



ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ ΚΡΗΤΗΣ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΚΑΙ ΔΙΟΙΚΗΣΗΣ

---

ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΤΕΧΝΙΚΩΝ ΒΕΛΤΙΣΤΟΥ ΕΛΕΓΧΟΥ  
ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΛΑΧΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΤΗΣ  
ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗΣ ΣΕ ΟΧΗΜΑΤΑ ΚΙΝΟΥΜΕΝΑ ΣΕ  
ΑΥΤΟΚΙΝΗΤΟΔΡΟΜΟΥΣ

---

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

ΔΗΜΗΤΡΙΑΔΗ ΔΗΜΗΤΡΑ

Επιβλέπων: Παπαγεωργίου Μάρκος  
Καθηγητής

ΧΑΝΙΑ 2015



Η παρούσα διπλωματική εργασία της Δημητριάδη Δήμητρας  
εγκρίνεται από την εξεταστική επιτροπή

Παπαγεωργίου Μαρκος, Καθηγητής .....

Νικολός Ιωάννης, Αναπληρωτής Καθηγητής .....

Παπαμιχαήλ Ιωάννης, Επίκουρος Καθηγητής .....

## **ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ**

*Με την ολοκλήρωση της διπλωματικής εργασίας θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον κ. Παπαγεωργίου Μάρκο και τον κ. Νικολό Ιωάννη για την πολύτιμη βοήθειά τους καθ' όλη τη διάρκεια της εργασίας. Είμαι ευγνώμων για την συνεργασία που μου έχουν προσφέρει κατά τη διάρκεια της διαδικασίας εκπόνησης της διπλωματικής μου εργασίας.*

*Ακόμη, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον μεταπτυχιακό φοιτητή κ. Ντουσάκη Ιωάννη για την καθοδήγησή και την υπομονή του στο πλαίσιο αυτής της διπλωματικής.*

## Περιεχόμενα

<b>Περίληψη:</b>	<b>8</b>
<b>Abstract:</b>	<b>9</b>
<b>Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή</b>	<b>10</b>
1.1 Προτάσεις για την μείωση των εκπομπών ρύπων στα οδικά δίκτυα	11
1.2 Χρήση των ευφυών συστημάτων μεταφοράς (intelligent transportation systems)	12
<b>Κεφάλαιο 2: Μοντέλα κατανάλωσης καυσίμου</b>	<b>13</b>
2.1 Κατηγοριοποίηση των μοντέλων κατανάλωσης καυσίμου	13
2.1.1 Μικροσκοπικά μοντέλα	13
2.1.2 Μακροσκοπικά μοντέλα	14
2.1.3 Μεσοσκοπικά μοντέλα	15
2.2 Μικροσκοπικά μοντέλα κατανάλωσης καυσίμου	16
2.2.1 COMPREHENSIVE MODAL EMISSIONS MODEL (CMEM)	16
2.2.2 EMIT (EMISSIONS from Traffic)	18
2.2.3 PHYSICAL EMISSION RATE ESTIMATOR (PERE)	21
2.2.4 Vehicle-Specific Power (VSP) MODEL	22
2.2.5 Australian Road Research Board (ARRB) MODEL	26
2.2.6 Virginia Tech Comprehensive Power-Based Fuel Consumption Model (VT-CPFM)	28
2.2.7 Virginia Tech -MICRO Model (VT_micro)	31
2.2.8 Oak Ridge National Lab (ORNL)	35
2.3 Μεσοσκοπικά μοντέλα	41
2.3.1 Akcelik model	41
2.3.2 Measure model	41
2.3.3 VT-MESO	41
2.4 Μακροσκοπικά μοντέλα	45
2.4.1 Elemental Model	45
2.4.2 Watson Model	45
2.4.3 MOBILE5 και EMFAC	46
2.4.4 MOBILE6	47
<b>Κεφάλαιο 3</b>	<b>48</b>
3.1.Εισαγωγή στη θεωρία του βέλτιστου ελέγχου	48

3.2 Διατύπωση του προβλήματος.....	48
3.3 Εφαρμογή των τεχνικών βέλτιστου ελέγχου σε διάφορες περιπτώσεις κίνησης .....	50
3.3.1 Περιγραφή του προβλήματος .....	50
3.3.2 Μεθοδολογία βέλτιστου ελέγχου .....	51
3.3.3 Επίλυση με το μοντέλο VT-micro .....	53
3.3.4 Επίλυση με το μοντέλο ARRB .....	62
3.3.5 Αλλαγή της ταχύτητας του πρώτου οχήματος κατά τη διάρκεια της χρονικής περιόδου T με βάση το μοντέλο Vt-micro. ....	69
3.3.6 Αλλαγή της ταχύτητας του πρώτου οχήματος κατά τη διάρκεια της χρονικής περιόδου T με βάση το μοντέλο ARRB.....	77
<b>Κεφάλαιο 4: Συμπεράσματα.....</b>	<b>82</b>
<b>Βιβλιογραφικές Αναφορές .....</b>	<b>83</b>

## Λίστα μεταβλητών

<b>m:</b>	Μάζα του οχήματος [kg]
<b>a:</b>	Επιτάχυνση [ $m/s^2$ ]
<b>u:</b>	Ταχύτητα [ $m/s$ ]
<b>g:</b>	Επιτάχυνση της βαρύτητας [ $m/s^2$ ]
<b>(g/g<sub>top</sub>):</b>	Η σχέση μετάδοσης σε διάφορες ταχύτητες του οχήματος
<b>θ:</b>	Η κλίση του δρόμου σε μοίρες
<b>slope:</b>	Η κλίση του δρόμου (%)
<b>C<sub>d</sub>:</b>	Συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης
<b>C<sub>r</sub>:</b>	Συντελεστής αντίσταση κύλισης
<b>A<sub>f</sub>:</b>	Μετωπική επιφάνεια του οχήματος [ $m^2$ ]
<b>ρ:</b>	Πυκνότητα του αέρα [ $kg/m^3$ ]
<b>P:</b>	Ισχύς του κινητήρα [kW]
<b>ε:</b>	Ο βαθμός απόδοσης της μετάδοσης
<b>P<sub>acc</sub>:</b>	Η ισχύς που συνδέεται με τη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος και τη λειτουργία του συστήματος κλιματισμού και άλλων παρελκομένων.
<b>N:</b>	Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα [rpm]
<b>(N/v)<sub>top</sub>:</b>	Η αναλογία στροφών [rpm] προς την ταχύτητα του οχήματος στην υψηλότερη σχέση μετάδοσης [=35.6]
<b>k:</b>	Ο συντελεστής τριβής του κινητήρα [kJ/rev/liter]
<b>V:</b>	Ο κυβισμός του κινητήρα [liters]
<b>η:</b>	Βαθμός απόδοσης του κινητήρα Diesel [=0,45]
<b>η<sub>t</sub>:</b>	Ο βαθμός απόδοσης της μετάδοσης (final drive efficiency)
<b>b<sub>1</sub>:</b>	$10^{-4}$
<b>C:</b>	=0,00125
<b>φ :</b>	Λόγος καυσίμου - αέρα. Όταν φ=1 τότε το μείγμα είναι στοιχειομετρικό, όταν φ>1 το μείγμα είναι πλούσιο και όταν φ<1 το μείγμα είναι φτωχό.
<b>K<sub>idle</sub>:</b>	Ο σταθερός συντελεστής τριβής του κινητήρα στο ρελαντί [kJ/rev/liter]
<b>N<sub>idle</sub>:</b>	Η σταθερή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα στο ρελαντί [rev/s]
<b>B:</b>	Η διόρθωση του συντελεστή αντίστασης λόγω ταχύτητας (Speed correction to rolling resistance coefficient)
<b>LHV:</b>	Κατώτερη Θερμογόνος Δύναμη Καυσίμου (43,7 kJ/g για βενζίνη, 41,7 για καύσιμο ντίζελ).
<b>H:</b>	Το ύψος του οχήματος [m]
<b>W:</b>	Το πλάτος του οχήματος
<b>v:</b>	Η ταχύτητα του οχήματος [mph]
<b>VSP :</b>	Η ισχύς ανά μονάδα μάζας [kW/ton]
<b>R(t):</b>	Η δύναμη της αντίστασης [N]
<b>P<sub>mfo</sub>:</b>	Η μέση πίεση καυσίμου στο ρελαντί [400,000 Pa]
<b>ω<sub>idle</sub>:</b>	Ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα στο ρελαντί [rpm]
<b>Q:</b>	Θερμογόνος Δύναμη Καυσίμου (κατώτερη) [43.000.000 J/kg]
<b>F<sub>city</sub> &amp; F<sub>hwy</sub>:</b>	Η ποσότητα καυσίμου που καταναλώθηκε για τον κύκλο οδήγησης EPA (για την πόλη και για τον αυτοκινητόδρομο αντίστοιχα) [L]
<b>T<sub>city</sub> &amp; T<sub>hwy</sub>:</b>	Οι διάρκειες των κύκλων για την πόλη και για τον αυτοκινητόδρομο [s]
<b>MOE<sub>e</sub>:</b>	Ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου ή των εκπομπών ρύπων [L/s]
<b>L<sup>e</sup><sub>i,j</sub>:</b>	οι συντελεστές της παλινδρόμησης για θετική επιτάχυνση

$M^e_{i,j}$ :	οι συντελεστές της παλινδρόμησης για αρνητική επιτάχυνση
$X_s$ :	Η συνολική απόσταση του τμήματος δρόμου [km]
$d_s$ :	Ο μέσος όρος καθυστερήσεων λόγω στάσης για κάθε όχημα [s]
$h$ :	Ο μέσος αριθμός στάσεων για κάθε όχημα
$f_1$ :	Ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου σε πορεία [mL/km]
$f_2$ :	Ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου σε ρελαντί [mL/s]
$f_3$ :	Η κατανάλωση καυσίμου για κάθε στάση του οχήματος [mL]
$MOE_e^{decel}$ :	Ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου ή των εκπομπών ρύπων όταν το όχημα επιβραδύνει [L/s] ή [mg/s].
$v_c$ :	Η ταχύτητα του οχήματος όταν είναι σε πορεία [km/h]
$d_0...d_6$ :	Συντελεστές παλινδρόμησης ειδικοί για το όχημα
$MOE_e^{cruise}$ :	Ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου ή των εκπομπών ρύπων όταν το όχημα είναι σε πορεία [L/s] ή [mg/s]
$k^e_{i,0}$ :	Συντελεστές παλινδρόμησης του οχήματος
$MOE_e^{accel}$ :	Ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου ή των εκπομπών ρύπων όταν το όχημα επιταχύνει [L/s] ή [mg/s]
$b_0...b_6$ :	Συντελεστές παλινδρόμησης του οχήματος
$V_f$ :	Η τελική ταχύτητα [km/hr]
$V_i$ :	Η αρχική ταχύτητα [km/hr]



## Περίληψη:

Η αύξηση του πληθυσμού στα αστικά κέντρα και το γεγονός ότι δεν αναπτύσσονται νέες υποδομές έχουν ως επακόλουθο την δημιουργία κυκλοφοριακής συμφόρησης. Σ' ένα τέτοιο περιβάλλον με συνεχόμενη κυκλοφοριακή κίνηση η ανάγκη για οικονομική οδήγηση καθίσταται πιο επιτακτική. Αφενός το περιβάλλον επιβαρύνεται σημαντικά με ρύπους αλλά και ο οδηγός με το κόστος των καυσίμων. Με τη βοήθεια της τεχνολογικής προόδου οι νέες τεχνολογίες που έχουν εφαρμοστεί σε οχήματα προσφέρουν δυνατότητες αυτόματου ελέγχου της κίνησης του εκάστοτε οχήματος.

Η παρούσα εργασία εντυφεί σε μοντέλα κατανάλωσης καυσίμου, τα οποία αναλύονται ως προς την ακρίβεια, τον αριθμό των παραμέτρων και των μεταβλητών που χρησιμοποιούν. Με βάση το υιοθετημένο μοντέλο μπορούν να εφαρμοστούν τεχνικές της θεωρίας βέλτιστου ελέγχου, με σκοπό την ελαχιστοποίηση της κατανάλωσης καυσίμου κατά την οδήγηση του οχήματος σε αυτοκινητόδρομο. Το αντικείμενο του προβλήματος βέλτιστου ελέγχου είναι ο προσδιορισμός ενός διανύσματος ελέγχου  $u(t)$ , τέτοιου ώστε να ελέγχει τη συμπεριφορά του συστήματος ώστε να ελαχιστοποιεί κάποιο κριτήριο κόστους, ενώ ταυτόχρονα να ικανοποιεί τους φυσικούς περιορισμούς του συστήματος. Με τον όρο φυσικούς περιορισμούς εννοούμε τις εξισώσεις κατάστασης του συστήματος. Στο πρόβλημα που εμβαθύνουμε η κατανάλωση καυσίμου αποτελεί το κριτήριο κόστους και η επιτάχυνση αποτελεί τη μεταβλητή ελέγχου.

Μερικά από τα πιο διαδεδομένα μοντέλα, που έχουν αναπτυχθεί και έχουν χρησιμοποιηθεί, αναφέρονται στη συνέχεια: α) VT-MICRO, β) EMIT (EMISSIONS from Traffic) και γ) Australian Road Research Board (ARRB). Το πρώτο μοντέλο περιλαμβάνει μη γραμμικά μοντέλα με μεταβλητές εισόδου την ταχύτητα και την επιτάχυνση και συντελεστές προερχόμενους από εφαρμογή εξίσωσης παλινδρόμησης σε πειραματικά δεδομένα. Οι μεταβλητές εισόδου στα άλλα δύο μοντέλα, εκτός από την ταχύτητα και την επιτάχυνση, περιλαμβάνουν και την κλίση του δρόμου. Το δεύτερο μοντέλο χρησιμοποιεί παραμέτρους όπως την αντίσταση κύλισης, την αεροδυναμική αντίσταση, την τριβή, την ταχύτητα περιστροφής του άξονα της μηχανής κ.α. Το τρίτο μοντέλο χρησιμοποιεί παραμέτρους που εκτιμούν τον βαθμό απόδοσης της παραγόμενης ισχύος, καθώς και τις αντιστάσεις που ασκούνται στο όχημα. Ο κοινός παρονομαστής και των τριών μοντέλων είναι η πρόβλεψη της κατανάλωσης καυσίμου σε επιβατικά οχήματα.

## Abstract:

The increasing rate of the population in urban areas and the fact that the development of new infrastructure is very costly have as a consequence the creation of traffic congestion. In such an environment with continuous traffic, the need for economical driving becomes more urgent. Environment is significantly burdened by pollutants and the driver with the cost of fuel.

This diploma thesis deals with fuel consumption models, which are analyzed with respect to their accuracy, and the number of parameters and variables they use. Based on the adopted model optimal control theory techniques can be applied to minimize fuel consumption when driving in a highway. The object of the optimal control problem is to define a control vector  $u(t)$ , such that it controls the behavior of the system to minimize a criterion cost while satisfying the physical limitations of the system. In our problem the fuel consumption is the cost criterion and the acceleration is the control variable.

Some of the most popular models that have been developed and used in the past are listed below: a) VT-MICRO, b) EMIT (EMISSIONS from Traffic) and c) Australian Road Research Board (ARRB). The first one includes nonlinear models with input variables speed and acceleration and factors arising from applying a regression procedure to experimental data. The input variables to the other two models, besides the speed and acceleration, include the slope of the road. The second model uses parameters such as rolling resistance, air resistance, friction, engine speed, etc. The third model uses parameters to assess the efficiency of the generated power and the resistance acting on the vehicle. The common denominator of all three models is the prediction of fuel consumption in light-duty vehicles.

# Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή

Είναι γεγονός ότι ο αριθμός των οχημάτων και η συχνότητα χρήσης τους από τους ανθρώπους έχει αυξηθεί δραματικά τα τελευταία χρόνια, ειδικά στα αστικά κέντρα. Ωστόσο, δεν έχουν βελτιωθεί οι υποδομές στα οδικά δίκτυα, με αποτέλεσμα να προκαλείται καθημερινή κυκλοφοριακή συμφόρηση και αρκετά ατυχήματα. Άλλες διαστάσεις που προκαλεί το πρόβλημα είναι οι επιπτώσεις της συμφόρησης και των εκπομπών ρύπων, που επιδρούν στην υγεία του ανθρώπου και στο περιβάλλον. Επομένως, είναι προφανές το γεγονός ότι η λύση έγκειται στον αποτελεσματικό έλεγχο και στη βέλτιστη διαχείριση των οδικών δικτύων. Μια αποδεκτή και ελπιδοφόρα εφαρμογή είναι η χρήση των ευφυών συστημάτων μεταφορών (intelligent transportation systems). Στο πλαίσιο αυτό η παρούσα διπλωματική εργασία συμβάλλει στην βελτίωση της κυκλοφορίας σε αυτοκινητοδρόμους, λαμβάνοντας υπόψιν τις περιβαλλοντικές και οικονομικές επιπτώσεις.

