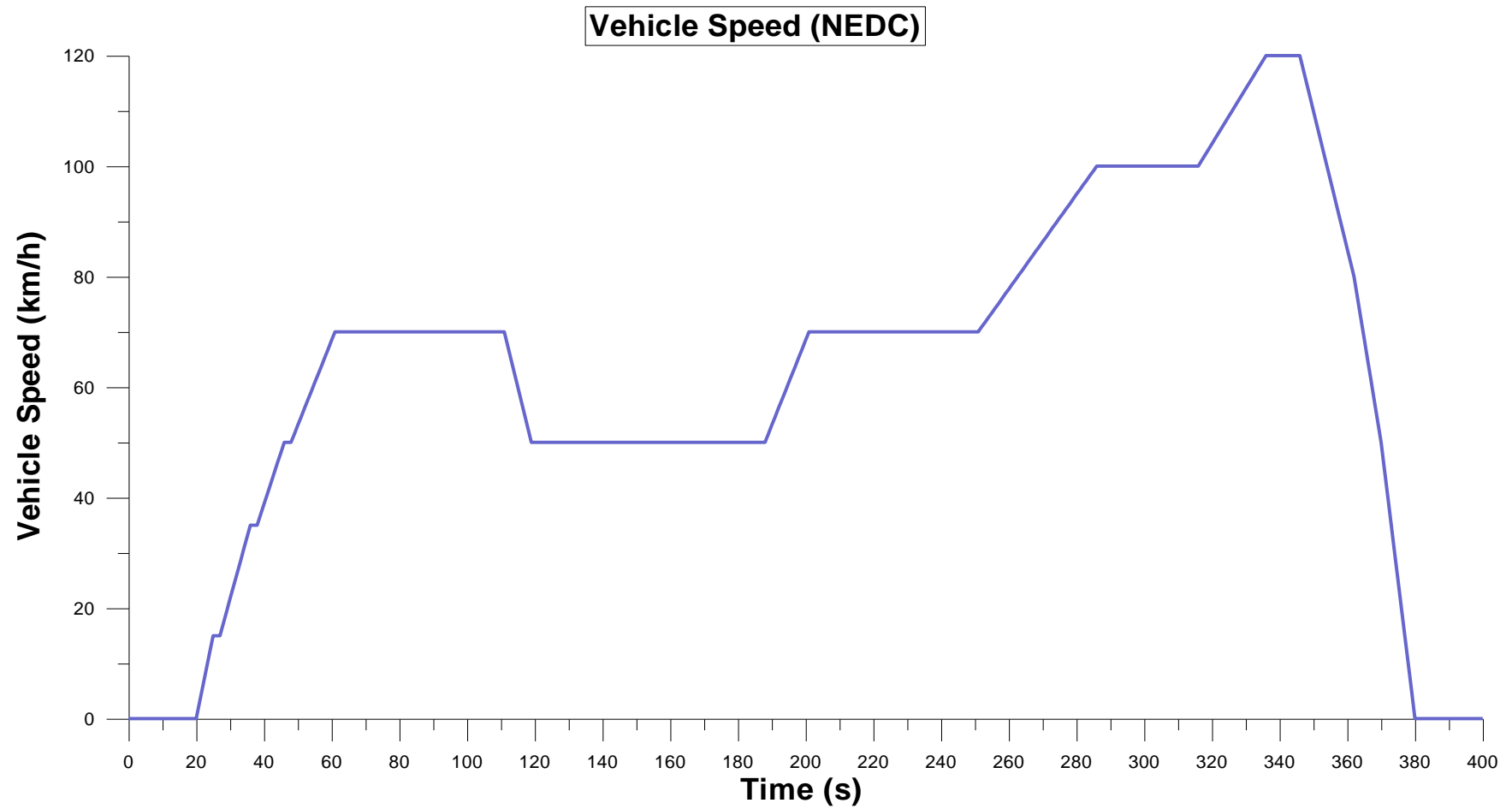
	Απόσταση	Διάρκεια	Μέση Ταχύτητα	Μέγιστη Ταχύτητα	Ποσοστό Άφορτης Λειτουργίας
	km	s	km/h	km/h	%
ECE-15	4×1.013 = 4.052	4×195 = 780	18.70	50	32.7
EUDC	6.955	400	62.59	120	10.3
NEDC	11.007	1180	33.58	120	25.1



Σχήμα 3.7: Ταχύτητα του Οχήματος (σε km/h) συναρτήσεσι του χρόνου (σε sec), κατά τη διάρκεια του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης NEDC



Σχήμα 3.8: Ταχύτητα του Οχήματος συναρτήσει του χρόνου, κατά τη διάρκεια του τμήματος ECE-15 (αστικός Κύκλος οδήγησης) του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης NEDC



Σχήμα 3.9: Ταχύτητα του Οχήματος συναρτήσει του χρόνου, κατά τη διάρκεια του τμήματος EUDC (Κύκλος εκτός πόλης) του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης NEDC

3.2.2 Διαδικασία Δοκιμών

- **Εισαγωγή**

Στην παρούσα ενότητα περιγράφονται οι μέθοδοι προσδιορισμού των εκπομπών αερίων και σωματιδίων από τα υπό δοκιμή οχήματα. Η δοκιμή διενεργείται με το όχημα τοποθετημένο σε δυναμόμετρο πλαισίων ενώ η μάζα του οχήματος που εξετάζεται σε αυτούς τους Κύκλους δεν πρέπει να 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.

- **Ανοχές**

Μια ανοχή $\pm 2\text{km/h}$ ανάμεσα στη 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.

Η ανοχή στο χρόνο είναι $\pm 1\text{sec}$ και είναι αποδεκτή μόνο:

- κατά την αρχή και το τέλος της αλλαγής σχέσης στο κιβώτιο ταχυτήτων για τον Κύκλο ECE-15
- κατά τις λειτουργίες 3,5 και 7 (όπως αυτές περιγράφονται στους πίνακες που δίνονται στην παράγραφο 3.2.3) του Κύκλου – EUDC.

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 $\pm 2\%$

- **Χρήση του κιβωτίου ταχυτήτων**

Αν η μέγιστη ταχύτητα οχήματος που μπορεί να επιτευχθεί με την 1^η σχέση στο κιβώτιο ταχυτήτων είναι χαμηλότερη από 15km/h τότε η 2^η, η 3^η και η 4^η σχέση χρησιμοποιούνται στον Κύκλο πόλης και η 2^η, η 3^η, η 4^η και η 5^η σχέση χρησιμοποιούνται στον Κύκλο εκτός πόλης.

Για τα οχήματα με λόγω **Μέγιστης ισχύος/Μάζα οχήματος** χαμηλότερο ή ίσο με 40kW / τόνο και μέγιστη ταχύτητα μικρότερη από 130 km/h, η μέγιστη ταχύτητα του κομματιού EUDC πρέπει να περιοριστεί στα 90 km/h. (underpowered vehicles).

Τα οχήματα με ημι-αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων δοκιμάζονται χρησιμοποιώντας τις σχέσεις στο κιβώτιο που συνήθως χρησιμοποιούνται κατά την οδήγηση ενώ οι αλλαγές στις σχέσεις του κιβωτίου γίνονται σύμφωνα με τις οδηγίες του κατασκευαστή.

Τα οχήματα με αυτόματο κιβώτιο ταχυτήτων δοκιμάζονται με δεσμευμένη την υψηλότερη σχέση στο κιβώτιο. Ο επιταχυντής του δυναμομέτρου πρέπει να χρησιμοποιείται με τέτοιο τρόπο ώστε να επιτυγχάνεται όσο το δυνατόν σταθερότερη επιτάχυνση η οποία θα επιτρέπει την ομαλότερη αλλαγή στις σχέσεις του κιβωτίου.

- **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 δυναμομέτρου οχημάτων.

Οι προδιαγραφές των καυσίμων που μπορούν να χρησιμοποιηθούν κατά τη δοκιμή φαίνονται στους Πίνακες 3.2 και 3.3.

Πίνακας 3.2: Προδιαγραφές Καυσίμων για κινητήρες Otto

Typ: premium petrol, unleaded.

	Limits and units		ASTM method
	minimum	maximum	
Research octane number	95,0		D 2699
Motor octane number	85,0		D 2700
Density at 15 °C	0,748	0,762	D 1298
Reld vapour pressure	0,56 bar	0,64 bar	D 323
Distillation (2)			
— initial boiling point	24 °C	40 °C	D 86
— 10 % vol point	42 °C	58 °C	
— 50 % vol point	90 °C	110 °C	
— 90 % vol point	155 °C	180 °C	
— final boiling point	190 °C	215 °C	
Residue		2 %	D 86
Hydrocarbon analysis:			
— olefins		20 % vol	D 1319
— aromatics	(Including max. 5 % vol benzene)	45 vol	D 3606/D 2267 ⁽¹⁾
— saturates	balance		D 1319
Carbon/hydrogen ratio		ratio	
Oxidation stability	480 min		D 525
Existent gum		4 mg/100 ml	D 381
Sulphur content		0,04 % mass	D 1266/D 2622/ D 2785
Copper corrosion at 50 °C		1	D 130
Lead content		0,005 g/l	D 3237
Phosphorus content		0,0013 g/l	D 3231

⁽¹⁾ Addition of oxygenates prohibited.

Πίνακας 3.3: Προδιαγραφές Καυσίμων για κινητήρες Diesel

Type: diesel fuel

	Limits and units	ASTM method
Cetane number (4)	min. 49 max. 53	D 613
Density at 15 °C (kg/l)	min. 0,835 max. 0,845	D 1298
Distillation (2)		D 86
— 50 % point	min. 245 °C	
— 90 % point	min. 320 °C max. 340 °C	
— final boiling point	max. 370 °C	
Flash point	min. 55 °C	D 93
CFPP	min. — max. -5 °C	EN 116 (CEN)
Viscosity 40 °C	min. 2,5 mm ² /S max. 3,5 mm ² /s	D 445
Sulphur content	min. (to be reported) max. 0,3 % mass	D 1266/D 2622 D 2785
Copper corrosion	max. 1	D 130
Conradson carbon residue (10 % DR)	max. 0,2 % mass	D 189
Ash content	max. 0,01 % mass	D 482
Water content	max. 0,05 % mass	95/D 1744
Neutralization (strong acid) number	max. 0,20 mg KOH/g	
Oxidation stability (6)	max. 2,5 mg/100 ml	D 2274
Additives (5)		

- **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 του NEDC είναι η τεχνική της δειγματοληψίας σταθερού όγκου CVS (Constant Volume Sampling) η οποία αναλύθηκε στην ενότητα 3.1.3.

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

- Για την ανάλυση Μονοξειδίου του Άνθρακα (CO) και Διοξειδίου του Άνθρακα (CO₂) χρησιμοποιείται **Αναλυτής Επιλεκτικής Απορρόφησης Υπέρουθρης Ακτινοβολίας (NDIR – Non Dispersive Infrared Analyser)** ο οποίος λειτουργεί βάσει της αρχής της επιλεκτικής απορρόφησης της υπέρυθρης ακτινοβολίας.
- Για την ανάλυση των υδρογονανθράκων (HC) σε κινητήρες Otto χρησιμοποιείται **Αναλυτής Ανιχνεύσεως Ιονισμού Φλόγας (FID – Flame Ionization Detector)** η βαθμονόμηση του οποίου γίνεται με αέριο προπάνιο (C₃H₈). Στην περίπτωση των κινητήρων Diesel ο αναλυτής πρέπει να είναι θερμαινόμενος και συγκεκριμένα να θερμαίνεται στους 190±10⁰C (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 325 K (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 $298\text{K} \pm 5\text{K}$ (25°C $\pm 5^\circ\text{C}$). 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 αερίων 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 κατωτέρω Πίνακα 3.4:

Πίνακας 3.4: Ακρίβεια των οργάνων μετρήσεων

Όργανο μέτρησης	Ακρίβεια
Κατανάλωση καυσίμου	$\pm 2\%$ της μέγιστης τιμής κινητήρα
Κατανάλωση αέρα	$\pm 2\%$ της μέγιστης τιμής κινητήρα
Θερμοκρασίες $< 600\text{K}$ (327°C)	$\pm 2\text{ K}$ απόλυτη τιμή
Θερμοκρασίες $>600\text{K}$ (327°C)	$\pm 1\%$ της ένδειξης
Ατμοσφαιρική πίεση	$\pm 0,1\text{ kPa}$ απόλυτη τιμή
Πίεση των καυσαερίων	$\pm 0,2\text{ kPa}$ απόλυτη τιμή
Αντίθλιψη αναρρόφησης	$\pm 0,05\text{ kPa}$ απόλυτη τιμή
Λοιπές Πιέσεις	$\pm 0,1\text{ kPa}$ απόλυτη τιμή
Σχετική υγρασία	$\pm 3\%$ απόλυτη τιμή
Απόλυτη υγρασία	$\pm 5\%$ της ένδειξης

3.2.3 Εκτέλεση του Κύκλου Δοκιμής

Κατά την εκτέλεση του Κύκλου η θερμοκρασία στο χώρο δοκιμής πρέπει να ναι μεταξύ 293K και 303K (20⁰C και 30⁰C) και η απόλυτη υγρασία Η του αέρα που εισέρχεται στον κινητήρα πρέπει να ναι $5,5 \leq H \leq 12,5$ g νερού/kg ξηρού αέρα.

Η δοκιμή εκτελείται ακολουθώντας ένα προκαθορισμένο πρότυπο Κύκλο. Σε όλη τη διάρκεια του Κύκλου NEDC είναι καθορισμένη η ταχύτητα που πρέπει να έχει το όχημα καθώς και η σχέση που πρέπει να υπάρχει στο κιβώτιο ταχυτήτων του οχήματος σε κάθε δευτερόλεπτο. Κατά τη διάρκεια της δοκιμής καταγράφεται η ταχύτητα του οχήματος συναρτήσει του χρόνου προκειμένου να ελεγχθεί αν ακολουθήθηκε ο πρότυπος Κύκλος. Ο Κύκλος ECE-15 αποτελείται από 15 φάσεις ενώ ο EUDC από 13 φάσεις, οι οποίες περιλαμβάνουν:

- Άφορτη λειτουργία
- Επιταχύνσεις
- Κίνηση με σταθερή ταχύτητα οχήματος
- Επιβραδύνσεις
- Αλλαγές σχέσεων στο κιβώτιο ταχυτήτων

Στη συνέχεια δίνονται πίνακες και διαγράμματα για τα δύο κομμάτια του Κύκλου (ECE-15 και EUDC) στους οποίους φαίνονται αναλυτικά για κάθε φάση του Κύκλου:

- Η επιτάχυνση του οχήματος
- Η ταχύτητα του οχήματος
- Ο χρόνος που διαρκεί κάθε φάση
- Η σχέση που πρέπει να υπάρχει στο κιβώτιο ταχυτήτων του οχήματος σε κάθε φάση (στην περίπτωση μη-αυτόματου κιβωτίου)

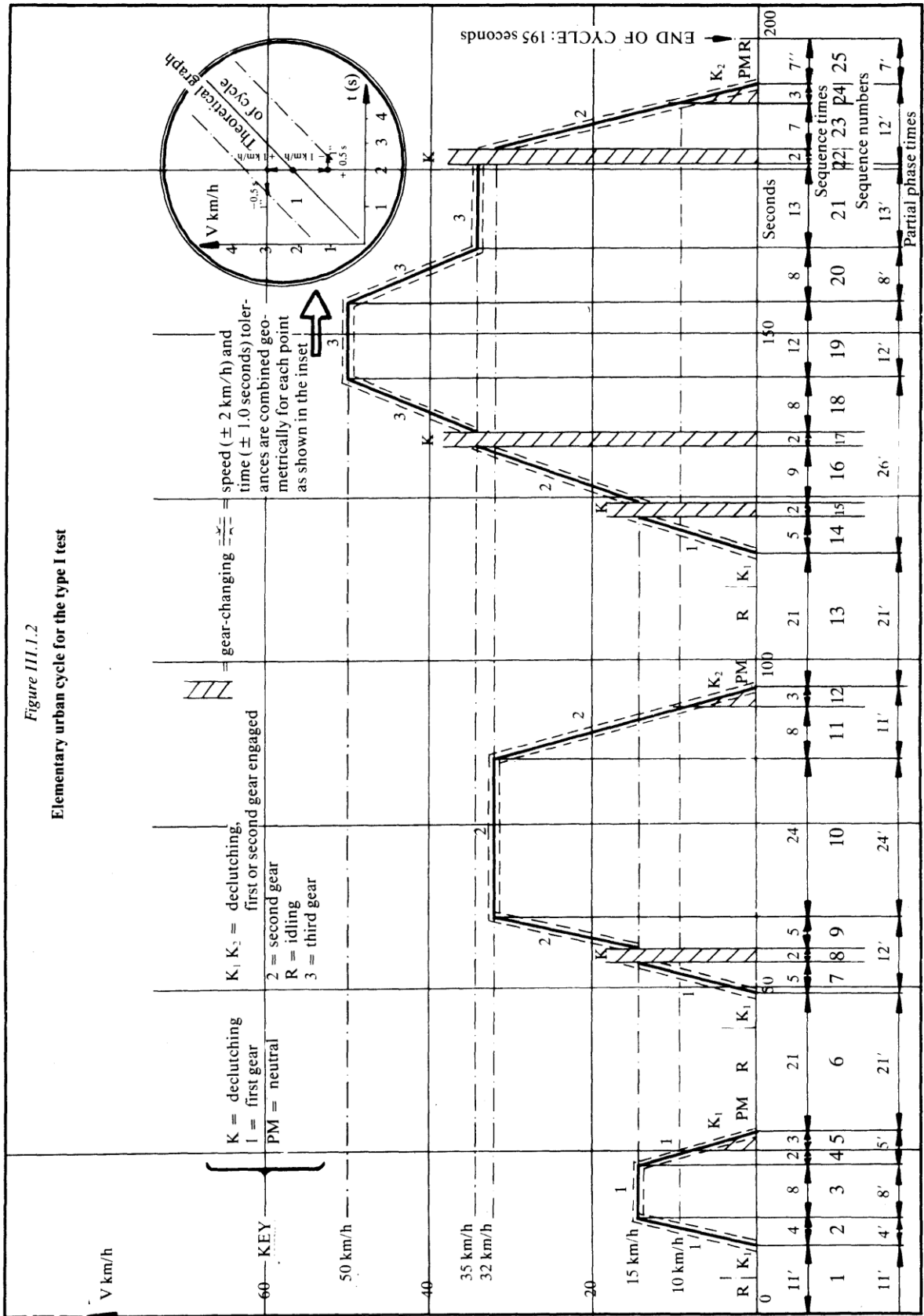
Κύκλος ECE-15

Operating cycle on the chassis dynamometer (Part One)

No of operation	Operation	Phase	Acceleration (m/s ²)	Speed (km/h)	Duration of each		Cumulative time (s)	Gear to be used in the case of a manual gearbox
					Operation (s)	Phase (s)		
1	Idling	1			11	11	11	6 s PM + 5 s K ₁ (*)
2	Acceleration	2	1,04	0-15	4	4	15	
3	Steady speed	3		15	9	8	23	
4	Deceleration	4	-0,69	15-10	2		25	
5	Deceleration, clutch disengaged	5	-0,92	10-0	3	5	28	
6	Idling	6			21	21	49	K ₁ (*) 16 s PM + 5 s K ₁ (*)
7	Acceleration	7	0,83	0-15	5		54	
8	Gear change	8			2	12	56	
9	Acceleration	9	0,94	15-32	5		61	
10	Steady speed	10		32	24	24	85	
11	Deceleration	11	-0,75	32-10	8		93	K ₂ (*) 16 s PM + 5 s K ₁ (*)
12	Deceleration, clutch disengaged	12	-0,92	10-0	3	11	96	
13	Idling	13			21	21	117	
14	Acceleration	14	0-15	0-15	5		122	
15	Gear change	15			2		124	
16	Acceleration	16	0,62	15-35	9	26	133	K ₂ (*)
17	Gear change	17			2		135	
18	Acceleration	18	0,52	35-50	8		143	
19	Steady speed	19		50	12	12	155	
20	Deceleration	20	-0,52	50-35	8	8	163	
21	Steady speed	21		35	13	13	176	K ₂ (*)
22	Gear change	22			2		178	
23	Deceleration	23	-0,86	32-10	7	12	185	
24	Deceleration, clutch disengaged	24	-0,92	10-0	3		188	
25	Idling	25			7	7	195	

(*) PM = gearbox in neutral, clutch engaged.
K₁, K₂ = first or second gear engaged, clutch disengaged.

Κύκλος ECE-15



Κύκλος EUDC

Extra-urban cycle (Part Two) for the type I test

No of operation	Operation	Phase	Acceleration (m/s ²)	Speed (km/h)	Duration of each		Cumulative time (s)	Gear to be used in the case of a manual gearbox
					Operation (s)	Phase (s)		
1	Idling	1			20	20	20	K ₁ (*)
2	Acceleration	1	0,83	0 – 15	5	20	25	1
3	Gear change		2					
4	Acceleration	2	0,62	15 – 35	9	41	36	2
5	Gear change		2					
6	Acceleration	3	0,52	35 – 30	8	41	38	2
7	Gear change		2					
8	Acceleration	4	0,43	50 – 70	13	50	46	3
9	Steady speed		8					
10	Deceleration	5	-0,69	70 – 50	8	69	54	4
11	Steady speed		8					
12	Acceleration	6	0,43	50 – 70	13	82	67	4
13	Steady speed		7					
14	Acceleration	7	0,24	70 – 100	35	117	102	5
15	Steady speed		30					
16	Acceleration	8	0,28	100 – 120	20	137	122	5 (**)
17	Steady speed		10					
18	Deceleration	9	-0,69	120 – 80	16	153	138	5 (**)
19	Deceleration		8					
20	Deceleration, clutch disengaged	10	-1,04	80 – 50	8	161	146	5 (**)
21	Idle		10					
		13	-1,39	50 – 0	20	34	380	K ₅ (*)
					20	400	400	PM (*)

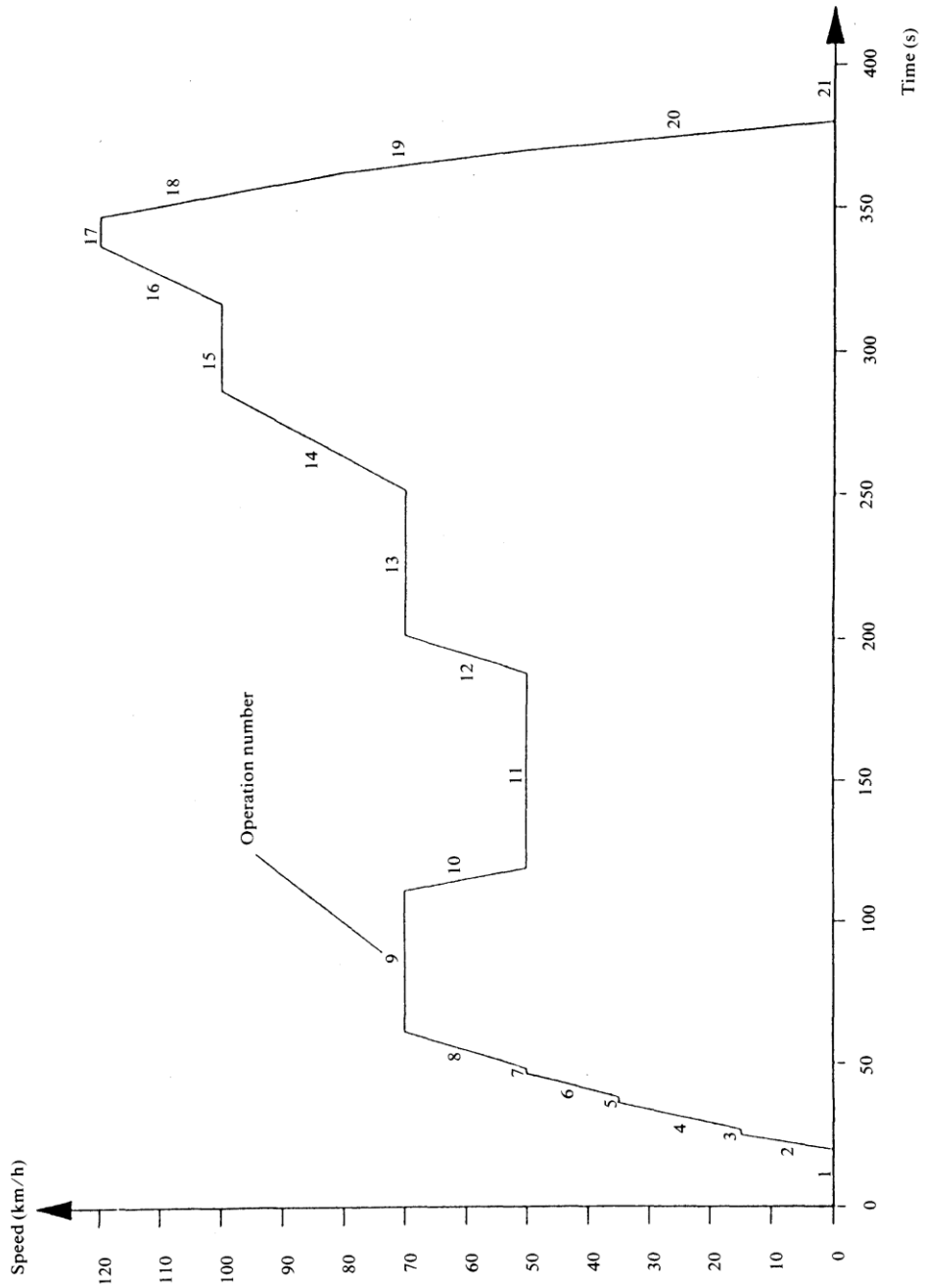
(*) PM = gearbox in neutral, clutch engaged.

First or fifth gear engaged, clutch disengaged.

(**) Additional gears can be used according to manufacturer recommendations if the vehicle is equipped with a transmission with more than five gears.

Κύκλος EUDC

Extra-urban cycle (Part Two) for the type I test



Κύκλος EUDC για οχήματα μικρής ισχύος (underpowered vehicles)

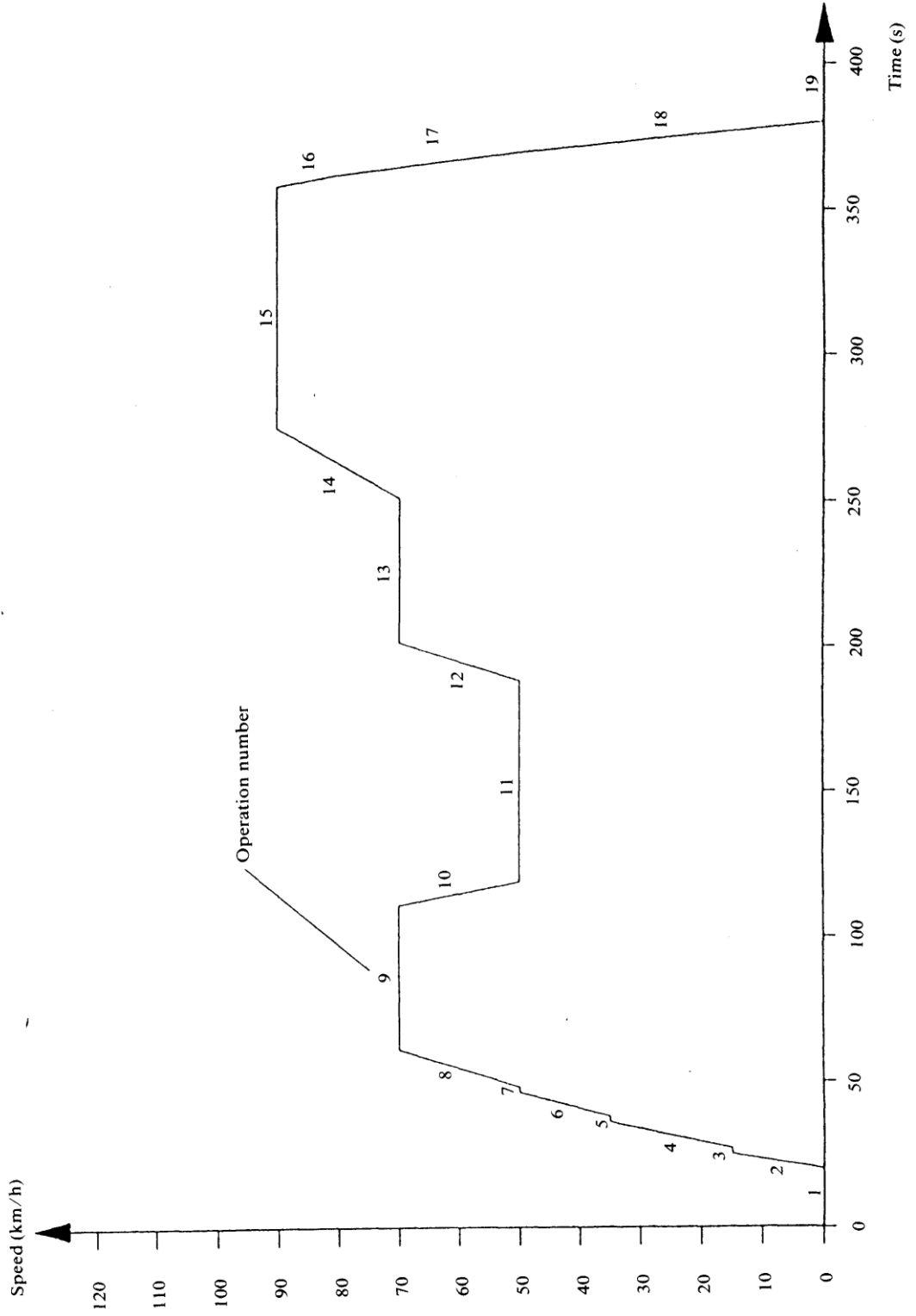
Extra-urban cycle (underpowered) for the type I test

No of operation	Operation	Phase	Acceleration (m/s ²)	Speed (km/h)	Duration of each		Cumulative time (s)	Gear to be used in the case of a manual gearbox
					Operation (s)	Phase (s)		
1	Idling	1			20	20	20	K ₁ (*)
2	Acceleration	1	0,83	0-15	5	20	25	1
3	Gear change		2				27	-
4	Acceleration		9	0,62	15-35		36	2
5	Gear change	2			2	41	38	-
6	Acceleration		8	0,52	35-30		46	3
7	Gear change		2				48	-
8	Acceleration	3	0,43	50-70	13	50	61	4
9	Steady speed		50	70	111		5	
10	Deceleration		8	-0,69	70-50		119	5
11	Steady speed	4			69	69	188	4 s.5 + 4 s.4
12	Acceleration		13	0,43	50-70		201	4
13	Steady speed		50	70	251		5	
14	Acceleration	5	0,24	70-90	24	83	275	5
15	Steady speed		83	90	358		5	
16	Deceleration		4	-0,69	90-80		362	5
17	Deceleration	10	-1,04	80-50	8	22	370	5
18	Deceleration		10	-1,39	50-00		380	K ₅ (*)
19	Idle		20				400	PM (*)

(*) PM = gearbox in neutral, clutch engaged.
K₁, K₅: first or fifth gear engaged, clutch disengaged.

Κύκλος EUDC για οχήματα μικρής ισχύος (underpowered vehicles)

Extra-urban cycle (Part Two) for the type I test
(underpowered vehicles)



3.2.4 Υπολογισμός των Εκπομπών

3.2.4.1 Υπολογισμός των Εκπομπών Αερίων

Οι εκπομπές αέριων ρύπων υπολογίζονται από την εξίσωση:

$$M_i = \frac{V_{mix} \cdot Q_i \cdot k_H \cdot C_i \cdot 10^{-6}}{d} \quad [3.1]$$

Όπου:

- M_i : Η μαζα των εκπομπών του ρύπου εκφρασμένη σε g/km
- V_{mix} : Ο όγκος των αραιωμένων καυσαερίων εκφρασμένος σε lt/δοκιμή και ανηγμένος σε τυπικές συνθήκες περιβάλλοντος (273,2K και 101,33kPa)
- Q_i : Η πυκνότητα του ρύπου εκφρασμένη σε g/lt, σε τυπικές συνθήκες περιβάλλοντος (273,2K και 101,33kPa)
- k_H : Συντελεστής διόρθωσης υγρασίας που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό των οξειδίων του αζώτου ($k_H=1$ για υπολογισμό HC, CO)
- C_i : Η συγκέντρωση του ρύπου i στα αραιωμένα καυσαέρια εκφρασμένη σε ppm και διορθωμένη από την ποσότητα του ρύπου i που ήδη περιέχεται στον αέρα που χρησιμοποιείται για την αραιώση
- d : Η απόσταση σε km του Κύκλου δοκιμής

Πυκνότητες Αερίων

Σε τυπικές συνθήκες περιβάλλοντος (273,2K και 101,33kPa) η πυκνότητα των αερίων είναι:

- Για το μονοξείδιο του άνθρακα (CO) $Q = 1,25$ g/lt
- Για τους υδρογονάνθρακες (HC) $Q = 0,619$ g/lt
- Για τα οξείδια του αζώτου (NO) $Q = 2,05$ g/lt

Προσδιορισμός Όγκου Καυσαερίων

Στην περίπτωση που χρησιμοποιείται συσκευή μεταβλητής ποσότητας αραιώσης με συνεχή έλεγχο της ροής είτε από το στόμιο είτε από το σωλήνα venturi πρέπει να καταγράφονται συνεχώς οι παράμετροι που δείχνουν την ογκομετρική ροή και να υπολογίζεται ο συνολικός όγκος σε όλη τη διάρκεια του Κύκλου.

Στην περίπτωση που χρησιμοποιείται **αντλία θετικής εκτόπισης (PDP)** ο όγκος των καυσαερίων υπολογίζεται από τη σχέση:

$$V = V_0 \cdot N \quad [3.2]$$

Όπου:

- V: Ο όγκος των αραιωμένων καυσαερίων σε lt/δοκιμή (πριν τη διόρθωση)
- V₀: Ο όγκος των καυσαερίων που περνάει διαμέσου της αντλίας στις συνθήκες δοκιμής σε lt/περιστροφή της αντλίας
- N: Ο αριθμός των περιστροφών ανά δοκιμή

Η αναγωγή του όγκου των αραιωμένων καυσαερίων σε συνθήκες περιβάλλοντος γίνεται με την παρακάτω σχέση:

$$V_{mix} = V \cdot K_1 \cdot \frac{P_B - P_1}{T_p} \quad [3.3]$$

Όπου:

- K₁=273,2 K / 101,33 kPa = 2,6961 K/kPa
- P_B: Βαρομετρική πίεση στο χώρο δοκιμής σε kPa
- P₁: Κενό στην εισαγωγή της αντλίας θετικής εκτόπισης σε kPa σε σχέση με την βαρομετρική πίεση περιβάλλοντος
- T_p: Μέση θερμοκρασία του αραιωμένου καυσαερίου που εισέρχεται στην αντλία θετικής εκτόπισης στη διάρκεια της δοκιμής (σε K)

Υπολογισμός της διορθωμένης συγκέντρωσης ρύπων στο σάκο δειγματοπισμού

Γίνεται με χρήση της σχέσης:

$$C_i = C_e - C_d \left(1 - \frac{1}{DF}\right) \quad [3.4]$$

Όπου:

- C_i : η συγκέντρωση του ρύπου i στο αραιωμένο καυσαέριο, εκφρασμένη σε ppm και διορθωμένη από την ποσότητα I που περιέχεται στον αέρα που χρησιμοποιείται για την αραιώση
- C_e : η μετρημένη συγκέντρωση ρύπου i στο αραιωμένο καυσαέριο, εκφρασμένη σε ppm
- C_d : η μετρημένη συγκέντρωση του ρύπου i στον αέρα που χρησιμοποιείται για αραιώση, εκφρασμένη σε ppm
- DF : ο συντελεστής διάλυσης (αραιώσης) που υπολογίζεται από τη σχέση

$$DF = \frac{13,4}{C_{CO_2} + (C_{HC} + C_{CO}) \cdot 10^{-4}} \quad [3.5]$$

Όπου:

- C_{CO_2} : Η συγκέντρωση CO_2 στο αραιωμένο καυσαέριο που περιέχεται στο σάκο δειγματοληψίας, εκφρασμένη σε ποσοστό επί τοις εκατό κατ' όγκον
- C_{HC} : Η συγκέντρωση HC στο αραιωμένο καυσαέριο που περιέχεται στο σάκο δειγματοληψίας, εκφρασμένη σε ppm ισοδύναμου άνθρακα
- C_{CO} : Η συγκέντρωση CO στο αραιωμένο καυσαέριο που περιέχεται στο σάκο δειγματοληψίας, εκφρασμένη σε ppm

Προσδιορισμός του συντελεστή k_H

Για την εκτίμηση της επιρροής της υγρασίας στα αποτελέσματα των οξειδίων του αζώτου εφαρμόζεται η σχέση:

$$k_H = \frac{1}{1 - 0,0329 \cdot (H - 10,71)} \quad [3.6]$$

όπου

$$H = \frac{6,211 \cdot R_a \cdot P_d}{P_B - P_d \cdot R_a \cdot 10^{-2}} \quad [3.7]$$

Όπου:

- H : η απόλυτη υγρασία εκφρασμένη σε g νερού / kg ξηρού αέρα
- R_a : η σχετική υγρασία του αέρα περιβάλλοντος (σε ποσοστό επί τοις εκατό)
- P_d : η πίεση κορεσμού στη θερμοκρασία περιβάλλοντος, εκφρασμένη σε kPa
- P_B : η ατμοσφαιρική πίεση στο χώρο δοκιμής εκφρασμένη σε kPa

Ειδική πρόβλεψη για τη μέτρηση HC κινητήρων Diesel

Για την εκτίμηση της μάζας των άκαυστων υδρογονανθράκων σε κινητήρες Diesel χρησιμοποιείται η μέση τιμή της συγκέντρωσης HC που υπολογίζεται από τη σχέση:

$$C_e = \frac{\int_{t_1}^{t_2} C_{HC} \cdot dt}{t_2 - t_1} \quad [3.8]$$

όπου:

- $\int_{t_1}^{t_2} C_{HC} \cdot dt$: το ολοκλήρωμα των μετρήσεων που κατέγραψε ο θερμαινόμενος FID στη διάρκεια της δοκιμής ($t_2 - t_1$)
- C_e : η συγκέντρωση HC που μετράται στο αραιωμένο καυσαέριο εκφρασμένη σε ppm ισοδύναμου άνθρακα

3.2.4.2 Υπολογισμός των Σωματιδιακών Εκπομπών

Οι εκπομπές σωματιδίων M_p υπολογίζονται σε g/km από τη σχέση:

$$M_p = \frac{(V_{mix} + V_{ep}) \cdot P_c}{V_{ep} \cdot d} \quad [3.9]$$

στην περίπτωση που τα καυσαέρια εξάγονται από τη σήραγγα

ενώ χρησιμοποιείται η σχέση:

$$M_p = \frac{V_{mix} \cdot P_c}{V_{ep} \cdot d} \quad [3.10]$$

στην περίπτωση που τα καυσαέρια επιστρέφουν στη σήραγγα

Στις παραπάνω σχέσεις είναι:

- V_{mix} : Ο όγκος των αραιωμένων καυσαερίων εκφρασμένος σε lt/δοκιμή και ανηγμένος σε τυπικές συνθήκες περιβάλλοντος (273,2K και 101,33kPa)
- V_{ep} : Ο όγκος των καυσαερίων που διέρχεται από το φίλτρο σωματιδίων ανηγμένος σε τυπικές συνθήκες
- P_c : η μάζα των σωματιδίων που συλλέγεται από τα φίλτρα
- d : Η απόσταση σε km του Κύκλου δοκιμής
- M_p : οι εκπομπές σωματιδίων εκφρασμένες σε g/km

Τα δύο φίλτρα δίνουν αποτελέσματα $m_1 = P_{c1}$ και $m_2 = P_{c2}$ αντίστοιχα. Για την εκτίμηση του τελικού αποτελέσματος $m = P_c$ των σωματιδιακών εκπομπών υπάρχουν οι εξής περιπτώσεις:

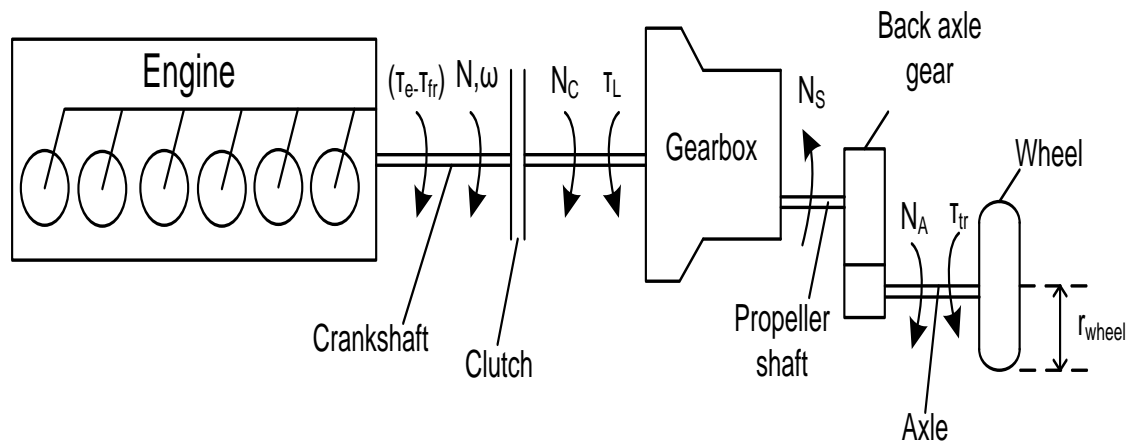
- αν $0,95 (m_1 + m_2) \leq m_1$ τότε $m = m_1$
- αν $0,95 (m_1 + m_2) > m_1$ τότε $m = m_1 + m_2$
- αν $m_2 > m_1$ τότε η δοκιμή ακυρώνεται

Κεφάλαιο 4^ο

Σύστημα Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος στους Τροχούς

4.1 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 του κύκλου NEDC από ταχύτητα οχήματος συναρτήσει του χρόνου σε ταχύτητα περιστροφής κινητήρα συναρτήσει του χρόνου και ροπής συναρτήσει του χρόνου. Στο σχήμα 4.1 φαίνεται ένα τέτοιο απλουστευμένο 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 4.1: Απλοποιημένο σύστημα Κινητήρα – Κιβωτίου Ταχυτήτων – Τροχών [6]

4.2 Ανάλυση Συστήματος Μετάδοσης Κίνησης και Ισχύος

Με βάση το Σχήμα 4.1, ο δεύτερος νόμος του Νεύτωνα εκφρασμένος στην στροφαλοφόρο άτρακτο γράφεται:

$$\tau_e(\varphi) - \tau_{fr}(\varphi) - \frac{\tau_L}{\eta_{gear}} = \tau_A = G_V \frac{d\omega}{dt} \quad [4.1]$$

Η σχέση (4.1) 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 (4.1) μετασχηματίζεται στην:

$$\frac{\tau_L}{\eta_{gear}} + G_V \frac{d\omega}{dt} = 0 \quad [4.1\alpha]$$

Στη σχέση (4.1) η ροπή του κινητήρα $\tau_e(\varphi) - \tau_{fr}(\varphi)$ απορροφάται από τις αντιστάσεις στην κίνηση του οχήματος τ_L ή από την επιτάχυνση του οχήματος τ_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 (4.1) είναι:

$$i_g = \frac{N_c}{N_s} \quad [4.2\alpha]$$

$$i_b = \frac{N_s}{N_A} \quad [4.2\beta]$$

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

$$V(\text{km/h}) = 2 \cdot \pi \cdot r_{wheel} \cdot \frac{N_c(\text{rpm})}{i_b i_g} \cdot 60 \times 10^{-3} \quad [4.3]$$

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 επιταχύνσεως, η αντίσταση εξαιτίας της ταχύτητας του οχήματος (αεροδυναμική και κυλίσεως) και η αντίσταση κλίσεως. Η συνολική αντίσταση F_{tr} δίνεται από τη σχέση:

$$F_{tr} = F_a + F_r + F_{gr} \quad [4.4]$$

Οι όροι στη σχέση (4.4) αναλύονται ως εξής:

- Η αεροδυναμική αντίσταση F_a δίνεται από τη σχέση:

$$F_a = \frac{1}{2} \rho_a c_d A_f V^2 \quad [4.4\alpha]$$

Όπου A_f η συνολική προβαλλόμενη επιφάνεια του οχήματος, ρ_a η πυκνότητα του αέρα (π.χ. $\rho=1,19 \text{ kg/m}^3$ 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:

$$F_r = m_v f + c_{tr} V \quad [4.4\beta]$$

Η σχέση (4.4β) ενσωματώνει την αντίσταση κύλισης στο λάστιχο του τροχού (μέσω του συντελεστή τριβής f), την παραμόρφωση στο λάστιχο του τροχού, τις τριβές στα έδρανα κυλίσεως 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:

$$F_{gr} = m_v g \sin \theta \quad [4.4\gamma]$$

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 $\tau_{tr} = F_{tr} r_{wheel}$. Αυτή η ροπή πρέπει να αναχθεί στη στροφαλοφόρο άτρακτο για να μπορεί να χρησιμοποιηθεί στη σχέση (4.1):

$$\tau_L = \tau_{tr} \left(\frac{1}{i_b} \right) \left(\frac{1}{i_g} \right) \quad [4.5]$$

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

$$G_V = m_V r_{\text{wheel}}^2 \left(\frac{1}{i_b} \right)^2 \left(\frac{1}{i_g} \right)^2 + G_e + G_{\text{other}} \quad [4.6]$$

Όπου G_e είναι η ροπή αδρανείας 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 $d\omega/dt$ που αναφέρεται στην εξίσωση (4.1) δίνεται από τη σχέση:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{T_e - T_{fr} - \left(\frac{1}{2} \rho_a c_d A_f V^2 + m_V f + c_{tr} V + m_V g \sin \theta \right) \left(\frac{1}{i_b i_g} \right) r_{\text{wheel}}}{\eta_{\text{gear}} \left[m_V r_{\text{wheel}}^2 \left(\frac{1}{i_b} \right)^2 \left(\frac{1}{i_g} \right)^2 + G_e + G_{\text{other}} \right]} \quad [4.7]$$

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 αδρανείας του οχήματος G_V , με αποτέλεσμα να έχουμε ταχύτερη επιτάχυνση (σύμφωνα με την 4.7). 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 (4.3).

Κεφάλαιο 5^ο

Πρόβλεψη εκπομπών καυσαερίων και επιδόσεων οχήματος ελαφρού τύπου κατά τη διάρκεια του Ευρωπαϊκού Κύκλου (NEDC)

5.1 Εισαγωγή

Στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι ο καθορισμός ενός γρήγορου και σχετικά απλού (όσο αναφορά το κόστος και την εργαστηριακή εφαρμογή του) μοντέλου για την εκτίμηση των εκπομπών καυσαερίων (στην παρούσα μελέτη εξετάζονται τα **οξείδια του αζώτου-NO** και η **αιθάλη-soot**) και των επιδόσεων ενός οχήματος με κινητήρα Diesel κατά τη διάρκεια του Ευρωπαϊκού κύκλου (NEDC).

Το μοντέλο χρησιμοποιεί πειραματικά δεδομένα και υπολογιστική προσομοίωση της συμπεριφοράς του οχήματος και βασίζεται στην

πειραματική χαρτογράφηση του κινητήρα του 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 στον Κύκλο. Η χρησιμότητα του μοντέλου είναι μεγάλη, δεδομένου ότι η συντριπτική πλειοψηφία των οδικών συνθηκών στους δρόμους χαρακτηρίζεται από αλληπάλληλες μεταβολές στροφών και φορτίου.

5.2 Γενική περιγραφή του μοντέλου

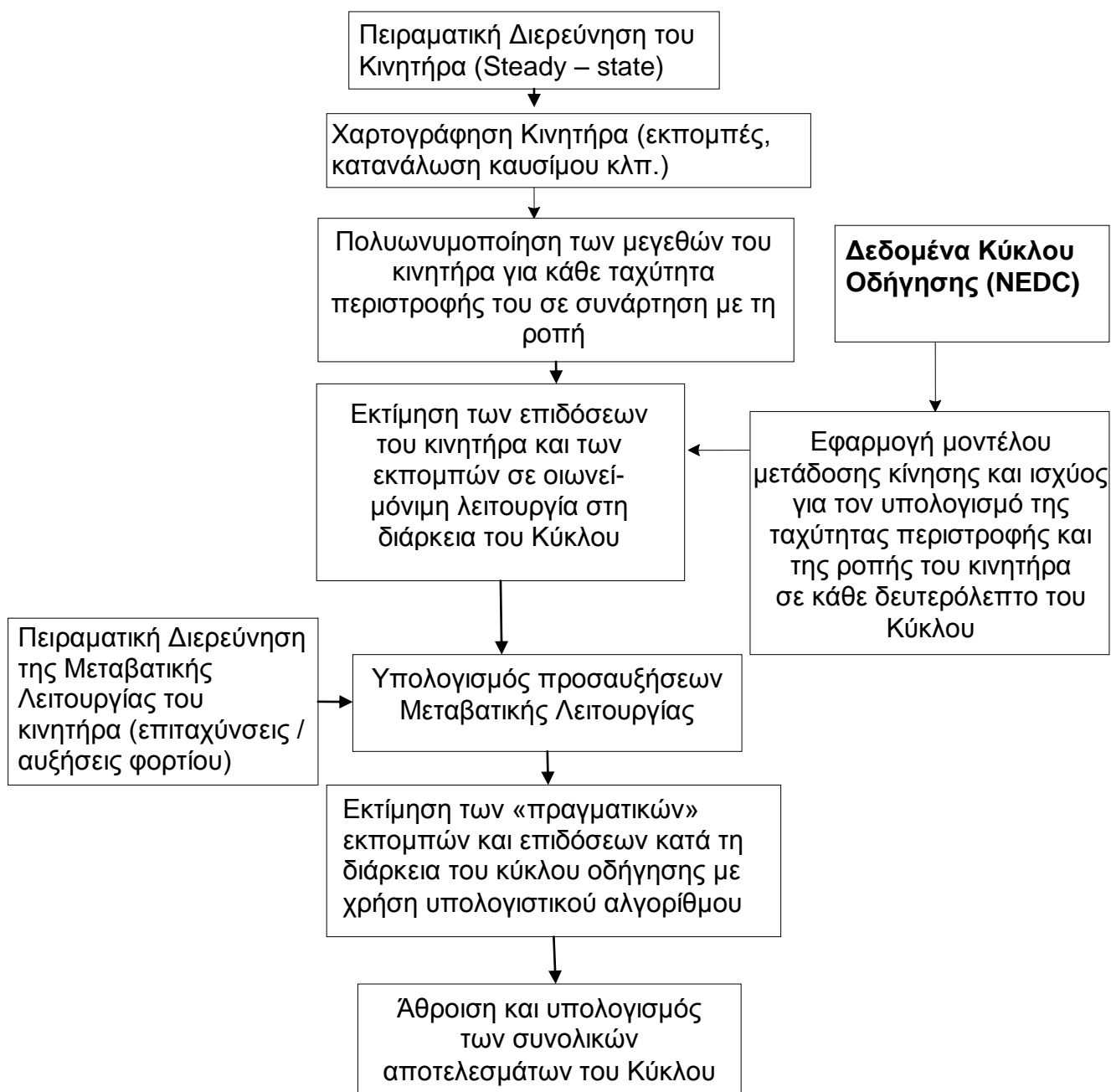
Αρχικά εκτελείται μια πειραματική διερεύνηση του υπό εξέταση κινητήρα με στόχο τη χαρτογράφηση της λειτουργίας του. Όσο περισσότερα σημεία λειτουργίας του κινητήρα μετρηθούν τόσο καλύτερη θα είναι η χαρτογράφηση που θα προκύψει, ενώ είναι σημαντικό να ληφθούν αρκετές μετρήσεις σε χαμηλές στροφές και φορτία καθώς, όπως θα φανεί στη συνέχεια, πολλές μεταβολές στον Κύκλο ξεκινούν από πολύ χαμηλό φορτίο.

Στη συνέχεια για κάθε ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, μέσω μιας διαδικασίας πολυωνυμοποίησης, προκύπτει για κάθε μέγεθος ένα πολυώνυμο $2^{ου}$ ή $3^{ου}$ ή ακόμη και $5^{ου}$ (σε ειδικές περιπτώσεις που απαιτείται) βαθμού που συσχετίζει το μέγεθος αυτό με τη ροπή του κινητήρα. Για την παρούσα μελέτη τα μεγέθη του κινητήρα που εξετάζονται είναι τα οξείδια 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 μέγεθος (CO, HC, σωματίδια – PM). Η επιλογή των μεγεθών NO και soot για την παρούσα μελέτη έγινε λόγω της ύπαρξης εκτενών πειραματικών μετρήσεων των δύο

αυτών ρύπων του υπό εξέταση κινητήρα τόσο σε συνθήκες μόνιμης όσο και μεταβατικής λειτουργίας.

Ακολούθως, για κάθε σημείο (δευτερόλεπτο) του Κύκλου NEDC γίνεται γραμμική παρεμβολή στις μετρημένες τιμές εκπομπών (μόνιμης λειτουργίας) προκειμένου να υπολογισθούν οι πραγματικές εκπομπές της οιωνεί - μόνιμης λειτουργίας για τη συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής και το αντίστοιχο φορτίο, πριν την εφαρμογή των διορθωτικών συντελεστών της μεταβατικής λειτουργίας. Ωστόσο, επειδή ο Κύκλος NEDC εκφράζεται από την ταχύτητα του οχήματος σε συνάρτηση με το χρόνο είναι αναγκαία η εφαρμογή ενός συστήματος μετάδοσης κίνησης και ισχύος στους τροχούς (drivetrain model), όπως αυτό που έχει αναλυθεί στο Κεφάλαιο 4, για τη μετατροπή του Κύκλου σε ταχύτητα περιστροφής και ροπή συναρτήσει του χρόνου. Στο Σχήμα 5.1 παρουσιάζεται ο αλγόριθμος του μοντέλου.

Ο παραπάνω αλγόριθμος εφαρμόζεται σε ένα όχημα ελαφρού τύπου με κινητήρα Diesel κατά τη διάρκεια του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης NEDC που χρησιμοποιείται για την πιστοποίηση Ελαφρού τύπου οχημάτων στην Ευρωπαϊκή Ένωση (EU), ωστόσο μπορεί να εφαρμοστεί σε οποιοδήποτε άλλο Κύκλο που εκφράζεται μέσω της ταχύτητας του οχήματος συναρτήσει του χρόνου.



Σχήμα 5.1: Αλγόριθμος του Μοντέλου

5.3 Πειραματική Διερεύνηση - Χαρτογράφηση του Κινητήρα

5.3.1 Συλλογή Δεδομένων

Τα στοιχεία που χρειαζόμαστε προέκυψαν από πειραματική διαδικασία που διεξήχθη στο Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του Ε.Μ.Π. στα πλαίσια διδακτορικής διατριβής. Ο κινητήρας που χρησιμοποιήθηκε είναι ο **MERCEDES BENZ OM3366LA**. Πρόκειται για **4-X κινητήρα Diesel, αμέσου εγχύσεως (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 (evo – 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 2600 rpm
- Ροπή Αδράνειας: $G_e= 0,87 \text{ kg m}^2$

Στον Πίνακα 5.1 συνοψίζονται οι μετρήσεις που προέκυψαν από τη πειραματική διαδικασία (θερμοκρασία περιβάλλοντος 22°C).

Πίνακας 5.1: Πειραματικές Μετρήσεις εργαστηρίου Μηχανών Εσωτερικής Καύσης Ε.Μ.Π.

α/α	Φορτίο (%)	Στροφές (rpm)	Ένδειξη πέδησης (kg)	Χρόνος κατανάλωσης 260ml καυσίμου (sec)	Στροφές Υπερπληρωτή (rpm)	Πίεση μετά το ψυγείο (bar)	NO εξαγωγής (ppm)	Αιθάλη (%)
1	10,0	1000	5	347,80	25500	1,04	370	1,25
2	30,0	1000	14,5	220,00	28500	1,06	625	1,99
3	50,0	1000	24	162,00	32000	1,09	795	2,72
4	70,0	1000	33,5	127,00	36500	1,12	970	3,91
5	90,0	1000	43	103,00	42000	1,17	1110	6,84
6	10,0	1200	12,5	199,70	34000	1,08	440	1,7
7	30,0	1200	35	103,00	43000	1,17	870	3,59
8	50,0	1200	58	67,00	56500	1,34	1015	7,21
9	70,0	1200	82	46,20	72000	1,60	920	19,33
10	80,0	1200	94	40,10	78000	1,75	915	19,13
11	10,00	1400	12,5	162,00	41500	1,13	370	1,85
12	30,00	1400	36	85,00	50000	1,24	700	3,04
13	50,00	1400	58,5	55,50	63500	1,46	860	3,91
14	70,00	1400	82,5	42,00	79000	1,76	790	10,35
15	80,00	1400	94,5	35,00	86000	1,90	770	13,02
16	10,00	1600	12,5	136,00	45500	1,17	395	2,15
17	30,00	1600	35,5	74,00	54000	1,30	750	2,69
18	50,00	1600	58	49,00	68000	1,53	850	3,12
19	70,00	1600	81	35,50	85500	1,90	710	5,37
20	80,00	1600	91,5	32,00	93000	2,13	620	9,45
21	10,00	1800	11	120,00	46500	1,17	640	1,55
22	30,00	1800	33,5	62,50	61500	1,36	1100	2,22
23	50,00	1800	55	46,00	70500	1,56	1350	2,39
24	70,00	1800	76	35,00	85000	1,86	1180	2,72
25	80,00	1800	84	31,00	92000	2,08	845	4,2
26	10,00	2000	11	101,00	56000	1,26	585	2,01
27	30,00	2000	30,5	61,00	65000	1,40	950	2,34
28	50,00	2000	52	42,00	79000	1,66	1075	2,53
29	70,00	2000	73	32,00	91000	1,99	980	3,25
30	80,00	2000	80	29,00	94500	2,11	980	3,1
31	10,00	2200	14	81,00	63000	1,37	560	2,56
32	30,00	2200	30	53,00	72000	1,50	755	2,87
33	50,00	2200	50,5	37,00	85000	1,81	820	3,25
34	70,00	2200	70,5	28,20	98000	2,20	760	3,97

5.3.2 Επεξεργασία των μετρήσεων

Οι εργαστηριακές μετρήσεις χρειάζονται επεξεργασία και ανάλυση προκειμένου να προκύψουν τα μεγέθη που μας ενδιαφέρουν.

5.3.2.1 Ισχύς κινητήρα

Η ισχύς σε ίππους (PS) προκύπτει από τη σχέση:

$$P = \frac{F \cdot N}{1000} \quad [5.1]$$

Όπου:

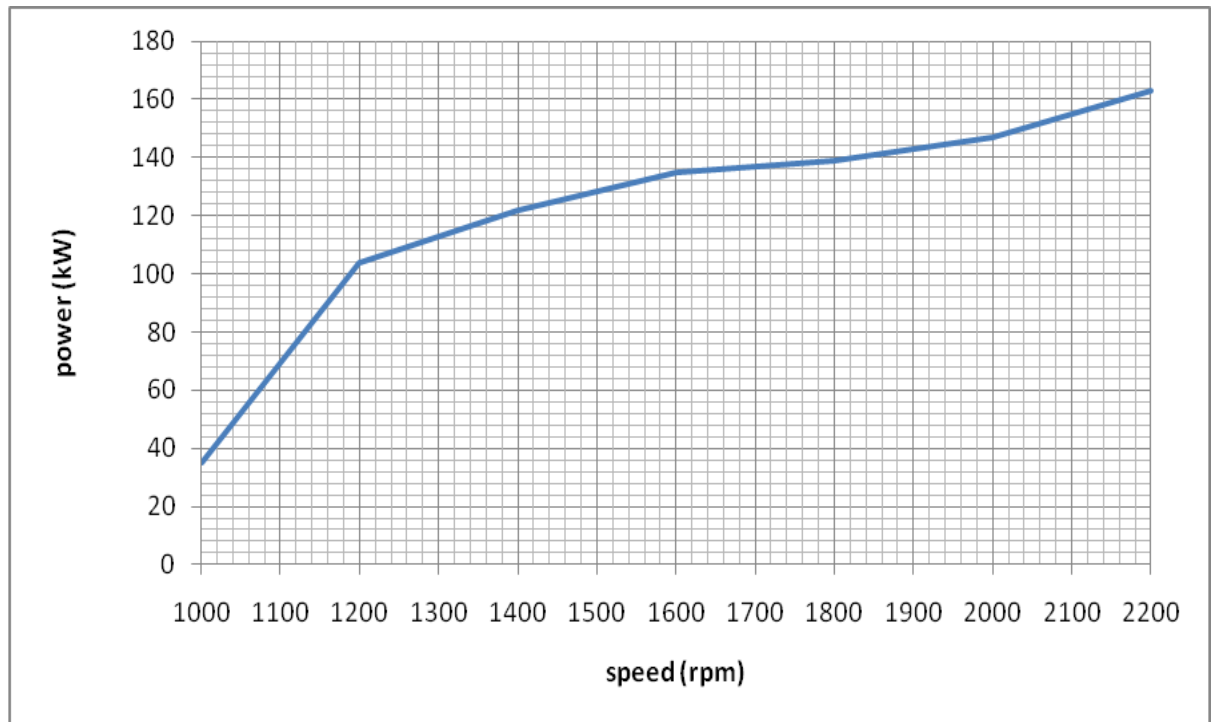
F η ένδειξη της πέδης (σε kg)

N η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα

Για τη μετατροπή της ισχύος σε kW χρησιμοποιείται η σχέση:

$$P \text{ (kW)} = P \text{ (PS)} * 0,736 \quad [5.2]$$

Για τη χάραξη της καμπύλης μέγιστης ισχύος (για φορτίο 100%) του κινητήρα συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του, θεωρούμε ότι η ισχύς παρουσιάζει γραμμική συμπεριφορά από το μέγιστο φορτίο των μετρήσεων (90%, 80% ή 70%) έως το 100% φορτίο, οπότε με αναγωγή στο μέγιστο φορτίο υπολογίζουμε την τιμή της μέγιστης ισχύος για κάθε ταχύτητα περιστροφής. Η καμπύλη αυτή φαίνεται στο Σχήμα 5.2α.



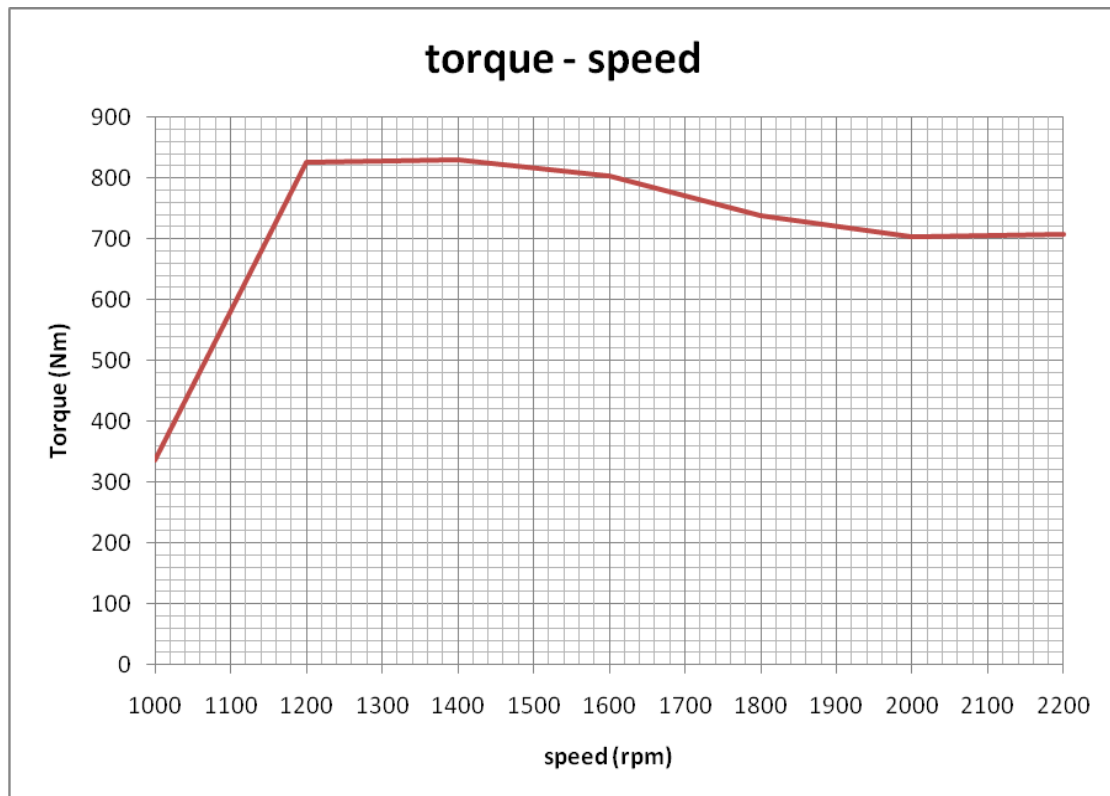
Σχήμα 5.2α: Καμπύλη Ισχύος Κινητήρα για 100% φορτίο

5.3.2.2 Ροπή κινητήρα

Η ροπή (σε Nm) δίνεται από τη σχέση:

$$M = \frac{P}{\omega} \Rightarrow M(N \cdot m) = \frac{1000 \cdot P(kW)}{\frac{\pi \cdot N}{30}} \quad [5.3]$$

Για τη χάραξη της καμπύλης μέγιστης ροπής (για φορτίο 100%) του κινητήρα συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του, θεωρούμε ότι η ροπή παρουσιάζει γραμμική συμπεριφορά από το μέγιστο φορτίο των μετρήσεων (90%, 80% ή 70%) έως το 100% φορτίο, οπότε με αναγωγή στο μέγιστο φορτίο υπολογίζουμε την τιμή της μέγιστης ροπής για κάθε ταχύτητα περιστροφής. Η καμπύλη αυτή φαίνεται στο Σχήμα 5.2β.



Σχήμα 5.2β: Καμπύλη Ροπής Κινητήρα για 100% φορτίο

5.3.2.3 Κατανάλωση καυσίμου

Η κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα θα προκύψει από το χρόνο που χρειάζεται ο κινητήρας για να καταναλώσει τα 260ml καυσίμου της μέτρησης, επομένως θα προκύψει (σε kg/h) από τη σχέση:

$$fueling(kg / h) = \frac{3,6 \cdot V \cdot \rho}{time} \quad [5.4]$$

Όπου:

V ο όγκος του καυσίμου (σε ml) που καταναλώθηκε (δηλαδή 260ml)

ρ η πυκνότητα του καυσίμου. Στο εργαστήριο χρησιμοποιήθηκε πετρέλαιο με πυκνότητα **ρ=0,837 kg/lt**

5.3.2.4 Μέση Πραγματική Πίεση

Η μέση πραγματική πίεση υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\bar{P}_e = \frac{10 \cdot P \cdot 120 \cdot 0,736}{\frac{N}{V_H}} \quad [5.5]$$

Όπου:

P η ισχύς σε PS

V_H ο όγκος εμβολισμού του κινητήρα (ίσος με 5,958lt)

5.3.2.5 Οξειδία του Αζώτου

Από τις εργαστηριακές μετρήσεις προέκυψαν οι εκπομπές NO σε ppm. Ωστόσο είναι αναγκαία η μετατροπή αυτών των τιμών σε kg/(κύκλο λειτουργίας του κινητήρα) για την οποία ακολουθείται η εξής διαδικασία:

Το 1ppm NO είναι 1kmol NO ανά 10⁶ kmol καυσαερίου. Γνωρίζοντας τα μοριακά βάρη τόσο του NO (M.B. = 30 kg/kmol) όσο και του καυσαερίου (υποθέτοντας M.B. = 28,985 kg/kmol δηλαδή του θεωρητικού καυσαερίου), έχουμε:

$$NO\left(\frac{kg_{NO}}{kg_{καυσαερίου}}\right) = \frac{NO(ppm) \cdot 30kg_{NO}}{28,985 \cdot 10^6 kg_{καυσαερίου}} \quad [5.6]$$

Πολλαπλασιάζοντας τον όρο αυτό με την παροχή μάζας του καυσαερίου θα προκύψει η τιμή των NO σε kg/s, αφού:

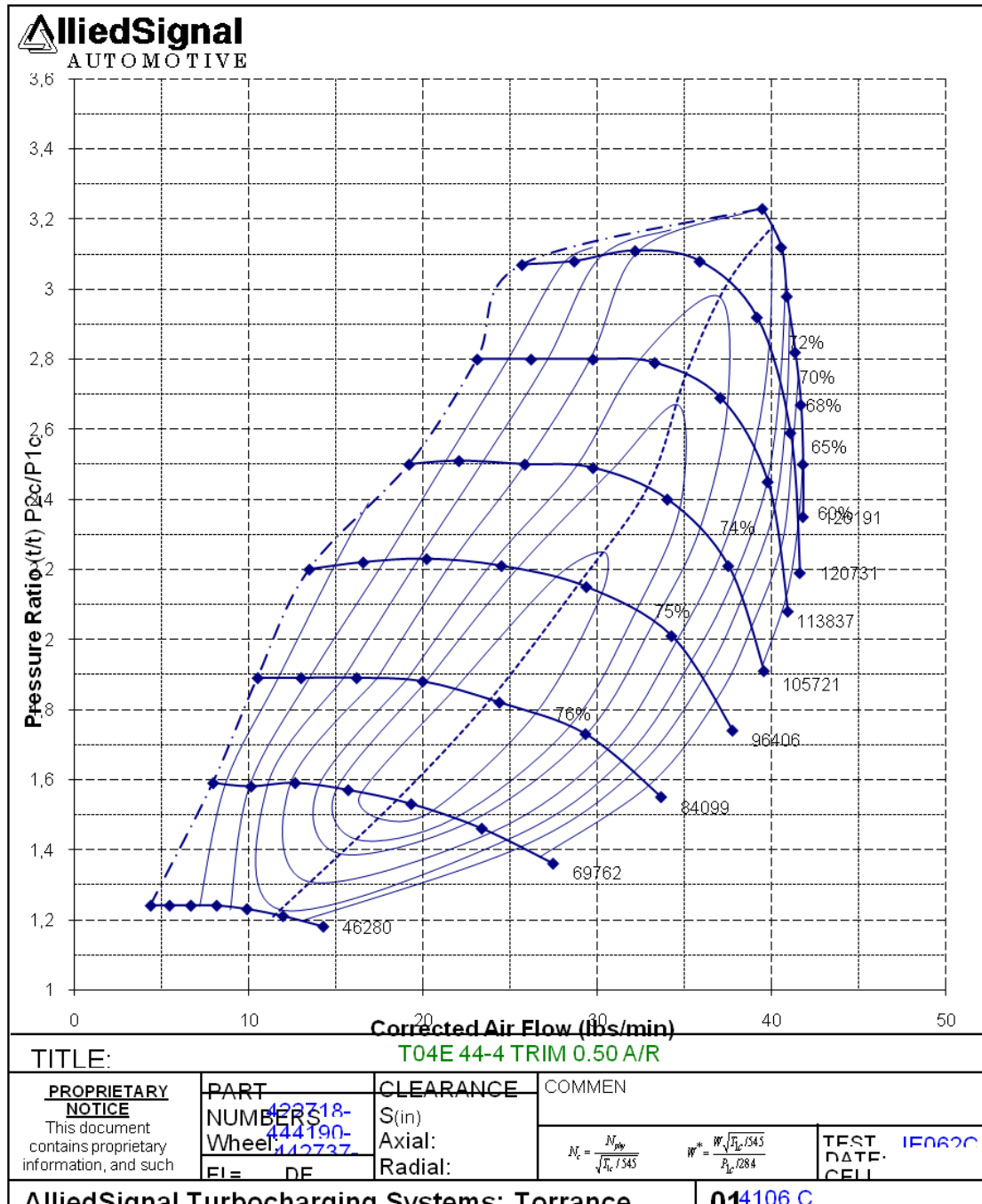
$$NO(kg / s) = NO\left(\frac{kg_{NO}}{kg_{καυσαερίου}}\right) \cdot m_{καυσαερίου} (kg_{καυσαερίου} / s) \quad [5.7]$$

Επομένως χρειαζόμαστε την παροχή μάζας του καυσαερίου η οποία είναι:

$$m_{καυσαερίου} = m_{καυσίμου} + m_{αέρα} \quad [5.8]$$

Η παροχή μάζας του καυσίμου μετατρέπεται εύκολα από kg/h σε kg/s διαιρώντας με το 3600.