Καθώς αυξάνεται η ανάγκη για μετακίνηση αυξάνεται και η κινητικότητα και ο αριθμός των οχημάτων, με αποτέλεσμα να υπάρχει κυκλοφοριακή συμφόρηση σε όλο και περισσότερους δρόμους. Σαν άμεσο αποτέλεσμα αυξάνονται οι ώρες μετακίνησης και αντίστοιχα μειώνονται οι παραγωγικές ώρες. Είναι αποδεδειγμένο ότι οι ώρες που δαπανούνται στα οδικά δίκτυα αυξάνουν τα επίπεδα του στρες των οδηγών ή των επιβατών [Hennessy, 1997, Stokols et al., 1978]. Είναι σημαντικό από οικονομικής απόψεως ότι τα κυκλοφοριακά προβλήματα οδηγούν σε αυξημένη κατανάλωση καυσίμου, εξαιτίας των αυξομειώσεων της επιτάχυνσης καθώς το όχημα επιταχύνει και επιβραδύνει σε σύντομο χρονικό διάστημα [Dargay et al., 1995].

Από περιβαλλοντικής πλευράς είναι γεγονός ότι οι εκπομπές ρύπων των οχημάτων είναι οι κύριες πηγές μόλυνσης της ατμόσφαιρας [Nagurney, 2000]. Εκτιμάται ότι το 15% των παγκόσμιων εκπομπών είναι διοξείδιο του άνθρακα, το 50% προέρχεται από οξείδια του αζώτου [Nagurney, 2000]. Τα κυριότερα αέρια που εκπέμπονται από τις μηχανές των οχημάτων είναι το διοξείδιο και το μονοξείδιο του άνθρακα, άκαυστοι υδρογονάνθρακες και τα οξείδια του αζώτου. Το μονοξείδιο του άνθρακα (Carbon monoxide CO) είναι ένα προϊόν ελλιπούς καύσης, είναι άχρωμο, άοσμο και δηλητηριώδες αέριο. Το αέριο αυτό μειώνει τη ροή του οξυγόνου στο αίμα και είναι επιβλαβές για κάθε ζωντανό οργανισμό. Οι εκπομπές άκαυστων υδρογονανθράκων προέρχονται από τα καύσιμα που δεν καίγονται πλήρως στον κινητήρα. Αντιδρούν με τα οξείδια του αζώτου και το ηλιακό φως για να σχηματίσουν το όζον, το οποίο είναι ένα συστατικό της αιθαλομίχλης. Είναι γνωστό ότι το όζον προκαλεί ερεθισμούς στα μάτια, βλάπτει τους πνεύμονες και γενικά επηρεάζει την ομαλή λειτουργία του αναπνευστικού συστήματος. Επίσης, οι υδρογονάνθρακες που εκπέμπονται από τα συστήματα εξάτμισης των οχημάτων είναι επίσης τοξικοί και προκαλούν καρκίνο σε μακροπρόθεσμη βάση. Ενώ το μονοξείδιο του άνθρακα και οι υδρογονάνθρακες είναι προϊόντα της ατελούς καύσης των καυσίμων, τα οξείδια του αζώτου σχηματίζονται με διαφορετικό τρόπο. Σχηματίζονται από την αντίδραση του αζώτου και του οξυγόνου κατά τη διάρκεια της υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας και των χημικών διεργασιών που συμβαίνουν κατά τη διάρκεια της καύσης [Vordoulakis, 2003].

## **1.1 Προτάσεις για την μείωση των εκπομπών ρύπων στα οδικά δίκτυα**

Καθώς τα κυκλοφοριακά προβλήματα είναι πολυδιάστατα και περίπλοκα, έχουν προταθεί πολλές διαφορετικές προσεγγίσεις επί του θέματος, με σκοπό να βελτιωθεί η κυκλοφοριακή συμφόρηση στους αυτοκινητοδρόμους, να μειωθούν οι εκπομπές ρύπων, η κατανάλωση καυσίμου και ο αριθμός των ατυχημάτων [Noland, 2001]. Η πιο διαδεδομένη λύση είναι η βελτίωση της χωρητικότητας των οδικών δικτύων. Αυτό έχει σαν συνέπεια την επέκταση των ήδη υπαρχόντων υποδομών (π.χ. αύξηση των αριθμών των λωρίδων, βελτίωση της ποιότητας των οδικών δικτύων) ή την δημιουργία νέων εναλλακτικών δικτύων. Ωστόσο, αυτή η λύση δεν είναι πάντα εφικτή για πολλούς λόγους. Είναι προφανές ότι σχεδόν σε όλες τις πόλεις η διαθέσιμη έκταση είναι περιορισμένη για την δημιουργία ή την επέκταση νέων δρόμων. Η λύση αυτή απαιτεί μεγάλο προϋπολογισμό και αρκετό χρόνο. Ακόμη, η δημιουργία νέων οδικών δικτύων θα επιφέρει περισσότερες περιβαλλοντικές συνέπειες, καθώς θα αυξηθούν οι εκπομπές ρύπων από τα όλο και περισσότερα οχήματα που θα χρησιμοποιούν τα παλιά και τα βελτιωμένα τμήματα των δικτύων [Noland, 2001].

Μια άλλη σημαντική εναλλακτική λύση είναι η αξιοποίηση των νέων τεχνολογιών των οχημάτων, στους κινητήρες, στην εξοικονόμηση καυσίμου αλλά και στον αεροδυναμικό σχεδιασμό τους. Για παράδειγμα, βελτιώνοντας την τεχνολογία των μηχανών των οχημάτων είναι πιθανόν να μειωθούν οι εκπομπές ρύπων και η κατανάλωση καυσίμου [Parageorgiou et al., 2008]. Όσο αυξάνεται η αποτελεσματικότητα της μηχανής τόσο μειώνεται η κατανάλωση καυσίμου σε χαμηλές ταχύτητες, καθώς και ο ρυθμός εκπομπών ρύπων. Ακόμη, εάν το αεροδυναμικό σχήμα των οχημάτων σχεδιαστεί με τον κατάλληλο τρόπο ώστε να μειωθεί η δύναμη αντίστασης θα έχει ως επακόλουθο τη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου σε υψηλές ταχύτητες του οχήματος [Takahashi, 1998].

Μια άλλη εναλλακτική προσέγγιση του θέματος είναι η αντικατάσταση των ορυκτών καυσίμων με πηγές καυσίμων φιλικές προς το περιβάλλον [Jun, 2010]. Με την μέθοδο αυτή μπορούμε να εξασφαλίσουμε τη δημιουργία οχημάτων φιλικών προς το περιβάλλον. Επίσης, αν κατασκευαστούν «έξυπνα» οχήματα, ικανά να επικοινωνούν μεταξύ τους και με τον κύριο ελεγκτή του δρόμου τότε είναι δυνατό να υπάρξει μια πιο αποτελεσματική λειτουργία της υποδομής των οδικών δικτύων. Ακόμη, θα είναι δυνατό τα ατυχήματα να προσδιοριστούν άμεσα, ενώ τα οχήματα θα λειτουργούν ως αισθητήρες και ως μέσα για να μεταφέρουν τα μηνύματα από και προς την κύρια υποδομή [Khare, 1999]. Τα οχήματα αυτά μπορεί να είναι εξοπλισμένα με συστήματα υποστήριξης αποφάσεων, τα οποία μπορούν να βοηθούν τον οδηγό ώστε να αποφύγει ένα πιθανό μπουτιλιάρισμα εξαιτίας ενός ατυχήματος. Βέβαια η εφαρμογή και η λειτουργία των ευφύων οχημάτων φαίνεται να μην είναι εφικτή σε βραχυπρόθεσμο χρόνο (π.χ. σε 10 χρόνια) σε όλα τα οχήματα, συνεπώς καθίσταται αναγκαίο να βρεθούν άλλες πιο άμεσες λύσεις [Kishi, 1996].

## ***1.2 Χρήση των ευφυών συστημάτων μεταφοράς (intelligent transportation systems)***

Τα ευφυή συστήματα χρησιμοποιούν την επικοινωνία μεταξύ των οχημάτων καθώς και με τον κύριο διαχειριστή του δικτύου με στόχο την βελτίωση της ροής της κυκλοφορίας με τέτοιο τρόπο ώστε η υπάρχουσα υποδομή να χρησιμοποιείται όσο το δυνατόν αποτελεσματικότερα [Zegeye, 2011]. Τα συστήματα λαμβάνουν αποφάσεις με βάση τις επικρατούσες και προβλεπόμενες κυκλοφοριακές συνθήκες, με βάση τους περιορισμούς και τις αρχές της οδικής κυκλοφορίας, κατά το δυνατόν με καλύτερη περιβαλλοντική πολιτική. Επίσης, τα συστήματα μπορούν να ενσωματώνουν, να συντονίζουν και να βελτιστοποιούν διάφορα μέτρα ελέγχου της κυκλοφοριακής ροής, όπως την καθοδήγηση του οχήματος με βάση τα όρια ταχύτητας και τα σήματα κυκλοφορίας, για την ελαχιστοποίηση των επιπτώσεων της κυκλοφοριακής συμφόρησης.

Για παράδειγμα, τα οχήματα με αυτόματο έλεγχο της πορείας ή οχήματα που περιέχουν την υποδομή για επικοινωνία με άλλα οχήματα και με τον ελεγκτή μπορούν να ελαχιστοποιήσουν την απότομη πτώση της χωρητικότητας, η οποία προκαλείται από τον πεπερασμένο χρόνο αντίδρασης των οδηγών και από την διαφορά του χρόνου αντίδρασης όταν υπάρχει ελεύθερη ροή ή συνθήκες συμφόρησης [Zegeye, 2011]. Ακόμη, τα οχήματα μπορούν να απέχουν κατά μικρές αποστάσεις μεταξύ τους, οι οποίες αυξάνουν την πυκνότητα στους αυτοκινητοδρόμους ενώ συγχρόνως διατηρείται η υψηλή ταχύτητα. Εάν τα οχήματα επικοινωνούν συνεχώς και είναι πλήρως αυτοματοποιημένα τότε μπορούν να φρενάρουν και να επιταχύνουν όλα μαζί σε συγχρονισμό. Επίσης, προσφέρουν την δυνατότητα να βελτιωθούν τα υπάρχοντα συστήματα μεταφορών και τα συστήματα αποφάσεων με τις πληροφορίες που θα δίνονται από τις υποδομές στους δρόμους και από τα συστήματα ελέγχου. Για παράδειγμα, τα συστήματα μεταβλητών ορίων ταχύτητας σε έναν αυτοκινητόδρομο μπορούν να επικοινωνούν με τα αντίστοιχα συστήματα οδήγησης των αυτοκινήτων, ώστε να συντονίζονται σε πραγματικό χρόνο για να πετύχουν τον έλεγχο του χρόνου του ταξιδιού, της κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών ρύπων [Zegeye, 2011].

Γενικά, τα παραδοσιακά συστήματα μεταφορών συνήθως επικεντρώνονται στην μείωση των συνολικών εκπομπών ρύπων των αυτοκινητοδρόμων, με σκοπό τη μείωση των ρύπων που επηρεάζουν κάποιες προστατευμένες περιοχές, όπως σχολεία, νοσοκομεία και κατοικίες. Για να μειωθούν τα συνολικά επίπεδα εκπομπών ρύπων των οχημάτων σε αυτοκινητοδρόμους είναι αναγκαίο να επιτευχθούν ταχύτητες μεταξύ 30 και 70 km/h. Όμως, επιβάλλοντας τέτοια όρια ταχυτήτων έχουμε ως συνέπεια τον περιορισμό της ροής των οχημάτων. Επομένως, αντί να μειωθούν οι συνολικές εκπομπές ρύπων σε ένα ολόκληρο δίκτυο έχοντας την αντίστοιχη επίδραση στον χρόνο, τα ευφυή συστήματα επικεντρώνονται σε ένα μόνο μέρος του αυτοκινητοδρόμου, το οποίο επηρεάζει τα επίπεδα ρύπων σε μια συγκεκριμένη περιοχή. Επίσης, παράλληλα τα ευφυή συστήματα βελτιώνουν την κυκλοφοριακή ροή σε τμήματα των αυτοκινητοδρόμων

# Κεφάλαιο 2: Μοντέλα κατανάλωσης καυσίμου

Μοντέλο κατανάλωσης καυσίμου είναι ένα μαθηματικό μοντέλο που υπολογίζει την κατανάλωση καυσίμου για μια δεδομένη χρονική στιγμή, βασιζόμενο σε πληροφορίες που αφορούν την κίνηση του οχήματος, το φορτίο, τις καιρικές συνθήκες κ.α. Τα μοντέλα κατανάλωσης καυσίμου εξαρτώνται από πολλούς παράγοντες, οι οποίοι μπορούν να ενσωματωθούν σ' ένα μαθηματικό μοντέλο. Τέτοιοι παράγοντες είναι: η σχεδίαση της μηχανής, η ηλικία του οχήματος, η συμπεριφορά του οδηγού, η τοπογραφία του δρόμου, οι ιδιότητες του καυσίμου, οι δυνάμεις αντίστασης που ασκούνται πάνω στο όχημα, η τεχνολογία ανάφλεξης, η σχεδίαση της κυλινδροκεφαλής, η τριβή μέσα στην μηχανή, η θερμοκρασία, το επίπεδο της υγρασίας κ.α. Ο συμβιβασμός μεταξύ της απλότητας και της ακρίβειας πάντα ήταν ένα δύσκολο κομμάτι για κάποιον που θέλει να δημιουργήσει ένα μοντέλο. Η μεθοδολογία που συνήθως ακολουθείται είναι να βρεθούν οι πιο σημαντικοί παράγοντες και να μελετηθούν, χωρίς να δημιουργηθεί ένα πολύπλοκο μοντέλο.

Τα μοντέλα μπορούν να δημιουργηθούν με δύο τρόπους είτε βάσει δεδομένων (data driven) είτε με βάση τους νόμους της φυσικής. Ο πρώτος τρόπος αναφέρεται σε πειράματα που πραγματοποιούνται με την βοήθεια πειραματικών οχημάτων, στα οποία μετρούνται κάθε στιγμή η ταχύτητα, η επιτάχυνση και η κατανάλωση. Αφού συγκεντρωθούν τα δεδομένα τότε αυτά επεξεργάζονται (π.χ. με την μέθοδο της παλινδρόμησης) για να δημιουργήσουν το μοντέλο το οποίο θα υπολογίζει μια εκτίμηση της κατανάλωσης καυσίμου βάσει των ανεξάρτητων μεταβλητών που ορίζονται κατά τη σχεδίαση. Ο δεύτερος τρόπος αναφέρεται στα μοντέλα τα οποία στηρίζονται στους νόμους της φυσικής (κινηματική).

Ένας άλλος τρόπος διαχωρισμού των μοντέλων, που υπολογίζουν τον ρυθμό κατανάλωσης καυσίμου είναι ανάλογα με τις μεταβλητές εισόδου, όπου χωρίζονται σε **μικροσκοπικά**, **μεσοσκοπικά** και **μακροσκοπικά**. Στην αναφορά [Yue, 2008] αναφέρονται οι ορισμοί για κάθε κατηγορία. Τα μικροσκοπικά μοντέλα έχουν ως μεταβλητές εισόδου στιγμιαία δεδομένα (π.χ. την ταχύτητα για κάθε χρονική στιγμή). Τα μεσοσκοπικά μοντέλα χρησιμοποιούν τις μέσες συνολικές παραμέτρους ενός συνδέσμου ώστε να υπολογίσουν την κατανάλωση. Τα μακροσκοπικά μοντέλα χρησιμοποιούν τις μέσες συνολικές παραμέτρους ενός δικτύου ώστε να υπολογίσουν την κατανάλωση καυσίμου.