Η παροχή μάζας του καυσίμου είναι γνωστή άρα απαιτείται ο υπολογισμός της παροχής μάζας του αέρα. Ο υπολογισμός αυτός θα γίνει χρησιμοποιώντας το χάρτη λειτουργίας του συμπιεστή του ζεύγους υπερπλήρωσης. Ο χάρτης αυτός φαίνεται στο Σχήμα 5.3.



Σχήμα 5.3: Χάρτης Λειτουργίας Συμπιεστή

Ο χάρτης έχει σχεδιασθεί με καταγραφή των χαρακτηριστικών του συμπιεστή υπό θερμοκρασία περιβάλλοντος 545⁰R ενώ μετρήσεις του εργαστηρίου έγιναν σε θερμοκρασία $T_{\text{περιβ}} = T_{1C} = 22^{\circ}\text{C} = 531^{\circ}\text{R}$. Επομένως πρέπει πρώτα να γίνει μια αναγωγή των τιμών των εργαστηριακών μετρήσεων στις συνθήκες που είναι σχεδιασμένος ο χάρτης. Η αναγωγή αυτή γίνεται με τη σχέση:

$$N_c = \frac{N_{phy}}{\sqrt{T_{1c} / 545}} \quad [5.9]$$

Όπου N_{phy} είναι οι στροφές του συμπιεστή στη θερμοκρασία 22⁰C.

Έτσι με γνωστές τις στροφές του συμπιεστή καθώς και τον λόγο πιέσεων του συμπιεστή (θεωρούμε ότι οι απώλειες πίεσης στο ψυγείο είναι αμελητέες, επομένως η πίεση μετά το συμπιεστή είναι ίση με την πίεση μετά το ψυγείο) μέσω του χάρτη υπολογίζουμε την παροχή μάζας του αέρα που διέρχεται από τον συμπιεστή (σε lbs/min) και τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης αυτού. Στη συνέχεια μετατρέπουμε την παροχή του αέρα σε kg/s με τη σχέση:

$$m_{\text{αέρα}} \text{ (kg/s)} = m_{\text{αέρα}} \text{ (lbs/min)} \times 0,00756 \quad [5.10]$$

Τα αποτελέσματα της διαδικασίας υπολογισμού της παροχής μάζας του αέρα συνοψίζονται στον Πίνακα 5.2.

Πίνακας 5.2: Αποτελέσματα Υπολογισμού Παροχής Μάζας Αέρα

α/α	Φορτίο Κινητήρα (%)	Στροφές Υπερπληρωή στους 531 ^o R (rpm)	Στροφές Υπερπληρωή στους 545 ^o R (rpm)	Πίεση μετά το ψυγείο (bar)	Παροχή αέρα (kg/s)	η _{isc}
1	10,0	25500	25836	1,04	0,09072	0,65
2	30,0	28500	28875	1,06	0,0945	0,65
3	50,0	32000	32421	1,09	0,096768	0,65
4	70,0	36500	36981	1,12	0,10584	0,68
5	90,0	42000	42553	1,17	0,107352	0,68
6	10,0	34000	34448	1,08	0,10962	0,65
7	30,0	43000	43566	1,17	0,10584	0,68
8	50,0	56500	57244	1,34	0,12852	0,72
9	70,0	72000	72948	1,60	0,148932	0,76
10	80,0	78000	79027	1,75	0,167832	0,76
11	10,00	41500	42047	1,13	0,107352	0,65
12	30,00	50000	50659	1,24	0,111132	0,70
13	50,00	63500	64336	1,46	0,12852	0,75
14	70,00	79000	80041	1,76	0,16632	0,76
15	80,00	86000	87133	1,90	0,20034	0,76
16	10,00	45500	46099	1,17	0,10962	0,68
17	30,00	54000	54711	1,30	0,116424	0,70
18	50,00	68000	68896	1,53	0,130032	0,76
19	70,00	85500	86626	1,90	0,1701	0,76
20	80,00	93000	94225	2,13	0,19278	0,75
21	10,00	46500	47112	1,17	0,123984	0,65
22	30,00	61500	62310	1,36	0,1512	0,70
23	50,00	70500	71429	1,56	0,157248	0,76
24	70,00	85000	86120	1,86	0,20034	0,76
25	80,00	92000	93212	2,08	0,20412	0,76
26	10,00	56000	56738	1,26	0,14364	0,68
27	30,00	65000	65856	1,40	0,15876	0,72
28	50,00	79000	80041	1,66	0,205632	0,74
29	70,00	91000	92199	1,99	0,2268	0,75
30	80,00	94500	95745	2,11	0,229824	0,75
31	10,00	63000	63830	1,37	0,1512	0,70
32	30,00	72000	72948	1,50	0,189	0,72
33	50,00	85000	86120	1,81	0,21168	0,75
34	70,00	98000	99291	2,20	0,246456	0,75

Έτσι με χρήση των σχέσεων (5.7) και (5.8) υπολογίζουμε τα οξείδια του αζώτου σε kg/s. Ο αριθμός ενεργών διαδρομών ή κύκλων λειτουργίας του κινητήρα ανά δευτερόλεπτο (κύκλοι/s) είναι:

$$v = \frac{N}{30K} \quad [5.11]$$

Όπου:

N η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (σε rpm)

K=4 για 4-Χ κινητήρα

Έτσι η εκπομπή NO σε g ανά κύκλο λειτουργίας δίνεται από τη σχέση:

$$NO\left(\frac{g}{\text{κύκλος}}\right) = \frac{NO(kg/s)}{v(\text{κύκλοι/s}) \cdot 1000} \quad [5.12]$$

5.3.2.6 Αιθάλη

Γίνεται μετατροπή των τιμών της αιθάλης από ποσοστό επί τοις εκατό σε mg/m³ ενώ πολλαπλασιάζοντας τις τιμές αυτές με τον όγκο του κυλίνδρου προκύπτουν οι τιμές σε mg.

Ο συνολικός όγκος του κυλίνδρου που μας ενδιαφέρει είναι:

$$V_{\text{ΚΥΛ}}^{(\text{evo})} = V_c + V_x + V_{\text{bowl}} \quad [5.13]$$

Όπου V_x ο όγκος εμβολισμού τη στιγμή που ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής (δηλαδή για φ_{evo}=112°)

Ο όγκος εμβολισμού προκύπτει από την ακόλουθη σχέση:

$$V_x = \frac{\pi D^2}{4} x \quad [5.14]$$

Όπου x η μετατόπιση του εμβόλου από το ΑΝΣ,

$$x = r(1 - \cos\varphi) + l(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\varphi}) \quad [5.15]$$

Για $\phi_{\text{evo}}=112^\circ$ προκύπτει $x=99,8289\text{mm}$, άρα

$$V_x = \frac{3,14 \cdot 97,5^2}{4} 99,8289 = 744963,8 \text{mm}^3 = 0,0007449638 \text{m}^3$$

Άρα ο συνολικός όγκος ενός κυλίνδρου θα είναι:

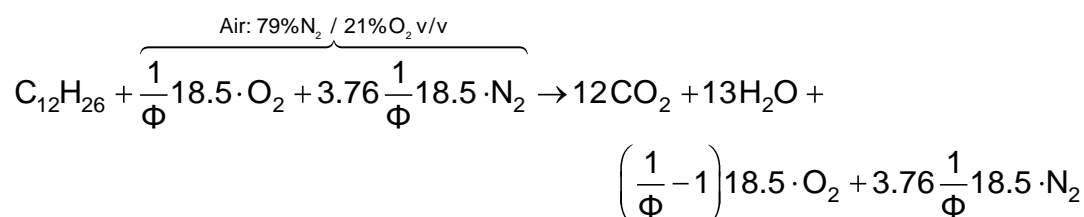
$$V_{\text{ΚΥΛ}}^{(\text{evo})} = V_c + V_x + V_{\text{bowl}} = 0,0008518638 \text{m}^3$$

5.3.2.7 Διοξείδιο του Άνθρακα

Θεωρώντας μια πρώτη προσέγγιση βασισμένη στην παρακάτω χημική εξίσωση και υποθέτοντας πλήρη καύση με λόγο καυσίμου – αέρα $\Phi < 1$ και αμελώντας τη διάσταση των προϊόντων της καύσης, κατανάλωση καυσίμου Diesel 1 kg/h (~C₁₂H₂₆ με μοριακό βάρος 170) αντιστοιχεί σε (1/170) kmol/h καυσίμου. Αυτό αντιστοιχεί σε:

12 x (1/170) kmol/h CO₂ δηλαδή

12 x (1/170) x 44 kg/h CO₂ = 3.106 kg/h CO₂.



Βέβαια, εξαιτίας της έλλειψης αέρα στους πρώτους κύκλους λειτουργίας του κινητήρα μετά από κάθε επιτάχυνση του κύκλου, η παραπάνω σχέση μεταξύ του CO₂ και της κατανάλωσης καυσίμου δεν ισχύει πάντοτε (καθώς η έλλειψη οξυγόνου οδηγεί στο σχηματισμό CO) και οδηγεί τελικά σε ελαφρώς υπερεκτιμημένα αποτελέσματα εκπομπών CO₂. Γι αυτό το λόγο οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα δεν αναλύονται περαιτέρω στην παρούσα μελέτη και απλά δίνεται το διάγραμμα τους κατά τη διάρκεια του Κύκλου για συγκριτικούς λόγους.

Στον Πίνακα 5.3 φαίνονται συγκεντρωμένα τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την επεξεργασία των εργαστηριακών μετρήσεων τα οποία χρησιμοποιούνται για τη χαρτογράφηση του κινητήρα.

Πίνακας 5.3 Συγκεντρωτικές Μετρήσεις για τη χαρτογράφηση του κινητήρα

α/α	Φορτίο (%)	Στροφές (rpm)	Ισχύς P (PS)	Ισχύς P(Kw)	Ροπή M (Nm)	fueling (kg/h)	Μέση Πραγματική Πίεση (bar)	Παροχή αέρα (kg/s)	ηIsC	Παροχή καυσίμου (kg/s)	Παροχή Καυσαερίων (kg/s)	Αιθάλη (mg/m ³)	Αιθάλη Ενός κυλίνδρου(mg)	v = η/30κ	NO (g/κύκλο λειτουργίας)
1	10,0	1000	5,0	3,68	35,16	2,25	0,74	0,09072	0,65	0,00063	0,09135	3,3858	0,0028842	8,333333	0,004197774
2	30,0	1000	14,5	10,67	101,96	3,56	2,15	0,0945	0,65	0,00099	0,09549	5,4104	0,0046089	8,333333	0,007412477
3	50,0	1000	24,0	17,66	168,76	4,84	3,56	0,096768	0,65	0,00134	0,09811	7,4227	0,0063231	8,333333	0,009687584
4	70,0	1000	33,5	24,66	235,57	6,17	4,97	0,10584	0,68	0,00171	0,10755	10,736	0,0091456	8,333333	0,012957632
5	90,0	1000	43,0	31,65	302,37	7,61	6,37	0,107352	0,68	0,00211	0,10946	19,071	0,0162459	8,333333	0,015091302
6	10,0	1200	15,0	11,04	87,90	3,92	1,85	0,10962	0,65	0,00109	0,11071	4,6151	0,0039314	10	0,00504181
7	30,0	1200	42,0	30,91	246,11	7,61	5,19	0,10584	0,68	0,00211	0,10795	9,8407	0,0083829	10	0,009720781
8	50,0	1200	69,6	51,23	407,85	11,69	8,60	0,12852	0,72	0,00325	0,13177	20,142	0,0171582	10	0,013842806
9	70,0	1200	98,4	72,42	576,61	16,96	12,16	0,148932	0,76	0,00471	0,15364	57,817	0,0492522	10	0,014630084
10	80,0	1200	112,8	83,02	660,99	19,54	13,93	0,167832	0,76	0,00543	0,17326	57,151	0,0486849	10	0,016408341

α/α	Φορτίο (%)	Στροφές (rpm)	Ισχύς P (PS)	Ισχύς P(Kw)	Ροπή M (Nm)	fueling (kg/h)	Μέση Πραγματική Πίεση (bar)	Παροχή αέρα (kg/s)	ηSc	Παροχή καυσίμου (kg/s)	Παροχή Καυσαερίων (kg/s)	Αιθάλη (mg/m ³)	Αιθάλη Ενός κυλίνδρου(mg)	v = n/30k	NO (g/κύκλο λειτουργίας)
11	10,00	1400	17,5	12,88	87,90	4,84	1,85	0,107352	0,65	0,00134	0,10870	5,0262	0,0042816	11,66667	0,003567909
12	30,00	1400	50,4	37,09	253,15	9,22	5,34	0,111132	0,70	0,00256	0,11369	8,3096	0,0070786	11,66667	0,007060411
13	50,00	1400	81,9	60,28	411,36	14,12	8,67	0,12852	0,75	0,00392	0,13244	10,736	0,0091456	11,66667	0,010104675
14	70,00	1400	115,5	85,01	580,13	18,65	12,23	0,16632	0,76	0,00518	0,17150	29,408	0,0250516	11,66667	0,012019765
15	80,00	1400	132,3	97,37	664,51	22,38	14,01	0,20034	0,76	0,00622	0,20656	37,546	0,0319841	11,66667	0,014110204
16	10,00	1600	20,0	14,72	87,90	5,76	1,85	0,10962	0,68	0,00160	0,11122	5,8502	0,0049836	13,33333	0,003410278
17	30,00	1600	56,8	41,80	249,63	10,59	5,26	0,116424	0,70	0,00294	0,11936	7,3397	0,0062524	13,33333	0,006949392
18	50,00	1600	92,8	68,30	407,85	15,99	8,60	0,130032	0,76	0,00444	0,13447	8,5317	0,0072678	13,33333	0,008872867
19	70,00	1600	129,6	95,39	569,58	22,07	12,01	0,1701	0,76	0,00613	0,17623	14,857	0,0126561	13,33333	0,009712874
20	80,00	1600	146,4	107,75	643,41	24,48	13,56	0,19278	0,75	0,00680	0,19958	26,719	0,0227609	13,33333	0,009605485
21	10,00	1800	19,8	14,57	77,35	6,53	1,63	0,123984	0,65	0,00181	0,12580	4,2047	0,0035818	15	0,005555315
22	30,00	1800	60,3	44,38	235,57	12,53	4,97	0,1512	0,70	0,00348	0,15468	6,0428	0,0051476	15	0,011740563
23	50,00	1800	99,0	72,86	386,75	17,03	8,15	0,157248	0,76	0,00473	0,16198	6,5112	0,0055467	15	0,015088596
24	70,00	1800	136,8	100,68	534,42	22,38	11,27	0,20034	0,76	0,00622	0,20656	7,4227	0,0063231	15	0,016818223
25	80,00	1800	151,2	111,28	590,68	25,27	12,45	0,20412	0,76	0,00702	0,21114	11,549	0,0098382	15	0,012310733

α/α	Φορτίο (%)	Στροφές (rpm)	Ισχύς P (PS)	Ισχύς P (Kw)	Ροπή M (Nm)	fueling (kg/h)	Μέση Πραγματική Πίεση (bar)	Παροχή αέρα (kg/s)	ηIsC	Παροχή καυσίμου (kg/s)	Παροχή Καυσαερίων (kg/s)	Αιθάλη (mg/m ³)	Αιθάλη Ενός κυλίνδρου(mg)	v = n/30k	NO (g/κύκλο λειτουργίας)
26	10,00	2000	22,0	16,19	77,35	7,76	1,63	0,14364	0,68	0,00215	0,14579	5,4653	0,0046557	16,66667	0,005296594
27	30,00	2000	61,0	44,90	214,47	12,84	4,52	0,15876	0,72	0,00357	0,16233	6,3733	0,0054292	16,66667	0,009576681
28	50,00	2000	104,0	76,54	365,66	18,65	7,71	0,205632	0,74	0,00518	0,21081	6,8975	0,0058757	16,66667	0,014073624
29	70,00	2000	146,0	107,46	513,32	24,48	10,82	0,2268	0,75	0,00680	0,23360	8,8932	0,0075758	16,66667	0,014216716
30	80,00	2000	160,0	117,76	562,55	27,01	11,86	0,229824	0,75	0,00750	0,23733	8,4762	0,0072206	16,66667	0,014443569
31	10,00	2200	30,8	22,67	98,45	9,67	2,08	0,1512	0,70	0,00269	0,15389	6,9803	0,0059463	18,33333	0,004865142
32	30,00	2200	66,0	48,58	210,96	14,78	4,45	0,189	0,72	0,00411	0,19311	7,838	0,0066769	18,33333	0,008230938
33	50,00	2200	111,1	81,77	355,11	21,17	7,49	0,21168	0,75	0,00588	0,21756	8,8932	0,0075758	18,33333	0,010071697
34	70,00	2200	155,1	114,15	495,75	27,78	10,45	0,246456	0,75	0,00772	0,25417	10,904	0,0092887	18,33333	0,0109056

5.4 Πολυωνυμοποίηση

Χρησιμοποιώντας τα δεδομένα από τη χαρτογράφηση του κινητήρα, θα πολυωνυμοποιηθούν οι μεταβολές των ζητούμενων μεγεθών. Έτσι θα είναι γνωστή η μεταβολή των μεγεθών σε συνάρτηση με τη ροπή του κινητήρα, για κάθε ταχύτητα περιστροφής που εξετάζουμε.

Ακολούθως παρουσιάζονται οι γραφικές παραστάσεις των μεγεθών που εξετάζονται, δηλαδή:

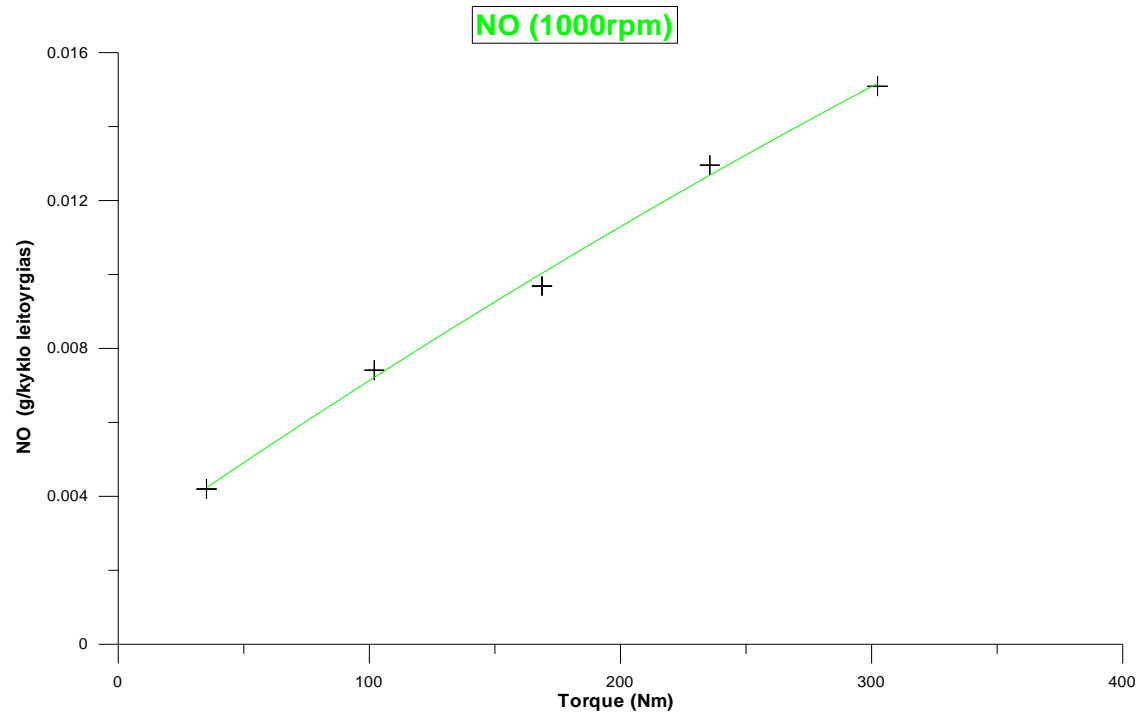
- των οξειδίων του αζώτου (NO)
- της αιθάλης (soot)
- της κατανάλωσης καυσίμου (fueling)
- της ισχύος (power)

σε συνάρτηση με τη ροπή του κινητήρα. Οι ξεχωριστές καμπύλες αφορούν στην εκάστοτε ταχύτητα περιστροφής.

Στις γραφικές παραστάσεις παρουσιάζονται τα σημεία όπως αυτά έχουν προκύψει από τη διαδικασία της χαρτογράφησης, καθώς και η καμπύλη του πολυωνύμου το οποίο προσεγγίζει τις μεταβολές των μεγεθών. Επίσης παρατίθενται οι εκάστοτε πολυωνυμικές εξισώσεις μεταβολής των επιθυμητών μεγεθών συναρτήσει της ροπής του κινητήρα. Τα μεγέθη πολυωνυμοποιούνται με δευτεροβάθμιες εξισώσεις, ενώ όπου απαιτείται μεγαλύτερη ακρίβεια χρησιμοποιούνται ακόμη κι εξισώσεις 5^{ου} βαθμού.

5.4.1 Οξείδια του Αζώτου (NO)

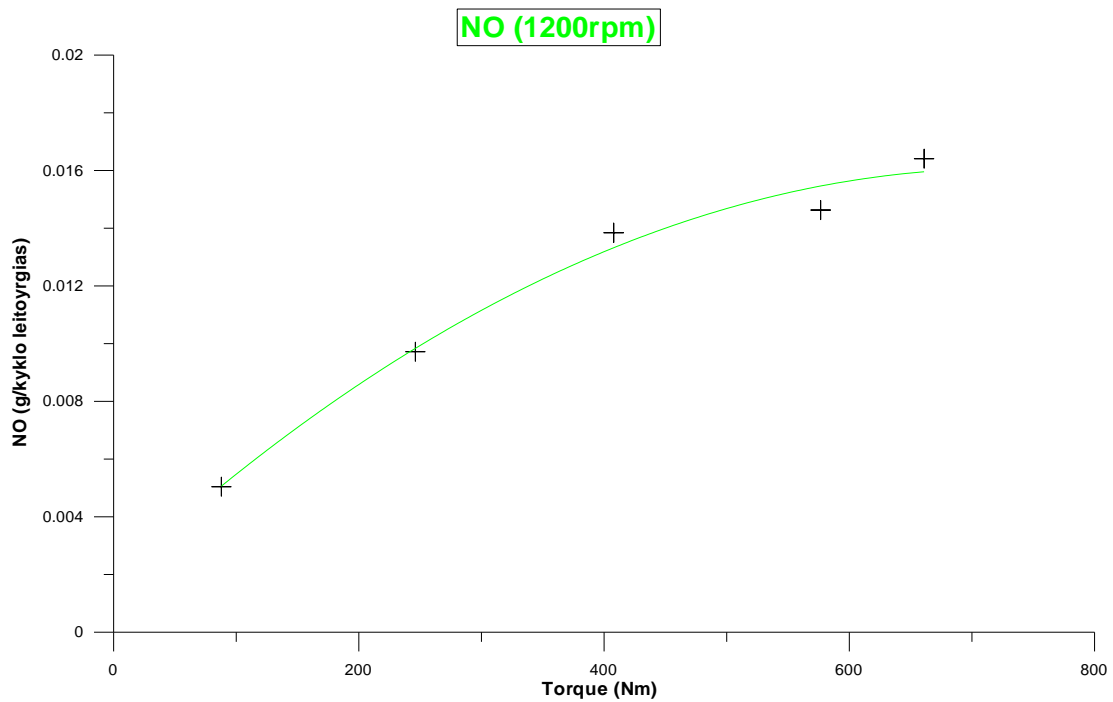
- 1000 rpm



Οι εκπομπές NO συναρτήσει της ροπής (T) δίνονται από τη σχέση:

$$\text{NO} = 0.00259904 + 4.7220348 \times 10^{-5} \times T - 1.8681149 \times 10^{-8} \times T^2$$

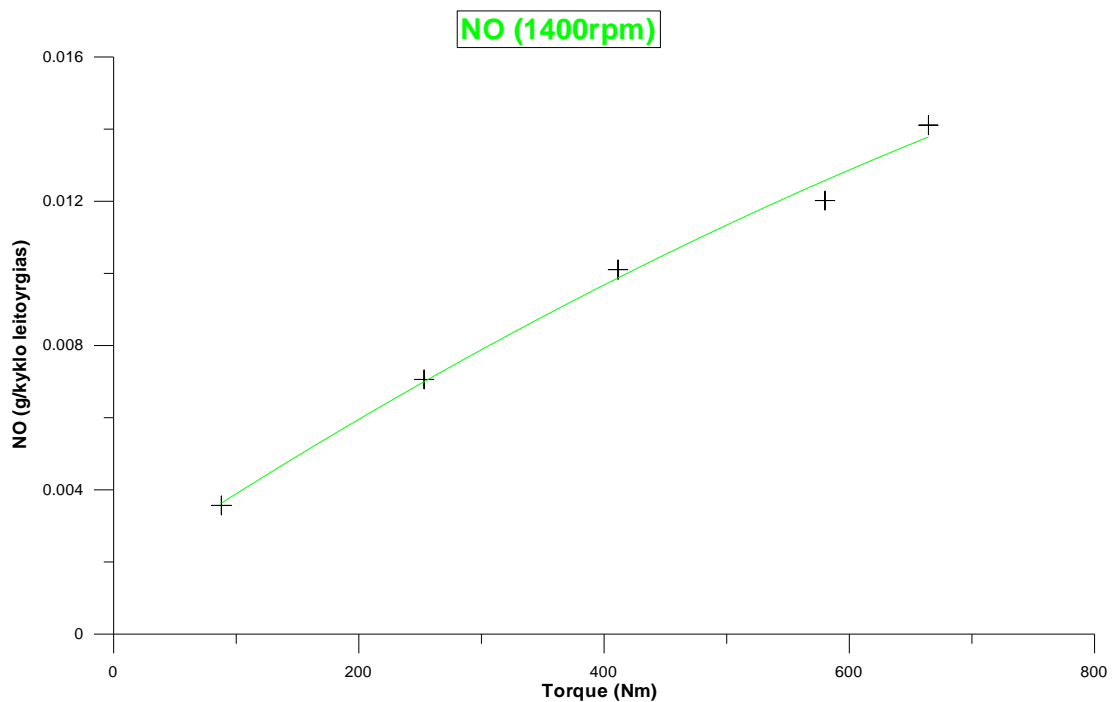
- 1200 rpm



Οι εκπομπές NO συναρτήσει της ροπής (T) δίνονται από τη σχέση:

$$NO = 0.00182937 + 3.9162333E-005 \times T - 2.6915009E-008 \times T^2$$

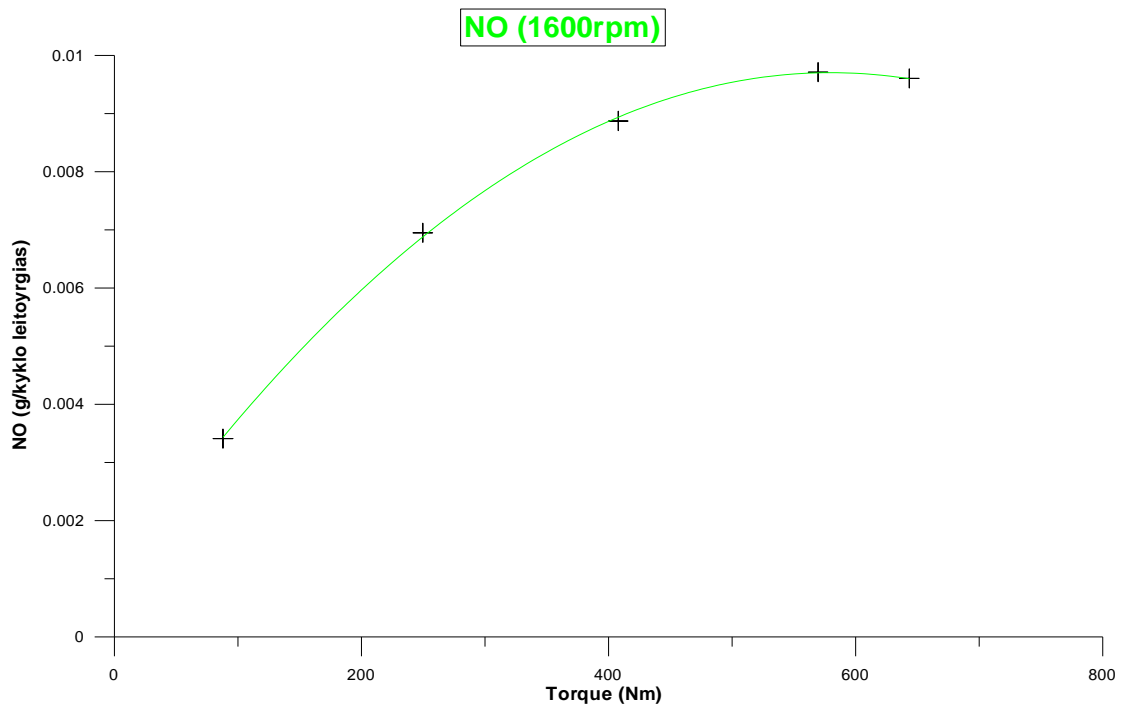
- 1400 rpm



Οι εκπομπές NO συναρτήσει της ροπής (T) δίνονται από τη σχέση:

$$NO = 0.00169363 + 2.2647017E-005 \times T - 6.7039055E-009 \times T^2$$

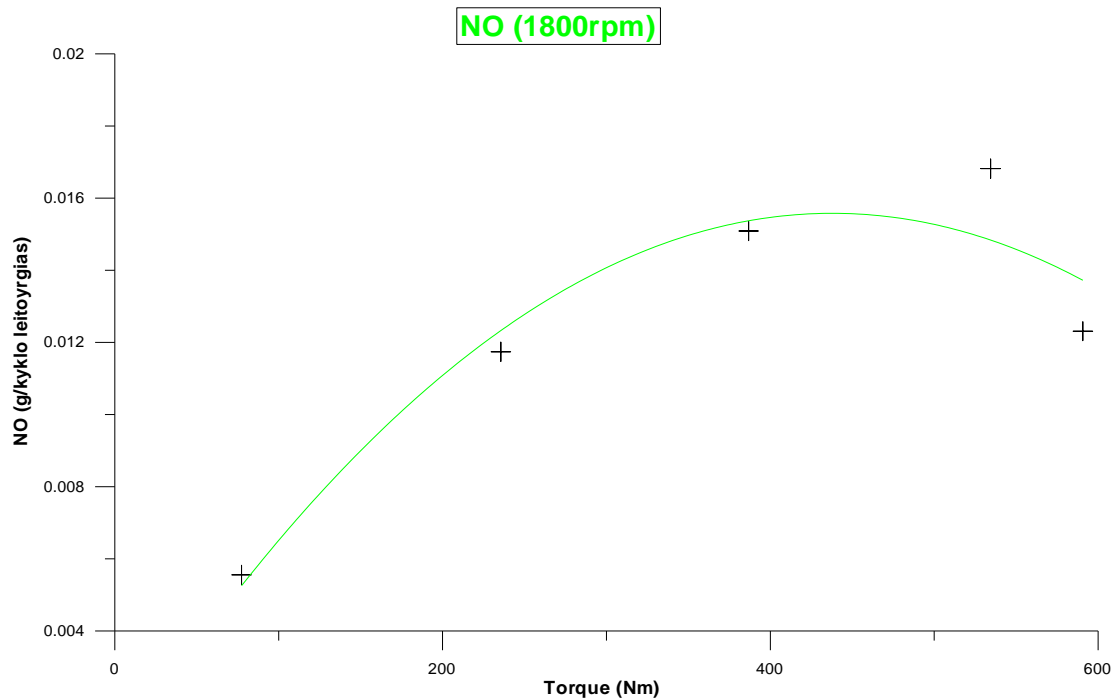
- 1600 rpm



Οι εκπομπές NO συναρτήσει της ροπής (T) δίνονται από τη σχέση:

$$NO = 0.00099311 + 3.0048128E-005 \times T - 2.5913450E-008 \times T^2$$

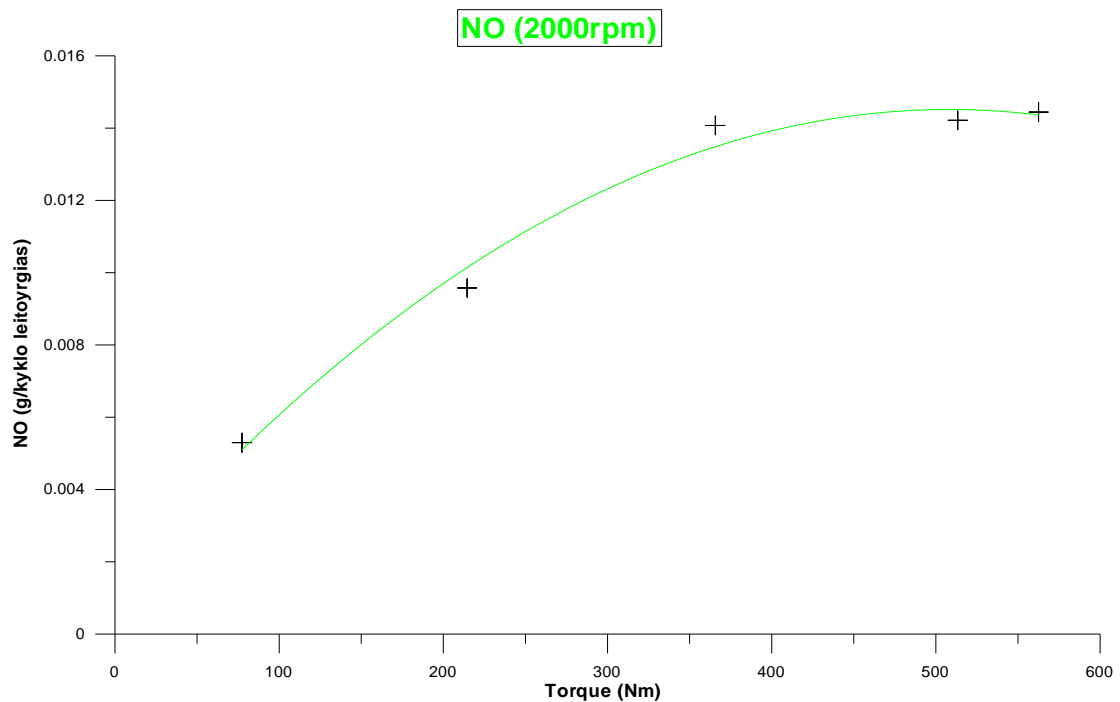
- 1800 rpm



Οι εκπομπές NO συναρτήσει της ροπής (T) δίνονται από τη σχέση:

$$NO = 0.00034561 + 6.9590448E-005 \times T - 7.9475486E-008 \times T^2$$

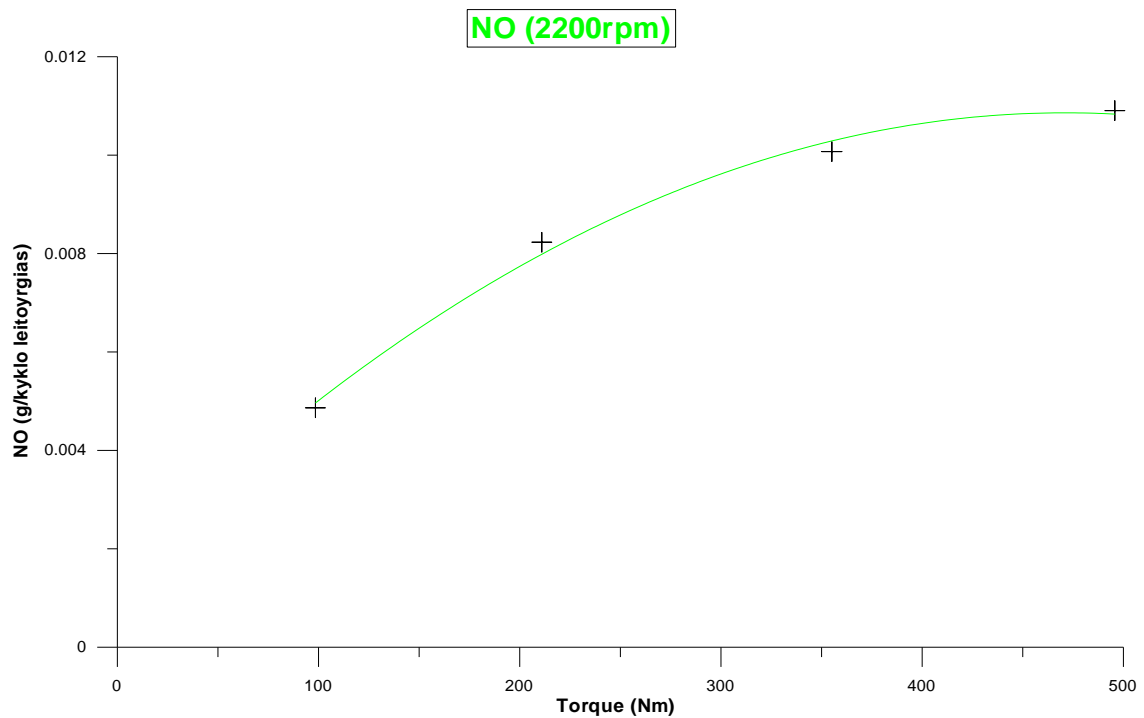
- 2000 rpm



Οι εκπομπές NO συναρτήσεσι της ροπής (T) δίνονται από τη σχέση:

$$NO = 0.0014141 + 5.1575822E-005 \times T - 5.0757363E-008 \times T^2$$

- 2200 rpm

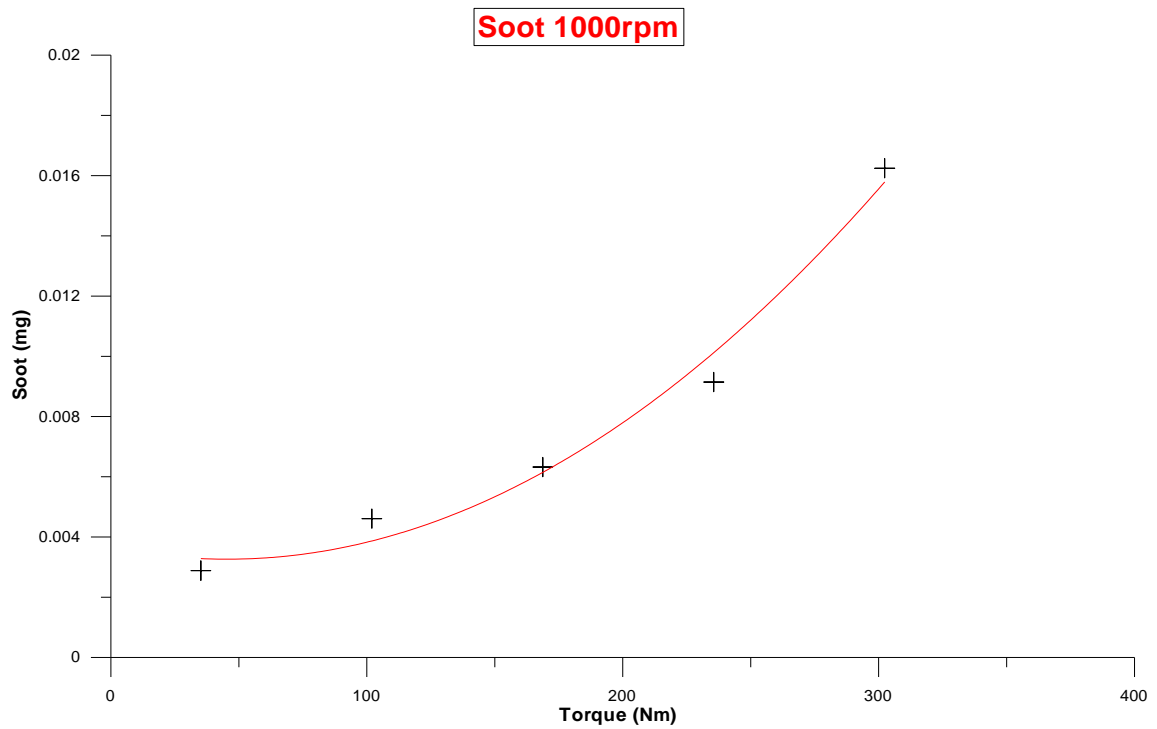


Οι εκπομπές NO συναρτήσεσι της ροπής (T) δίνονται από τη σχέση:

$$NO = 0.00143696 + 4.0002175E-005 \times T - 4.2452341E-008 \times T^2$$

5.4.2 Αιθάλη (soot)

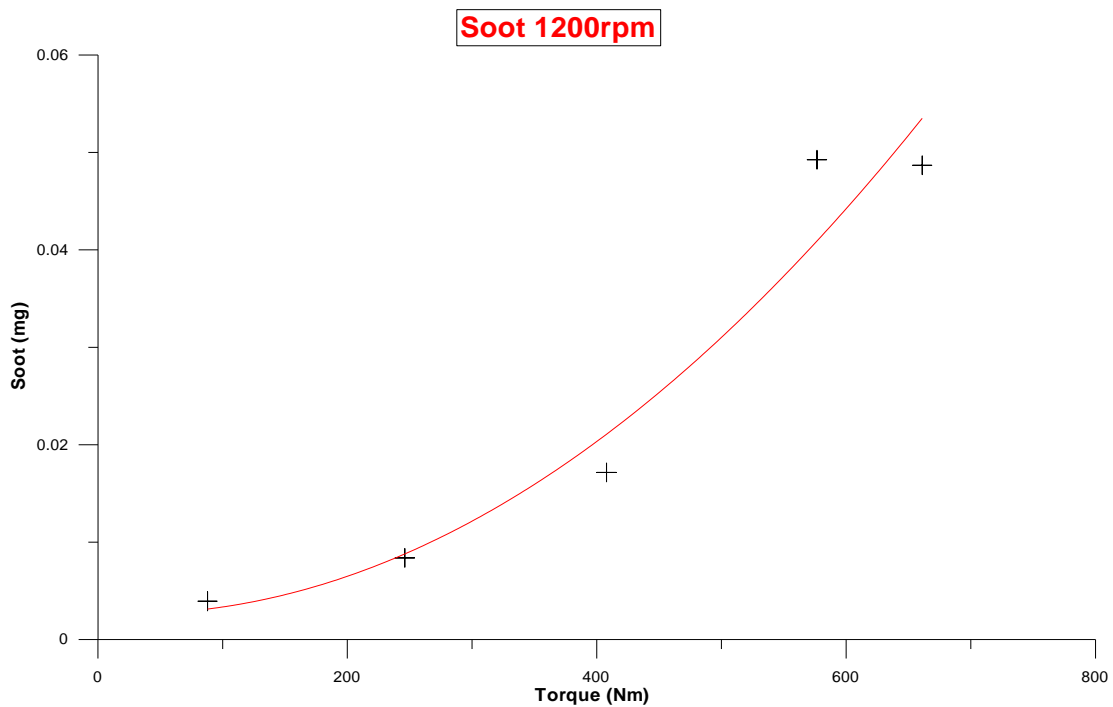
- 1000 rpm



Οι εκπομπές αιθάλης συναρτήσεως της ροπής (T) δίνονται από τη σχέση:

$$\text{Soot} = 0.00365654 - 1.7276478\text{E-}005 \times T + 1.8982415\text{E-}007 \times T^2$$

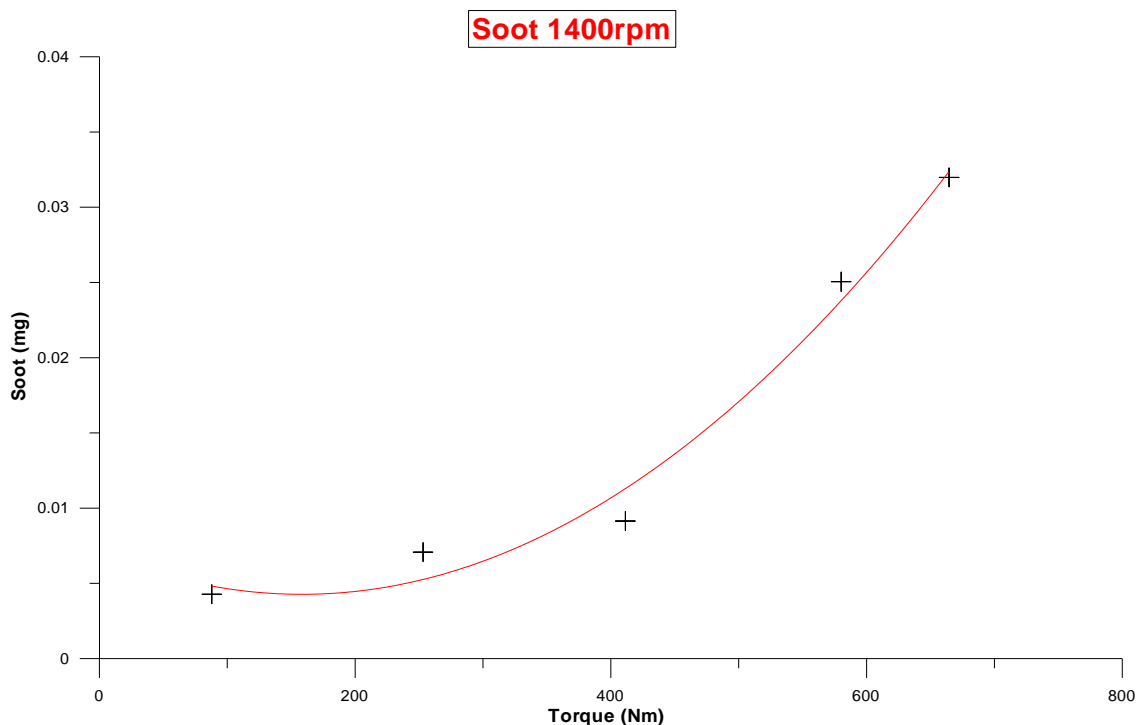
- 1200 rpm



Οι εκπομπές αιθάλης συναρτήσεϊ της ροπής (T) δίνονται από τη σχέση:

$$\text{Soot} = 0.00270827 - 6.2054565\text{E-}006 \times T + 1.2564532\text{E-}007 \times T^2$$

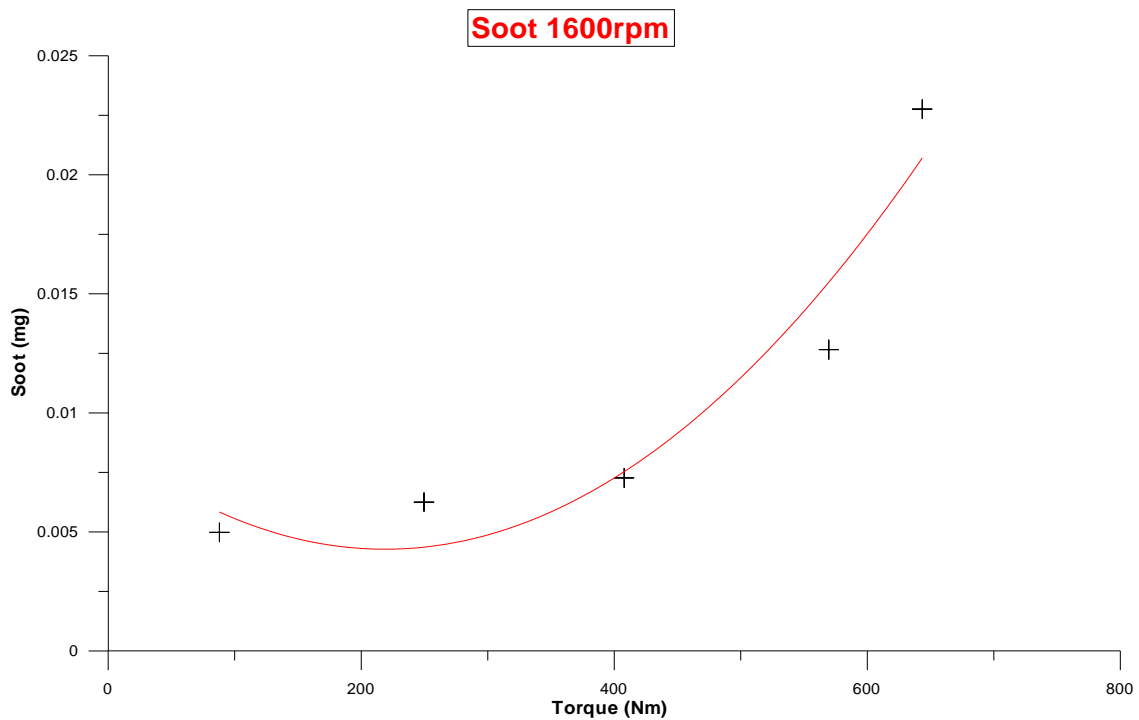
- 1400 rpm



Οι εκπομπές αιθάλης συναρτήσεϊ της ροπής (T) δίνονται από τη σχέση:

$$\text{Soot} = 0.00702641 - 3.4747616\text{E-}005 \times T + 1.0970133\text{E-}007 \times T^2$$

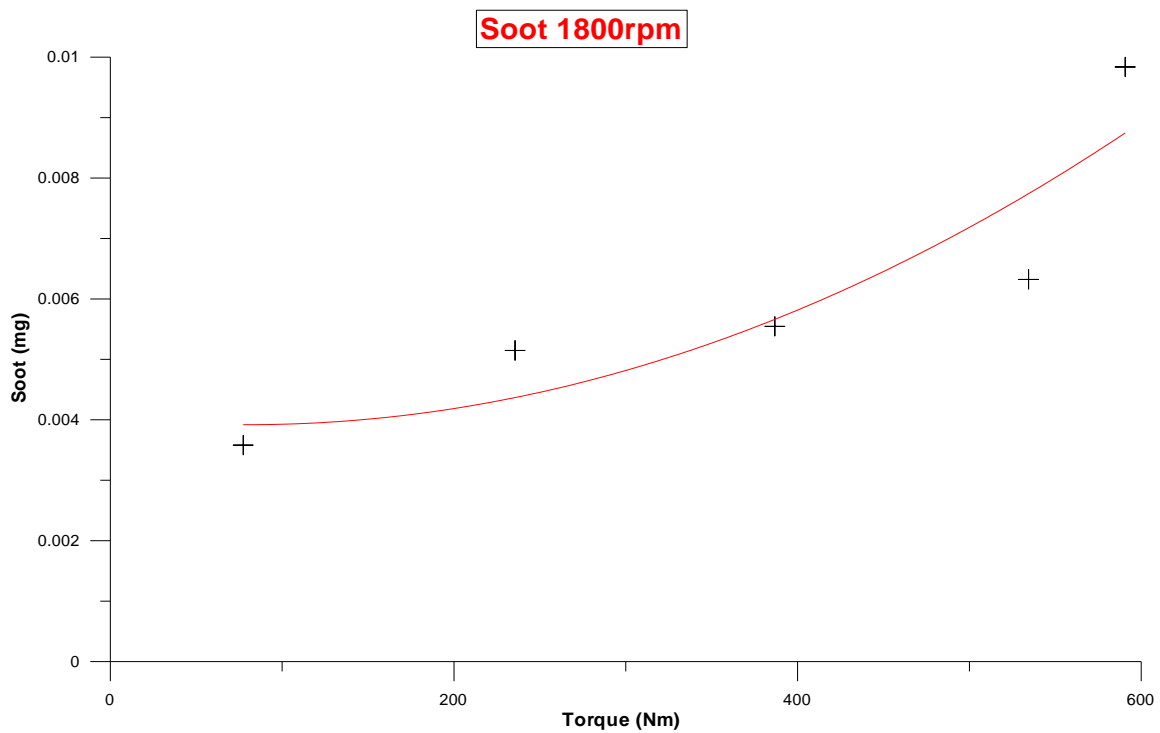
- 1600 rpm



Οι εκπομπές αιθάλης συναρτήσεσι της ροπής (T) δίνονται από τη σχέση:

$$\text{Soot} = 0.00863941 - 3.9894888\text{E-}005 \times T + 9.1151352\text{E-}008 \times T^2$$

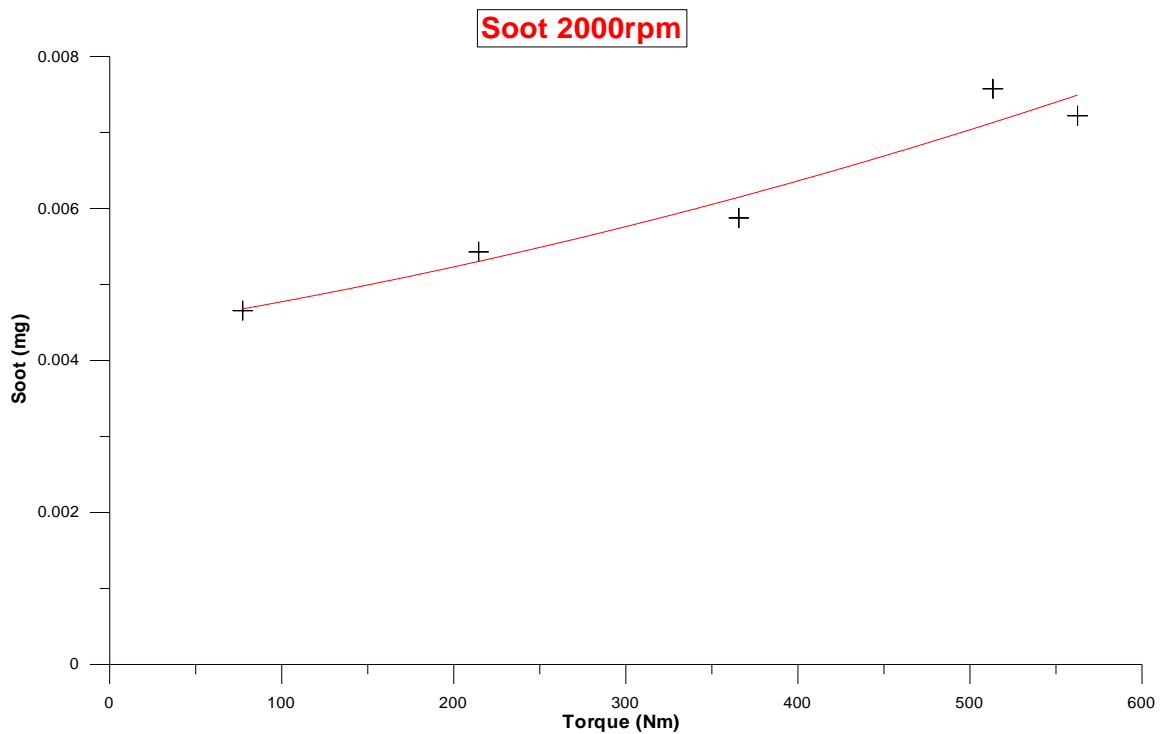
- 1800 rpm



Οι εκπομπές αιθάλης συναρτήσεσι της ροπής (T) δίνονται από τη σχέση:

$$\text{Soot} = 0.00403645 - 2.9432748\text{E-}006 \times T + 1.8480149\text{E-}008 \times T^2$$

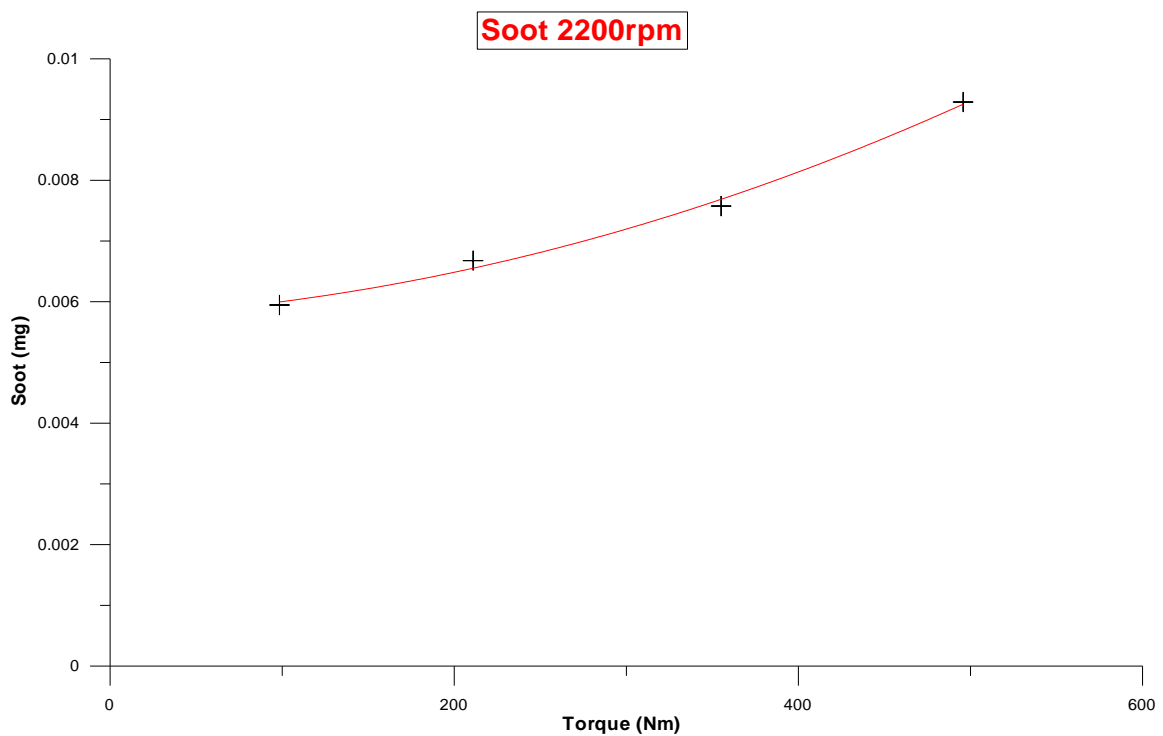
- 2000 rpm



Οι εκπομπές αιθάλης συναρτήσει της ροπής (T) δίνονται από τη σχέση:

$$\text{Soot} = 0.00438630 + 3.5150523\text{E-}006 \times T + 3.5690553\text{E-}009 \times T^2$$

- 2200 rpm

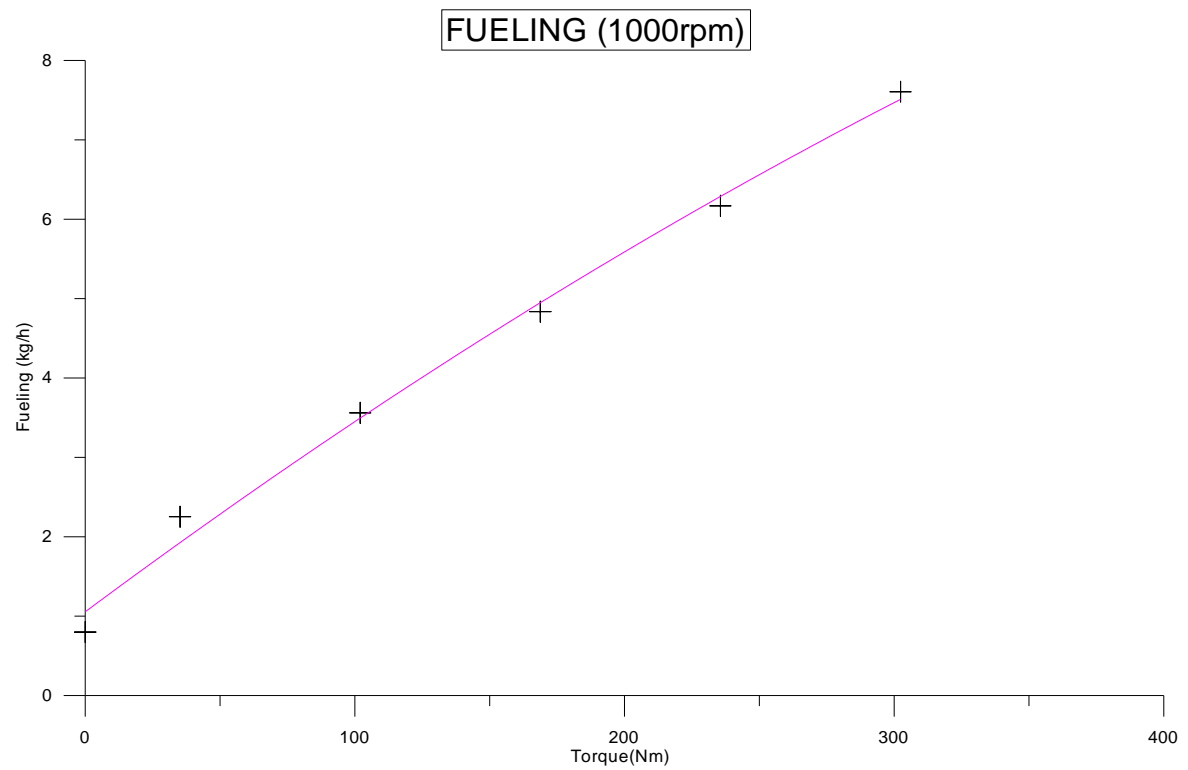


Οι εκπομπές αιθάλης συναρτήσει της ροπής (T) δίνονται από τη σχέση:

$$\text{Soot} = 0.00574844 + 1.394065\text{E-}006 \times T + 1.1445528\text{E-}008 \times T^2$$

5.4.3 Κατανάλωση καυσίμου (fueling)

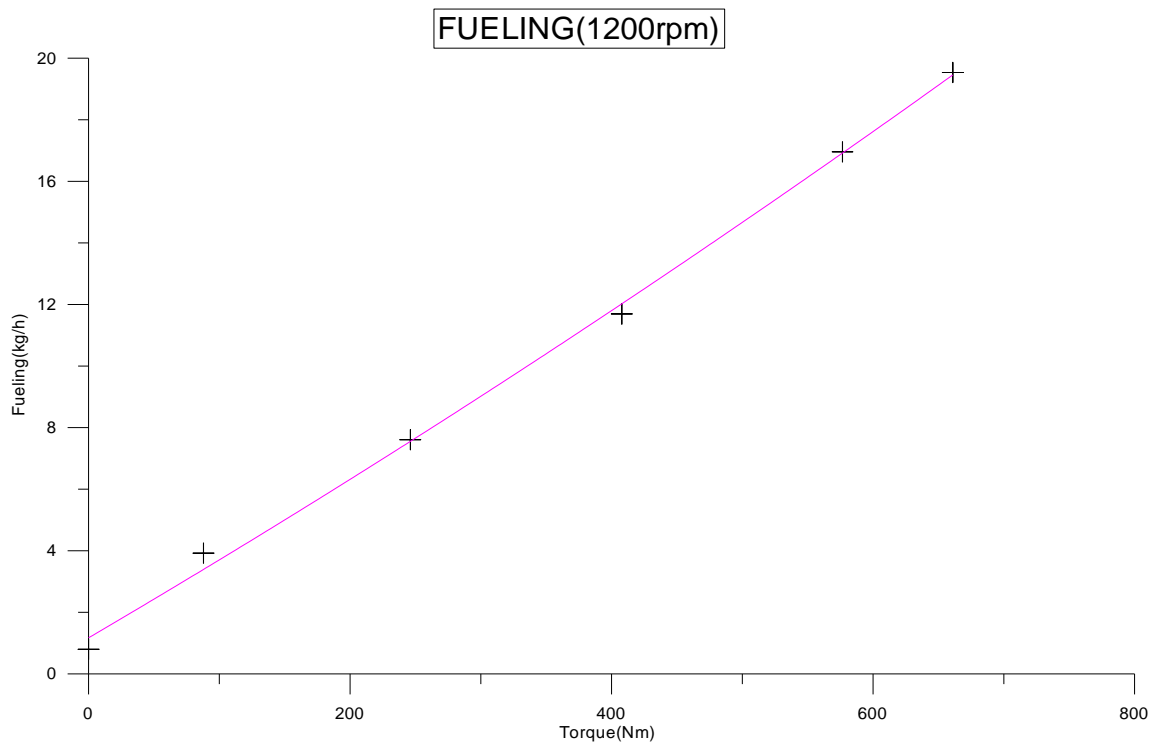
- 1000 rpm



Η κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει της ροπής (T) δίνεται από τη σχέση:

$$\text{Fuel} = 1.0554235 + 0.02524024 \times T - 1.2865743\text{E-}005 \times T^2$$