## 2.1 Κατηγοριοποίηση των μοντέλων κατανάλωσης καυσίμου

### 2.1.1 Μικροσκοπικά μοντέλα

Τα μικροσκοπικά μοντέλα κατανάλωσης καυσίμου περιγράφουν τη συμπεριφορά των οχημάτων με λεπτομερή ανάλυση. Επομένως, μπορούν να απαιτούν περισσότερες πληροφορίες και χρησιμοποιούν τη σχέση μεταξύ των τιμών κατανάλωσης καυσίμου και των στιγμιαίων χαρακτηριστικών του οχήματος. Για να υπολογιστεί η στιγμιαία κατανάλωση καυσίμου απαιτούνται για κάθε χρονική στιγμή τα στατικά και τα δυναμικά χαρακτηριστικά (π.χ. η ταχύτητα, η επιτάχυνση και οι δυνάμεις που ασκούνται) του οχήματος και οι συνθήκες του δρόμου [Sturm et al. , 1998].

Στιγμιαία μοντέλα κατανάλωσης καυσίμου μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε μικροσκοπικά πακέτα προσομοίωσης της ροής της κυκλοφορίας για να υπολογίσουν την κατανάλωση καυσίμου, βασισμένα στις στιγμιαίες ταχύτητες και επιταχύνσεις των οχημάτων. Ο μόνος περιορισμός των μοντέλων αυτών είναι ότι δεν μπορούν να χρησιμοποιηθούν για μεγάλα δίκτυα κίνησης, διότι χρησιμοποιούν μεγάλο αριθμό παραμέτρων, οι οποίες είναι δύσκολο να υπολογισθούν και επομένως έχουν μεγάλες υπολογιστικές απαιτήσεις, οι οποίες αυξάνονται δραματικά καθώς αυξάνεται ο αριθμός των οχημάτων που μελετώνται.

Τα μοντέλα αυτά μπορεί να βασίζονται είτε στην εξίσωση της παλινδρόμησης (regression-based model), είτε στο φορτίο (load-based model). Στην πρώτη κατηγορία μοντέλων συνήθως χρησιμοποιούνται γραμμικές εξισώσεις της μεθόδου της παλινδρόμησης σε σχέση με την στιγμιαία ταχύτητα και επιτάχυνση. Τα μοντέλα αυτά έχουν ως κύριο μειονέκτημα ότι δεν βασίζονται στην φυσική ερμηνεία του πειράματος αλλά σε αριθμητικά δεδομένα. Αντιθέτως, η δεύτερη κατηγορία στηρίζεται στους νόμους της φυσικής. Τα μοντέλα αυτά απαιτούν λεπτομέρειες της μηχανής του οχήματος, όπως η ταχύτητα της μηχανής, η ισχύς της μηχανής, ο βαθμός απόδοσης της μηχανής και η αναλογία καυσίμου / αέρα και γι' αυτό το λόγο θεωρούνται πολύπλοκα μοντέλα. Το μοντέλο που βασίζεται στο φορτίο είναι το μοντέλο Emissions from Traffic και αναλύεται στην παράγραφο 2.2.2 του κειμένου [Cappiello et al., 2002 ].

### 2.1.2 Μακροσκοπικά μοντέλα

Τα μακροσκοπικά μοντέλα εκτιμούν την κατανάλωση καυσίμου για μια ομάδα οχημάτων για μια περίοδο χρόνου ή για μια διαδρομή. Αυτά τα μοντέλα χρησιμοποιούν τις μέσες συνολικές παραμέτρους ενός δικτύου όπως η μέση ταχύτητα και η μέση πυκνότητα για να υπολογίσουν την κατανάλωση καυσίμου. Τα μακροσκοπικά μοντέλα είναι σημαντικά στον υπολογισμό και στην ανάπτυξη μεθόδων για την απογραφή εκπομπών. Μπορούν να χωριστούν σε τρεις κατηγορίες [Zegeye, 2011 ]:

- μοντέλα βασισμένα στην μέση ταχύτητα (average-speed-based model)
- μοντέλα βασισμένα στην κατάσταση της κίνησης (traffic-situation-based model)
- μοντέλα βασισμένα στην διακύμανση της κίνησης (traffic-variance-based model).

Τα μοντέλα που στηρίζονται στην μέση ταχύτητα είναι τα πιο απλά μοντέλα. Αυτά τα μοντέλα χρησιμοποιούν την μέση ταχύτητα των οχημάτων ως μεταβλητή εισόδου για να υπολογίσουν την κατανάλωση καυσίμου των οχημάτων σ' ένα οδικό δίκτυο. Σε αυτό το σημείο πρέπει να σημειωθεί ότι επειδή στηρίζονται στη μέση ταχύτητα, είναι λιγότερο ακριβή σε σχέση με τα μικροσκοπικά μοντέλα αλλά είναι υπολογιστικά πιο γρήγορα. Χαρακτηριστικό παράδειγμα της κατηγορίας είναι το μοντέλο MOBILE [NRC, 1995], το οποίο υπολογίζει τις εκπομπές ρύπων βάσει της μέσης ταχύτητας. Το μοντέλο αυτό δεν εξαρτάται από την επιτάχυνση, την επιβράδυνση, και το ρελαντί. Ακόμη, το μοντέλο απαιτεί λεπτομερείς πληροφορίες, που αναφέρονται στην τεχνολογία του οχήματος, στην ηλικία του οχήματος, στα διανυθέντα χιλιόμετρα, στη θερμοκρασία, στις παραμέτρους των καυσίμων και στον τρόπο λειτουργίας του οχήματος. Το μοντέλο που περιγράφεται στην παράγραφο 2.4.2 [Waston, 1980],

ενσωματώνει τις αλλαγές στην κινητική ενέργεια κατά την διάρκεια της επιτάχυνσης ως μεταβλητή πρόβλεψης. Όμως οι επιδράσεις από τις αλλαγές στην ταχύτητα κατά την επιβράδυνση δεν συμπεριλαμβάνονται. Το μοντέλο αυτό δεν παρουσιάζει σωστά αποτελέσματα όταν υπάρχουν τιμές ταχύτητας πάνω από 55km/h γιατί επηρεάζεται ο αεροδυναμικός συντελεστής. Το μοντέλο είναι κατάλληλο για ταχύτητες μικρότερες του 50km/h [Evans et al., 1978].

Τα μοντέλα που βασίζονται στην κατάσταση της κίνησης χρησιμοποιούν παράγοντες για την κατανάλωση καυσίμου που ομαδοποιούνται από τις καταστάσεις της κίνησης και περιγράφονται από τη μέση ταχύτητα και από την σύνθεση του οχήματος. Σε αυτά τα μοντέλα σχεδιάζονται διαφορετικοί παράγοντες της κατανάλωσης καυσίμου για διαφορετικές συνθήκες κίνησης. Τότε η συνολική κατανάλωση καυσίμου υπολογίζεται ανάλογα με την καθεμία κατάσταση της κίνησης και με την αντίστοιχη ένταση της κυκλοφορίας [Zegeye, 2011].

Τα μοντέλα που βασίζονται στην διακύμανση της κίνησης είναι μακροσκοπικά μοντέλα, τα οποία λαμβάνουν υπόψη την διακύμανση από τις μέσες τιμές των μεταβλητών κίνησης (όπως η μέση ταχύτητα, η ροή και η πυκνότητα). Σε αυτά τα μοντέλα η κατανάλωση καυσίμου στηρίζεται σε μέσες μεταβλητές, που αφορούν στην κίνηση και σε επιπλέον παράγοντες διόρθωσης της απόκλισης των τιμών από τον μέσο όρο. Επομένως, τα μοντέλα αυτά πρώτα δημιουργούν σχέδια χρησιμοποιώντας τις παραπάνω μεταβλητές κίνησης και τις μεταβλητές υποδομής όπως ο αριθμός των λωρίδων και μετά εισάγονται οι παράγοντες διόρθωσης. Τα μοντέλα που αναφέρονται στις ακόλουθες αναφορές [Matzoros et al., 1992], [Negrenti, 1999] είναι παραδείγματα αυτού του μοντέλου.

### 2.1.3 Μεσοσκοπικά μοντέλα

Τα μεσοσκοπικά μοντέλα είναι πιο γενικά σε σχέση με τα μικροσκοπικά και πιο λεπτομερή σε σχέση με τα μακροσκοπικά. Κοινό χαρακτηριστικό των μεσοσκοπικών και των μακροσκοπικών είναι ότι περιλαμβάνουν τη μέση ταχύτητα. Αυτό μας οδηγεί στο συμπέρασμα μιας κοινής αδυναμίας με τα μακροσκοπικά μοντέλα, διότι η μέση ταχύτητα μπορεί να υπολογιστεί με διάφορους τρόπους. Σαφώς, όλοι οι τύποι που σχετίζονται με μια συγκεκριμένη μέση ταχύτητα δεν μπορούν να εξηγηθούν με τη χρήση ενός ενιαίου συντελεστή εκπομπών. Αυτό συνήθως δεν αποτελεί πρόβλημα σε υψηλότερες μέσες ταχύτητες, όπως αυτές που σχετίζονται με σχετικά μικρή διακύμανση σε λειτουργία, αλλά στις χαμηλές μέσες ταχύτητες που σχετίζονται με την συμφόρηση τείνει να είναι πολύ μεγαλύτερο. Γενικά, τα μεσοσκοπικά μοντέλα χρησιμοποιούν λιγότερες μεταβλητές αλλά είναι πιο πολύπλοκα σε σχέση με τα μικροσκοπικά και μακροσκοπικά μοντέλα [Yue, 2008].

Στις επόμενες παραγράφους αναλύονται τα πιο βασικά και τα πιο διαδεδομένα μοντέλα κατανάλωσης καυσίμου. Τα περισσότερα μοντέλα, εκτός από την κατανάλωση καυσίμου υπολογίζουν και τις εκπομπές ρύπων. Στην εργασία περιγράφονται και κάποια πολύ βασικά μοντέλα, που υπολογίζουν μόνο τις εκπομπές ρύπων, όπως τα μοντέλα MOBILE, EMFAC και MEASURE. Τα δύο μοντέλα χρησιμοποιούνται κατά κόρων στις Ηνωμένες Πολιτείες. Το MOBILE μοντέλο έχει αναπτυχθεί βάσει των δεδομένων από το Environmental Protection



Agency - EPA, ενώ το μοντέλο EMFAC από το California Resources Board's - CARB's. Τα δύο μοντέλα χρησιμοποιούν την συνάρτηση της ηλικίας, της μέσης ταχύτητας, του τύπου του οχήματος κ.ά. Τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν για να αναπτυχθεί το μοντέλο MEASURE ήταν από το EPA. Το μοντέλο EMIT αξίζει να περιγραφεί γιατί αποτελεί παράδειγμα ενός μοντέλου που η ανάπτυξή του στηρίχθηκε στο φορτίο [Carpiello et al., 2002].

## **2.2 Μικροσκοπικά μοντέλα κατανάλωσης καυσίμου**

### **2.2.1 COMPREHENSIVE MODAL EMISSIONS MODEL (CMEM)**

Το comprehensive modal emissions model αναπτύχθηκε ως στιγμιαίο μοντέλο κατανάλωσης καυσίμου για ελαφρά οχήματα (π.χ. ι.χ. οχήματα και μικρά φορτηγά), και στηρίζεται στους κινηματικούς νόμους της φυσικής [Barth, 2006]. Το μοντέλο μπορεί να υπολογίσει τον ρυθμό κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών ρύπων ενός οχήματος. Για να εκτιμηθούν οι εκπομπές κυκλοφορίας με μεγαλύτερη ακρίβεια και με περισσότερη λεπτομέρεια απαιτούνται μικροσκοπικά στιγμιαία μοντέλα, τα οποία στηρίζονται στα στιγμιαία μεταβαλλόμενα δεδομένα, όπως η ταχύτητα και η επιτάχυνση. Το μοντέλο λόγω της απλής δομής του απαιτεί μικρότερο υπολογιστικό φόρτο και είναι εύκολη η συγκέντρωση δεδομένων [Barth, 2006].

Το μοντέλο CMEM ονομάστηκε comprehensive γιατί μπορεί να προβλέπει την κατανάλωση καυσίμου για μια μεγάλη ποικιλία οχημάτων σε διάφορες περιπτώσεις (π.χ. σε ομαλή λειτουργία, σε δυσλειτουργία κ.α.). Η μεθοδολογία η οποία ακολουθήθηκε αποτελείται από 4 φάσεις.

Η πρώτη φάση αποτελείται από:

- Τη συλλογή δεδομένων από προηγούμενες έρευνες.
- Την ανάλυση των δεδομένων και άλλων μοντέλων, ώστε να αναπτυχθεί μια βάση για το καινούριο μοντέλο.
- Την ανάπτυξη ενός καινούριου πρωτόκολου μετρήσεων εκπομπών ρύπων για να χρησιμοποιηθεί στην φάση πειραμάτων [Barth et al., 1997].
- Τη διεξαγωγή πειραμάτων σ' ένα αντιπροσωπευτικό δείγμα οχημάτων (περίπου 30 οχήματα) μέσω του πρωτοκόλου που έχει αναπτυχθεί.

Η δεύτερη φάση αποτελείται από:

- Τη διεξαγωγή πειραμάτων σε μεγαλύτερο αντιπροσωπευτικό δείγμα οχημάτων (περίπου 320 οχήματα) .
- Τα αποτελέσματα χρησιμοποιούνται για να βελτιωθεί και να αξιολογηθεί το υπάρχον μοντέλο.

Η τρίτη φάση αποτελείται από:

- Τη σύγκριση μεταξύ του αναπτυσσόμενου μοντέλου σε σχέση με τα ήδη υπάρχοντα μοντέλα. Ο στόχος της φάσης αυτής είναι να αποδειχθεί ότι το μοντέλο ανταποκρίνεται στις απαιτήσεις για τις οποίες έχει σχεδιαστεί.

Η τέταρτη φάση αποτελείται από:

- Την ενσωμάτωση πρόσθετων οχημάτων με διαφορετικά χαρακτηριστικά (diesel, gasoline, με μεγαλύτερο βάρος, καινούρια τεχνολογία) για να υπολογίζεται και στο μέλλον η κατανάλωση καυσίμου.

Τα δεδομένα του μοντέλου μπορούν να διαχωριστούν σε 2 μεγάλες κατηγορίες:

- α) τις διαθέσιμες μεταβλητές (readily available parameters),
- β) τις ρυθμιζόμενες μεταβλητές (calibrated parameters).

Οι διαθέσιμες μεταβλητές είναι μεταβλητές εισόδου οι οποίες μπορούν να λαμβάνονται από εξωτερικές δημόσιες πηγές (π.χ. στατιστικά στοιχεία ή πηγές από αυτοκινητοβιομηχανίες ή δεδομένα που έχουν συγκεντρωθεί από το Environmental Protection Agency - EPA). Οι μεταβλητές αυτές μπορούν να διαχωριστούν σε ειδικές και γενικές. Στις ειδικές μεταβλητές εντάσσονται αυτές που έχουν άμεση σχέση με το όχημα, όπως η μάζα, ο όγκος εκποτίσματος της μηχανής, η ταχύτητα της μηχανής κ.ά. Στις γενικές μεταβλητές εντάσσονται ο βαθμός απόδοσης της μηχανής, η σχέση μετάδοσης κ.ά. [Barth, 2006].

Στις ρυθμιζόμενες μεταβλητές μπορούν να ενταχθούν μεταβλητές που έχουν σχέση με την κατανάλωση καυσίμου, όπως ο συντελεστής τριβής της μηχανής και οι βαθμοί απόδοσης της σχέσης μετάδοσης.