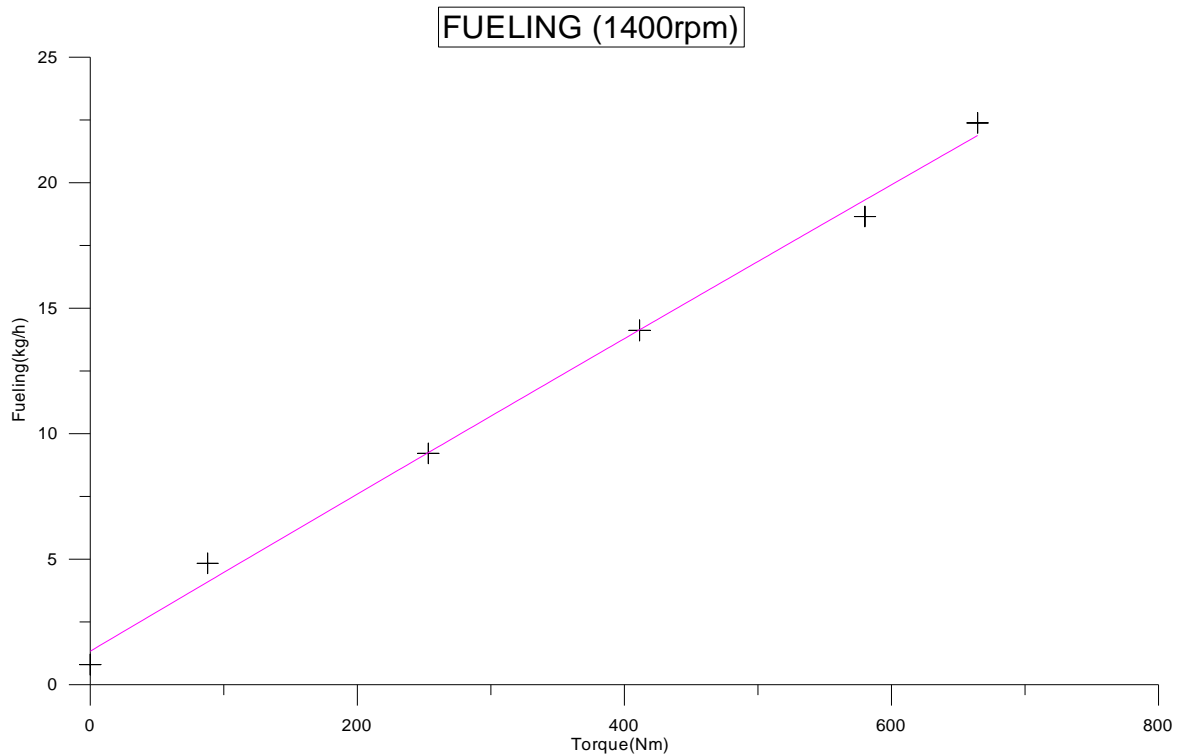
- 1200 rpm



Η κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει της ροπής (T) δίνεται από τη σχέση:

$$\text{Fuel} = 1.1719539 + 0.02489695 \times T + 4.185316E-006 \times T^2$$

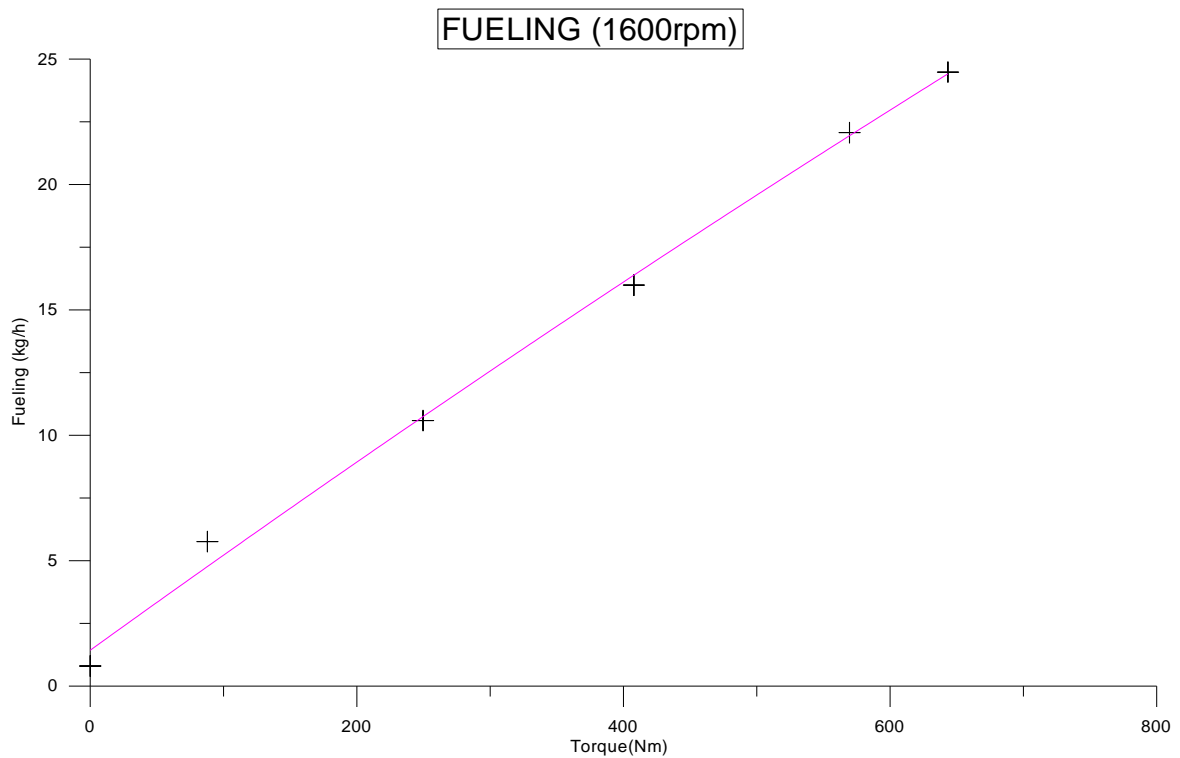
- 1400 rpm



Η κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει της ροπής (T) δίνεται από τη σχέση:

$$\text{Fuel} = 1.3342052 + 0.03145931 \times T - 8.0971719E-007 \times T^2$$

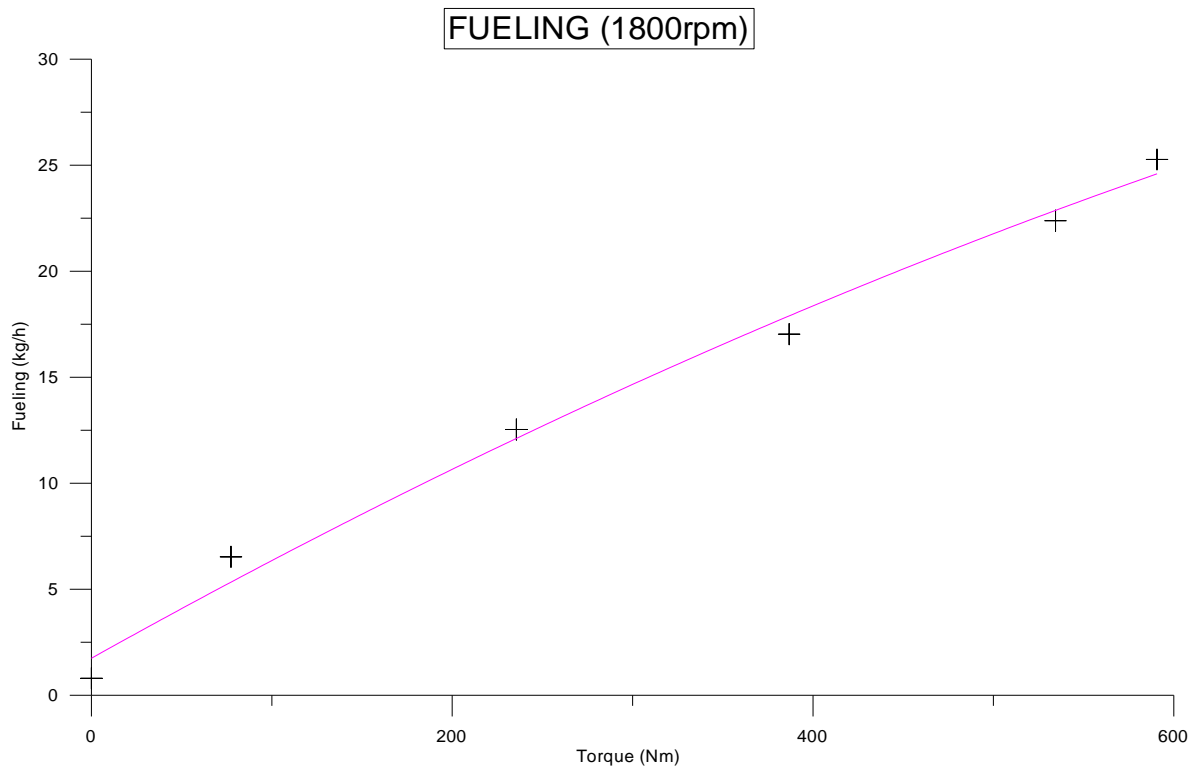
- **1600 rpm**



Η κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει της ροπής (T) δίνεται από τη σχέση:

$$\text{Fuel} = 1.4300982 + 0.03831774 \times T - 4.0360514E-006 \times T^2$$

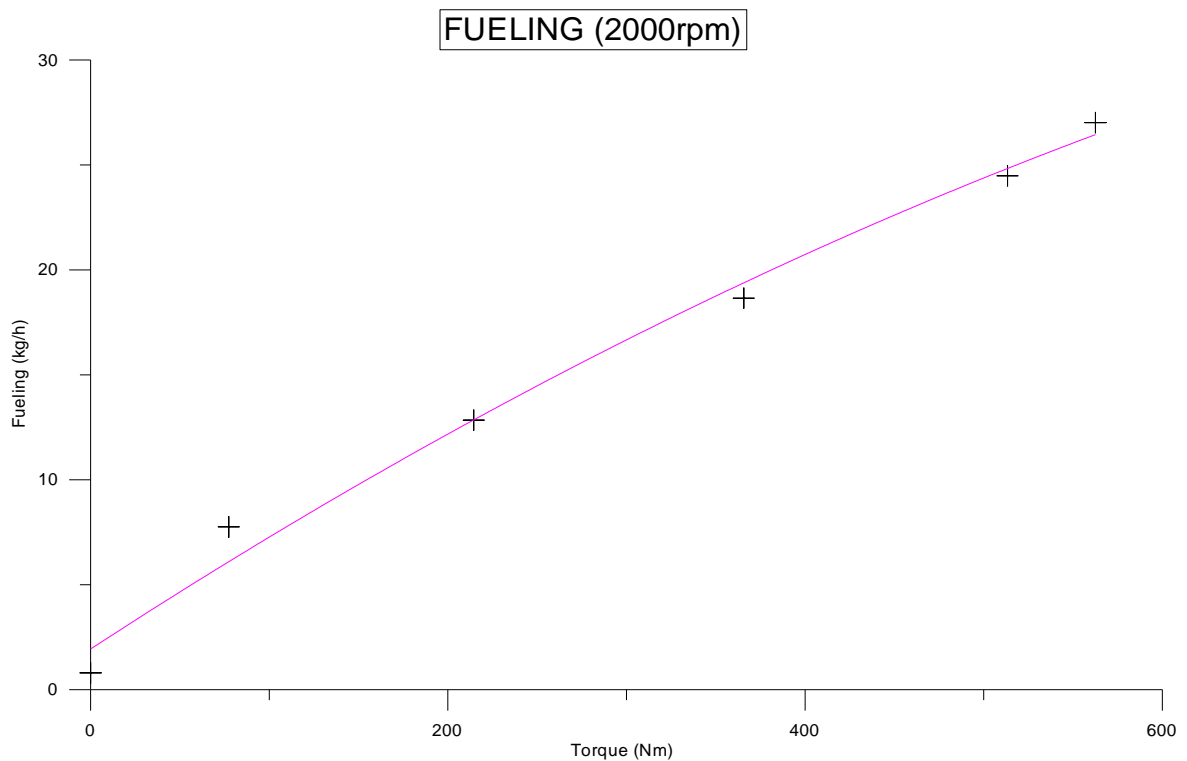
- **1800 rpm**



Η κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει της ροπής (T) δίνεται από τη σχέση:

$$\text{Fuel} = 1.7459558 + 0.04756396 \times T - 1.5041422E-005 \times T^2$$

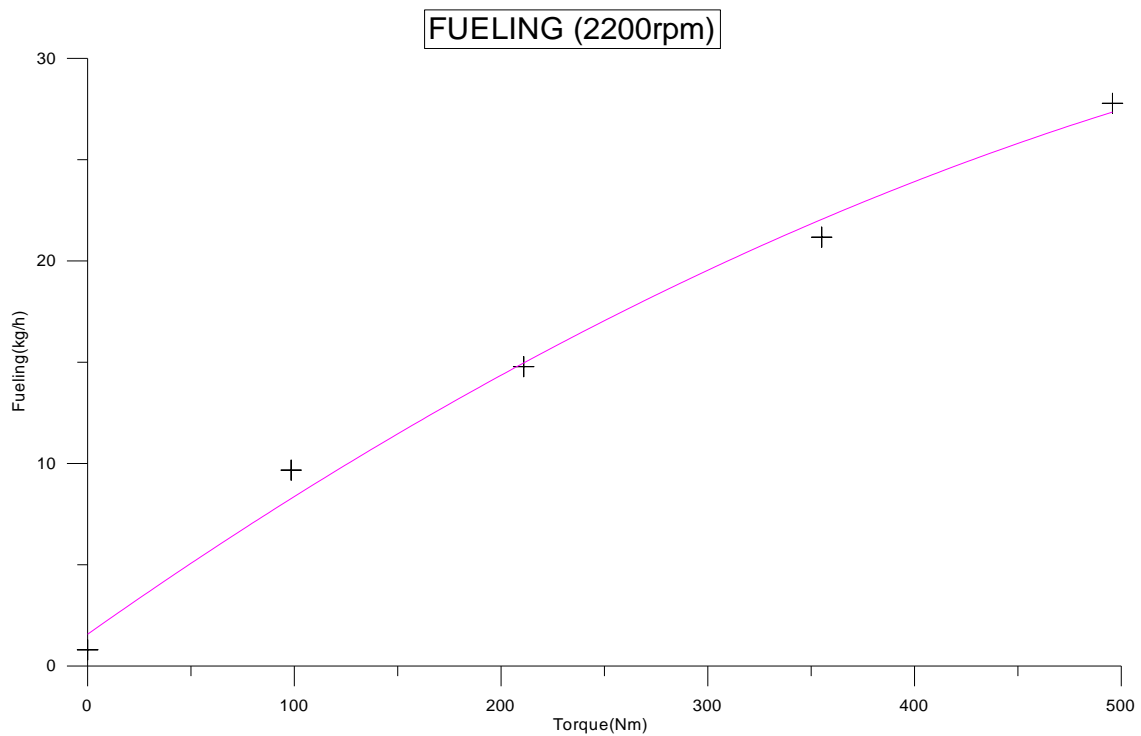
- 2000 rpm



Η κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει της ροπής (T) δίνεται από τη σχέση:

$$\text{Fuel} = 1.9376493 + 0.05541646 \times T - 2.1069533E-005 \times T^2$$

- 2200 rpm

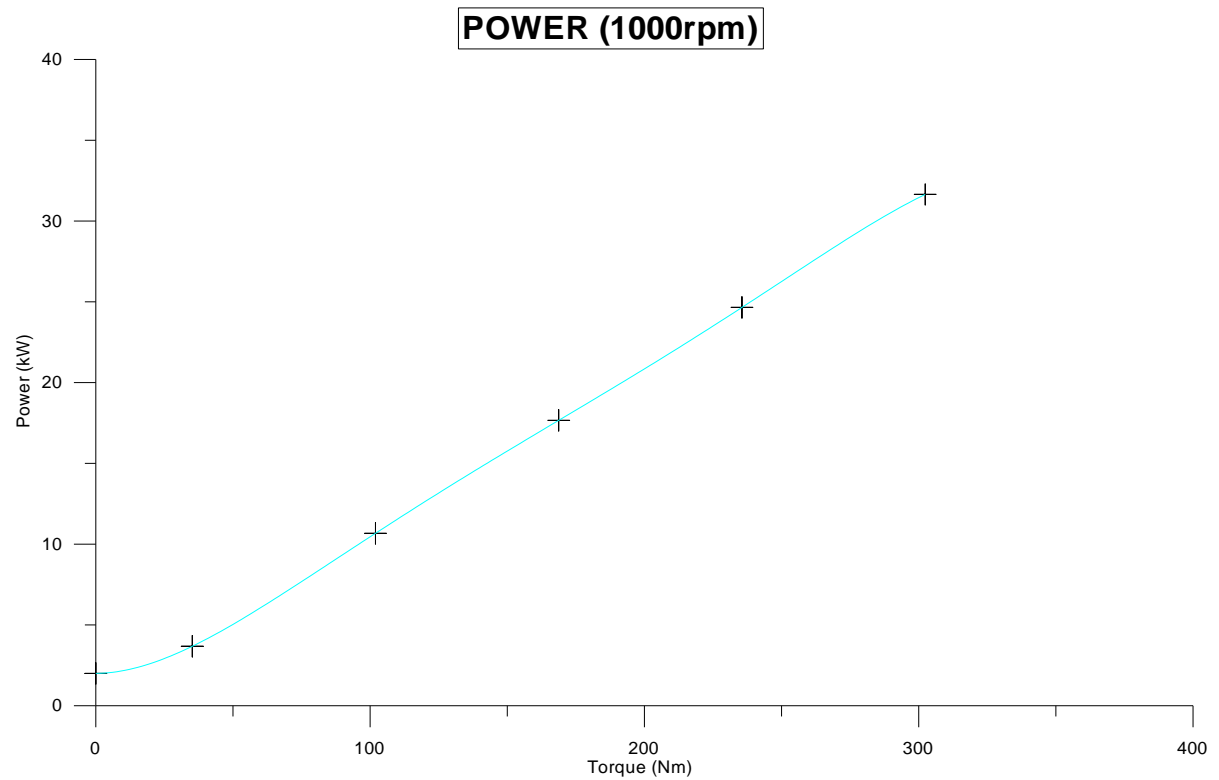


Η κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει της ροπής (T) δίνεται από τη σχέση:

$$\text{Fuel} = 1.5704988 + 0.07200397 \times T - 4.0338537E-005 \times T^2$$

5.4.4 Ισχύς (power)

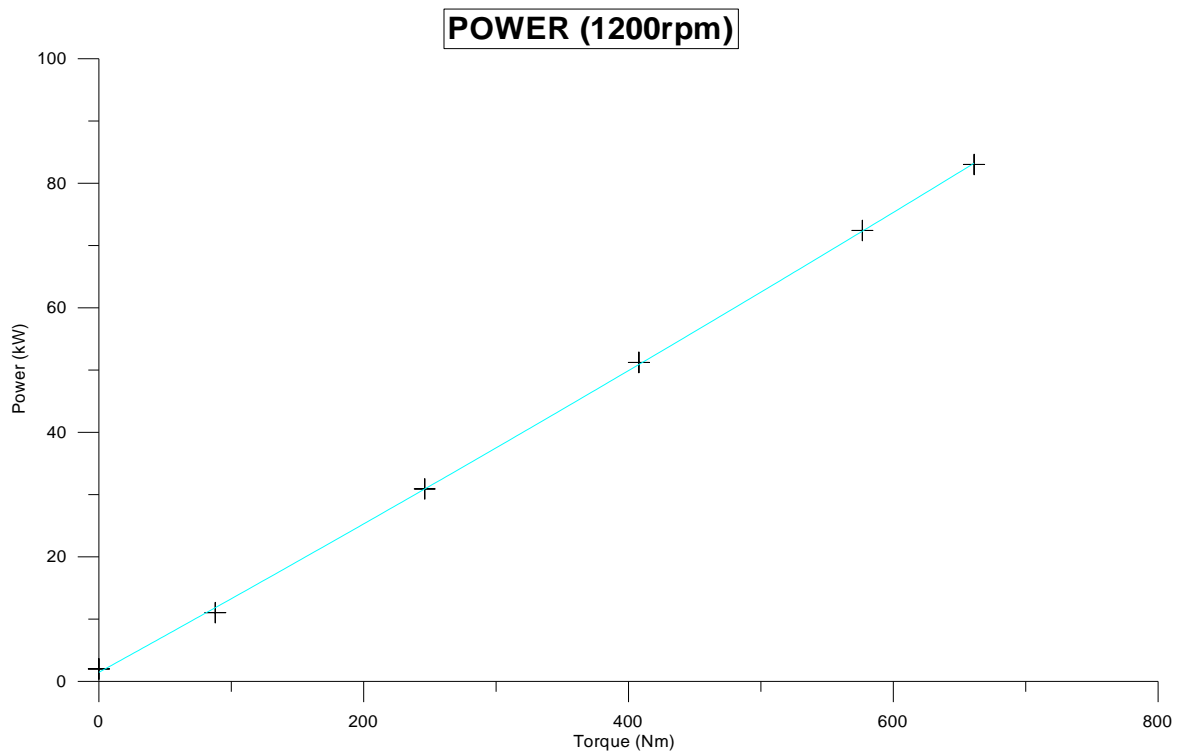
- 1000 rpm



Η ισχύς συναρτήσσει της ροπής (T) δίνεται από τη σχέση:

$$P = 2 + 0.00121199 \times T + 0.0017065 \times (T^2) - 1.2182923E-005 \times (T^3) + 3.9162558E-008 \times (T^4) - 4.6410942E-011 \times (T^5)$$

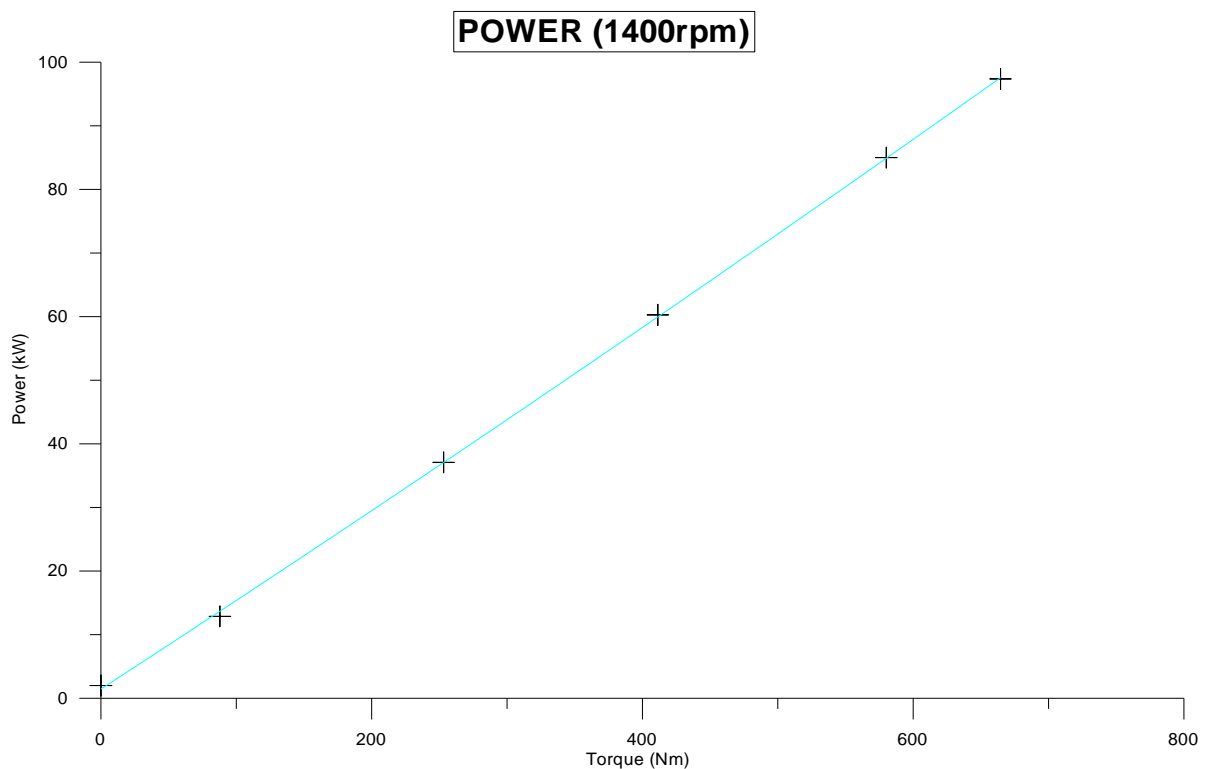
- 1200 rpm



Η ισχύς συναρτήσει της ροπής (T) δίνεται από τη σχέση:

$$P = 1.4542246 + 0.1172602 \times T + 9.7436223E-006 \times T^2$$

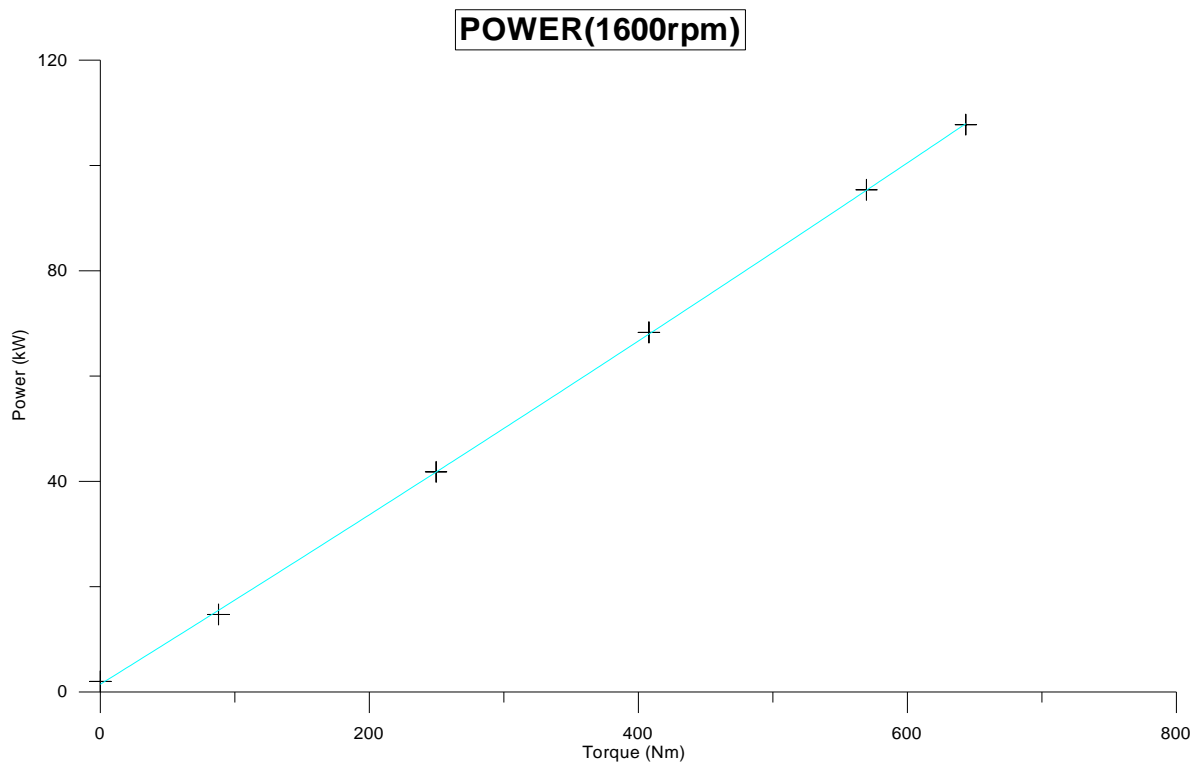
- 1400 rpm



Η ισχύς συναρτήσει της ροπής (T) δίνεται από τη σχέση:

$$P = 1.4514726 + 0.1383092 \times T + 9.532487E-006 \times T^2$$

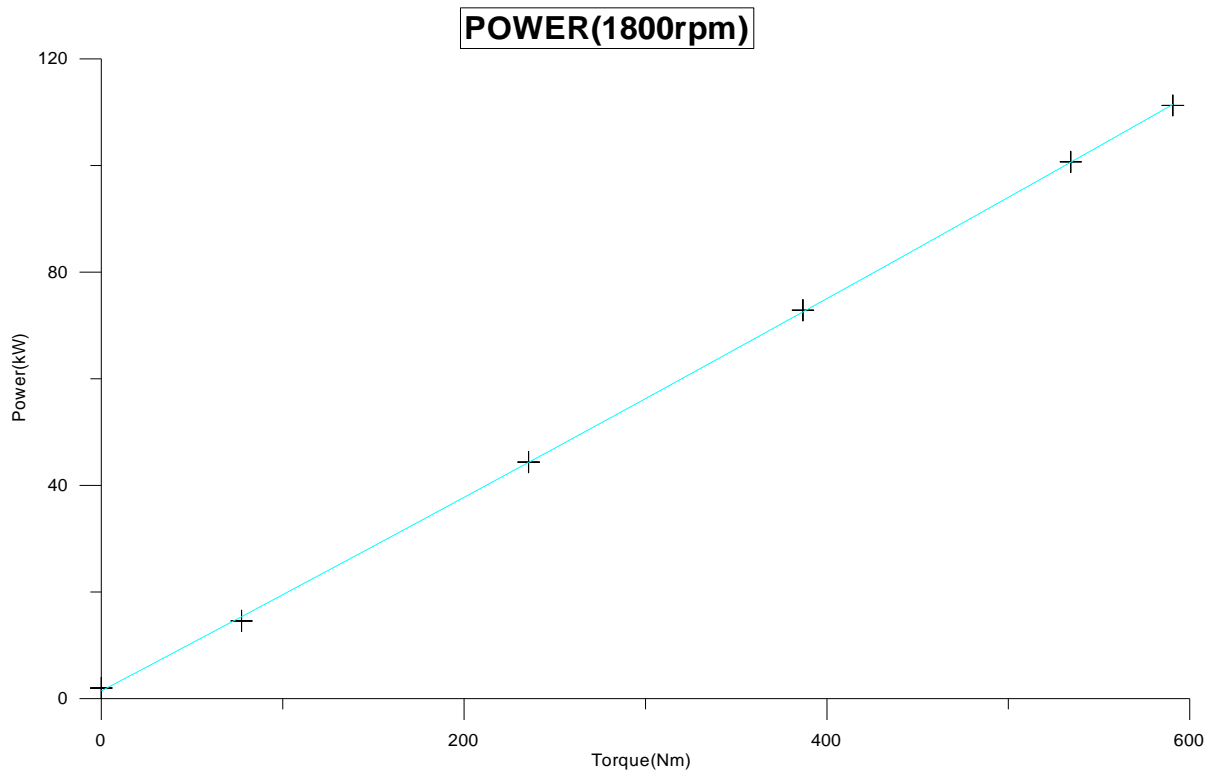
- 1600 rpm



Η ισχύς συναρτήσει της ροπής (T) δίνεται από τη σχέση:

$$P = 1.4675862 + 0.1588828 \times T + 1.026360E-005 \times T^2$$

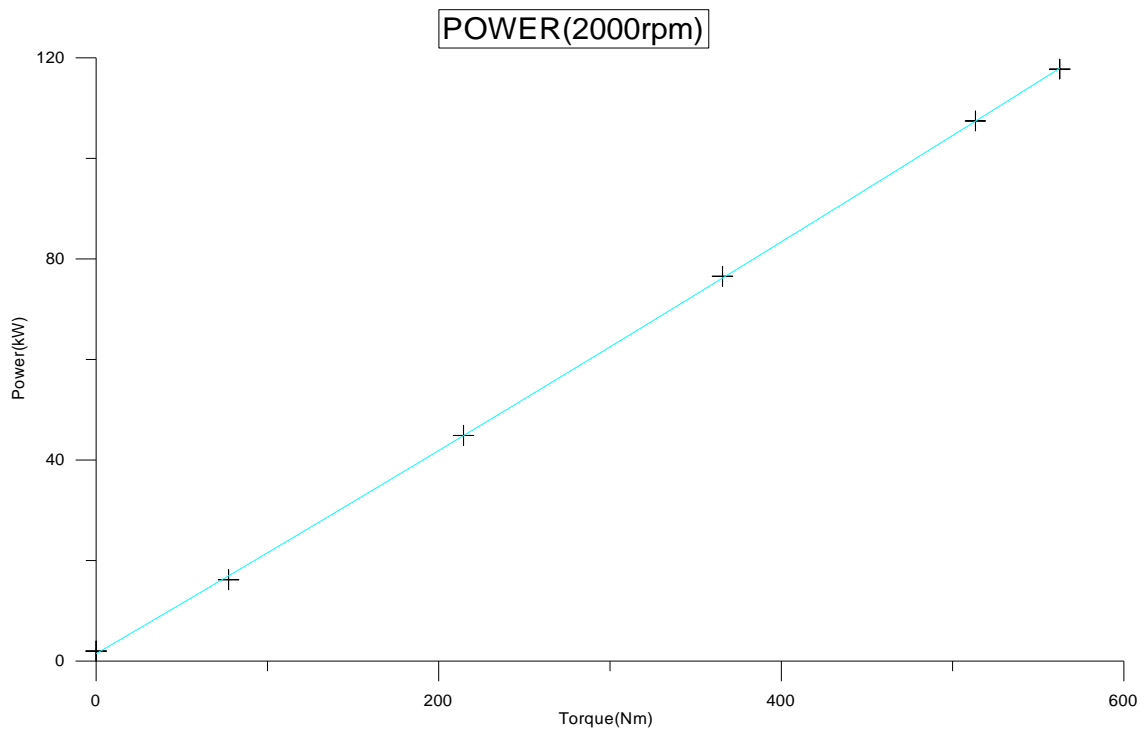
- 1800 rpm



Η ισχύς συναρτήσει της ροπής (T) δίνεται από τη σχέση:

$$P = 1.4493769 + 0.1791865 \times T + 1.1964020E-005 \times T^2$$

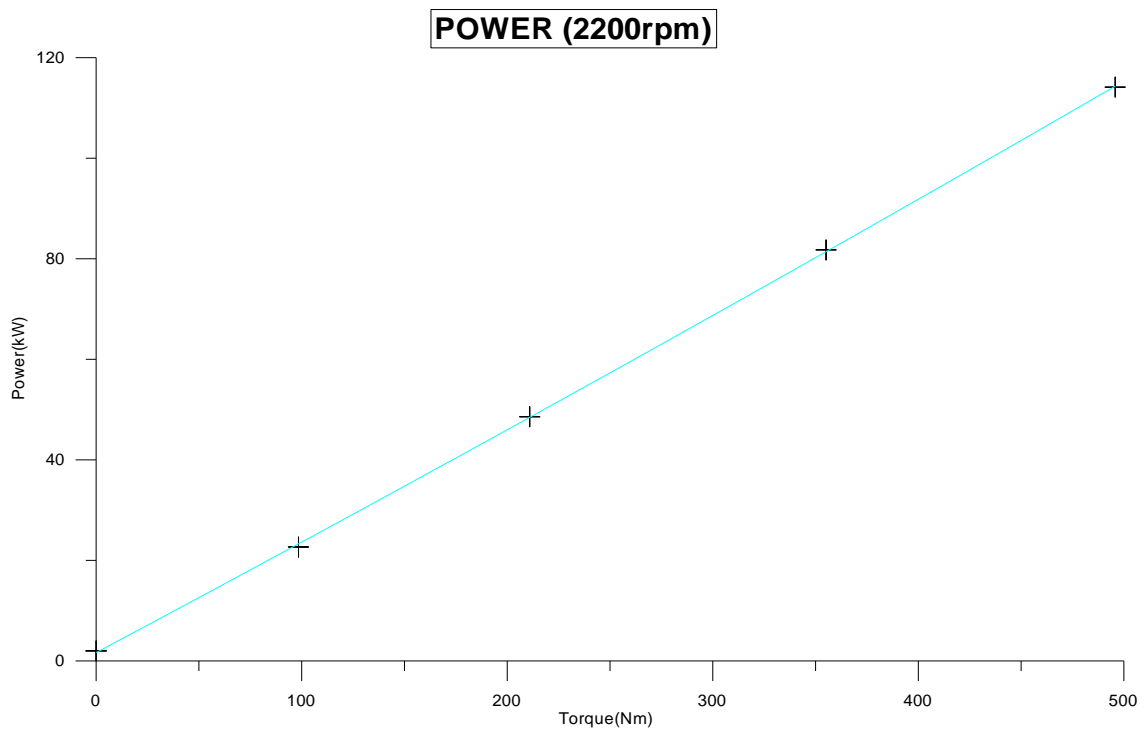
- 2000 rpm



Η ισχύς συναρτήσει της ροπής (T) δίνεται από τη σχέση:

$$P = 1.4750425 + 0.1993412 \times T + 1.3674145E-005 \times T^2$$

- 2200 rpm



Η ισχύς συναρτήσει της ροπής (T) δίνεται από τη σχέση:

$$P = 1.6648846 + 0.2178185 \times T + 1.9055268E-005 \times T^2$$

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

Για τη μετατροπή των δεδομένων του Κύκλου NEDC από ταχύτητα οχήματος συναρτήσεως του χρόνου (vehicle speed vs time) σε ταχύτητα περιστροφής κινητήρα συναρτήσεως του χρόνου (engine speed vs time) και ροπής συναρτήσεως του χρόνου (engine torque vs time) εφαρμόζουμε το σύστημα μετάδοσης κίνησης και ισχύος στους τροχούς που αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 4.