Η συνολική ισχύς σε kW, η οποία εφαρμόζεται στο όχημα (στους τροχούς), δίνεται από τον τύπο:

$$P_{tract} = (m \cdot \alpha + m \cdot g \cdot \sin\theta + \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot A_f \cdot \rho \cdot v + m \cdot g \cdot C_r \cdot \cos\theta) \cdot v / 1000 \quad (2.1)$$

<b>m:</b>	Μάζα του οχήματος [kg]
<b>α:</b>	Επιτάχυνση [m/s <sup>2</sup> ]
<b>υ:</b>	Ταχύτητα [m/s]
<b>g:</b>	Επιτάχυνση της βαρύτητας [m/s <sup>2</sup> ]
<b>θ:</b>	Η κλίση του δρόμου σε μοίρες
<b>C<sub>d</sub>:</b>	Ο συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης
<b>C<sub>r</sub>:</b>	Ο συντελεστής αντίσταση κύλισης
<b>A<sub>f</sub>:</b>	Η μετωπική επιφάνεια του οχήματος [m <sup>2</sup> ]
<b>ρ:</b>	Η πυκνότητα του αέρα [kg/m <sup>3</sup> ]

Για να μετατρέψουμε την ελκτική ισχύ  $P_{tract}$  σε ισχύ του κινητήρα εφαρμόζουμε την ακόλουθη σχέση:

$$P = \frac{P_{tract}}{\varepsilon} + P_{acc} \quad (2.2)$$

<b>P:</b>	Η ισχύς του κινητήρα [kW]
<b>ε:</b>	Ο βαθμός απόδοσης της μετάδοσης

<b>P<sub>acc</sub>:</b>	Η ισχύς που συνδέεται με τη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος και τη λειτουργία του συστήματος κλιματισμού και άλλων παρελκομένων.
-------------------------	---

Η παραπάνω σχέση πρακτικά σημαίνει ότι ο κινητήρας πρέπει να παράξει αρκετή ισχύ ώστε να καλύπτει τις ανάγκες για έλξη, τις απώλειες αλλά και την ισχύ που απαιτείται από τα υπόλοιπα κυκλώματα του αυτοκινήτου (π.χ. φωτισμός, κλιματισμός, φόρτιση μπαταρίας κ.ά.)

Η κατανάλωση καυσίμου σε (gr/s) υπολογίζεται ως:

$$FR = (K \cdot N \cdot V + \frac{P}{\eta}) \cdot \frac{1}{43,2} \cdot (1 + b_1 \cdot (N - N_0)^2) \quad (2.3)$$

<b>P:</b>	Η ισχύς του κινητήρα [kW]
<b>N:</b>	Η ταχύτητα περιστροφής τητου κινητήρα [rpm]
<b>K:</b>	Ο συντελεστής τριβής της μηχανής
<b>V:</b>	Ο κυβισμός του κινητήρα
<b>η:</b>	Ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα [=0,45 για κινητήρες diesel]
<b>b<sub>1</sub>:</b>	10 <sup>-4</sup>
<b>C:</b>	=0,00125

\*43,2 kJ/g είναι η κατώτερη θερμογόνος δύναμη του καυσίμου diesel.

$$K = K_0 (1 + C \cdot (N - N_0)^2) \quad (2.4)$$

$$N_0 = 30 \cdot \sqrt{\frac{3.0}{V}} \quad (2.5)$$

Η εγκυρότητα ενός μοντέλου είναι η αξιολόγηση του πόσο καλά αποδίδει για διάφορα δεδομένα εισόδου σε σύγκριση με τις μετρήσεις που στηρίζονται σε πραγματικά δεδομένα. Το ζητούμενο είναι να μπορεί να προβλέψει με ακρίβεια. Για να μετρήσουμε την εγκυρότητα ενός μοντέλου χρησιμοποιούμε την μέθοδο της παλινδρόμησης μεταξύ των μετρούμενων τιμών και των τιμών που προβλέπει το μοντέλο. Γι αυτή την εγκυρότητα χρησιμοποιούμε την κλίση και το σημείο τομής της παλινδρόμησης των παρατηρούμενων τιμών με τις μετρούμενες τιμές. Συνήθως, οι μετρούμενες τιμές ορίζονται ως τα δεδομένα παρατήρησης και αναπαρίστανται στον x-άξονα ενώ οι προβλεπόμενες τιμές του μοντέλου αναπαρίστανται στο y-άξονα. Η παλινδρόμηση γίνεται συγκρίνοντας τα προβλεπόμενα αποτελέσματα με τα αποτελέσματα από τις μετρήσεις. Η εγκυρότητα του μοντέλου ελέγχθηκε χρησιμοποιώντας τρεις δοκιμαστικούς κύκλους οδήγησης, λαμβάνοντας δεδομένα από τα οχήματα που εξετάστηκαν. Οι τρεις κύκλοι είναι ο FTP, USO6, και ο MEC. Αξίζει να σημειωθεί ότι ο κύκλος οδήγησης USO6 δεν είχε συμπεριληφθεί στην κατασκευή του μοντέλου, επομένως παρέχει ανεξάρτητα δεδομένα. Περισσότερες λεπτομέρειες για την εγκυρότητα του μοντέλου αναφέρονται στις ακόλουθες αναφορές [Barth et al., 1999], [Schulz et al., 1999].

### 2.2.2 EMIT (EMISSIONS from Traffic)

Το μοντέλο αυτό αξίζει να περιγραφεί γιατί έχει αναπτυχθεί βασιζόμενο στη μέθοδο του φορτίου. Το μοντέλο αποτελεί ένα στατιστικό μοντέλο για τον υπολογισμό της στιγμιαίας κατανάλωσης καυσίμου και εκπομπών ρύπων [Carpiello et al., 2002]. Λόγω της απλής κατασκευής του μοντέλου απαιτεί λίγο υπολογιστικό χρόνο. Το μοντέλο αποτελείται από δύο ενότητες: την ενότητα υπολογισμού των εκπομπών ρύπων που εξέρχονται από τον κινητήρα

(Engine-Out Emissions Module) και την ενότητα των εκπομπών των καυσαερίων. Δεδομένου της κατηγορίας του οχήματος και των μεταβλητών εισόδου της ταχύτητας και της επιτάχυνσης μπορεί να προβλεφθεί ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου και οι εκπομπές ρύπων που εξέρχονται του κινητήρα τα οποία θα είναι οι μεταβλητές εισόδου της δεύτερης ενότητας για να προβλεφθούν οι εκπομπές ρύπων.

Τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν για την ανάπτυξη του μοντέλου προέρχονται από την βάση δεδομένων του National Cooperative Highway Research Program (NCHRP) [Barth, 2000]. Τα πειράματα διεξήχθησαν στο College of Environmental Research and Technology, University of California at Riverside, μεταξύ 1996 και 1999 και αποκτήθηκαν με τη χρήση δυναμόμετρου. Η βάση δεδομένων περιέχει μετρήσεις από 344 οχήματα χαμηλού φόρτου, 202 αυτοκίνητα ιδιωτικής χρήσης και 142 μικρά φορτηγά. Η βάση δεδομένων περιέχει μετρήσεις της ταχύτητας ανά δευτερόλεπτο, των εκπομπών ρύπων που εξέρχονται από τη μηχανή και των εκπομπών στην έξοδο της εξάτμισης (engine-out and tailpipe emission rates) για CO<sub>2</sub>, CO, HC, τους ρυθμούς παραγωγής ρύπων διοξειδίου του άνθρακα, μονοξειδίου του άνθρακα, άκαυστων υδρογονανθράκων και μονοξειδίου του αζώτου. Ο σκοπός αυτού του μοντέλου είναι η αποτύπωση της συμπεριφοράς διαφόρων οχημάτων για τον υπολογισμό της κατανάλωσης καυσίμου. Τα οχήματα εξετάστηκαν σε 3 διαφορετικούς κύκλους: στον FTP, στον υψηλής ταχύτητας US06 και στον MEC01 [Carpriello et al., 2002].

Επειδή ο κύριος στόχος του μοντέλου είναι η πρόβλεψη των εκπομπών από οχήματα που χρησιμοποιούνται κατά μέσο όρο από το κοινό, επιλέγεται ένα αντιπροσωπευτικό όχημα από κάθε κατηγορία και εξετάζεται. Τα δεδομένα συγκεντρώνονται σε ένα σύνθετο όχημα με βάση την ακόλουθη διαδικασία. Για κάθε κατηγορία οχημάτων και για κάθε τυποποιημένο κύκλο οδήγησης τα πειραματικά δεδομένα από τα εξεταζόμενα οχήματα κανονικοποιούνται ως προς το χρόνο, μεγιστοποιώντας την τιμή του R<sup>2</sup> για τις δεδομένες τροχιές. Αυτό γίνεται εφικτό αν μετατοπιστεί ο χρόνος ή αν αφαιρεθούν κάποια δευτερόλεπτα από τα διαθέσιμα δεδομένα. Έπειτα, υπολογίζονται οι μέσες τιμές των εκπομπών, καθώς και των ταχυτήτων, ώστε να δημιουργηθούν τα δεδομένα για το σύνθετο (ισοδύναμο) όχημα. Η επιτάχυνση και ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου είναι δύο μεταβλητές που χρησιμοποιούνται στην κατασκευή του μοντέλου αλλά δεν περιέχονται στην βάση δεδομένων, επομένως πρέπει να υπολογιστούν. Η επιτάχυνση υπολογίζεται από την μεταβολή δυο συνεχόμενων ταχυτήτων του σύνθετου οχήματος. Ο ρυθμός των καυσίμων υπολογίζεται με βάση τον παρακάτω τύπο [Carpriello et al., 2002]:

$$FR = [CO_2/44 + CO/28] \cdot [12 + 1 \cdot 1,85] + HC \quad (2.6)$$

Στην παραπάνω σχέση οι αριθμοί 44, 28, 12 και 1 είναι τα μοριακά βάρη του διοξειδίου του άνθρακα, του μονοξειδίου του άνθρακα, του άνθρακα και του υδρογόνου αντίστοιχα. Ο αριθμός 1,85 είναι ο αριθμός των moles του υδρογόνου για κάθε mole του άνθρακα και οι όροι CO<sub>2</sub>, CO και HC είναι οι μετρούμενες τιμές των εκπομπών του αντίστοιχου ρύπου από την μηχανή.

Παρακάτω παρατίθενται οι σχέσεις για την ενότητα των εκπομπών ρύπων από την μηχανή:

$$EO_i = EI_i \cdot FR \quad (2.7)$$

Οι εκπομπές από την μηχανή εκφράζονται με τον όρο EO<sub>i</sub> (όπου το i = CO<sub>2</sub>, CO, HC, NO<sub>x</sub>) και μετρούνται σε g/s, το EI<sub>i</sub> είναι ο δείκτης εκπομπών για κάθε i το οποίο είναι η μάζα της εκπομπής για κάθε μονάδα μάζας καυσίμου που καταναλώθηκε και FR είναι ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου σε g/s.

$$FR = \varphi \left( K \cdot N \cdot V + \frac{P}{\eta} \right) \quad \text{εάν } P > 0$$

$$FR = K_{idle} \cdot N_{idle} \cdot V \quad \text{εάν } P < 0 \quad (2.8)$$

<b>Φ :</b>	Η αναλογία καυσίμου - αέρα. Όταν $\phi=1$ τότε το μείγμα είναι στοιχειομετρικό, όταν $\phi>1$ το μείγμα θεωρείται πλούσιο και όταν $\phi<1$ το μείγμα είναι φτωχό.
<b>K:</b>	Ο συντελεστής τριβής του κινητήρα [kJ/rev/liter]
<b>N:</b>	Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα [rev/s]
<b>V:</b>	Ο κυβισμός του κινητήρα [liters]
<b>η:</b>	Ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα
<b>K<sub>idle</sub>:</b>	Ο σταθερός συντελεστής τριβής του κινητήρα στο ρελαντί [kJ/rev/liter]
<b>N<sub>idle</sub>:</b>	Η σταθερή ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα στο ρελαντί [rev/s] (rev/s),
<b>P:</b>	Ισχύς του κινητήρα [kW]

Η ισχύς του κινητήρα υπολογίζεται με βάση την ακόλουθη σχέση:

$$P = \frac{P_{tract}}{\varepsilon} + P_{acc} \quad (2.9)$$

<b>P:</b>	Η ισχύς του κινητήρα [kW]
<b>ε:</b>	Ο βαθμός απόδοσης της μετάδοσης
<b>P<sub>acc</sub>:</b>	Η ισχύς που συνδέεται με τη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος και τη λειτουργία του συστήματος κλιματισμού και άλλων παρελκομένων.

Η συνολική ισχύς δίνεται από τη σχέση:

$$P_{tract} = C_r \cdot v + B \cdot v^2 + C_d \cdot v^3 + m \cdot a \cdot v + m \cdot g \cdot \sin\theta \cdot v \quad (2.10)$$

<b>m:</b>	Μάζα του οχήματος [kg]
<b>α:</b>	Επιτάχυνση [m/s <sup>2</sup> ]
<b>g:</b>	Επιτάχυνση της βαρύτητας [9,81 m/s <sup>2</sup> ]
<b>θ:</b>	Η κλίση του δρόμου σε μοίρες
<b>C<sub>d</sub>:</b>	Ο συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης [kW/(m/s) <sup>2</sup> ]
<b>C<sub>r</sub>:</b>	Ο συντελεστής της αντίστασης κύλισης [kW/m/s]
<b>B:</b>	Η διόρθωση του συντελεστή αντίστασης κύλισης, λόγω ταχύτητας

Επειδή όσο περισσότερο καύσιμο καίγεται τόσες περισσότερες εκπομπές δημιουργούνται άρα το  $EO_i$  θα μπορούσε να εκφραστεί και ως γραμμική συνάρτηση του FR.

$$EO_i = \lambda + \mu \cdot FR \quad (2.11)$$

Οι εκπομπές ρύπων παίζουν σημαντικό ρόλο στο σχεδιασμό του μοντέλου γιατί έχουν διαφορετική συμπεριφορά. Το διοξείδιο του άνθρακα είναι το κύριο προϊόν της πλήρους καύσης του καυσίμου και γι' αυτό είναι ανάλογο του ρυθμού κατανάλωσης καυσίμου. Το μονοξείδιο του άνθρακα είναι ευαίσθητο όσον αφορά στην παράμετρο  $\phi$ . Οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες είναι προϊόν ατελούς καύσης, παρόλα αυτά ο ρυθμός παραγωγής τους είναι συνήθως ανάλογος της κατανάλωσης καυσίμου. Για μικρές τιμές της κατανάλωσης καυσίμου εκπέμπονται μικρά ποσοστά μονοξειδίου του αζώτου. Τέλος, το μοντέλο έχει αναπτυχθεί για μηδενική κλίση και με μηδενική την ισχύ  $P_{acc}$ .

Το μοντέλο δίνει πολύ καλά αποτελέσματα για τον υπολογισμό της κατανάλωσης καυσίμου και για το διοξείδιο του άνθρακα. Είναι σχετικά απλό συγκρινόμενο με άλλα μοντέλα που στηρίζονται πάλι στο φορτίο. Τέλος, λόγω της σχετικής απλότητας του μοντέλου, ο υπολογιστικός χρόνος που απαιτείται για να τρέξει το μοντέλο αναμένεται να είναι μικρότερος σε σύγκριση με το μοντέλο CMEM [ Barth et al., 1998].

### 2.2.3 PHYSICAL EMISSION RATE ESTIMATOR (PERE)

Το συγκεκριμένο μοντέλο σχεδιάστηκε για να υποστηρίξει το μοντέλο MOVES (Motor Vehicle Emissions Simulator) που δημιουργήθηκε από το [EPA, 2005]. Το μοντέλο αποτελείται από μια σειρά υπολογιστικών φύλλων, όπου μπορεί να κάνει αλλαγές ο χρήστης. Ο σκοπός της δημιουργίας του μοντέλου είναι να καλύψει τα κενά από το μοντέλο MOVES. Το MOVES έχει ενσωματωθεί με το μοντέλο GREET [Wang, 2001]), επομένως ο συνδυασμός των δύο αυτών μοντέλων με το PERE παρέχει ένα ολοκληρωμένο πακέτο μοντελοποίησης. Το μοντέλο χρησιμοποιεί τις φυσικές αρχές για τη μοντελοποίηση των συστημάτων, ορίζοντας ως μεταβλητές εισόδου τις μεταβλητές που στηρίζονται στο όχημα (όπως αναλύονται στην ενότητα της παραμετροποίησης των μεταβλητών) και υπολογίζει τους ρυθμούς κατανάλωσης καυσίμου ανά δευτερόλεπτο.

*Κατανάλωση καυσίμου για ελαφρά οχήματα βενζίνης.*

$$FR = \phi \cdot [K \cdot N \cdot V + (\frac{P_b}{\eta_t} + P_{acc})/\eta] / LHV \quad (2.12)$$

<b>φ :</b>	η αναλογία καυσίμου - αέρα (συνήθως =1 για βενζίνη)
<b>K:</b>	Ο συντελεστής τριβής του κινητήρα (εξαρτάται από την ταχύτητα περιστροφής)
<b>N:</b>	Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα [rpm] (εξαρτάται από την ταχύτητα του οχήματος)
<b>V:</b>	ο κυβισμός της μηχανής
<b>η<sub>t</sub> :</b>	Ο βαθμός απόδοσης της μετάδοσης
<b>η:</b>	Ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα
<b>P<sub>acc</sub>:</b>	Η ισχύς που συνδέεται με τη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος και τη λειτουργία του συστήματος κλιματισμού και άλλων παρελκομένων (χωρίς κλιματισμό τίθεται ίση με 0,75 kW)
<b>LHV:</b>	Η Κατώτερη Θερμογόνο Δύναμη του καυσίμου (43,7 kJ/g για βενζίνη 41,7 kJ/g για ντίζελ).

Η απαιτούμενη ισχύς σε Watts εξαρτάται κυρίως από την αδράνεια, την κλίση του δρόμου, την τριβή των ελαστικών και την αεροδυναμική αντίσταση:

$$P_b = m \cdot v [\alpha \cdot (1 + \epsilon) + g \cdot \text{slope} + g \cdot C_r] + 0.5 \cdot \rho \cdot C_d \cdot A_f \quad (2.13)$$

<b>u:</b>	Η ταχύτητα του οχήματος [m/s]
<b>α:</b>	Η επιτάχυνση του οχήματος [m/s <sup>2</sup> ]
<b>ε:</b>	Παράγοντας που λαμβάνει υπόψη τις περιστρεφόμενες μάζες [=0,1]
<b>g:</b>	Η επιτάχυνση της βαρύτητας [9,81 m/s <sup>2</sup> ]
<b>slope:</b>	Η κλίση του δρόμου
<b>C<sub>r</sub>:</b>	Συντελεστής αντίστασης κύλισης [=0,009]
<b>ρ:</b>	Η πυκνότητα του αέρα [1,2 kg/m <sup>3</sup> ]
<b>C<sub>d</sub>:</b>	Ο συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης [0,3]
<b>A<sub>f</sub>:</b>	Η μετωπική επιφάνεια του οχήματος [m <sup>2</sup> ], [2 m <sup>2</sup> ]
<b>m:</b>	Η μάζα του οχήματος σε μετρικούς τόνους

Ο συντελεστής αντίστασης κύλισης μπορεί να λαμβάνει τιμές από 0,008 έως 0,013 για την πλειονότητα των ελαστικών που χρησιμοποιούνται συνήθως. Η τιμή αυτή μπορεί να εξαρτάται από την θερμοκρασία, την επιφάνεια και την ταχύτητα. Η αεροδυναμική αντίσταση συνήθως παρέχεται από τους κατασκευαστές. Η μετωπική επιφάνεια μπορεί να υπολογιστεί από την σχέση:

$$A_f = (H - GC) \cdot W \cdot 0.93 \quad (2.14)$$

όπου:

<b>H:</b>	Το ύψος του οχήματος
<b>GC:</b>	Η απόσταση από το έδαφος
<b>W:</b>	Το πλάτος του οχήματος

Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα υπολογίζεται ως:

$$N = \left(\frac{N}{v}\right)_{top} \cdot (60rps/rpm) \cdot (g/g_{top}) \cdot v \quad (2.15)$$

<b>N:</b>	Η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα [rpm]
<b>(N/u)<sub>top</sub>:</b>	Ο λόγος στροφών προς ταχύτητα του οχήματος στην υψηλότερη σχέση μετάδοσης [=35.6]
<b>u:</b>	Η ταχύτητα του οχήματος [mph]
<b>(g/g<sub>top</sub>):</b>	Η σχέση μετάδοσης σε διάφορες ταχύτητες του οχήματος

## 2.2.4 Vehicle-Specific Power (VSP) MODEL

Το μοντέλο VSP υπολογίζει την κατανάλωση καυσίμου και τον ρυθμό εκπομπών ρύπων [Wang et al., 2008]. Χρησιμοποιεί ως μεταβλητές εισόδου τις στιγμιαίες τιμές της ταχύτητας, της επιτάχυνσης και την κλίση του δρόμου. Ο όρος VSP αναφέρεται στην στιγμιαία ισχύ ανά μονάδα μάζας του οχήματος και με βάση αυτή υπολογίζονται η κατανάλωση καυσίμου και οι εκπομπές ρύπων. Η ισχύς VSP υπολογίζεται με βάση την ταχύτητα και την επιτάχυνση του οχήματος και λαμβάνει υπόψη την κλίση του δρόμου, την αεροδυναμική αντίσταση και την αντίσταση κύλισης. Ανήκει στην κατηγορία των μοντέλων που βασίζονται σε πειραματικά δεδομένα (data driven).

Τα δεδομένα του πειράματος συγκεντρώθηκαν από το Φορητό Σύστημα Μέτρησης Εκπομπών (Portable Emission Measurement System PEMS) [Hu, 2004]. Για 10 διαφορετικά οχήματα λήφθηκαν μετρήσεις σε 3 περιόδους της ημέρας : 7:00–9:00 π.μ., 11:00 π.μ.–1:00 μμ. και 5:00–7:00 μ.μ., οι οποίες αντιστοιχούν σε ώρες αιχμής και σε ώρες μη αιχμής της πόλης. Οδηγήθηκαν υπό διαφορετικές συνθήκες οδήγησης (κλίση του δρόμου) με τις ταχύτητες να κυμαίνονται από 0-80 km/h και με τις επιταχύνσεις από  $-5 \text{ m/s}^2$  έως  $5 \text{ m/s}^2$  από τον Οκτώβριο του 2004 έως τον Μάρτιο του 2005. Για κάθε όχημα συγκεντρώθηκαν περίπου 13000 μετρήσεις [Hu, 2004].

2002 VW Santana	με κινητήρα 1,8L
2001 VW Jetta	με κινητήρα 1,6L
1998 VW Santana	με κινητήρα 1,8L
1997 VW Santana	με κινητήρα 1,8L
2001 Toyota Jinbei	με κινητήρα 1,6L
1999 VW Jetta	με κινητήρα 1,6L
2002 VW Passat	με κινητήρα 1,8L
2001 VW Jetta	με κινητήρα 1,6L
2003 VW Santana	με κινητήρα 1,8L
2004 Buick SGM	με κινητήρα 2,0L

**Πίνακας 1:** Τα 10 οχήματα που χρησιμοποιήθηκαν στην διεξαγωγή των πειραμάτων [Wang et al., 2008].

Η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε για την ανάπτυξη του τελικού μοντέλου αποτελείται από τα εξής βήματα [Frey et al., 2007]:

Πραγματοποιήθηκε μια διερευνητική ανάλυση για την αξιολόγηση της σχέσης μεταξύ της κατανάλωσης καυσίμου και των παραγόντων που την επηρεάζουν. Κατ' αυτόν τον τρόπο εντοπίστηκαν οι σημαντικότεροι παράμετροι που επηρεάζουν την κατανάλωση.

1. Με βάση τις παραμέτρους που έχουν εντοπιστεί, αναπτύχθηκε μια προσέγγιση που βασίζεται σε μικροσκοπικό επίπεδο, δηλαδή σε στιγμιαία δεδομένα.
2. Σύγκριση των τιμών της κατανάλωσης καυσίμων μεταξύ διαφορετικών οχημάτων αλλά για ένα συγκεκριμένο καύσιμο π.χ. diesel.
3. Ανάπτυξη των συντελεστών του μοντέλου.

#### *Εμπειρικό μοντέλο βασισμένο στην κατανάλωση καυσίμου για ελαφρά οχήματα με βενζινοκινητήρα*

Πρώτα υπολογίζουμε τον όρο VSP, ο οποίος ορίζεται ως η ισχύς ανά μονάδα μάζας του οχήματος. Το αρχικό μοντέλο που είχε προταθεί είναι:

$$VSP = v \cdot (1,1 \cdot \alpha + 0,132) + 0,000302 \cdot v^3 \quad (2.16)$$

Μια απλοποιημένη μορφή δίνεται από τους [Frey et al., 2007]:

$$VSP = 0,278 \cdot v [0,305 \cdot \alpha + 9,81 (\sin(\alpha \cdot \tan(\text{slope}/100)) + 0,132) + 0,0000065 \cdot v^3 \quad (2.17)$$

Όπου:

<b>v:</b>	Η ταχύτητα [km/h]
<b><math>\alpha</math> :</b>	Η επιτάχυνση [km/h/s]



<b>slope:</b>	Η κλίση δρόμου [%]
<b>VSP :</b>	Η ισχύς ανά μάζα οχήματος [kW/ton]

Το μοντέλο δίνεται ως [Wang et al., 2008]:

$$VSP (kw/ton) = 2,73 \cdot \sin(slope) \cdot v + 0,085 \cdot v \cdot \alpha + 0,0593 \cdot v + 0,0000653 \cdot v^3 \quad (2.18)$$

<b>υ:</b>	Η ταχύτητα του οχήματος [miles/h]
<b>α:</b>	Η επιτάχυνση [miles/h/s]
<b>slope:</b>	Η κλίση του δρόμου [μοίρες]

Αρχικά, διαχωρίζουμε την ταχύτητα σε τρεις κατηγορίες: χαμηλή ταχύτητα (0 km/h < υ < 30 km/h), μέτρια ταχύτητα (30 km/h < υ < 60 km/h) και υψηλή ταχύτητα (υ > 60 km/h). Κάθε κατηγορία ταχύτητας χωρίζεται σε VSP διαστήματα. Υπολογίζεται ο μέσος ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου για κάθε διάστημα. Λαμβάνονται υπόψιν δυο προϋποθέσεις όταν θέλουμε να ορίσουμε τον αριθμό των διακριτών διαστημάτων:

- Το κάθε διάστημα πρέπει να έχει έναν μέσο ρυθμό κατανάλωσης καυσίμου ο οποίος είναι στατιστικά διαφορετικός από κάθε άλλο διάστημα και
- Κάθε διάστημα δεν θα πρέπει να κυριαρχεί στον υπολογισμό της συνολικής κατανάλωσης καυσίμου.

Τέλος, η συνολική κατανάλωση υπολογίζεται ως εξής :

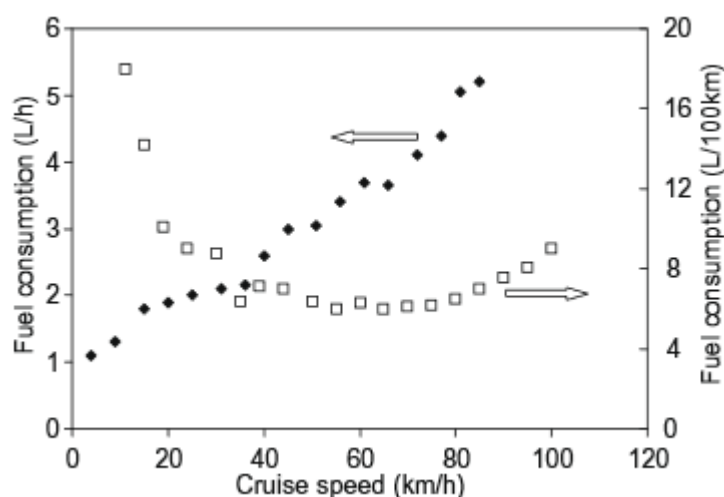
$$FC = \sum_{i=1}^I FR_i \cdot T_i \quad (2.19)$$

<b>FC</b>	Η κατανάλωση καυσίμου [L/s]
<b>I</b>	Ο αριθμός των διακριτών διαστημάτων
<b>FR<sub>i</sub></b>	Ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου για το διακριτό διάστημα i [L/s]
<b>T<sub>i</sub></b>	Ο χρόνος του οχήματος που διήρκεσε για το κάθε διακριτό διάστημα [s]

*Εμπειρικό μοντέλο βασισμένο στην κατανάλωση καυσίμου για βαριά οχήματα με κινητήρα diesel*

$$VSP (kw/ton) = v \cdot (\alpha + 0,09199) + 0,000169 \cdot v^3 \quad (2.20)$$

Στο ακόλουθο Σχήμα 1 παρουσιάζεται η συσχέτιση της ταχύτητας με την κατανάλωση καυσίμου ανά μονάδα χρόνου (L/h) και ανά μονάδα απόστασης (L/100km) για το δεύτερο εξεταζόμενο όχημα, όπως φαίνεται στον παραπάνω πίνακα. Η κατανάλωση καυσίμου ανά μονάδα χρόνου παρουσιάζει μια θετική συσχέτιση με την ταχύτητα: μια αύξηση της ταχύτητας από 40 km/h σε 80 km/h έχει ως αποτέλεσμα 94% αύξηση του ρυθμού κατανάλωσης καυσίμου. Ακόμη το σχήμα δείχνει ότι πολύ υψηλές ή πολύ χαμηλές ταχύτητες μπορούν να οδηγήσουν σε υψηλό ρυθμό κατανάλωσης καυσίμου σε L/100km. Επομένως ο πιο οικονομικός ρυθμός εμφανίζεται μεταξύ των ταχυτήτων 50 km/h - 70 km/h [Wang et al., 2008].



**Σχήμα 1:** Σχέση της ταχύτητας με την κατανάλωση καυσίμου για το νούμερο 2 εξεταζόμενο όχημα [Wang et al., 2008].

Για να αξιολογηθεί η επίδραση της κλίσης του δρόμου πάνω στην κατανάλωση καυσίμου δημιουργήθηκαν τρία σενάρια [Frey et al., 2007]. Το πρώτο σενάριο αξιολογεί την περίπτωση με αρνητική κλίση, το δεύτερο με θετική κλίση και το τρίτο με θετική και αρνητική κλίση. Για το πρώτο σενάριο θεωρήθηκε μηδενική κλίση και τα αποτελέσματα συγκρίθηκαν για τμήματα του δρόμου με αρνητική κλίση. Αντίστοιχα και για τα άλλα δυο σενάρια θεωρήθηκε μηδενική κλίση και μετά συγκρίθηκαν με τα αποτελέσματα με θετική κλίση και με τμήμα του δρόμου που περιέχει και θετική και αρνητική κλίση. Το αποτέλεσμα ήταν ότι αγνοώντας την αρνητική κλίση είχε ως επακόλουθο την υπερεκτίμηση της VSP, ενώ αγνοώντας την θετική κλίση υποτιμάται η τιμή της VSP. Πέρα από την υπερεκτίμηση της ισχύος υπάρχει και η αντίστοιχη υπερεκτίμηση στην κατανάλωση καυσίμου, η οποία κυμαίνεται από 14 μέχρι 24% για αρνητική κλίση. Για θετική κλίση η υποτίμηση της κατανάλωσης καυσίμου κυμαίνεται από 11 μέχρι 20% [Frey et al., 2007].

#### *Εφαρμογή του μοντέλου [Frey et al., 2007]:*

Για 10 οχήματα λήφθηκαν μετρήσεις μέσω του Φορητού Συστήματος Μέτρησης Εκπομπών και χρησιμοποιήθηκαν για την εφαρμογή του μοντέλου. Τα 10 οχήματα είναι:

2005 Chevrolet Cavalier	με κινητήρα 2.2 L
2005 Dodge Caravan	με κινητήρα 3.3 L
2005 Chevrolet Tahoe	με κινητήρα 5.3 L
1997 Honda Accord	με κινητήρα 2.2 L
1998 Plymouth Breeze	με κινητήρα 2.4 L
2004 Dodge Stratus	με κινητήρα 2.7 L
1997 Dodge Caravan	με κινητήρα 3.3 L
2000 Dodge Caravan	με κινητήρα 3.3 L
2002 Dodge Caravan	με κινητήρα 3.3 L
2000 Ford Crown Victoria	με κινητήρα 4.6 L

**Πίνακας 2:** Τα 10 πειραματικά οχήματα που χρησιμοποιήθηκαν [Frey et al., 2007].

Με βάση τις μετρήσεις υπολογίστηκαν οι τιμές της στιγμιαίας ισχύος. Έπειτα διαχωρίστηκαν οι τιμές αυτές σε διαστήματα τηρώντας τις 2 προϋποθέσεις που έχουν αναφερθεί παραπάνω.

Επομένως, χωρίστηκαν οι τιμές σε 14 κόμβους VSP και δίπλα σε κόμβο φαίνεται ο αντίστοιχος ρυθμός κατανάλωσης.