Τα χαρακτηριστικά του οχήματος που μελετάται συνοψίζονται στον Πίνακα 5.4:

Πίνακας 5.4: Χαρακτηριστικά Οχήματος

Όχημα	
Μάζα (m_v)	3.5 tn (3500kg)
Μετωπική Επιφάνεια (A_f)	3 m²
Συντελεστής Αεροδυναμικής Αντίστασης (C_d)	0.38
Σχέσεις Μετάδοσης Κιβωτίου Ταχυτήτων (i_g)	1^η - 5.78:1 2^η - 2.7:1 3^η - 1.9:1 4^η - 1.25:1 5^η - 1.0:1 6^η - 0.9:1
Σχέση Μετάδοσης Διαφορικού (i_b)	2.2:1
Ακτίνα Τροχού (r_{wheel})	0.38m
η_{gear}	0.96

5.5.1 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 (4.3) ως προς N:

$$N(\text{rpm}) = \frac{V(\text{km/h}) \cdot i_b \cdot i_g}{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{wheel}} \cdot 60 \times 10^{-3}} \quad [5.16]$$

Στην περίπτωση που ο συμπλέκτης δεν είναι δεσμευμένος θεωρούμε ότι η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα είναι η ταχύτητα περιστροφής της άφορτης λειτουργίας του (δηλαδή $N=1000\text{rpm}$).

Έτσι υπολογίζουμε για κάθε δευτερόλεπτο του κύκλου την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.

5.5.2 Υπολογισμός Ροπής Κινητήρα

Η ροπή του κινητήρα που αντιστοιχεί στην ταχύτητα του οχήματος προκύπτει

από τη σχέση (4.1), όταν ο συμπλέκτης είναι δεσμευμένος:

$$\tau_e(\varphi) - \tau_{fr}(\varphi) = T = G_V \frac{d\omega}{dt} + \frac{\tau_L}{\eta_{\text{gear}}} \quad [5.17]$$

Στην περίπτωση που ο συμπλέκτης δεν είναι δεσμευμένος ισχύει η σχέση (4.1α) και η ροπή του κινητήρα θεωρείται μηδενική ($T=0$):

Για την επίλυση της (5.16) ακολουθούμε την εξής διαδικασία:

Υπολογίζουμε τις δυνάμεις που αναπτύσσονται στο όχημα από τις σχέσεις (4.4), (4.4α), (4.4β) και (4.4γ):

$$F_{tr} = F_a + F_r + F_{gr} \quad (\text{σχέση 4.4})$$

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

$$F_a = \frac{1}{2} \rho_a c_d A_f V^2 \quad (\text{σχέση 4.4α})$$

Έχουμε:

- $\rho_a = 1,19 \text{ kg/m}^3$ για πίεση 1 bar και θερμοκρασία 20°C
- A_f, c_d γνωστά για το όχημα (βλ. Πίνακα 5.4)
- V η ταχύτητα του οχήματος (σε m/sec)

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

$$F_r = m_v f + c_{tr} V \quad (\text{σχέση 4.4β})$$

Έχουμε:

- m_v η μάζα του οχήματος σε tn
- $f = 57.7 \text{ Newton/tn}$
- $c_{tr} = 0.385 \text{ (Newton}\times\text{h)/(tn}\times\text{km)}$
- V η ταχύτητα του οχήματος (σε km/h)

Η αντίσταση εξαιτίας της κλίσης του δρόμου θεωρείται μηδενική, δηλαδή:

$$F_{gr} = 0$$

αφού σύμφωνα με τα νομοθετημένα πρότυπα η κλίση του δρόμου κατά τη διάρκεια της δοκιμής Μεταβατικών Κύκλων θεωρείται μηδενική.

Στη συνέχεια υπολογίζουμε τη ροπή αντίστασης από τη σχέση $T_{tr} = F_{tr} r_{wheel}$

και την ανάγουμε στη στροφαλοφόρο άτρακτο:

$$T_L = T_{tr} \left(\frac{1}{i_b} \right) \left(\frac{1}{i_g} \right) \quad (\text{σχέση 4.5})$$

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

$$G_V = m_V r_{\text{wheel}}^2 \left(\frac{1}{i_b} \right)^2 \left(\frac{1}{i_g} \right)^2 + G_e + G_{\text{other}} \quad (\text{σχέση 4.6})$$

Όπου:

- G_e είναι η ροπή αδρανείας του κινητήρα ($G_e = 0.87 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$)
- G_{other} η αδράνεια από τους τροχούς, τα λάστιχα των τροχών, κτλ. (θεωρούμε $G_{\text{other}} = 0$ σαν πολύ μικρότερου μεγέθους όρο συγκρινόμενο με την αδράνεια του υπόλοιπου οχήματος)
- $m_V, r_{\text{wheel}}, i_g, i_b$ γνωστά μεγέθη του οχήματος (βλ. Πίνακα 5.4)

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

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{2\pi(N_i - N_{i-1})}{60} \quad [5.18]$$

Όπου

- N_i η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα το τρέχων δευτερόλεπτο του Κύκλου
- N_{i-1} η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα το προηγούμενο δευτερόλεπτο του Κύκλου

Με γνωστά όλα τα μεγέθη υπολογίζουμε από τη σχέση (5.17) τη ροπή του κινητήρα για κάθε δευτερόλεπτο του Κύκλου.

5.6 Υπολογισμός Προσαυξήσεων Μεταβατικής Λειτουργίας

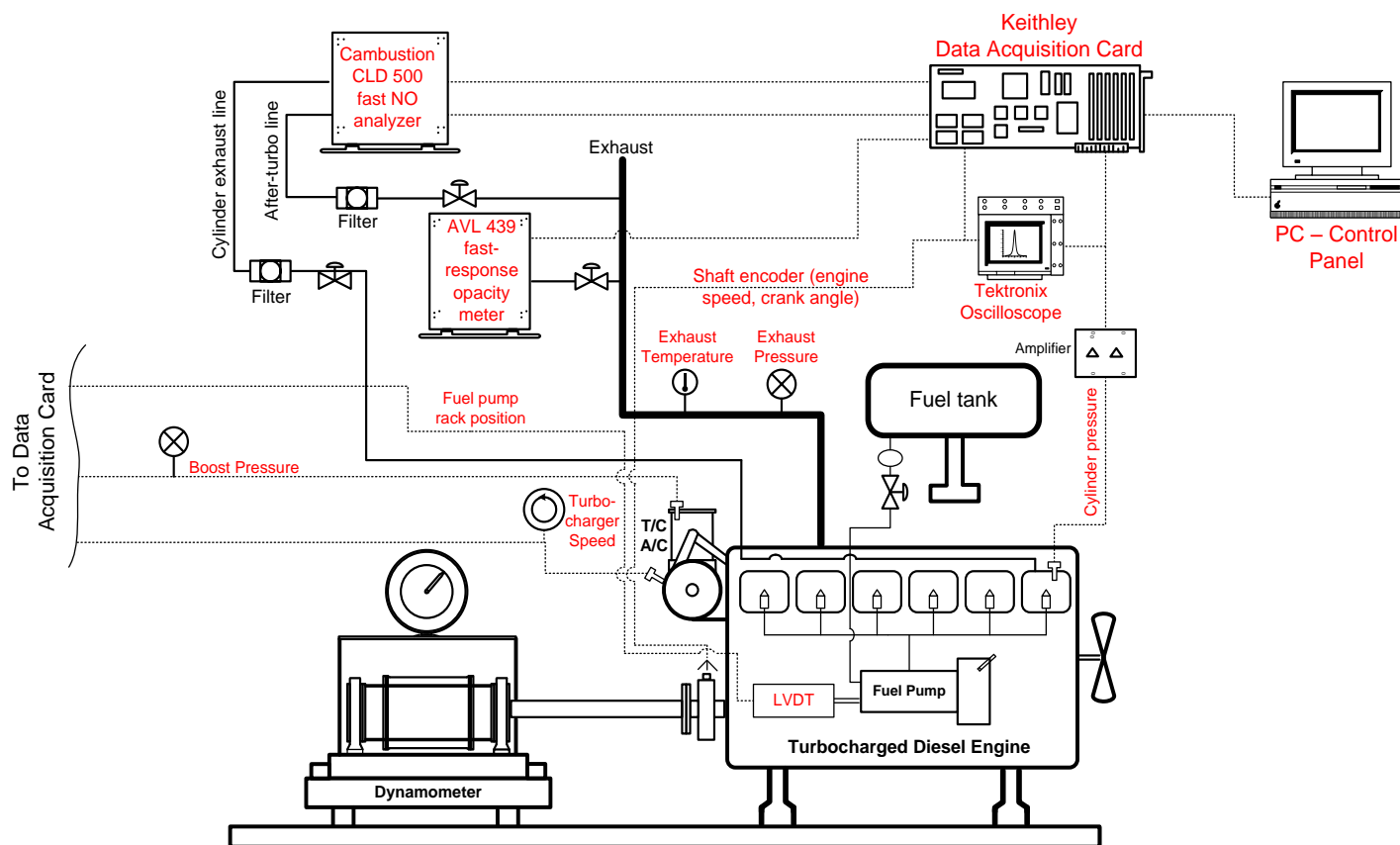
5.6.1 Υστέρηση Στροβίλο-υπερπληρωτή

Η υστέρηση του στροβίλο-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, με αποτέλεσμα ο λόγος ισοδυναμίας αέρα καύσης 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).

5.6.2 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 οιωνεί – 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. Στο Σχήμα 5.4 φαίνεται μια σχηματική απεικόνιση της πειραματικής διάταξης που στήθηκε ενώ ακολουθεί μια σύντομη περιγραφή αυτής.



Σχήμα 5.4: Σχηματική απεικόνιση πειραματικής διάταξης δοκιμών μεταβατικής λειτουργίας κινητήρα – Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης Ε.Μ.Π.

Για τη συνεχή μέτρηση των εκπομπών μονοξειδίων του αζώτου χρησιμοποιείται 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 5.4 ενώ όλα τα σήματα από τις μετρητικές συσκευές και όργανα οδηγούνται στην ηλεκτρονική μονάδα ανάκτησης δεδομένων (Keinthley KUSB 3102 ADC card) η οποία συνδέεται σε έναν Η/Υ μέσω θύρας USB.

5.6.3 Εκτίμηση Διορθωτικών Συντελεστών

Οι κινητήρες που χρησιμοποιούνται στα οχήματα, παρότι υποβάλλονται 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 διάφορες ανεξάρτητες επιταχύνσεις, από διάφορες αρχικές ταχύτητες περιστροφής και φορτία, παρόμοιες με αυτές που παρουσιάζονται στη διάρκεια του NEDC. 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:

$$\begin{aligned} \text{Εκπομπές Μεταβατικής Λειτουργίας}(t) = & \\ & \text{Εκπομπές Μόνιμης Λειτουργίας}(t) \times \\ & \times 1 + c_{\text{speed}} \cdot \text{σχετική μεταβολή ταχύτητας}_{t-1}^t \times \text{σχετική μεταβολή φορτίου}_{t-1}^t \end{aligned} \quad [5.19]$$

Όπου:

c_{speed} : διορθωτικός συντελεστής

Ο διορθωτικός συντελεστής c_{speed} (διαφορετικές τιμές για αιθάλη και NO) αυξάνει τις στιγμιαίες εκπομπές της οιωνεί-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} δεν 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 (1000-1400rpm). 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 αυτή λειτουργία.

2. Η δεύτερη κατηγορία περιλαμβάνει τις επιταχύνσεις που ξεκινούν από μια ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα που ανήκει στο εύρος 1401-1800rpm.
3. Η τρίτη κατηγορία περιλαμβάνει τις επιταχύνσεις που ξεκινούν από μια ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα μεγαλύτερη από 1800rpm. 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 προκύπτει μια τάξη μεγέθους μεγαλύτερη σε σχέση με την αντίστοιχη για το μονοξείδιο του αζώτου.

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 όσο αναφορά τις εκπομπές CO και HC, οι οποίες δεν μελετώνται στην παρούσα έρευνα. Αντιθέτως, 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.

5.7 Υπολογιστικός Αλγόριθμος

Η υλοποίηση του υπολογιστικού αλγορίθμου έγινε με ένα πρόγραμμα γραμμένο σε γλώσσα προγραμματισμού FORTRAN.

Το πρόγραμμα αυτό διαβάζει αρχικά τα δεδομένα του Κύκλου NEDC, δηλαδή την ταχύτητα του οχήματος καθώς και τη σχέση που πρέπει να υπάρχει δεσμευμένη στο κιβώτιο ταχυτήτων του οχήματος (i_g). Στη συνέχεια μέσω του μοντέλου μετάδοσης κίνησης και εφαρμόζοντας τη διαδικασία που αναλύθηκε στην Ενότητα 5.5 υπολογίζουμε την ταχύτητα περιστροφής, τη ροπή και το φορτίο του κινητήρα (δηλαδή το λόγο της ροπής του κινητήρα προς τη μέγιστη ροπή που αντιστοιχεί στην ίδια ταχύτητα περιστροφής) που αντιστοιχούν στη συγκεκριμένη ταχύτητα του οχήματος.

Ακολούθως, 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 συναρτήσεως 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 του Κύκλου NEDC (επαναληπτική διαδικασία με αρχική τιμή το 1 sec και τελική τιμή τα 1180 sec με βήμα 1 sec) 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 Ενότητα 5.6) στις τιμές των NO και της αιθάλης.

5.8 Αποτελέσματα

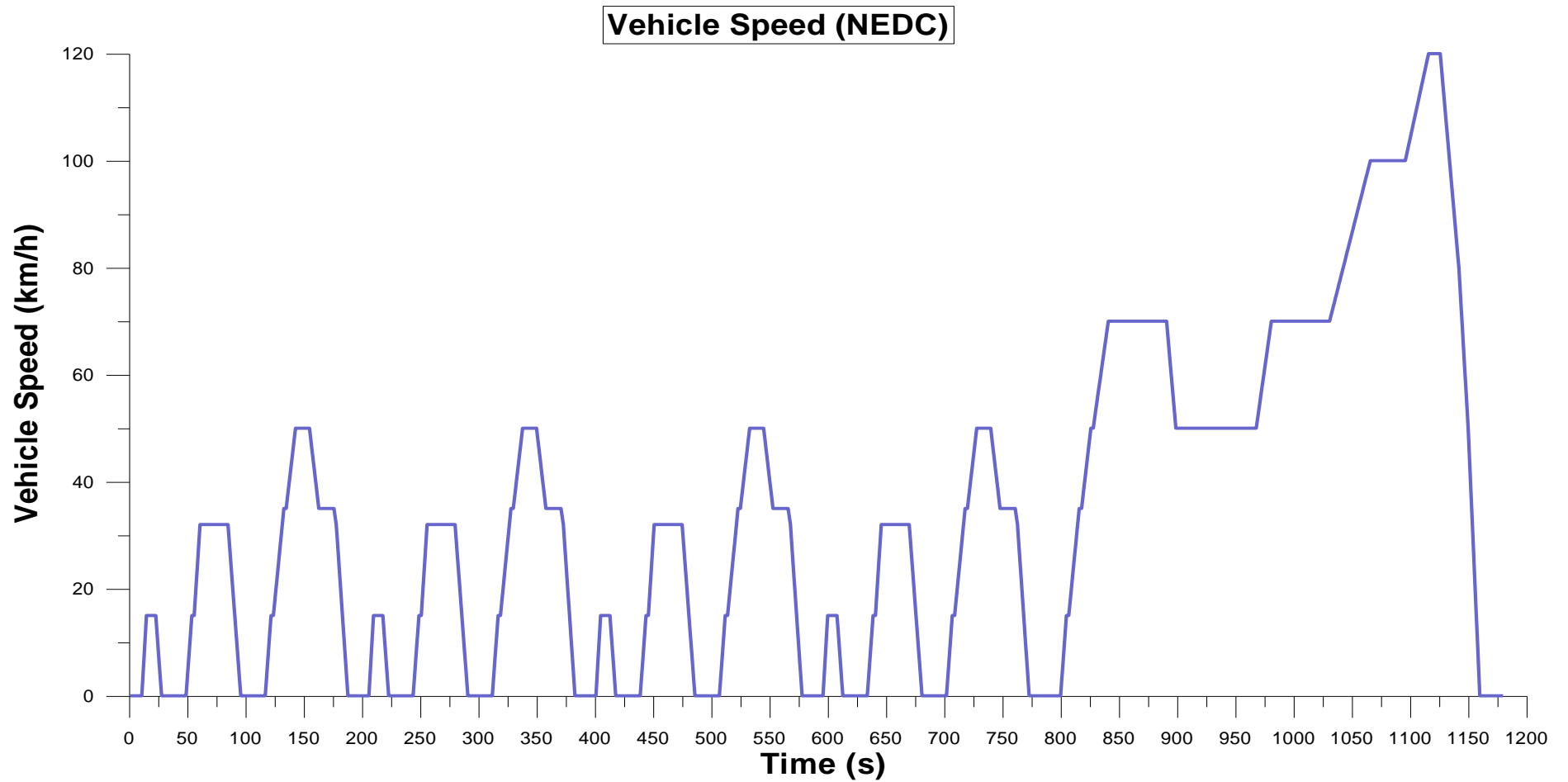
5.8.1 Διαγράμματα Μεγεθών στη Διάρκεια του NEDC

Στα Σχήματα 5.5.1 έως 5.5.11 που ακολουθούν παρουσιάζονται τα ακόλουθα μεγέθη συναρτήσει του χρόνου κατά τη διάρκεια του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης (NEDC):

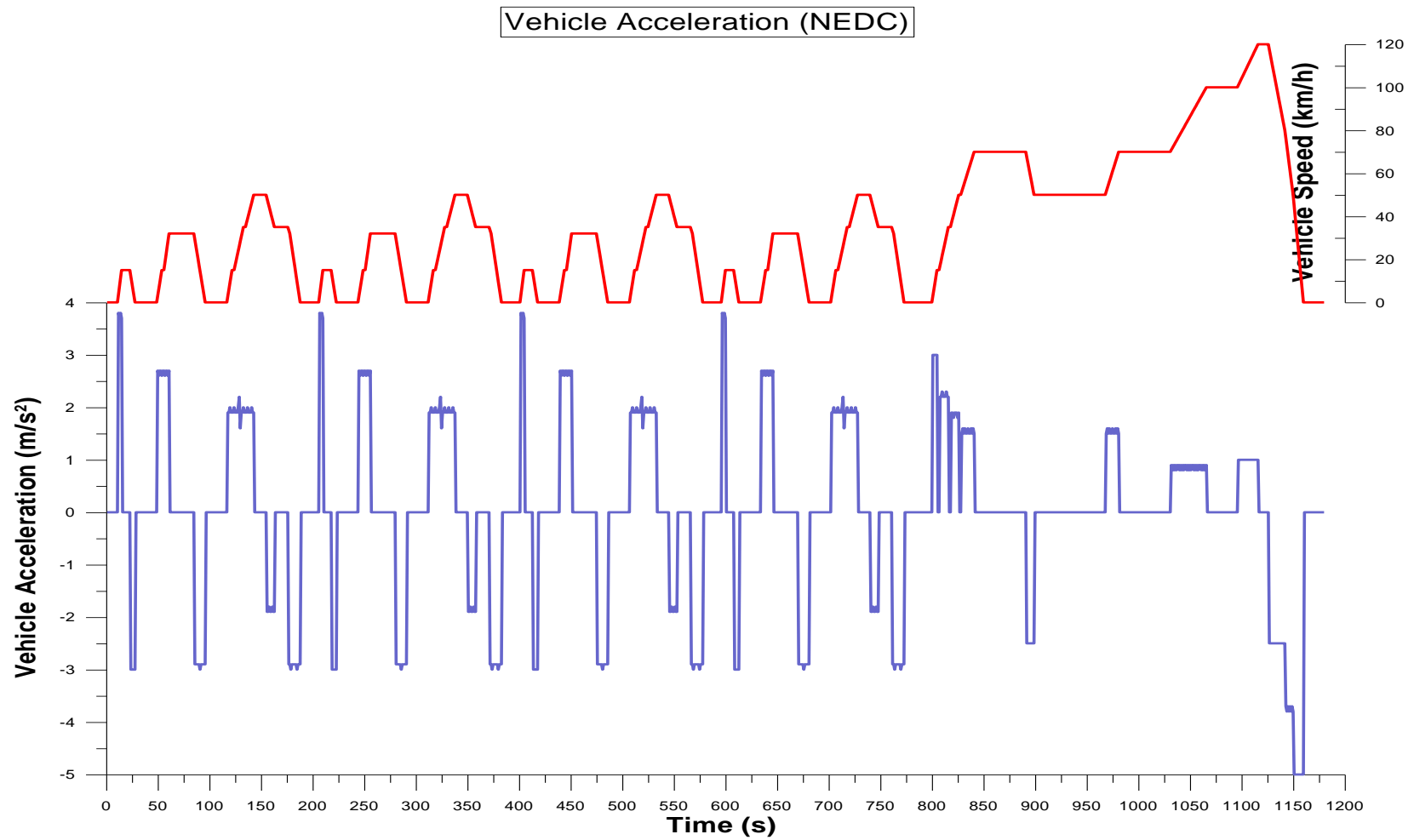
1. Ταχύτητα Οχήματος (Vehicle Speed) σε km/h
2. Επιτάχυνση Οχήματος (Vehicle Acceleration) σε m/s^2
3. Ταχύτητα Περιστροφής του Κινητήρα (Engine Speed) σε rpm
4. Ροπή του Κινητήρα (Engine Torque) σε Nm
5. Αεροδυναμική Αντίσταση Οχήματος (Aerodynamic Force) σε N
6. Αντίσταση Κύλισης του Οχήματος (Rolling Resistance Force) σε N
7. Μονοξείδιο του αζώτου (NO) σε g
8. Αιθάλη (soot) σε mg
9. Διοξείδιο του Άνθρακα (CO₂) σε g
10. Κατανάλωση Καυσίμου (fueling) σε kg/h
11. Ισχύς (Power) σε kW

Σε κάθε ένα από τα παραπάνω διαγράμματα παρατίθεται και η καμπύλη της ταχύτητας του οχήματος προκειμένου να είναι ορατή η επίδραση που έχει αυτή σε κάθε μέγεθος.

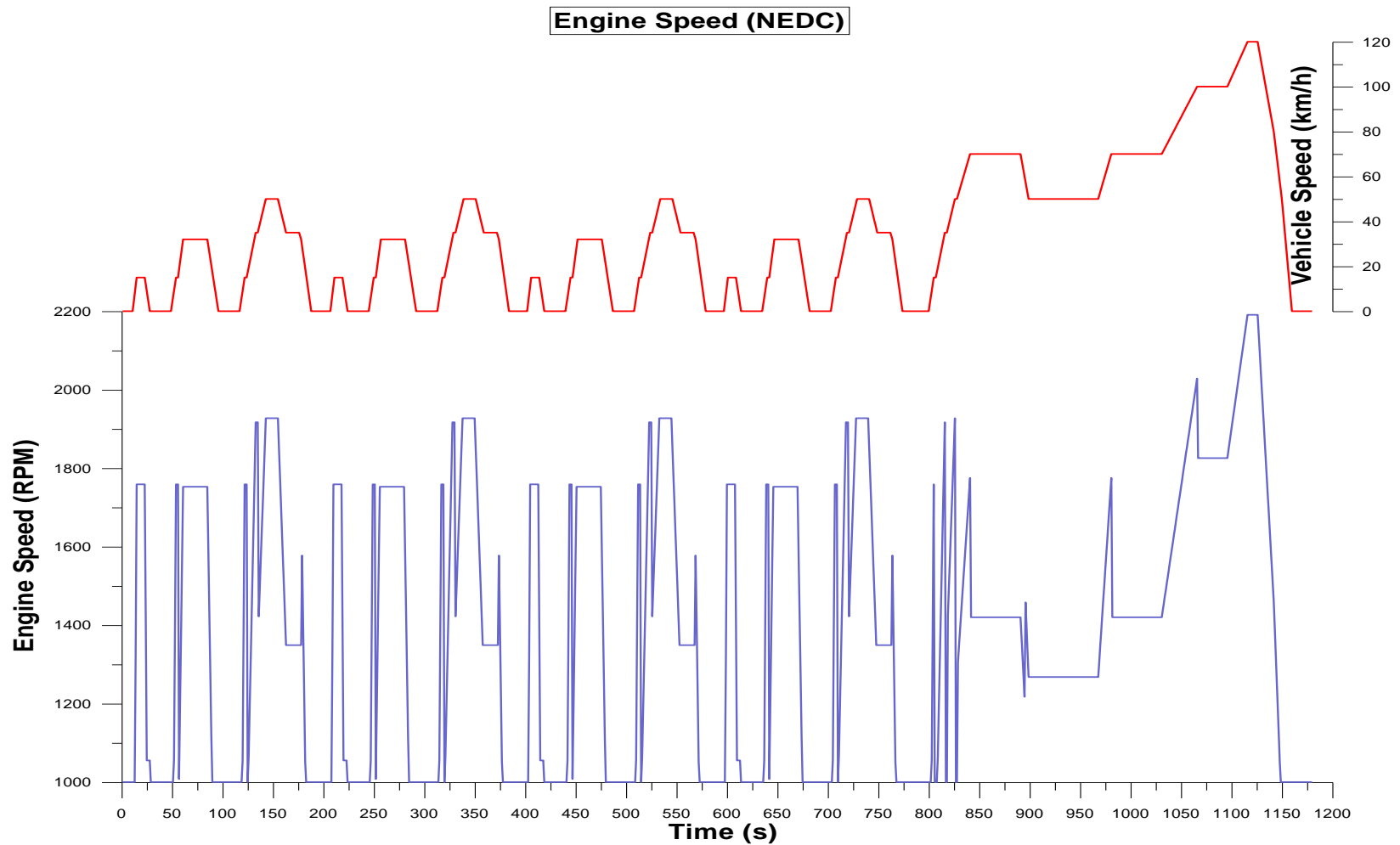
Ακόμη, στα δύο Σχήματα 5.5.12 και 5.5.13 παρουσιάζονται συγκεντρωμένα τα διαγράμματα των διαφόρων μεγεθών ενώ με κόκκινη διακεκομμένη γραμμή φαίνεται η πορεία με την οποία αθροίζονται οι τιμές του καθενός από τους τρεις ρύπους ανά δευτερόλεπτο (cumulative NO, soot και CO₂).



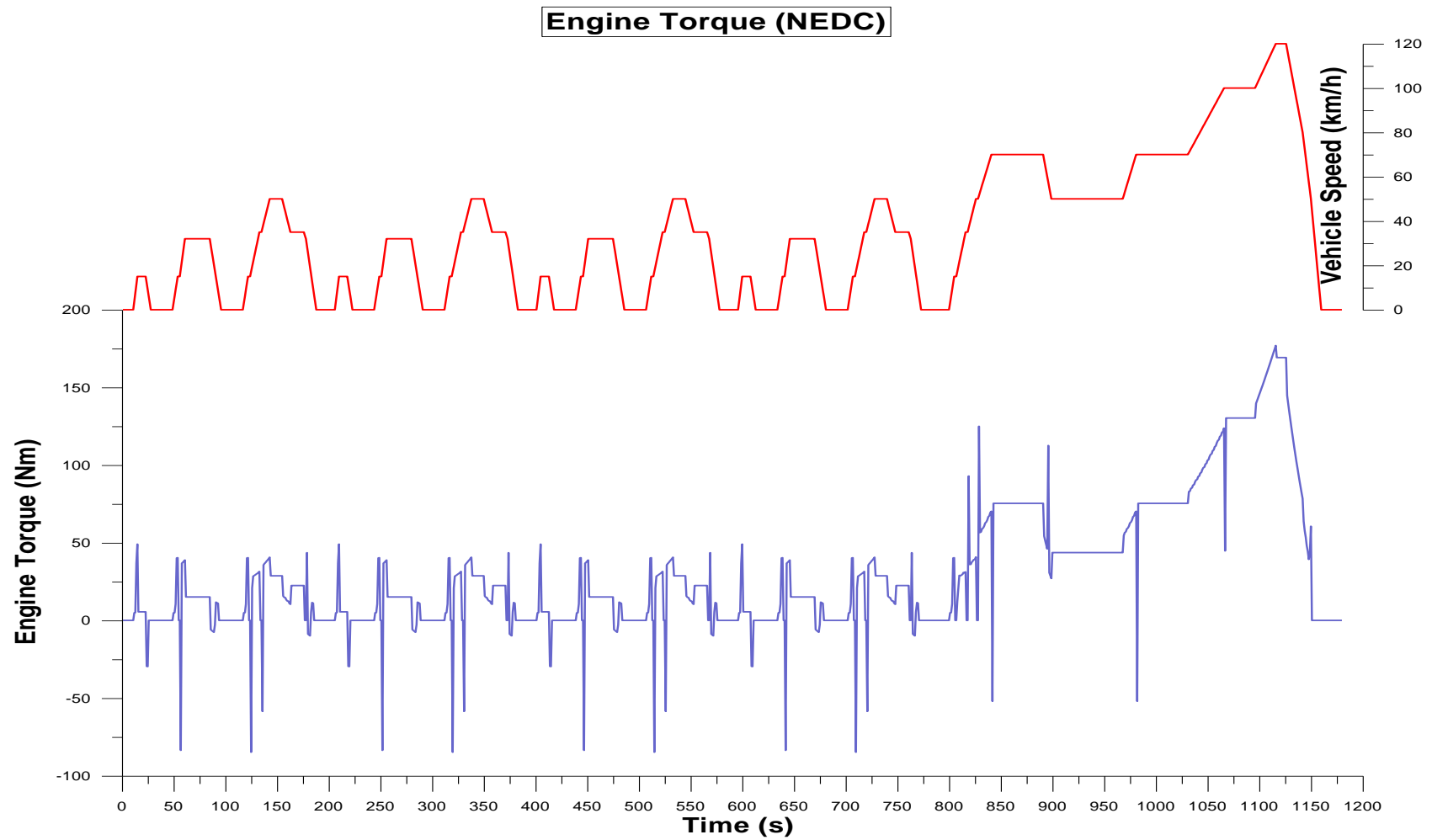
Σχήμα 5.5.1: Ταχύτητα οχήματος κατά τη διάρκεια του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης NEDC



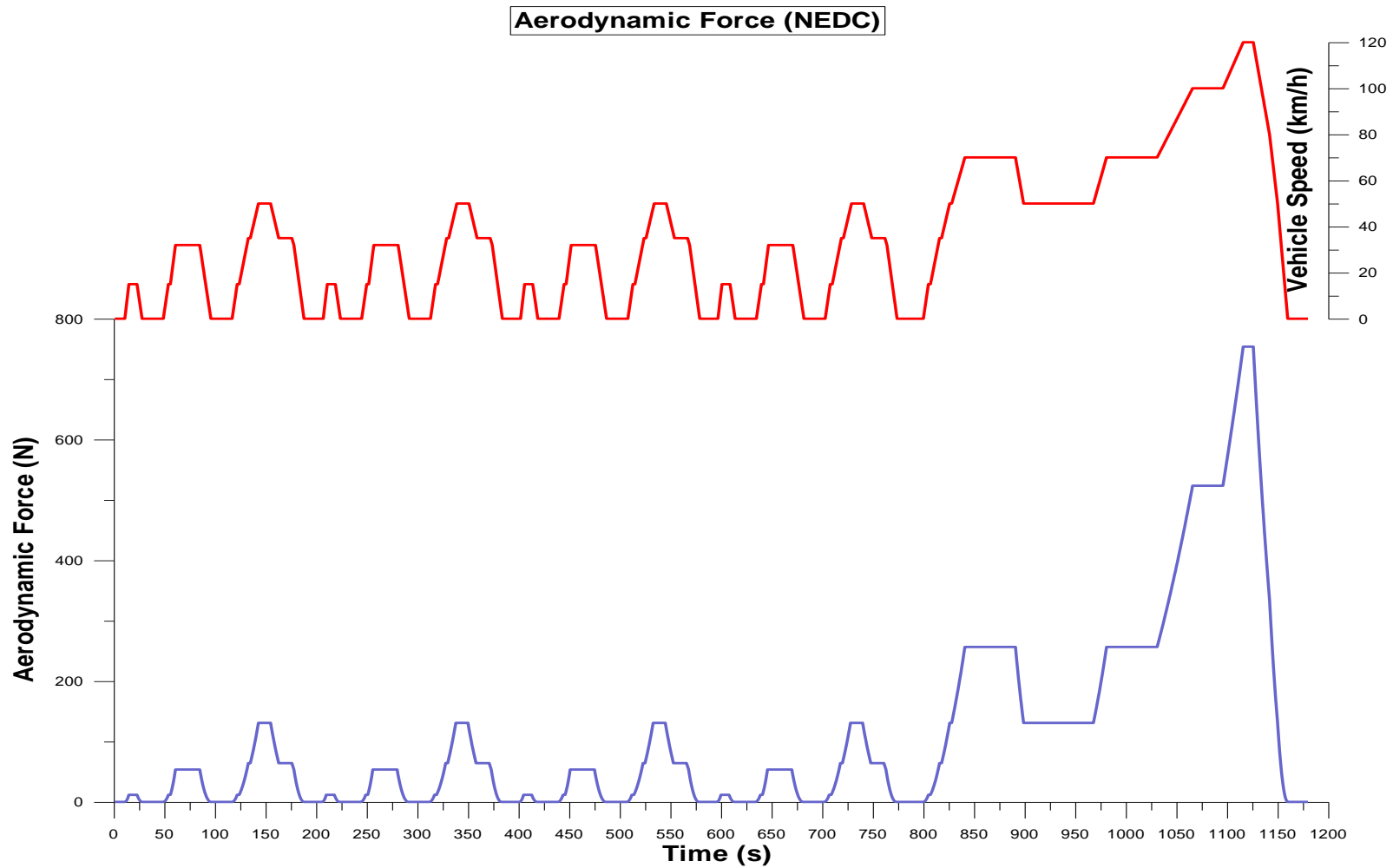
Σχήμα 5.5.2: Επιτάχυνση οχήματος κατά τη διάρκεια του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης NEDC