VSP κόμβοι	Τιμές VSP	Ρυθμός κατανάλωσης (L/s)
1	VSP<-2	2,4
2	-2<= VSP<0	2,6
3	0<= VSP<1	4,8
4	1<= VSP<4	2,4
5	4<= VSP<7	2,3
6	7<= VSP<10	2,2
7	10<= VSP<13	2,0
8	13<= VSP<16	2,0
9	16<= VSP<19	2,0
10	19<= VSP<23	2,0
11	23<= VSP<28	2,2
12	28<= VSP<33	2,1
13	33<= VSP<39	2,2
14	39<= VSP	2,3

**Πίνακας 3:** Διαχωρισμός της στιγμιαίας ισχύος σε VSP κόμβους.

Τέλος, για να βρούμε την συνολική κατανάλωση καυσίμου πολλαπλασιάζουμε τον ρυθμό της κατανάλωσης του κάθε κόμβου με τον χρόνο που διήρκεσε η διαδρομή σε κάθε κόμβο.

## 2.2.5 Australian Road Research Board (ARRB) MODEL.

Το ARRB (Australian Road Research Board) μοντέλο [Akcelik et al., 1987] αναπτύχθηκε στο πανεπιστήμιο του Σύδνεϋ. Αποτελεί ένα στιγμιαίο μοντέλο κατανάλωσης καυσίμου, το οποίο συσχετίζει την κατανάλωση με τις βασικές αρχές κίνησης του οχήματος. Η συγκέντρωση των δεδομένων αυτού του μοντέλου περιλαμβάνουν την ταχύτητα σε σχέση με το χρόνο και πληροφορίες για την κλίση του δρόμου [Akcelik et al., 1987].

Τα οχήματα που εξετάστηκαν για την ακρίβεια του μοντέλου είναι το 4.1L Cortina και το 3.3L Commodore. Η ακρίβεια του μοντέλου εκτιμήθηκε με βάση 2 σετ δεδομένων. Τα πρώτα δεδομένα συγκεντρώθηκαν με το Cortina κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης, της επιβράδυνσης και σταθερής ταχύτητας. Αξίζει να σημειωθεί, ότι κατά τη διάρκεια του πειράματος η κλίση του δρόμου ήταν μηδενική. Λόγω της μηδενικής αυτής κλίσης είναι αδύνατον να εκτιμηθεί η αποτελεσματικότητα του όρου της κλίσης σε ένα μοντέλο που βασίζεται στην ενέργεια. Τα σφάλματα που αφορούν την απόκλιση από την μετρούμενη τιμή σε σχέση με την προβλεπόμενη τιμή της κατανάλωσης καυσίμου για σταθερή ταχύτητα ήταν μικρότερα του ποσοστού 5%. Εξαίρεση αποτελούσε το σημείο που άλλαζαν οι ταχύτητες και ειδικά στις χαμηλές ταχύτητες (μικρότερες των 50 km/h). Τα σφάλματα της κατανάλωσης καυσίμου που υπήρχαν στην επιτάχυνση ήταν μικρότερα της τάξης του 10% για όλες τις επιταχύνσεις και μικρότερα του 6% για το διάστημα των επιταχύνσεων που συναντάται πιο συχνά κατά την οδήγηση. Όσον αφορά στα σφάλματα της επιβράδυνσης από αρχικές ταχύτητες 60 km/h υπολογίζονται σε μικρότερα από 10%. Γενικά, τα αποτελέσματα ήταν

ικανοποιητικά με μέσα σφάλματα της τάξης του 5%. Η ακρίβεια αξιολογήθηκε περαιτέρω χρησιμοποιώντας δεδομένα από το Australian Road Research Board μέσω του οχήματος Commodore. Η ταχύτητα του οχήματος κυμαινόταν από 50 έως 85 km/h. Για όλες τις διαδρομές τα σφάλματα ήταν μικρότερα του 4% και το συνολικό μέσο σφάλμα μικρότερο του 1%, τα οποία θεωρούνται πολύ μικρά. Οι μεγαλύτερες αποκλίσεις συνέβησαν όταν υπήρχαν διακυμάνσεις στην ταχύτητα και σε δρόμους με αρκετά απότομες ανηφόρες. Είναι σημαντικό ότι η κατανάλωση καυσίμου μετρήθηκε χρησιμοποιώντας έναν μετρητή ροής καυσίμου και υπήρχε μια καθυστέρηση μεταξύ του χρόνου που ο μετρητής μετράει το καύσιμο και μεταξύ του χρόνου που η μηχανή χρησιμοποιεί το καύσιμο. Το γεγονός αυτό είχε ως αποτέλεσμα να υπάρχει μια διαφορά στις τιμές των προβλεπόμενων και των μετρούμενων τιμών. [Akcelik et al., 1987].

Η κατανάλωση καυσίμου ανά μονάδα χρόνου ml/s εκφράζεται ως:

$$F_t = \alpha + \beta_1 (P_D + P_{EC} + P_I + P_{EA}) \quad \text{για} \quad P_t > 0$$

$$F_t = \alpha \quad \text{για} \quad P_t < 0 \quad (2.21)$$

Η ολική ισχύς είναι το άθροισμα της ισχύος λόγω αντίστασης ( $P_D$ ), της ισχύος λόγω αδράνειας ( $P_I$ ), ενώ  $P_{EC}$  και  $P_{EA}$  είναι οι επιπλέον ισχύς τριβής της μηχανής σε σταθερή ταχύτητα και σε επιτάχυνση αντίστοιχα.

$$P_{EC} = d_3 \cdot v^2 \quad (2.22)$$

$$P_D = d_1 \cdot v + d_2 \cdot v^2 \quad (2.23)$$

$$P_I = m \cdot v \cdot \alpha / 1000 \quad (2.24)$$

$$P_{EA} = (\beta_2 / \beta_1) \cdot m \cdot v \cdot \alpha^2 / 1000 \quad (2.25)$$

Η παράμετρος  $d_1$  είναι περίπου ανάλογη της μάζας του οχήματος και η παράμετρος  $d_2$  είναι περίπου ανάλογη της μετωπικής επιφάνειας του οχήματος. Και οι δυο παράμετροι σχετίζονται με την συνιστώσα της οπισθέλκουσας.

Για την κατασκευή του μοντέλου έχουν γίνει διάφορες προσεγγίσεις και υποθέσεις. Μία από τις προσεγγίσεις του μοντέλου είναι ότι το απαιτούμενο καύσιμο για να διατηρήσει τη λειτουργία του κινητήρα είναι το ίδιο και όταν το όχημα είναι σε ρελαντί. Η αντίσταση της μηχανής θα είναι μεγαλύτερη όταν το όχημα κινείται αλλά αυτή η επιπλέον δύναμη περιέχεται στο όρο της  $R_D$  δύναμης. Αυτή η υπόθεση επιτρέπει στην παράμετρο  $\alpha$  να υπολογίζεται ανεξάρτητα της αντίστασης και έχει διαπιστωθεί ότι δεν έχει καμία επίδραση στην ακρίβεια του μοντέλου. Η κατανάλωση καυσίμου εξαρτάται όχι μόνο από την ταχύτητα και την επιτάχυνση αλλά και από τις στροφές του κινητήρα του εξεταζόμενου οχήματος. Ο όρος αυτός δεν έχει συμπεριληφθεί στο μοντέλο, αντιθέτως το μοντέλο υπολογίζει τις συνιστώσες αντίστασης της κατανάλωσης καυσίμου σε σταθερές ταχύτητες όταν το όχημα βρίσκεται σε σχετικά υψηλές ταχύτητες, γιατί θεωρείται ότι η αντίσταση κύλισης και η αεροδυναμική έχουν τις ίδιες τιμές για μια δεδομένη ταχύτητα. Ο όρος  $\beta_2$  επιτρέπει την αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου που προκαλείται μέσω της μετάδοσης σε χαμηλές ταχύτητες κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης. Η χρήση του όρου  $\beta_2$  αντικατοπτρίζει την αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου

σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής και έχει αποδειχθεί ότι αποδίδει όταν το όχημα οδηγείται σε μια σειρά ταχυτήτων.

Παρακάτω δίνονται κάποιες ενδεικτικές τιμές όπως προέκυψαν από τα πειράματα που διεξάχθηκαν.

Παράμετρος	Ενδεικτικές τιμές	Περιγραφή
$\alpha$	0.666	Ρυθμός κατανάλωσης σε [ml/s]
$m$	1.680	Μάζα σε [kg]
$\beta_1$	0.072	Παράμετρος αποτελεσματικότητας της ενέργειας σε [ml/kJ]
$\beta_2$	0.0344	Παράμετρος της αποτελεσματικότητας που σχετίζει το καύσιμο που καταναλώθηκε κατά τη διάρκεια της θετικής επιτάχυνσης με το προϊόν της αδράνειας της ενέργειας και της επιτάχυνσης σε [ml/kJ.m/s <sup>2</sup> ]
$d_1$	0.269	Παράμετρος της δύναμης της αντίστασης σε [kN] σχετίζεται με την αντίσταση κύλισης.
$d_2$	0.000672	Παράμετρος της δύναμης της αντίστασης σε [kN/(m/sec) <sup>2</sup> ] σχετίζεται με την αεροδυναμική αντίσταση
$d_3$	0,0171	Παράμετρος της δύναμης της αντίστασης σε [kN/(m/sec) ]

**Πίνακας 4:** Ενδεικτικές τιμές για τις τιμές των παραμέτρων του μοντέλου ARRB [Akcelik et al., 1989].

## 2.2.6 Virginia Tech Comprehensive Power-Based Fuel Consumption Model (VT-CPFM)

Το μοντέλο που περιγράφεται βασίζεται στην ισχύ όπως αναφέρει και ο τίτλος του και χρησιμοποίησε τα δεδομένα από το Environmental protection Agency (EPA) κυρίως τις μετρήσεις της κατανάλωσης καυσίμου από την πόλη και τον αυτοκινητόδρομο. Το μοντέλο αυτό πλεονεκτεί σε σχέση με τα υπόλοιπα μοντέλα για δυο λόγους [Rakha et al., 2011]:

- Πρώτον, δεν απαιτεί τις μετρήσεις των ειδικών παραμέτρων από το εργαστήριο ή από το πεδίο δοκιμών αλλά δημοσίως διαθέσιμα δεδομένα, καθώς η συλλογή των δεδομένων δεν είναι πάντα εφικτή.
- Δεύτερον, το μοντέλο αυτό καλύπτει ένα κενό γιατί δεν παράγει ένα bang-bang έλεγχο όπως παράγουν τα υπόλοιπα μοντέλα εκτός από το VT-MICRO μοντέλο.

Όπως αναφέρεται και στην βιβλιογραφία [Moran, 2013] τα πειράματα πραγματοποιήθηκαν για να συλλεχθούν οι ρυθμοί κατανάλωσης καυσίμου υπό διαφορετικές συνθήκες οδήγησης. Το τμήμα του αυτοκινητοδρόμου επιλέχθηκε γιατί περιλαμβάνει ποικίλες ανηφορικές και κατηφορικές περιοχές και έτσι παρέχει ένα κατάλληλο περιβάλλον για να εξεταστούν διαφορετικές συνθήκες του φορτίου του κινητήρα. Εξετάστηκαν έξι οχήματα χαμηλού φόρτου, περιλαμβάνοντας τέσσερα επιβατικά οχήματα και δυο οχήματα SUV.

Fuel consumption (FC) (l/ s):

$$FC(t) = a_0 + a_1 P(t) + a_2 P(t)^2 \quad \text{για } P(t) \geq 0$$

$$FC(t) = a_0 \quad \text{για } P(t) < 0 \quad (2.26)$$

Όπου  $a_0, a_1, a_2$  είναι συγκεκριμένοι παράμετροι του μοντέλου, οι οποίες υπολογίζονται για κάθε όχημα.

Η ισχύς  $P(t)$  υπολογίζεται ως:

$$P(t) = \left( \frac{R(t) + 1.04 m \alpha(t)}{3600 \eta_d} \right) \cdot v(t) \quad (2.27)$$

<b>P(t):</b>	Η ισχύς [kW]
<b>m:</b>	Η μάζα του οχήματος [kg]
<b>α(t):</b>	Η επιτάχυνση του οχήματος [m/s <sup>2</sup> ]
<b>υ(t):</b>	Η ταχύτητα του οχήματος [km/h]
<b>η<sub>d</sub>:</b>	Ο βαθμός απόδοσης της μετάδοσης της κίνησης
<b>R(t):</b>	Η δύναμη της αντίστασης [N]

Η σχέση που δίνει την συνολική δύναμη της αντίστασης είναι:

$$R(t) = \left( \frac{\rho}{25.92} \right) C_d C_h A_f v(t) + 9.8066 m \frac{C_r}{1000} (c_1 v(t) + c_2) + 9.8066 m \text{ slope} \quad (2.28)$$

<b>ρ:</b>	Η πυκνότητα του αέρα [1.2256 kg/m <sup>3</sup> ]
<b>C<sub>d</sub>:</b>	Συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης του οχήματος (χωρίς μονάδες)
<b>C<sub>h</sub>:</b>	Συντελεστής διόρθωσης για το υψόμετρο (χωρίς μονάδες). Ισούται με (1 – 0,085 x H), όπου H είναι το υψόμετρο σε [km]
<b>A<sub>f</sub>:</b>	Μετωπική επιφάνεια του οχήματος [m <sup>2</sup> ]
<b>slope:</b>	Η κλίση του δρόμου
<b>C<sub>r</sub>, c<sub>1</sub>, c<sub>2</sub>:</b>	Συντελεστές για την αντίσταση κύλισης

Οι παράμετροι  $a_0, a_1, a_2$  εκφράζονται από τις ακόλουθες σχέσεις:

$$a_0 = \max \left( \frac{P_{mfo} \omega_{idle}}{22164 Q N}, \frac{\left( F_{city} - F_{hwy} \frac{P_{city}}{P_{hwy}} \right) - \varepsilon \left( P_{city}^2 - P_{hwy}^2 \frac{P_{city}}{P_{hwy}} \right)}{T_{city} - T_{hwy} \frac{P_{city}}{P_{hwy}}} \right) \quad (2.29)$$

$$a_2 = \left( \frac{\left( F_{city} - F_{hwy} \frac{P_{city}}{P_{hwy}} \right) - \left( T_{city} - T_{hwy} \frac{P_{city}}{P_{hwy}} \right) a_0}{P_{city}^2 - P_{hwy}^2 \frac{P_{city}}{P_{hwy}}} \right) \geq \varepsilon \quad (2.30)$$

$$a_1 = \left( \frac{F_{hwy} - T_{hwy} a_0 - P_{hwy}^2 a_2}{P_{hwy}} \right) \quad (2.31)$$

<b>P<sub>mfo</sub></b>	Η μέση πίεση καυσίμου στο ρελαντί [400,000 Pa]
<b>ω<sub>idle</sub></b>	Είναι η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα στο ρελαντί [rpm]

d	Ο κυβισμός του κινητήρα [liters]
Q	Θερμογόνος Δύναμη Καυσίμου (κατώτερη) [43.000.000 J/kg]
N	Ο αριθμός των κυλίνδρων του κινητήρα
$F_{city} \& F_{hwy}$	Η συνολική ποσότητα καυσίμου που καταναλώθηκε για τους κύκλους οδήγησης EPA, για την πόλη και για τον αυτοκινητόδρομο αντίστοιχα [L]
$P_{city} \& P_{hwy}$	Το άθροισμα της Ισχύος που εξήχθη σε κάθε δευτερόλεπτο για κάθε κύκλο οδήγησης
$P_{city}^2 \& P_{hwy}^2$	Το τετράγωνο των δυνάμεων που χρησιμοποιήθηκαν
$T_{city} \& T_{hwy}$	Οι διάρκειες των κύκλων για την πόλη και για τον αυτοκινητόδρομο [1875seconds και 766seconds αντίστοιχα]

\* Ο όρος  $\varepsilon$  χρησιμοποιείται μόνο για να διαβεβαιώσουμε ότι ο όρος  $\alpha_2 > 0$  για light-duty-vehicle είναι 1E-06 ώστε να μην παραχθεί bang-bang σύστημα ελέγχου. Οι τιμές του πίνακα έχουν ληφθεί από το (Moran, 2013).

$$F_{city} = \frac{3,7854 \cdot 17,663}{1,6093 \cdot FE_{city}} = \frac{41,5546}{FE_{city}} \quad (2.32)$$

$$F_{hwy} = \frac{3,7854 \cdot 16,4107}{1,6093 \cdot FE_{hwy}} = \frac{38,6013}{FE_{hwy}} \quad (2.33)$$

$$P_{city} = \sum_{t=0}^{T_{city}} P(t) \quad (2.34)$$

$$P_{hwy} = \sum_{t=0}^{T_{hwy}} P(t) \quad (2.35)$$

$$P_{city}^2 = \sum_{t=0}^{T_{city}} P^2(t) \quad (2.36)$$

$$P_{hwy}^2 = \sum_{t=0}^{T_{hwy}} P^2(t) \quad (2.37)$$

Αξίζει να σημειωθεί ότι η EPA ξεκίνησε να χρησιμοποιεί καινούριους κύκλους οδήγησης το 2008. Οι νέοι αυτοί κύκλοι είναι ο US06 για υψηλές ταχύτητες (80 mph max), ο SC03 ή "A/C" ό οποίος αναφέρεται σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 95 βαθμούς F με την λειτουργία του κλιματιστικού ενεργή και ο κύκλος FTP ο οποίος αναφέρεται σε θερμοκρασία 20 °C [Rakha et al., 2011]. Επειδή οι κατασκευαστές του μοντέλου έτρεχαν τα πειράματα στους παλιούς κύκλους αλλά οι αξιολογήσεις της κατανάλωσης καυσίμου αναφέρονταν στους καινούριους κύκλους επομένως δημιουργήθηκαν οι παρακάτω αναλογίες και τα FE μετρούνται σε mi/gal:

$$FE'_{hwy} = \frac{1}{\frac{1,3466}{FE_{hwy}} + 0,001376} \quad (2.38)$$

$$FE'_{city} = \frac{1}{\frac{1,18053}{FE_{city}} + 0,003259} \quad (2.39)$$

οι συντελεστές  $a_1$  και  $a_2$  μπορούν να βρεθούν λύνοντας το παρακάτω σύστημα:

$$F_{city} = T_{city}a_0 + P_{city}a_1 + P_{city}^2a_2 \quad (2.40)$$

$$F_{hwy} = T_{hwy}a_0 + P_{hwy}a_1 + P_{hwy}^2a_2 \quad (2.41)$$

Για την αξιολόγηση του μοντέλου χρησιμοποιήθηκαν 3 οχήματα, όπως αναφέρονται στο [Rakha et al., 2011]:

- α) Ford Explorer (4.0 L, 2223 kg)
- β) Saturn SL (1.9L, 1240kg)
- γ) Honda Accord (2.2L, 1605kg)

από τα οποία το πρώτο είναι μικρό φορτηγάκι και τα άλλα δυο επιβατικά οχήματα. Τα οχήματα δοκιμάστηκαν σε 3 κύκλους οδήγησης, οι οποίοι επιλέχθηκαν γιατί αντιπροσωπεύουν μια μεγάλη ποικιλία από αληθινές συνθήκες οδήγησης. Ο πρώτος κύκλος περιλαμβάνει ολόκληρες και μερικές στάσεις καθώς επίσης και μετακίνηση σε αρκετά υψηλή ταχύτητα, αντιπροσωπεύοντας φυσιολογικές συνθήκες οδήγησης. Ο δεύτερος κύκλος αναπτύχθηκε από το California Air Resources Board και συγκρινόμενος με τον FTP κύκλο περιλαμβάνει υψηλότερη ταχύτητα και μέση ταχύτητα, λιγότερες στάσεις ανά απόσταση και μεγαλύτερο επίπεδο επιτάχυνσης. Ο τρίτος κύκλος περιλαμβάνει μικρότερη ταχύτητα, συνθήκες σταμάτα-ξεκίνα και είναι αντιπροσωπευτικός για αστική συμφόρηση. [Rakha et al., 2011].

### 2.2.7 Virginia Tech -MICRO Model (VT\_micro)

Το VT-micro είναι ένα μικροσκοπικό μοντέλο κατανάλωσης καυσίμου και εκπομπών ρύπων και ο τελικός στόχος του μοντέλου είναι η ενσωμάτωσή του σε προσομοιωτές δικτύου κυκλοφορίας για την καλύτερη κατανόηση των επιπτώσεων της κυκλοφορίας. Αξίζει να σημειωθεί ότι το μοντέλο μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε συνδυασμό με το Παγκόσμιο Σύστημα Εντοπισμού Θέσης για την αξιολόγηση των μετρήσεων των εκπομπών ρύπων και της ενέργειας. Τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν για την δημιουργία του μοντέλου συγκεντρώθηκαν από το εργαστήριο OAK RIDGE (Oak Ridge National Lab ORNL). Η κατανάλωση καυσίμου και οι εκπομπές ρύπων μετρήθηκαν με τη βοήθεια ενός δυναμόμετρου στο εργαστήριο και είναι συναρτήσεις της στιγμιαίας ταχύτητας και επιτάχυνσης. Τα δεδομένα που συγκεντρώθηκαν αφορούν τους ρυθμούς εκπομπών ρύπων για υδρογονάνθρακες (HC), οξειδία του αζώτου (NOx) και μονοξείδιο του άνθρακα (CO). Τα δεδομένα που συλλέχθηκαν συνολικά αποτελούν γύρω στις 1300 με 1600 μετρήσεις. Η επιτάχυνση κυμαίνεται από  $-5 \text{ ft/s}^2$  έως  $12 \text{ ft/s}^2$  (σε διαστήματα των  $1 \text{ ft/s}^2$ ) ή από  $-1.524 \text{ m/s}^2$  έως  $3.6576 \text{ m/s}^2$  και οι ταχύτητες από  $0 \text{ ft/s}$  έως  $110 \text{ ft/s}$  ή από  $0 \text{ m/s}^2$  έως  $33.528 \text{ m/s}$ . Εξετάστηκαν 5 οχήματα χαμηλού φορτίου και 3 φορτηγά χαμηλού φορτίου. Αυτά τα οχήματα επιλέχθηκαν για να δημιουργήσουν ένα κατά μέσο όρο όχημα το οποίο έχει μέσο μέγεθος μηχανής 3.3 λίτρα, μέσο αριθμό κυλίνδρων 5.8 και μέσο απόβαρο 1497 κιλά. Οι εταιρείες έχουν δηλώσει ότι κατά μέσο όρο σε πωλήσεις το 1995 μέγεθος της μηχανής ήταν 3.5 λίτρα με μέσο αριθμό κυλίνδρων 5.8 [Ahn, 1998].

Χρονιά	Μοντέλο	Κινητήρας	Ονομαστική ισχύς (hp)
1988	Chevrolet Corsica	2.8L pushrod V6, PFI	130
1994	Oldsmobile Cutlass Supreme	3.4L DOHC V6, PFI	210
1994	Oldsmobile 88	3.8L pushrod V6, PFI	170
1995	Geo Prizm	1.6L OHC I4, PFI	105
1993	Subaru Legacy	2.2L DOHC flat 4, PFI	130
1994	Mercury Villager Van	3.0L pushrod V6, PFI	151
1994	Jeep Grand Cherokee	4.0L pushrod I6, PFI	190
1994	Chevrolet Silverado Pickup	5.7L pushrod V8, TBI	200



**Πίνακας 5:** Τα χαρακτηριστικά των οχημάτων που χρησιμοποιήθηκαν ως δεδομένα. Τα 5 πρώτα είναι χαμηλού φορτίου οχήματα ενώ τα υπόλοιπα 3 είναι χαμηλού φορτίου φορτηγά [Rakha et al., 2002].

Η δημιουργία του εκάστοτε μοντέλου είναι συνδυασμοί πολυωνύμων της ταχύτητας και της επιτάχυνσης, όπως αναλύονται παρακάτω. Τα τελικά μοντέλα παλινδρόμησης αποτελούνται από πολυώνυμα γραμμικής, τετραγωνικής και κυβικής μορφής τα οποία έχουν καλή προσαρμογή στα δεδομένα. Έχει παρατηρηθεί ότι τα μοντέλα ταιριάζουν με τα δεδομένα σε υψηλή ταχύτητα και επιτάχυνση ενώ τα μοντέλα είναι λιγότερο ακριβή σε χαμηλά επίπεδα ταχύτητας και επιτάχυνσης. Το τελικό μοντέλο περιλαμβάνει ένα πολυώνυμο τρίτου βαθμού με βάση τον βασικό τύπο που παρατίθεται παρακάτω. Το μοντέλο που δημιουργείται συμπίπτει με τα δεδομένα εκτός από λίγες περιπτώσεις όπου τα μοντέλα παράγουν αρνητικές τιμές στην εξαρτημένη μεταβλητή. Το αποτέλεσμα αυτό δεν είναι το επιθυμητό και δεν είναι και πραγματικό. Για να ξεπεραστεί αυτή τη δυσκολία εφαρμόστηκε μια μετατροπή των δεδομένων χρησιμοποιώντας την λογαριθμική συνάρτηση.

Τέλος, οι προβλεπόμενες τιμές μετατρέπονται από την εκθετική συνάρτηση.

$$\text{Log}(\text{MOE}_e) = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 K_{i,j} \cdot v^i \cdot a^j \quad (2.42)$$

$$\text{MOE}_e = \left( \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 \exp(K_{i,j} \cdot v^i \cdot a^j) \right) \quad (2.43)$$

<b>MOE<sub>e</sub>:</b>	κατανάλωση καυσίμου σε [L/s]
<b>K:</b>	οι συντελεστές της παλινδρόμησης
<b>v:</b>	ταχύτητα [km/h]
<b>a:</b>	επιτάχυνση [km/h/s]

Παρατηρήθηκε ότι κάποια σφάλματα στα αποτελέσματα των μοντέλων [Rakha et al., 2002] προκαλούνται από την ευαισθησία της εξαρτημένης μεταβλητής με τις ανεξάρτητες μεταβλητές σε υψηλές επιταχύνσεις σε σύγκριση με την οριακή ευαισθησία της εξαρτημένης μεταβλητής στο αρνητικό εύρος τιμών της επιτάχυνσης. Επομένως, υπάρχουν διαφορετικές συμπεριφορές μεταξύ των θετικών και των αρνητικών επιταχύνσεων και για αυτό το λόγο δημιουργήθηκαν δυο ξεχωριστά μοντέλα. Αξίζει να σημειωθεί ότι στο σημείο τομής για μηδενική επιτάχυνση υπολογίζεται από την εξίσωση για θετικές τιμές των επιταχύνσεων για να εξασφαλιστεί η συνεχής λειτουργία μεταξύ των δυο μοντέλων.

$$\text{Log}(\text{MOE}_e) = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 (L_{i,j}^e \cdot v^i \cdot a^j) \quad \text{για } a \geq 0$$

$$\text{Log}(\text{MOE}_e) = \sum_{i=0}^3 \sum_{j=0}^3 (M_{i,j}^e \cdot v^i \cdot a^j) \quad \text{για } a < 0 \quad (2.44)$$

<b>MOE<sub>e</sub>:</b>	κατανάλωση καυσίμου σε [L/s]
<b>v:</b>	ταχύτητα [km/h]
<b>a:</b>	επιτάχυνση [km/h/s]
<b>L<sub>i,j</sub><sup>e</sup>:</b>	οι συντελεστές της παλινδρόμησης για θετική επιτάχυνση
<b>M<sub>i,j</sub><sup>e</sup>:</b>	οι συντελεστές της παλινδρόμησης για αρνητική επιτάχυνση

Το μοντέλο ισχύει για ένα συγκεκριμένο τομέα εφαρμογών [Ahn, 1998]:

- Κατ' αρχήν, τα μοντέλα που έχουν αναπτυχθεί για τον υπολογισμό της κατανάλωσης καυσίμων και των εκπομπών ρύπων αντιστοιχούν σε χαμηλού φορτίου οχήματα και φορτηγά.
- Δεύτερον, τα μοντέλα υπολογίζουν τις εκπομπές ρύπων για σταθεροποιημένες συνθήκες και δεν λαμβάνουν υπόψη τις επιδράσεις όταν το όχημα ξεκινά. Έχουν αποδειχθεί πολύτιμα τα δεδομένα από την EPA για τον προσδιορισμό των διαφορών μεταξύ θερμής λειτουργίας και κρύας εκκίνησης των κινητήρων.
- Τρίτον, τα μοντέλα περιορίζονται σε επίπεδα ταχύτητας και επιτάχυνσης στο πλαίσιο των ORNL δεδομένων. Ενώ τα οχήματα μπορούν να κινούνται με ταχύτητα πάνω από 121 km/h, είναι αδύνατο να δημιουργηθεί ένα αξιόπιστο σχέδιο πρόβλεψης για την κατανάλωση καυσίμου και για τις εκπομπές ρύπων σε υψηλές ταχύτητες, λόγω της μη γραμμικής φύσης των καμπυλών απόκρισης. Για το λόγο αυτό στις περισσότερες περιπτώσεις χρησιμοποιείται ένα ανώτατο όριο ταχύτητας και επιτάχυνσης.

Παρατίθενται διάφορα μοντέλα μη γραμμικά με την μέθοδο της παλινδρόμησης τα οποία μπορούν να συγκεντρωθούν στον παρακάτω τύπο και κάθε συνδυασμός των τιμών  $i, j$  δημιουργεί ένα καινούριο μοντέλο [Ahn, 1998].

*(Model A)  $i=0, j=0-2$*

$$F_A = a_s + b_s \alpha + c_s \alpha^2 \quad (2.45)$$

**Όπου:**

<b>F<sub>A</sub>:</b>	Η κατανάλωση καυσίμου ή οι εκπομπές ρύπων σε [mg/s] για κάθε ένα δείγμα
<b>a<sub>s</sub>:</b>	intercept
<b>b<sub>s</sub>, c<sub>s</sub>:</b>	Οι συντελεστές της εξίσωσης παλινδρόμησης
<b>α:</b>	Η επιτάχυνση σε [km/h/s]

*(Model B)  $i=0, j=0-3$*

$$F_B = a_s + b_s \alpha + c_s \alpha^2 + d_s \alpha^3 \quad (2.46)$$

*(Model C)  $i=0-2, j=0-2$*

$$F_C = (a_1 + b_1 v + c_1 v^2) + (a_2 + b_2 v + c_2 v^2) \alpha + (a_3 + b_3 v + c_3 v^2) \alpha^2 \quad (2.47)$$

*(Model D)  $i=0-2, j=0-3$*

$$F_D = (a_1 + b_1 v + c_1 v^2) + (a_2 + b_2 v + c_2 v^2) \alpha + (a_3 + b_3 v + c_3 v^2) \alpha^2 + (a_4 + b_4 v + c_4 v^2) \alpha^3 \quad (2.48)$$

*(Model E)  $i=0-3, j=0-2$*

$$F_E = (a_1 + b_1 v + c_1 v^2 + d_1 v^3) + (a_2 + b_2 v + c_2 v^2 + d_2 v^3) \alpha + (a_3 + b_3 v + c_3 v^2 + d_3 v^3) \alpha^2 \quad (2.49)$$

(Model F)  $i=0-3 \ j=0-3$

$$F_F = (a_1 + b_1 v + c_1 v^2 + d_1 v^3) + (a_2 + b_2 v + c_2 v^2 + d_2 v^3)\alpha + (a_3 + b_3 v + c_3 v^2 + d_3 v^3)\alpha^2 + (a_4 + b_4 v + c_4 v^2 + d_4 v^3)\alpha^3 \quad (2.50)$$

(Model G)  $i=0-2 \ j=0$

$$F_G = a_a + b_a v + c_a v^2 \quad (2.51)$$

(Model H)  $i=0-3 \ j=0$

$$F_H = a_a + b_a v + c_a v^2 + d_a v^3 \quad (2.52)$$

(Model I)  $i=0-2 \ j=0-2$

$$F_I = (a_1 + b_1 \alpha + c_1 \alpha^2) + (a_2 + b_2 \alpha + c_2 \alpha^2)v + (a_3 + b_3 \alpha + c_3 \alpha^2)v^2 \quad (2.53)$$

$$a_a = a_1 + b_1 \alpha + c_1 \alpha^2 \quad (2.54)$$

$$b_a = a_2 + b_2 \alpha + c_2 \alpha^2 \quad (2.55)$$

$$c_a = a_3 + b_3 \alpha + c_3 \alpha^2 \quad (2.56)$$

(Model J)  $i=0-3 \ j=0-2$

$$F_J = (a_1 + b_1 \alpha + c_1 \alpha^2) + (a_2 + b_2 \alpha + c_2 \alpha^2)v + (a_3 + b_3 \alpha + c_3 \alpha^2)v^2 + (a_4 + b_4 \alpha + c_4 \alpha^2)v^3 \quad (2.57)$$

(Model K)  $i=0-2 \ j=0-3$

$$F_K = (a_1 + b_1 \alpha + c_1 \alpha^2 + d_1 \alpha^3) + (a_2 + b_2 \alpha + c_2 \alpha^2 + d_2 \alpha^3)v + (a_3 + b_3 \alpha + c_3 \alpha^2 + d_3 \alpha^3)v^2 \quad (2.58)$$

(Model L)  $i=0-3 \ j=0-3$

$$F_L = (a_1 + b_1 \alpha + c_1 \alpha^2 + d_1 \alpha^3) + (a_2 + b_2 \alpha + c_2 \alpha^2 + d_2 \alpha^3)v + (a_3 + b_3 \alpha + c_3 \alpha^2 + d_3 \alpha^3)v^2 + (a_4 + b_4 \alpha + c_4 \alpha^2 + d_4 \alpha^3)v^3 \quad (2.59)$$

Το **Model E** είναι το πιο ακριβές μοντέλο κατανάλωσης καυσίμου σε σχέση με τα υπόλοιπα, κρίνοντας με βάση το άθροισμα των τετραγώνων των σφαλμάτων και των συντελεστών συσχέτισης. Αυτή η παλινδρόμηση βγάζει έναν αποδεκτό συντελεστή συσχέτισης ( 0,998 ) και το χαμηλότερο άθροισμα των τετραγώνων των σφαλμάτων (33.340). Ανάμεσα στα κριτήρια είναι και ο αριθμός των παραμέτρων ο οποίος είναι εξίσου σημαντικός από άποψη υπολογιστική. Σύμφωνα με τα υπολογιστικά κριτήρια χρόνου το **Model C** υποστηρίζει ένα λογικό αριθμό από το άθροισμα των τετραγωνικών λαθών και του συντελεστή συσχέτισης, συγκεντρώνοντας το μικρότερο αριθμό από συντελεστές παλινδρόμησης.