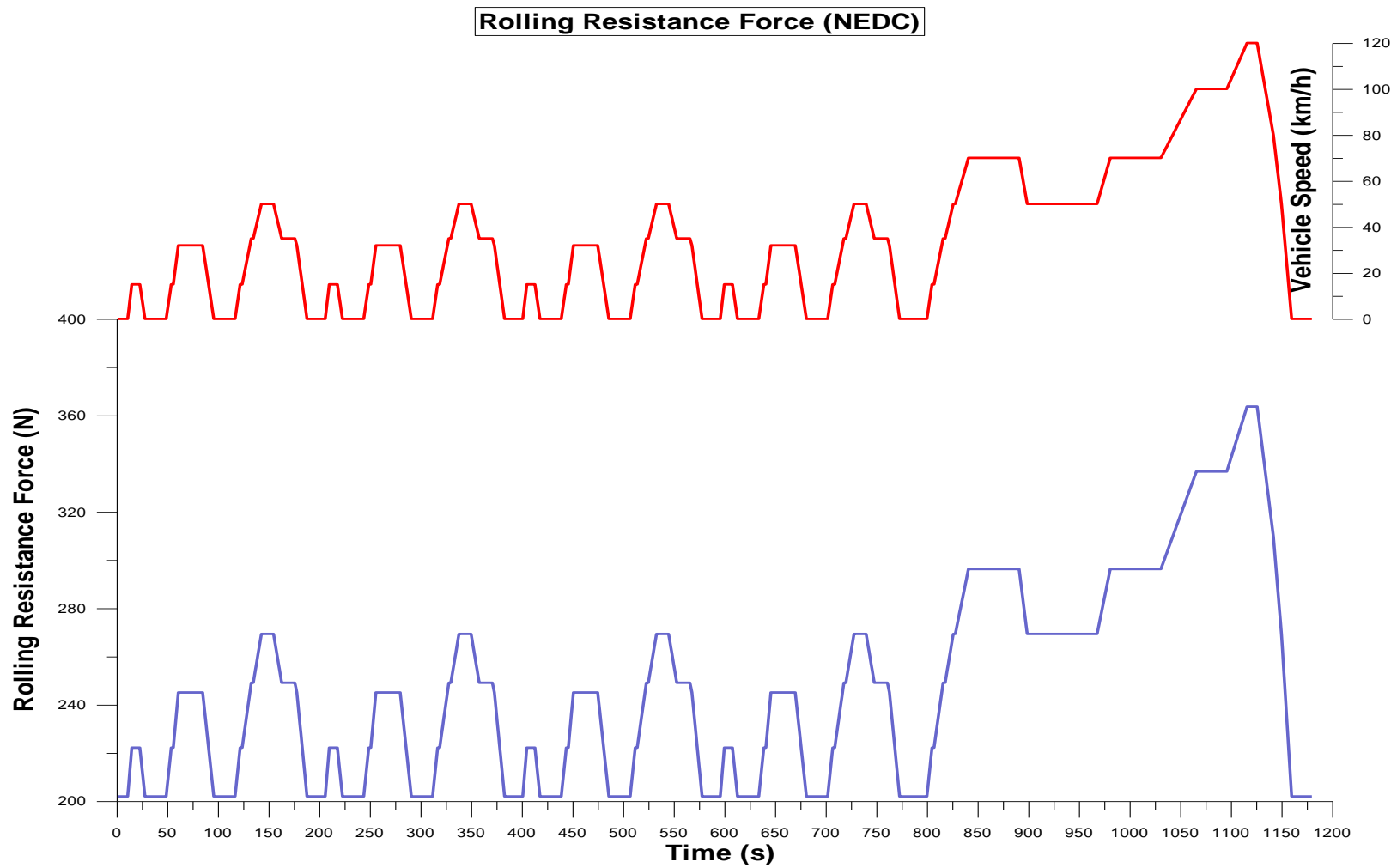
Σχήμα 5.5.3: Ταχύτητα Περιστροφής Κινητήρα κατά τη διάρκεια του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης NEDC



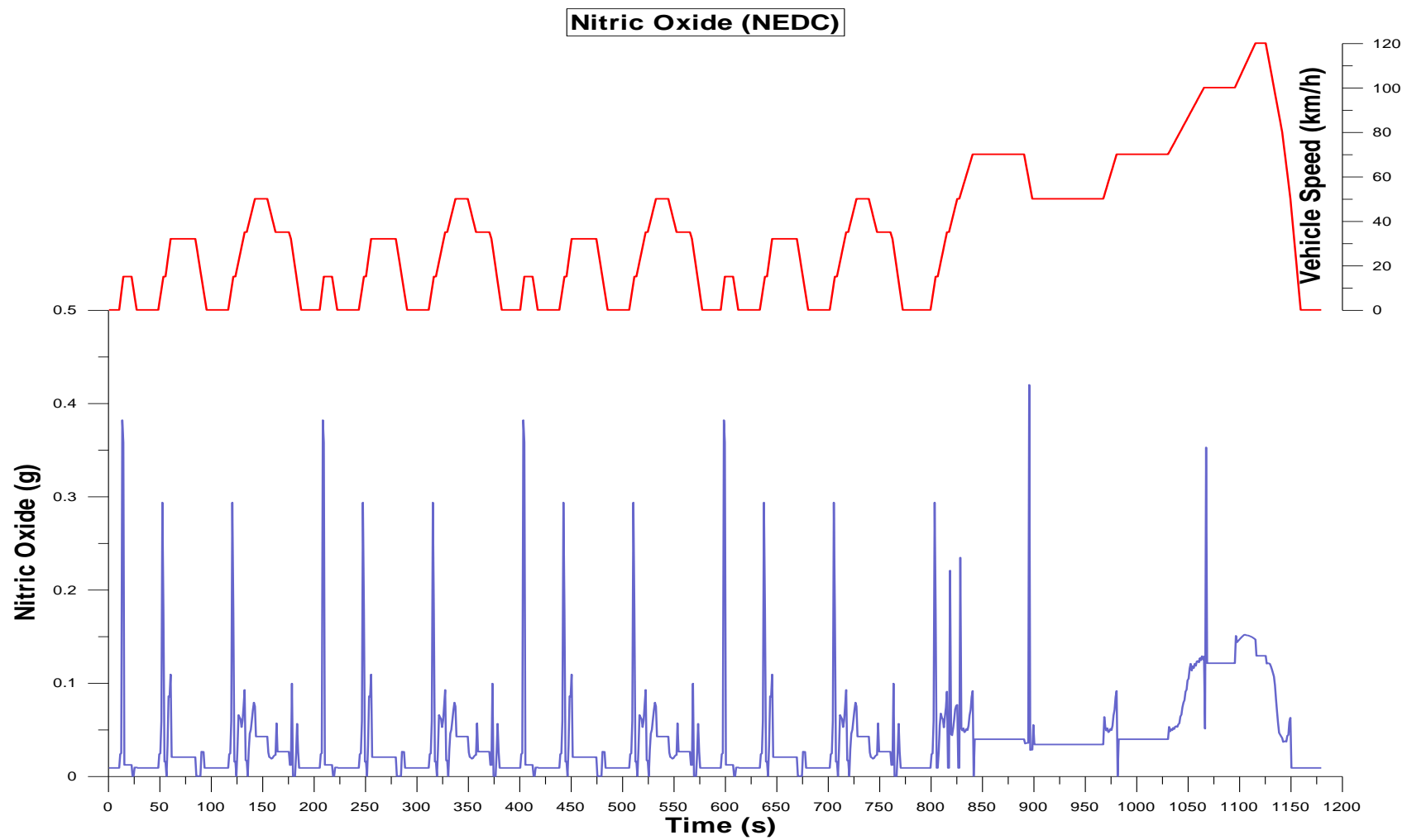
Σχήμα 5.5.4: Ροπή Κινητήρα κατά τη διάρκεια του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης NEDC



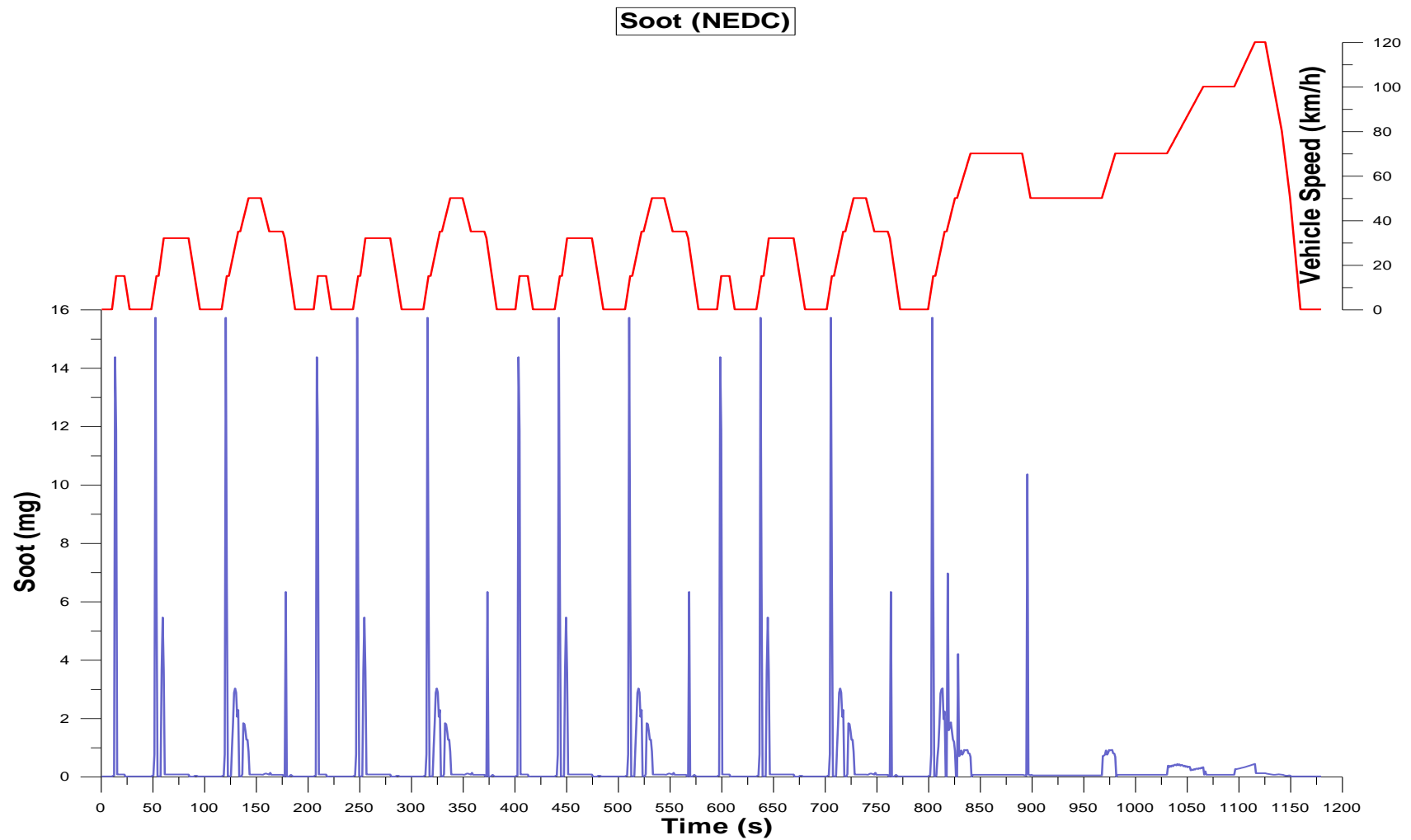
Σχήμα 5.5.5: Αεροδυναμική Αντίσταση Οχήματος κατά τη διάρκεια του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης NEDC



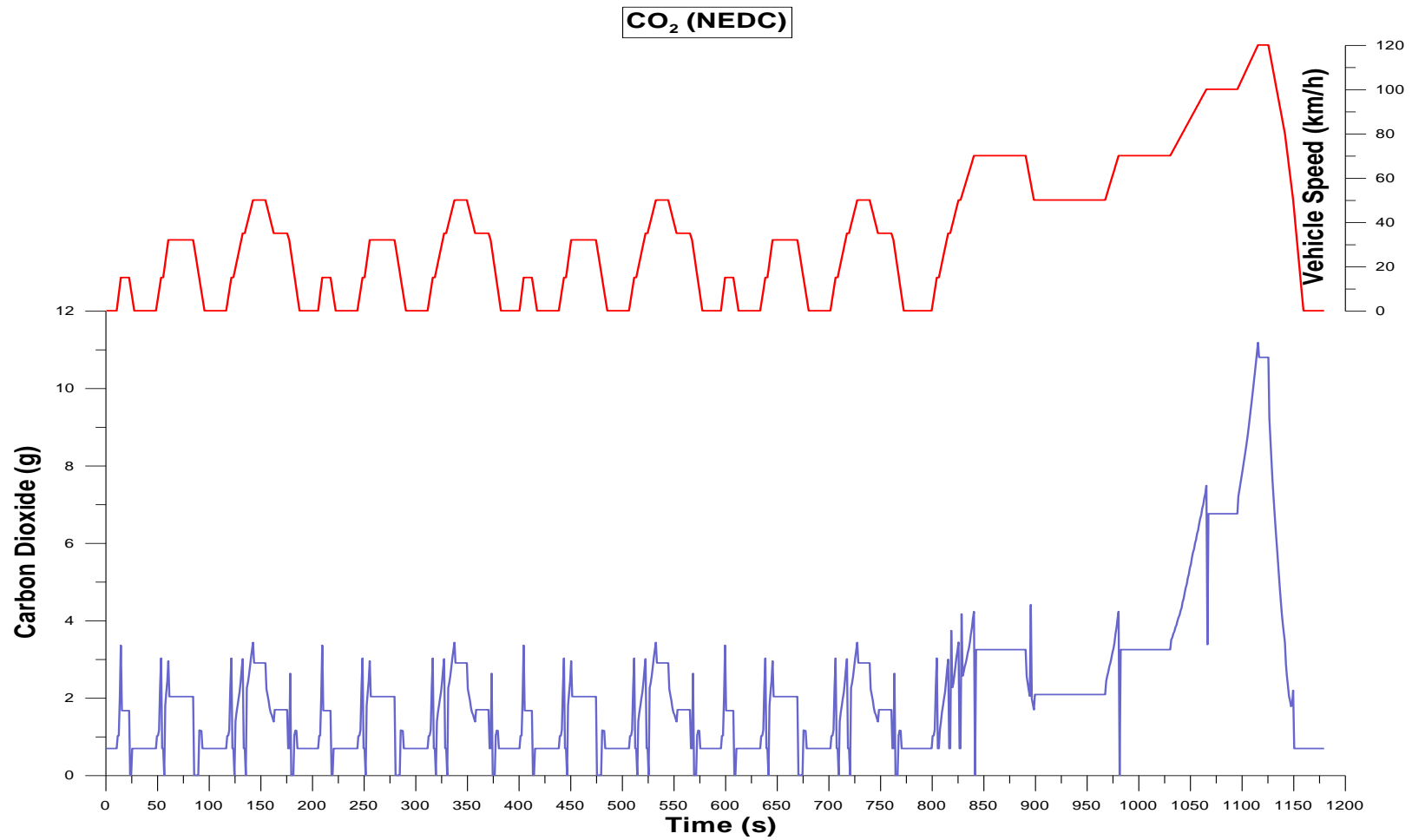
Σχήμα 5.5.6: Αντίσταση Κύλισης Οχήματος κατά τη διάρκεια του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης NEDC



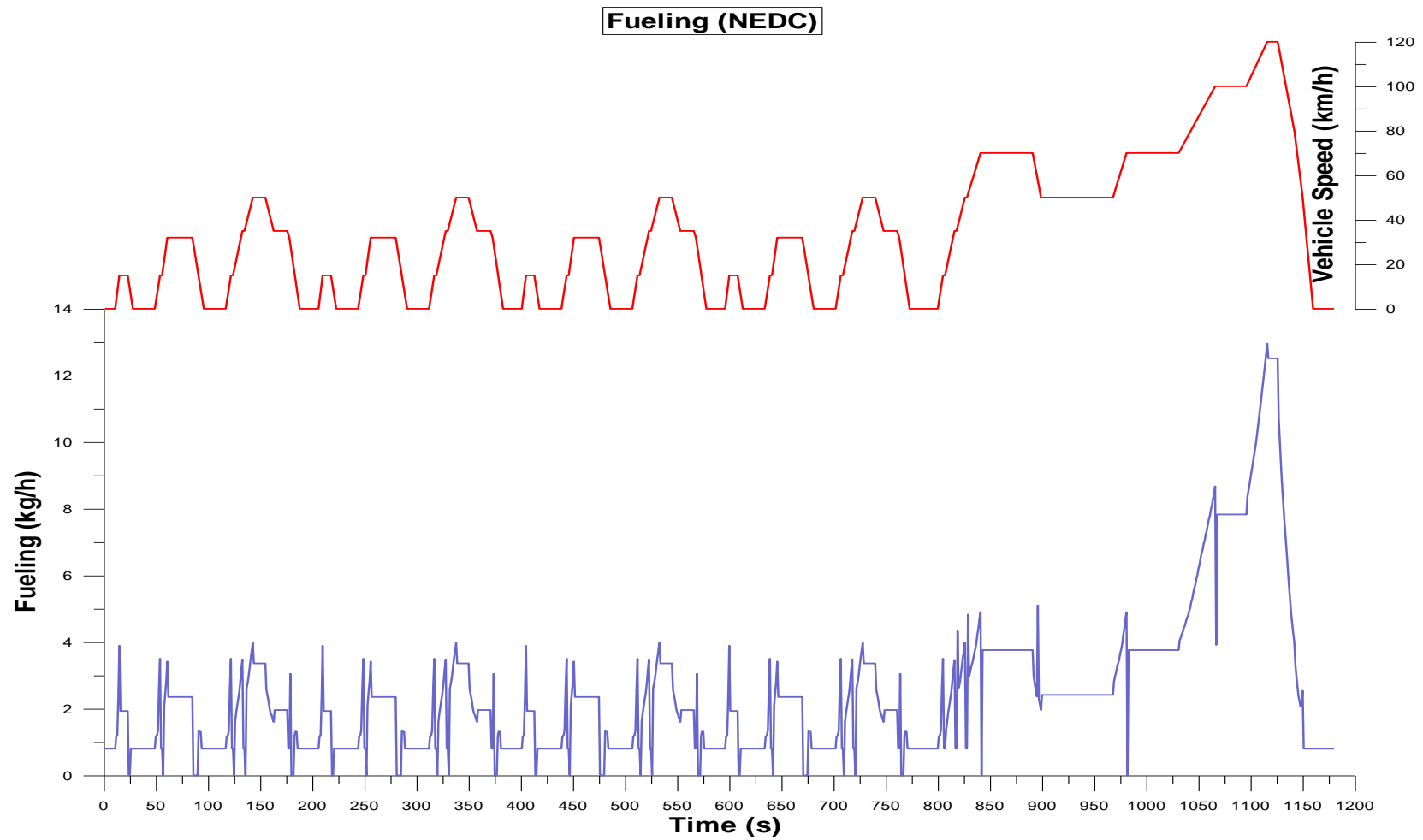
Σχήμα 5.5.7: Εκπομπές Μονοξειδίων του Αζώτου κατά τη διάρκεια του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης NEDC



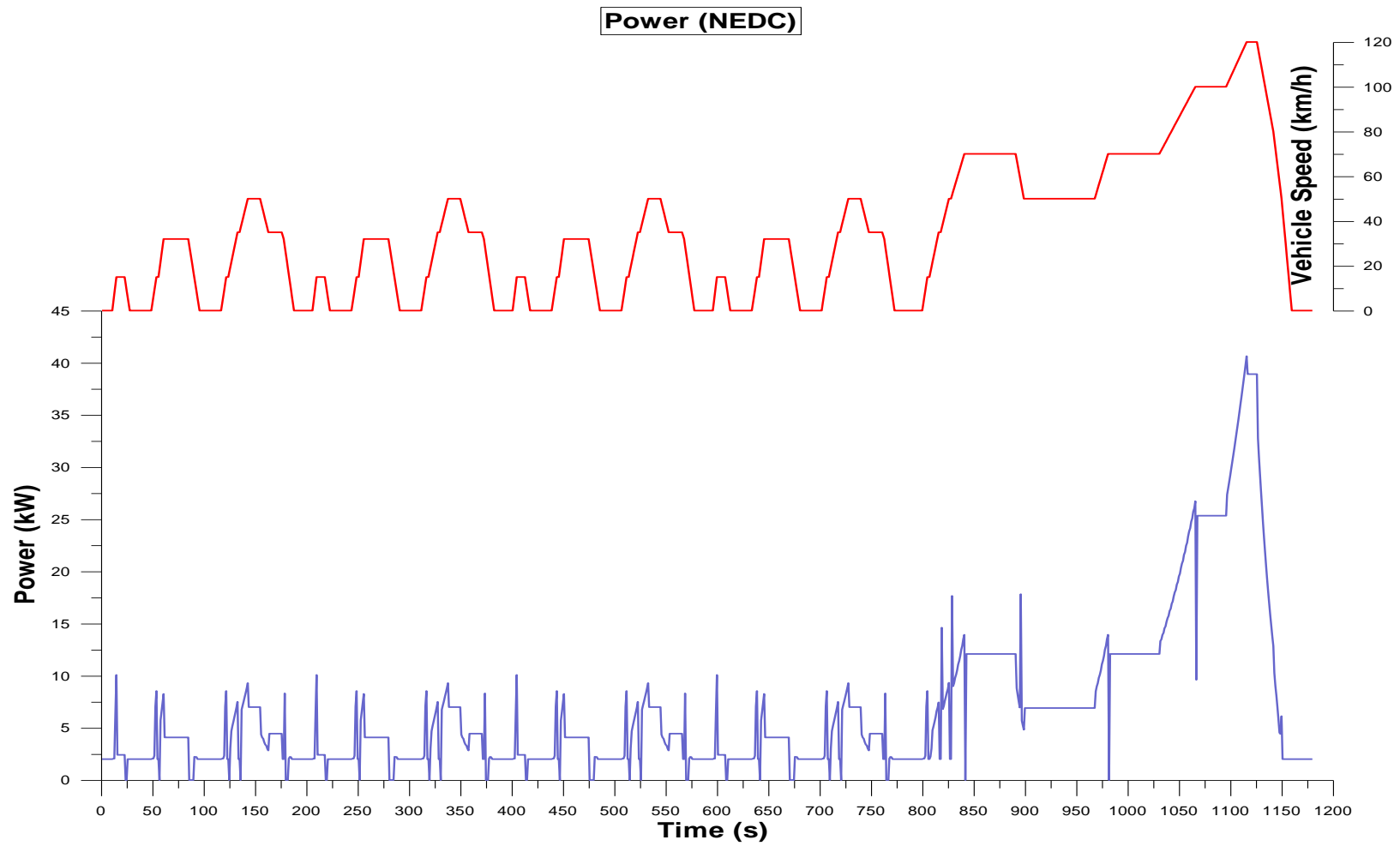
Σχήμα 5.5.8: Εκπομπές Αιθάλης κατά τη διάρκεια του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης NEDC



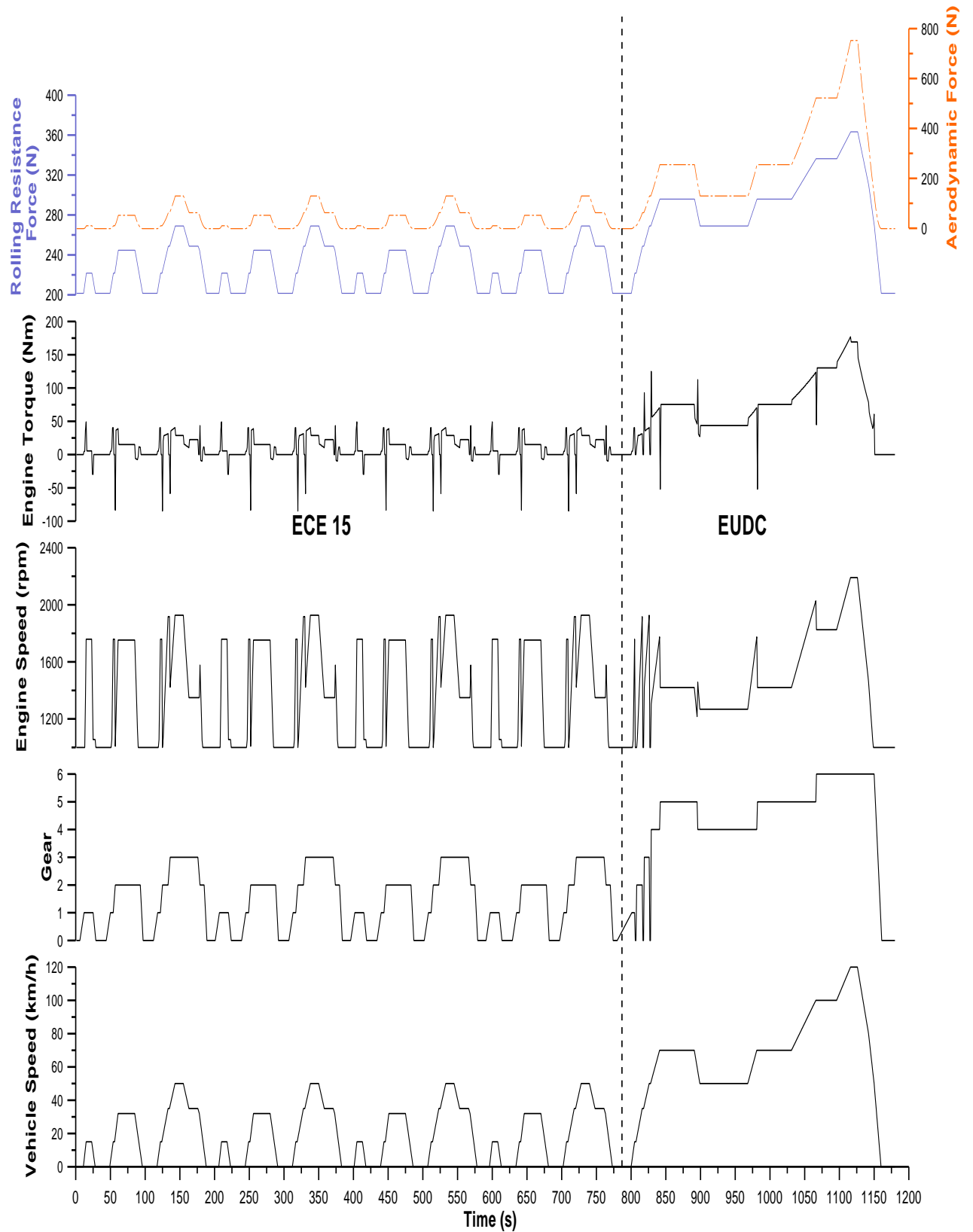
Σχήμα 5.5.9: Εκπομπές Διοξειδίου του Άνθρακα κατά τη διάρκεια του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης NEDC



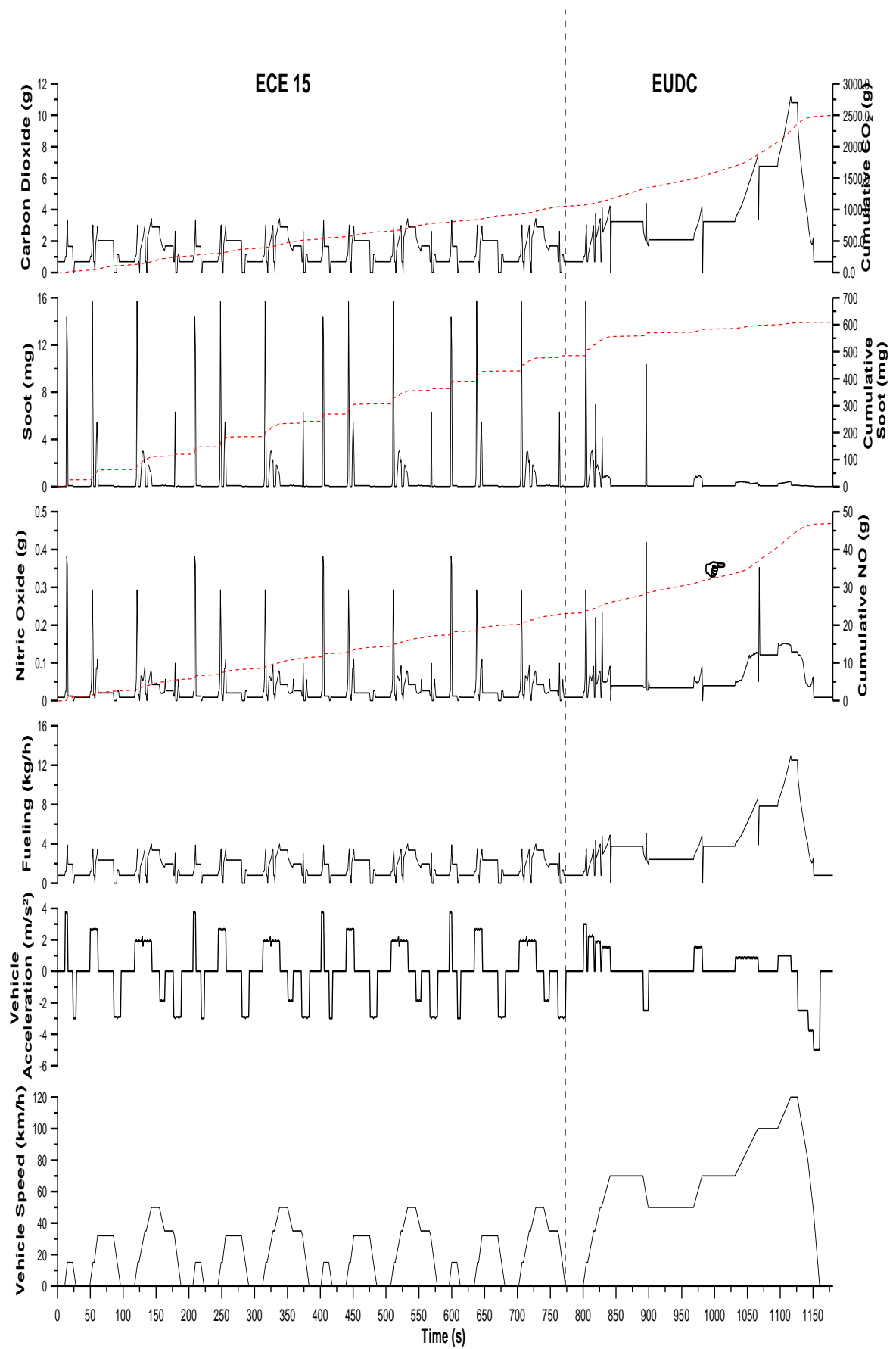
Σχήμα 5.5.10: Κατανάλωση Καυσίμου κατά τη διάρκεια του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης NEDC



Σχήμα 5.5.11: Ισχύς Κινητήρα κατά τη διάρκεια του Νέου Ευρωπαϊκού Κύκλου Οδήγησης NEDC



Σχήμα 5.5.12



Σχήμα 5.5.13

5.8.2 Συνολικά Αποτελέσματα

Για να υπολογίσουμε τα συνολικά αποτελέσματα αθροίζουμε τις τιμές που προέκυψαν για κάθε δευτερόλεπτο του Κύκλου και διαιρούμε με τα χιλιόμετρα του Κύκλου προκειμένου τα αποτελέσματα να εκφραστούν σε g/km όπως ορίζει ο Κύκλος NEDC. Η ίδια διαδικασία ακολουθείται και για τον υπολογισμό των αποτελεσμάτων για κάθε τμήμα του Κύκλου ξεχωριστά, αθροίζοντας τις τιμές για κάθε δευτερόλεπτο του κάθε τμήματος (δηλαδή 1-780 sec για τον Κύκλο ECE-15 και 781-1180 sec για τον Κύκλο EUDC) και διαιρώντας με τα χιλιόμετρα που διανύει το όχημα σε κάθε ένα από τα δύο κομμάτια του Κύκλου. Τα συνολικά αποτελέσματα των μεγεθών που εξετάζονται παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.5.

Πίνακας 5.5: Συνολικά Αποτελέσματα NEDC

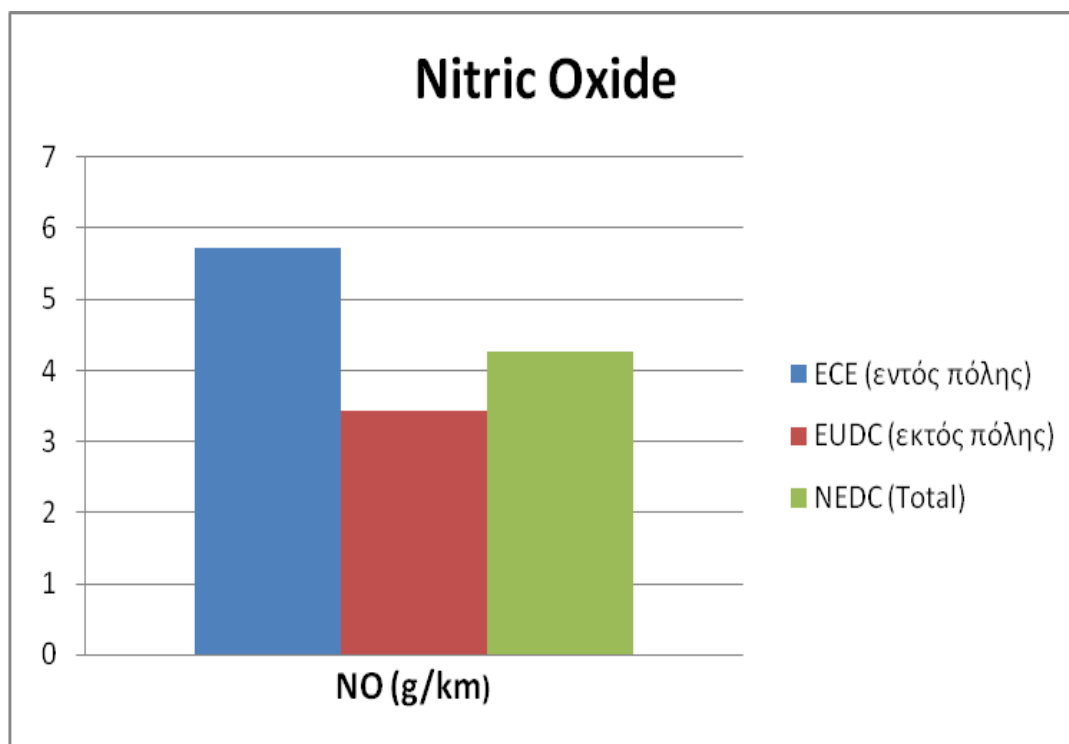
	<i>NEDC</i>	<i>ECE-15</i>	<i>EUDC</i>
Διάρκεια (sec)	1-1180	1-780	781-1180
Απόσταση (km)	11,007	4,052	6,955
NO (g/km)	4,274	5,726	3,428
Soot (g/km)	0,0555	0,1201	0,0178
Fueling (g/km)	73,256	84,519	66,694
CO₂ (g/km)	227,533	262,516	207,152

5.8.2.1 Εκπομπές NO

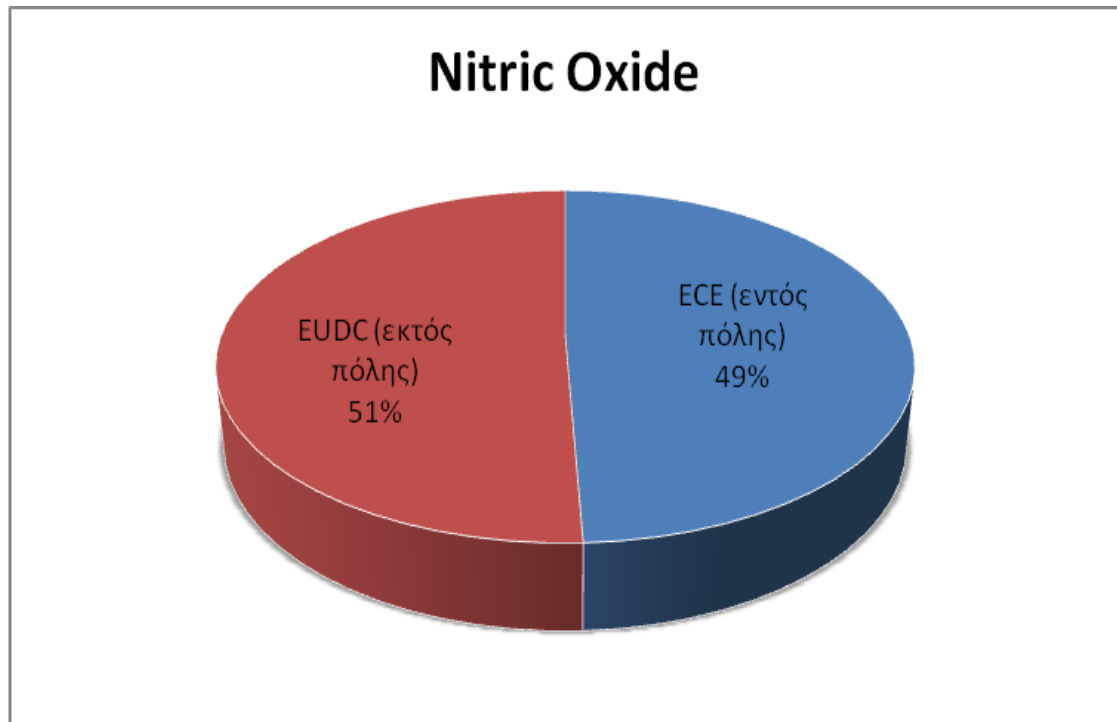
Στον Πίνακα 5.6 παρουσιάζονται οι εκπομπές NO σε g/km καθώς και οι συνολικές εκπομπές NO σε g, ενώ δίνεται και η συνεισφορά του κάθε τμήματος (εντός και εκτός πόλης) σε αυτές.

Πίνακας 5.6 Εκπομπές NO

	<i>NEDC</i>	<i>ECE-15</i> (εντός πόλης)	<i>EUDC</i> (εκτός πόλης)
Διάρκεια (sec)	1-1180	1-780	781-1180
NO (g/km)	4,274	5,726	3,428
NO (g)	47,043	23,200	23,842
Ποσοστό επί του συνόλου	100%	49,32%	50,68%



Σχήμα 5.6α: Εκπομπές NO σε g/km για κάθε τμήμα του Κύκλου



Σχήμα 5.6β: Ποσοστό εκπομπών NO των δύο τμημάτων του Κύκλου επί των συνολικών εκπομπών

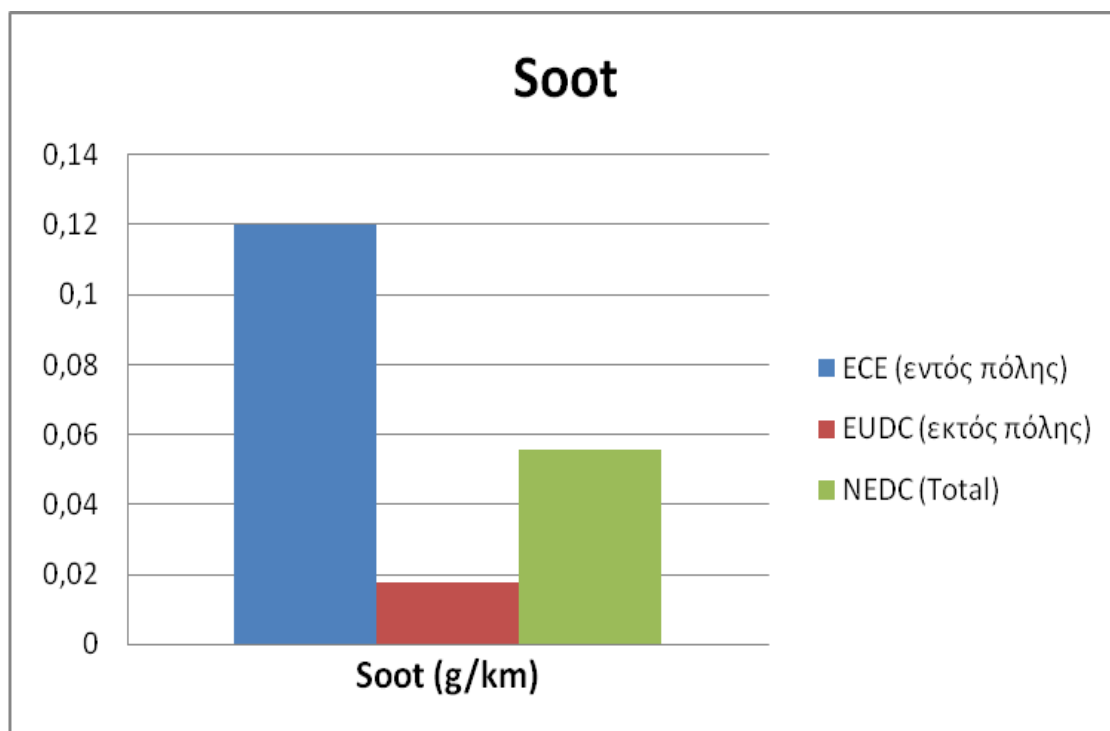
Μπορεί η συνεισφορά του Κύκλου εκτός πόλης στις συνολικές εκπομπές NO να είναι ελαφρώς μεγαλύτερη από τον αντίστοιχο Κύκλο εντός πόλης ωστόσο αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι το όχημα διανύει περισσότερα χιλιόμετρα και σε λιγότερο χρόνο (6,955km έναντι 4,052km του αστικού κύκλου) στη διάρκεια αυτού. Η αναγωγή των εκπομπών σε g/km δίνει μια πιο ορθή εικόνα της συμπεριφοράς του οχήματος, αφού φαίνεται ξεκάθαρα ότι οι συχνές επιταχύνσεις του αστικού Κύκλου έχουν σαν αποτέλεσμα την εκπομπή μεγαλύτερων ποσοτήτων NO σε αυτό το κομμάτι σε σχέση με το υπεραστικό τμήμα του Κύκλου.

5.8.2.2 Αιθάλη

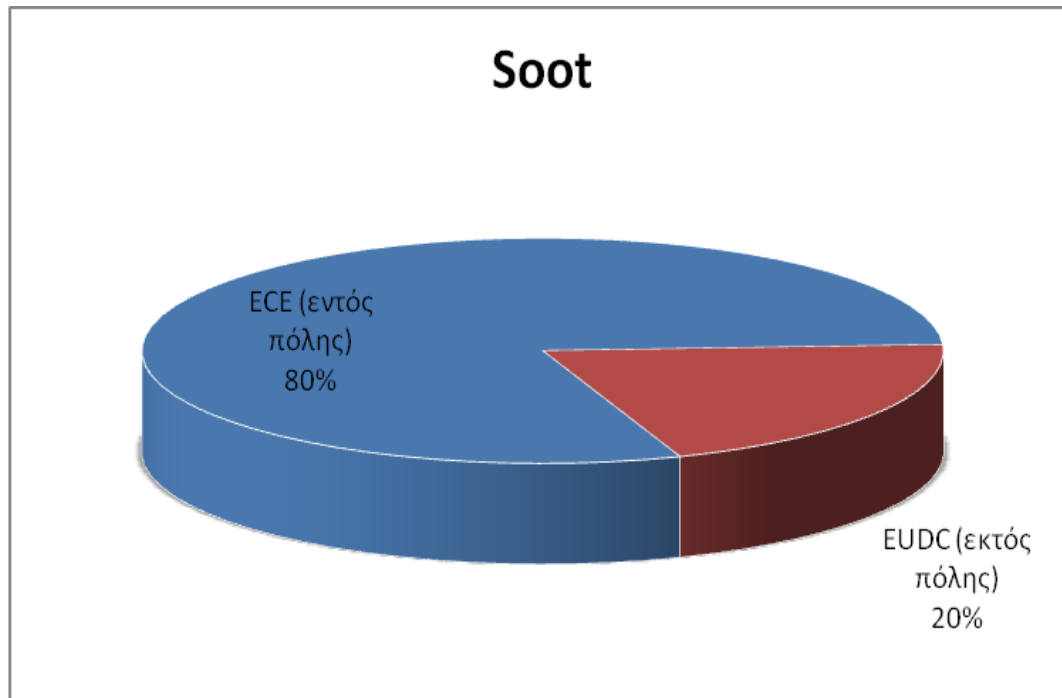
Στον Πίνακα 5.7 παρουσιάζονται οι εκπομπές αιθάλης σε g/km καθώς και οι συνολικές εκπομπές αιθάλης σε g, ενώ δίνεται και η συνεισφορά του κάθε τμήματος (εντός και εκτός πόλης) σε αυτές.

Πίνακας 5.7 Εκπομπές Αιθάλης

	<i>NEDC</i>	<i>ECE-15</i> (εντός πόλης)	<i>EUDC</i> (εκτός πόλης)
Διάρκεια (sec)	1-1180	1-780	781-1180
Αιθάλη (g/km)	0,0555	0,1201	0,0178
Αιθάλη (g)	0,611	0,487	0,124
Ποσοστό επί του συνόλου	100%	79,70%	20,30%



Σχήμα 5.7α: Εκπομπές αιθάλης σε g/km για κάθε τμήμα του Κύκλου



Σχήμα 5.7β: Ποσοστό εκπομπών αιθάλης των δύο τμημάτων του Κύκλου επί των συνολικών εκπομπών

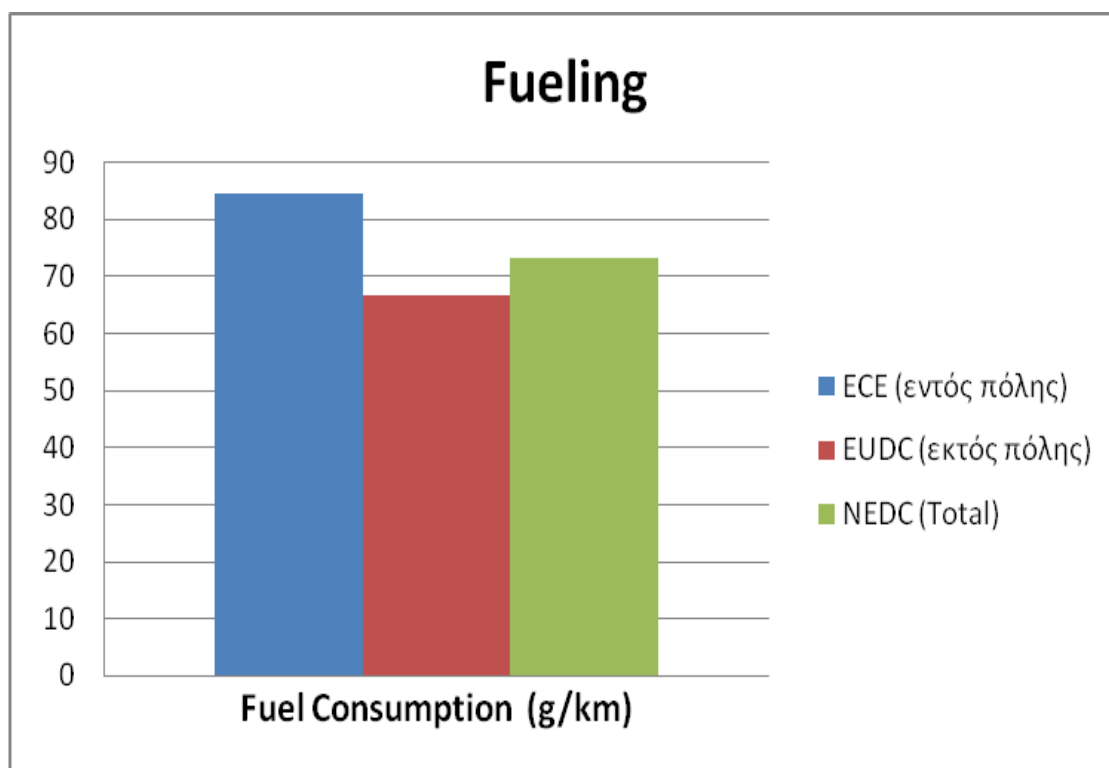
Στην περίπτωση της αιθάλης είναι ξεκάθαρη η τεράστια συνεισφορά του Κύκλου εντός πόλης στις συνολικές εκπομπές παρόλο που το όχημα διανύει λιγότερα χιλιόμετρα στη διάρκεια αυτού. Η αναγωγή των εκπομπών σε g/km δείχνει ότι οι εκπομπές αιθάλης (ανά km) εντός πόλης είναι σχεδόν 6πλάσιες από τις αντίστοιχες εκτός πόλης εξαιτίας των συχνών και απότομων επιταχύνσεων του αστικού Κύκλου που ξεκινούν πολλές φορές ακόμη και από συνθήκες άφορτης λειτουργίας. Στις περιπτώσεις αυτές ο συντελεστής c_{speed} είναι πολύ μεγάλος με αποτέλεσμα οι τελικές εκπομπές να είναι πολύ υψηλότερες (βλέπε εξίσωση 5.19).

5.8.2.3 Κατανάλωση Καυσίμου

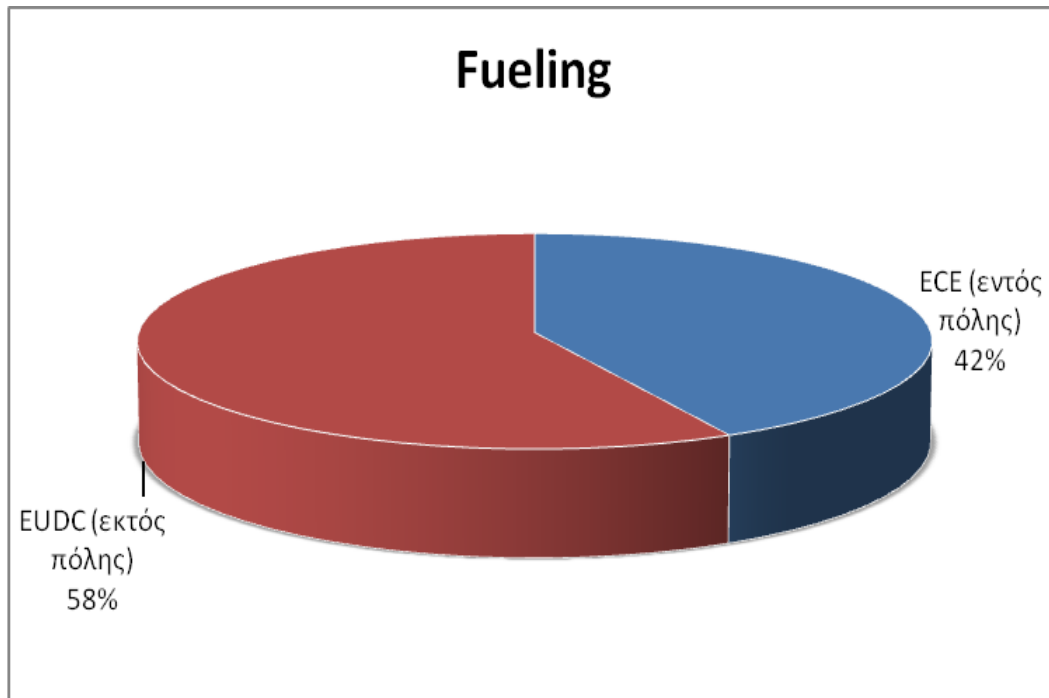
Στον Πίνακα 5.8 παρουσιάζεται η κατανάλωση καυσίμου σε g/km, g/kWh καθώς και το ποσοστό επί της συνολικής κατανάλωσης καυσίμου που καταναλώνεται σε κάθε τμήμα (εντός και εκτός πόλης) του Κύκλου.

Πίνακας 5.8 Κατανάλωση Καυσίμου

	<i>NEDC</i>	<i>ECE-15</i> (εντός πόλης)	<i>EUDC</i> (εκτός πόλης)
Διάρκεια (sec)	1-1180	1-780	781-1180
Κατανάλωση Καυσίμου (g/km)	73,256	84,519	66,694
Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου (g/kWh)	372,545	469,259	323,343
Ποσοστό επί του συνόλου	100%	42,47%	57,53%



Σχήμα 5.8α: Κατανάλωση καυσίμου σε g/km για κάθε τμήμα του Κύκλου



Σχήμα 5.8β: Ποσοστό κατανάλωσης καυσίμου των δύο τμημάτων του Κύκλου επί της συνολικής

Παρατηρείται μεγαλύτερη κατανάλωση καυσίμου στη διάρκεια του υπεραστικού Κύκλου εξαιτίας των περισσότερων χιλιομέτρων που διανύει το όχημα στη διάρκεια αυτού αλλά και του γεγονότος ότι ο κινητήρας λειτουργεί (σε ορισμένα δευτερόλεπτα του Κύκλου EUDC) σε υψηλότερες ταχύτητες περιστροφής και φορτία. Η αναγωγή σε g/km δείχνει ότι η κατανάλωση καυσίμου (ανά km) εντός πόλης είναι και πάλι υψηλότερη από την αντίστοιχη εκτός πόλης εξαιτίας των πολλών μεταβατικών φάσεων του αστικού κύκλου. Επιπλέον, λόγω των σχετικά χαμηλών φορτίων λειτουργίας του κινητήρα (<30%) κατά τη διάρκεια του Κύκλου παρατηρούνται σχετικά μεγάλες τιμές της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (g/kWh).

5.9 Συμπεράσματα

Όπως είναι φανερό από το Σχήμα 5.5.12, η επίδραση της ταχύτητας του οχήματος είναι πολύ ισχυρή τόσο στην ανάπτυξη της αντίστασης κύλισης (η οποία εξαρτάται από αυτή γραμμικά – εξίσωση 4.4β) όσο και στην ανάπτυξη αεροδυναμικής αντίστασης (η οποία εξαρτάται από το τετράγωνο της ταχύτητας - εξίσωση 4.4α) στο όχημα. Κατά τη διάρκεια του αστικού τμήματος του Κύκλου (ECE-15), δηλαδή για τα δευτερόλεπτα 1-780, η αντίσταση κύλισης είναι αρκετά μεγαλύτερη από την αεροδυναμική αντίσταση εξαιτίας των χαμηλών ταχυτήτων οχήματος σε αυτό το τμήμα και είναι αυτή που απορροφά μεγαλύτερο μέρος από τη ροπή του κινητήρα. Αντίθετα, στο υπεραστικό τμήμα του κύκλου (EUDC), δηλαδή για τα δευτερόλεπτα 781-1180, η αεροδυναμική αντίσταση παίρνει πολύ υψηλότερες τιμές από την αντίσταση κύλισης εξαιτίας και της ιδιαίτερα μεγάλης (για επιβατικό όχημα) μετωπικής επιφάνειας του οχήματος.

Το Σχήμα 5.5.13 στο οποίο αποτυπώνονται μαζί η ταχύτητα και η επιτάχυνση του οχήματος αλλά και η κατανάλωση καυσίμου και οι εκπομπές ρύπων, μας βοηθά στην εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων. Στα σημεία όπου έχουμε τις πιο απότομες επιταχύνσεις παρατηρείται αυξημένη κατανάλωση καυσίμου ενώ οι τιμές των εκπομπών NO και αιθάλης ξεπερνούν κατά πολύ τις συνηθισμένες τιμές κατά τη διάρκεια του υπόλοιπου Κύκλου (overshoot). Η δημιουργία αιθάλης (όπως και η κατανάλωση καυσίμου επομένως και οι εκπομπές CO₂) 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 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 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 (δηλαδή αύξηση του φορτίου του κινητήρα) αποδίδεται κυρίως στην προσωρινή έλλειψη αέρα εξαιτίας της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή αλλά και στην απότομη αύξηση της καθυστέρησης ανάφλεξης που εμφανίζονται στους πρώτους κύκλους λειτουργίας του κινητήρα κατά τη διάρκεια μιας μεταβατικής λειτουργίας αυτού.

Η υπερβολικές εκπομπές NO τις ίδιες χρονικές στιγμές (δηλαδή κατά τη φάση της επιτάχυνσης του οχήματος) οφείλονται στον ίδιο λόγο, δηλαδή τη 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. Οι υψηλές θερμοκρασίες που επικρατούν τοπικά εξαιτίας της ύπαρξης μίγματος με σχεδόν στοιχειομετρική αναλογία αέρα-καυσίμου είναι αυτές που οδηγούν σε αυξημένες εκπομπές μονοξειδίων του αζώτου στους κύκλους λειτουργίας που επηρεάζονται από την υστέρηση του στροβιλο-υπερπληρωτή.

Παρατηρώντας προσεκτικά το σχήμα 5.5.13 εντοπίζουμε μια ενδιαφέρουσα ιδιαιτερότητα στη συμπεριφορά του κινητήρα στο 1068^ο δευτερόλεπτο. Παρόλο που το όχημα κινείται με σταθερή ταχύτητα παρατηρείται μια πολύ έντονη αύξηση στην τιμή του εκπεμπόμενου NO. Σύμφωνα με τα δεδομένα του Κύκλου NEDC, στο 1067^ο δευτερόλεπτο έχουμε μια **απότομη** αλλαγή από 5^η σε 6^η σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων. Το όχημα μετά το 1067^ο δευτερόλεπτο κινείται με σταθερή ταχύτητα επομένως ο όρος $G_v \times (d\omega/dt)$ της εξίσωσης (4.1) μηδενίζεται στο 1068^ο δευτερόλεπτο γεγονός που οδηγεί σε σημαντική αύξηση της ροπής στο 1068^ο δευτερόλεπτο σε σχέση με το 1067^ο δευτερόλεπτο όπου ο όρος της αδράνειας είχε αρνητική τιμή $G_v \times (d\omega/dt)$. Η αρνητική αυτή τιμή (για $t=1067\text{sec}$) προκλήθηκε από την απότομη αλλαγή σχέσης στο κιβώτιο, καθώς μειώθηκε απότομα η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα αφού είναι $i_g 5^{75} > i_g 6^{75}$ (σχέση 4.3) άρα προέκυψε $G_v \frac{d\omega}{dt} < 0$. Η απότομη

αυτή αύξηση στην ροπή του κινητήρα επηρέασε τις εκπομπές NO (σύμφωνα με την εξίσωση 5.19). Αύξηση παρατηρείται και στην τιμή της αιθάλης ωστόσο δεν είναι τόσο εμφανής καθώς η τιμή της αιθάλης πριν τη διόρθωση (λόγω της μεταβολής του φορτίου) που προέκυψε από την οιωνεύ-μόνιμη λειτουργία είναι ιδιαίτερα χαμηλή (λόγω υψηλής τιμής του λόγου αέρα καυσίμου). Η συμπεριφορά αυτή του κινητήρα παρουσιάζεται σε όλα τα σημεία του κύκλου στα οποία το όχημα, μετά από μια αλλαγή στη σχέση του κιβωτίου ταχυτήτων, μπαίνει σε φάση κίνησης υπό σταθερή ταχύτητα, ωστόσο είναι πιο εμφανής στο 1068° δευτερόλεπτο αλλά και στο 896° εξαιτίας της υψηλής ροπής αλλά και της απότομης αλλαγής σχέσης μετάδοσης που λαμβάνει χώρα στο προηγούμενο δευτερόλεπτο.

Στο δεύτερο τμήμα του Κύκλου, δηλαδή το υπεραστικό τμήμα (EUDC), ο κινητήρας λειτουργεί σε υψηλότερες ταχύτητες περιστροφής (σε ορισμένα σημεία) και υψηλότερα φορτία, γεγονός που δικαιολογεί τις υψηλότερες τιμές στην κατανάλωση καυσίμου σε σχέση με το αστικό τμήμα του Κύκλου (ECE-15).

Η καμπύλη εκπομπών CO₂ έχει την ίδια μορφή με την καμπύλη τις κατανάλωσης καυσίμου αφού προκύπτει άμεσα από αυτή (βλέπε Παράγραφο 5.3.2.7)

Είναι φανερό ότι το πρώτο τμήμα του Κύκλου (εντός πόλης) έχει τη μεγαλύτερη συνεισφορά στις εκπομπές, ιδιαίτερα της αιθάλης οι εκπομπές της οποίας επηρεάζονται περισσότερο από τις απότομες επιταχύνσεις (υψηλότερες τιμές του συντελεστή διόρθωσης c_{speed}). Ο Πίνακας 5.9 συνοψίζει διάφορα χαρακτηριστικά μεταβατικής λειτουργίας των δύο τμημάτων του Κύκλου NEDC (για τη δημιουργία του έχουν ληφθεί υπ όψιν μόνο θετικές τιμές επιτάχυνσης). Με βάση αυτόν και την ανάλυση που προηγήθηκε καταλήγουμε στα εξής:

- Η μέση και η μέγιστη επιτάχυνση του οχήματος έχει υψηλότερες τιμές στο αστικό τμήμα του Κύκλου (ECE) σε σχέση με το υπεραστικό (EUDC)
- Η υψηλότερη επιτάχυνση που παρουσιάζεται στον κινητήρα είναι περίπου 33% και για τα δύο τμήματα του Κύκλου, ωστόσο στο αστικό τμήμα αυτή εμφανίζεται 4 φορές ενώ στο υπεραστικό μόνο μία. Επιπλέον, στα 4 κομμάτια ECE που συνθέτουν τον αστικό Κύκλο εμφανίζονται πολύ συχνότερα επιταχύνσεις της τάξης του 10 ή 20% σε σχέση με το υπεραστικό τμήμα EUDC.
- Η μέση επιτάχυνση του κινητήρα είναι 12,14% για κάθε ένα από τα 4 ECE κομμάτια ενώ για το τμήμα EUDC αυτή είναι μόνο 3,07%. Το γεγονός αυτό επιβεβαιώνει ότι το αστικό τμήμα του Κύκλου είναι το πιο απαιτητικό και κατά τη διάρκεια του εκπέμπεται η μεγαλύτερη ποσότητα ρύπων. Ακόμη, στη διάρκεια αυτού του τμήματος όλες οι επιταχύνσεις ξεκινούν από χαμηλές ταχύτητες περιστροφής ή ακόμη κι από συνθήκες άφορτης λειτουργίας (ρελαντί) με αποτέλεσμα στους συντελεστές διόρθωσης της μεταβατικής λειτουργίας να αποδίδονται σαφώς μεγαλύτερες τιμές.
- Στο τμήμα EUDC εμφανίζεται μεγαλύτερος αριθμός (15,15) «ήπιων» επιταχύνσεων ανά λεπτό όμως το γεγονός αυτό είναι συνέπεια της πολύ μεγάλης περιόδου άφορτης λειτουργίας του κινητήρα στο τμήμα ECE (33% έναντι μόλις 10% στον EUDC).

Πίνακας 5.9 Χαρακτηριστικά Κύκλου

	Μέγιστη Επιτάχυνση Οχήματος	Μέση Επιτάχυνση Οχήματος	Μέγιστη Επιτάχυνση Κινητήρα	Μέση Επιτάχυνση Κινητήρα	Επιταχύνσεις ανά λεπτό	Επιταχύνσεις Μεγαλύτερες από 10 / 20 / 30 %
	m/s ²	m/s ²	%	%	min ⁻¹	–
ECE 15	1.05	0.748	32.8% για t=15s, 210s, 405s, 600s	12.14	8.92	40 / 16 / 4
EUDC	0.83	0.378	33.3% για t=804s	3.07	15.15	5 / 2 / 1
NEDC	1.05	0.623	33.3% για t=804s	7.92	11.03	45 / 18 / 5

Παράρτημα Ι – Πίνακας Συμβόλων

Σύμβολο	Επεξήγηση	Μονάδες
D	Διάμετρος εμβόλου	m
ℓ	Μήκος διωστήρα	m
s	Διαδρομή Εμβόλου	m
r	Ακτίνα στροφάλου	m
φ	Γωνία στροφάλου	ο
x	Μετατόπιση εμβόλου	m
V_h	Όγκος Εμβολισμού	m ³
V_c	Επιζήμιος Όγκος Κυλίνδρου	m ³
V_{bowl}	Όγκος Κοιλότητας Εμβόλου	m ³
P	Ισχύς Κινητήρα	kW
F_a	Αεροδυναμική αντίσταση οχήματος	N
F_r	Αντίσταση Κύλισης οχήματος	N
F_{gr}	Αντίσταση κλίσεως οδοστρώματος	N
F_b	Αντίσταση επιταχύνσεως	N
F_{tr}	Συνολική Αντίσταση στην κίνηση του οχήματος	N
H	Απόλυτη υγρασία	g H ₂ O/ kg ξ.α.
M₁	Μαζα των εκπομπών του αέριου ρύπου	g/km
V_{mix}	όγκος των αραιωμένων καυσαερίων ανηγμένος σε τυπικές συνθήκες περιβάλλοντος	lt/δοκιμή
Q_i	πυκνότητα του ρύπου σε σε τυπικές συνθήκες περιβάλλοντος	g/lt
k_H	Συντελεστής διόρθωσης υγρασίας	-
C_i	Συγκέντρωση του ρύπου i στα αραιωμένα καυσαέρια	ppm
d	Απόσταση που διανύει τα όχημα στον του Κύκλου δοκιμής	km
M_p	Μάζα εκπεμπόμενων σωματιδίων	g/km
V_{ep}	Όγκος των καυσαερίων που διέρχεται από το φίλτρο σωματιδίων ανηγμένος σε τυπικές συνθήκες	lt/δοκιμή
Φ	Λόγος ισοδυναμίας καυσίμου-αέρα	-

P_c	Μάζα των σωματιδίων που συλλέγεται από τα φίλτρα	g
N	Ταχύτητα Περιστροφής Κινητήρα	rpm
η_{gear}	Συνολικός βαθμός απόδοσης του συστήματος μετάδοσης	-
N_s	Ταχύτητα περιστροφής του άξονα μετάδοσης κίνησης	rpm
N_A	Ταχύτητα περιστροφής του τροχού, είναι η και η	rpm
i_b	Σχέση μετάδοσης διαφορικού	-
i_g	Σχέση μετάδοσης στο κιβώτιο ταχυτήτων	-
V	Ταχύτητα οχήματος	km/h
A_f	Μετωπική επιφάνεια οχήματος	m ²
c_d	Συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης οχήματος	-
ρ_α	Πυκνότητα αέρα	kg/m ³
m_v	Μάζα Οχήματος	tn
r_{wheel}	Ακτίνα Τροχού	m
T_{tr}	Ροπή Αντίστασης οχήματος	Nm
T_L	Ροπή Αντίστασης οχήματος ανηγμένη στ-Η στροφαλοφόρο άτρακτο	Nm
G_v	Ροπή Αδρανείας Οχήματος	Kg×m ²
G_e	Ροπή Αδρανείας Κινητήρα	Kg×m ²
T	Ροπή Κινητήρα	Nm
N_{phy}	Ταχύτητα περιστροφής του συμπιεστή σε θερμοκρασία 22 ⁰ C	rpm
N_c	Ταχύτητα περιστροφής στροβιλο- υπερπληρωτή	rpm
P_{2c}	Πίεση υπερπλήρωσης	bar
η_{isc}	Ισεντροπικός Βαθμός Απόδοσης Συμπιεστή	-
\bar{p}_e	Μέση πραγματική πίεση	bar
C_{speed}	Συντελεστής Διόρθωσης Μεταβατικής Λειτουργίας	-
Re	Αριθμός Reynolds	-

Παράτημα II – Πίνακας Ακρωνυμίων

ANΣ	-	Άνω Νεκρό Σημείο
4-X	-	Τετράχρονος
EGR	Exhaust Gas Recirculation	Ανακυκλοφορία Καυσαερίων
FTP	Federal Test Procedure	Ομοσπονδιακή Διαδικασία Δοκιμής (Η.Π.Α.)
WHTC	World Harmonized Transient Cycle	Παγκόσμιος Εναρμονισμένος Μεταβατικός Κύκλος
ELR	European Load Response Test	Ευρωπαϊκή Δοκιμή Απόκρισης Φορτίου
ESC	European Steady State Cycle	Ευρωπαϊκός Κύκλος Μόνιμης Λειτουργίας
ETC	European Transient Cycle	Ευρωπαϊκός Μεταβατικός Κύκλος
EUDC	Extra Urban Driving Cycle	Επιπλέον Αστικός Κύκλος Οδήγησης
NEDC	New European Driving Cycle	Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος Οδήγησης
NO_x	Oxides of Nitrogen	Οξειδία του Αζώτου
NO	Nitric Oxide	Μονοξείδιο του Αζώτου
HC	Hydrocarbon	Υδρογονάνθρακας
CO	Carbon Monoxide	Μονοξείδιο του Άνθρακα
DI	Direct Injection	Άμεσης Έγχυσης
IDI	Indirect Injection	Έμμεσης Έγχυσης
OBD	Onboard diagnostics	Διαγνωστικά Συστήματα Τοποθετημένα στο όχημα
SCR	Selective Catalytic Reduction	Σύστημα Επιλεκτικής Κατάλυσης
PMP	Particulate Measurement Programme	Πρόγραμμα Μέτρησης Σωματιδίων
CVS	Constant Volume Sampling	Δειγματοληψία Σταθερού Όγκου
NDIR	Non Dispersive Infrared Analyser	Αναλυτής Επιλεκτικής Απορρόφησης Υπέρυθρης Ακτινοβολίας
FID	Flame Ionization Detector	Αναλυτής Ανιχνεύσεως Ιονισμού Φλόγας
CLA	Chemiluminescence Analyser	Αναλυτής Χημικοφωταύγειας

Βιβλιογραφία

- 1)Κ. Δ. Ρακόπουλος (1988), «Αρχές εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης. Εισαγωγή–Λειτουργία–Θερμοδυναμική», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 2) Κ. Δ. Ρακόπουλος (2000), «'Εμβολοφόρες Μηχανές Εσωτερικής Καύσης II. Εμβάθυνση στην κατασκευή και λειτουργία», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 3) Κ. Δ. Ρακόπουλος (1994) «Εργαστηριακές δοκιμές και μετρήσεις εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα
- 4) Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας (1998) «Καύση - Ρύπανση Εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης», Εκδόσεις Ε.Μ.Π.
- 5) Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής (2006) «Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση ΜΕΚ», Εκδόσεις ΕΜΠ.
- 6) C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis (2009) "Diesel engine transient operation", Springer, London.
- 7) Gillespie, T.D. (1992). "Fundamentals of vehicle dynamics", SAE International, Warrendale, PA.
- 8) Winterbone, D.E., Benson, R.S., Mortimer, A.G., Kenyon, P., Stotter, A., (1977). "Transient response of turbocharged diesel engines", SAE Paper 770122.

9) Α. Ι. Αλαφούζος (2009), «Εκτίμηση εκπομπών καυσαερίων κατά τη διάρκεια του Ευρωπαϊκού Κύκλου Πόλης (ETC) βαρέων οχημάτων» - Διπλωματική Εργασία, επιβλέπων: Ε. Γ. Γιακουμής

10) <http://www.dieselnet.com>

11) <http://ec.europa.eu/enterprise/automotive/directives/vehicles/index.htm>