Ενδεικτικά, η σχέση που δίνει το άθροισμα των τετραγώνων των σφαλμάτων είναι:

$$\sum (x_i - y_i)^2 \quad (2.60)$$

Όπου:

$x_i$  είναι οι εκτιμώμενες τιμές της κατανάλωσης καυσίμου ή των εκπομπών ρύπων gal/hr ή milligram/s,

$y_i$  είναι οι τιμές από τα δεδομένα gal/hr ή milligram/s

Ο τύπος δίνει τον συντελεστή συσχέτισης:

$$\rho = \frac{COV(X,Y)}{\sigma_x \sigma_y} \quad (2.61)$$

Όπου  $COV(X, Y)$  είναι η συνδιακύμανση των τιμών  $x, y$  και  $\sigma_x, \sigma_y$  είναι η τυπική απόκλιση των εκτιμώμενων τιμών και των δεδομένων αντίστοιχα.

## 2.2.8 Oak Ridge National Lab (ORNL)

Το Oak Ridge National Lab είναι ένα εργαστήριο στο οποίο διεξάχθηκαν τα πειράματα για την ανάπτυξη του μοντέλου. Για την συγκέντρωση των πειραματικών δεδομένων τα οχήματα δοκιμάστηκαν και σε δρόμο και σε ένα σύστημα που είχε ενσωματωμένα δυναμόμετρα (chassis dynamometer) για να χαρακτηρίσουν όλο το φάσμα λειτουργίας του κάθε οχήματος. Συγκεκριμένα, στα δοκιμαστικά οχήματα ελέγχονταν οι παράμετροι του κινητήρα ως συναρτήσεις της επιτάχυνσης και της ταχύτητας του κάθε οχήματος. Αυτό γινόταν κατά την κίνηση των οχημάτων. Στη συνέχεια, η κατανάλωση καυσίμου και οι εκπομπές ρύπων των οχημάτων μετρήθηκαν στο εργαστήριο με τη χρήση του δυναμόμετρου και με τις εφικτές τιμές της ταχύτητας και της επιτάχυνσης για κάθε όχημα βασιζόμενες στις παραμέτρους του κινητήρα από τα δεδομένα που καταγράφηκαν στο δρόμο. Πακέτα δεδομένων δημιουργήθηκαν περιλαμβάνοντας την κατανάλωση ενέργειας του οχήματος και τις εκπομπές ρύπων σαν συναρτήσεις της στιγμιαίας ταχύτητας και επιτάχυνσης. Εννέα οχήματα εξετάστηκαν, τα 6 από αυτά επιβατικά και τα άλλα 3 φορτηγά, με σκοπό τη δημιουργία ενός σύνθετου οχήματος με βάση τους όρους του κυβισμού της μηχανής, του συνολικού βάρους του οχήματος και τον τύπο του. Τα δεδομένα που συγκεντρώθηκαν περιείχαν περίπου 1300 με 1600 μετρήσεις για κάθε όχημα. Οι τιμές της επιτάχυνσης κυμαίνονταν από -1.5 έως 3,7 m/s<sup>2</sup> ενώ της ταχύτητας από 0 έως 33,5 m/s.

### Αξιολόγηση του μοντέλου

Η κατανάλωση καυσίμου του οχήματος εξαρτάται κυρίως από τις συνθήκες που λειτουργεί το όχημα. Επομένως, οι αλλαγές της κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών ρύπων σχετίζονται άμεσα με αλλαγές στην ταχύτητα του οχήματος που έχει στην πορεία και με τις αλλαγές στην επιτάχυνση. Στόχος της έρευνας [El-Shawarby et al., 2005] αποτελεί η αξιολόγηση του μοντέλου με βάση τις παραπάνω παραμέτρους. Για την διεξαγωγή της έρευνας χρησιμοποιήθηκε μια τεχνολογικά αναδυόμενη μέθοδος και οικονομικά αποδεκτή για την συγκέντρωση δεδομένων εκπομπών ρύπων καθώς το όχημα κινείται χωρίς να χρειάζεται να εξεταστεί το όχημα με τη χρήση δυναμόμετρου. Η τεχνολογία ονομάζεται μέτρηση των εκπομπών στο δρόμο (On road emission measurement OEM) και ποσοτικοποιεί την κατανάλωση καυσίμου και τις εκπομπές ρύπων σε πραγματικές συνθήκες. Οι μεταβολές

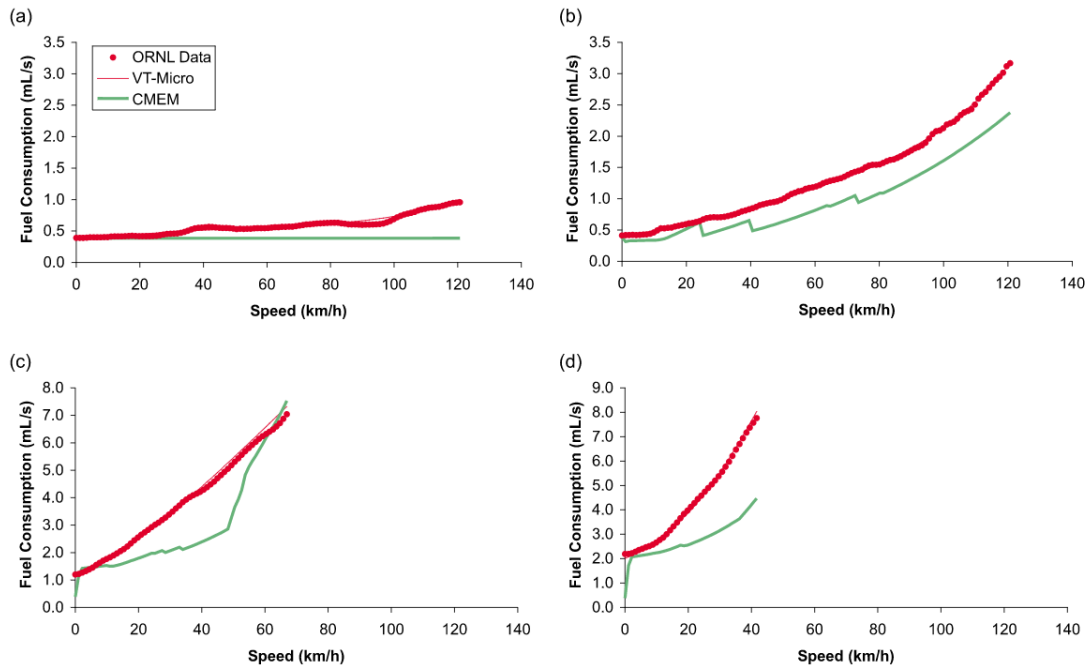
στην κατανάλωση καυσίμου και στις εκπομπές ρύπων που οφείλονται στις αλλαγές της ταχύτητας του οχήματος και στα επίπεδα των επιταχύνσεων είναι πιο εύκολο να συγκεντρωθούν και να αναλυθούν με αυτή τη μέθοδο παρά με τις τεχνικές που εφαρμόζονται στα εργαστήρια. Η συσκευή μέτρησης που χρησιμοποιήθηκε για την μέτρηση των εκπεμπόμενων ρύπων είναι η ULH-2100-DG™.

Το όχημα που χρησιμοποιήθηκε είναι Ford Crown Victoria του 1999 και έχει έναν κινητήρα 4.6 L, V-8 με τη χρήση καυσίμου 87 οκτανίων με ονομαστική ισχύ 200hp σε 4250rpm. Το όχημα είχε διανύσει 9.500 μίλια στην αρχή των δοκιμών. Δύο διαφορετικές πορείες εξετάστηκαν σε ένα τοπικό τμήμα ενός αυτοκινητοδρόμου στο Blacksburg. Η διαδρομή περιλάμβανε μικρό όγκο οχημάτων άρα υπήρχαν μικρές κυκλοφοριακές διακοπές.

Το μοντέλο εξετάστηκε για διαφορετικές ταχύτητες πορείας και για διαφορετικά επίπεδα επιτάχυνσης. Το πείραμα περιλάμβανε 4 διαφορετικές σταθερές ταχύτητες πορείας από 56km/h, 72km/h, 88km/h και 104km/h και το όχημα διένυσε μια απόσταση 1 km στις 2 διαδρομές. Παρατηρήθηκε ότι ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου παραμένει σταθερός κατά μήκος του τμήματος 1 χιλιομέτρου και ότι ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου αυξανόταν ανάλογα με την αύξηση της ταχύτητας της πορείας. Τα δεδομένα έδειξαν ότι μια αύξηση του ορίου ταχύτητας από 72km/h σε 88km/h είχε ως αποτέλεσμα μία αύξηση του ρυθμού κατανάλωσης καυσίμου της τάξης του 27% στην δυτική διαδρομή και 29% στην ανατολική διαδρομή και 54% αν η ταχύτητα αυξανόταν σε 104km/h.

#### *Σύγκριση των μοντέλων VT-MICRO και CMEM*

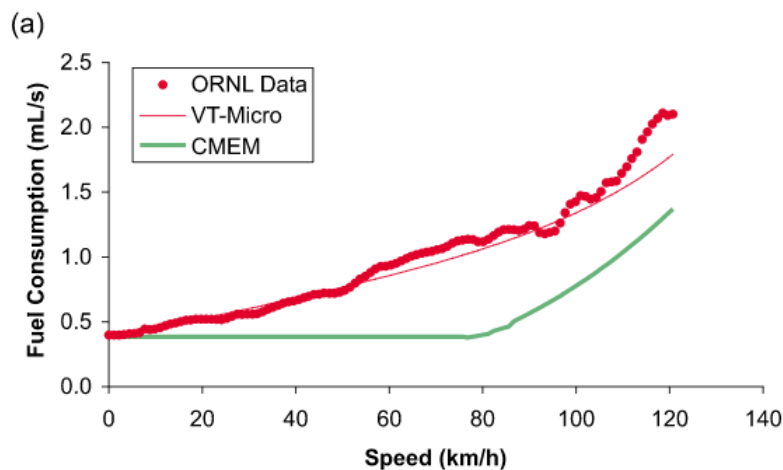
Τα μοντέλα διαφέρουν μεταξύ τους στην προσέγγιση που ακολουθούν και στα δεδομένα που χρησιμοποίησαν για να αναπτυχθούν [Rakha et al., 2003]. Συνεπώς, κρίνεται αναγκαία η σύγκριση των 2 μοντέλων με συστηματικό τρόπο προκειμένου να βρεθούν ομοιότητες ή διαφορές στις προβλέψεις των μοντέλων. Τα δυο μοντέλα συγκρίνονται σε μικροσκοπικό επίπεδο με βάση τα δεδομένα από την μέθοδο ORNL επειδή είναι ιδανικά για συγκρίσεις εξαιτίας του γεγονότος ότι είναι πολύ καλά βαθμονομημένα ανά δευτερόλεπτο και καλύπτουν ένα ευρύ φάσμα της επίδοσης των οχημάτων. Αξίζει να σημειωθεί ότι επειδή το VT-Micro μοντέλο δημιουργήθηκε στηριζόμενο στα δεδομένα από τη μέθοδο ORNL είναι αναμενόμενο να ανταποκρίνεται καλύτερα σε αυτά τα δεδομένα. Προκειμένου να απομονωθούν οι διαφορές μεταξύ των μοντέλων χρησιμοποιήθηκαν συνδυασμοί ταχύτητας-επιτάχυνσης για συνεχόμενα 5 λεπτά για να επιτευχθεί μια σταθερή κατάσταση για το μοντέλο CMEM. Όπως αποδείχθηκε οι προβλέψεις παρέμεναν σταθερές για την περίοδο των 5 λεπτών ανεξάρτητα αν το όχημα έφτανε σε σταθερές συνθήκες κατάστασης. Πρέπει να τονισθεί ότι το VT-Micro μοντέλο διαφέρει με το CMEM όταν το όχημα κάνει ελιγμούς με επιτάχυνση ή με επιβράδυνση. Ενώ το CMEM προβλέπει ένα συνεχή ρυθμό εκπομπών ρύπων σαν συνάρτηση της ταχύτητας όταν το όχημα επιβραδύνει, τα δεδομένα από την μέθοδο ORNL και το μοντέλο VT-Micro προβλέπουν τους ρυθμούς να αυξάνονται σε σχέση με την ταχύτητα του οχήματος. Στο παρακάτω Σχήμα 2 απεικονίζεται μια ξαφνική αλλαγή στην κλίση της κατανάλωσης καυσίμου για επιτάχυνση  $1.5 \text{ m/s}^2$  περίπου για ταχύτητα 50 m/s. Όμως αυτό το σημείο δεν είναι πολύ ξεκάθαρο γιατί δημιουργείται αυτή η συμπεριφορά.



**Σχήμα 2:** Σύγκριση των αποτελεσμάτων των μοντέλων VT-MICRO και CMEM μεταξύ της κατανάλωσης καυσίμου και της ταχύτητας για τις ακόλουθες τιμές επιτάχυνσης (a)  $-1.5 \text{ m/s}^2$  (b)  $0 \text{ m/s}^2$  (c)  $1.5 \text{ m/s}^2$  (d)  $2.4 \text{ m/s}^2$  [Rakha et al., 2003].

Στο Σχήμα 3 παρουσιάζεται μια μικροσκοπική σύγκριση των δεδομένων και των 2 μοντέλων για  $-0.3 \text{ m/s}^2$  επιτάχυνση και αποδεικνύεται ο μεγάλος βαθμός συνέπειας μεταξύ των δεδομένων και του VT-Micro μοντέλου.

Στο μοντέλο CMEM παρουσιάζει ενδιαφέρον το γεγονός ότι ο ρυθμός της κατανάλωσης καυσίμου είναι σταθερός από 0 έως 80 km/h και μετά αυξάνεται, το οποίο δεν συμβαδίζει με τα δεδομένα.



**Σχήμα 3:** Σύγκριση των αποτελεσμάτων των μοντέλων VT-MICRO και CMEM μεταξύ της κατανάλωσης καυσίμου και της ταχύτητας για την τιμή της επιτάχυνσης  $-0.3 \text{ m/s}^2$  [Rakha et al., 2003].

Συμπερασματικά η αφύσικη συμπεριφορά του μοντέλου CMEM μπορεί να οφείλεται στην πολυπλοκότητα της δομής του μοντέλου καθώς προσπαθεί να μοντελοποιήσει την κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα χρησιμοποιώντας σαν μοναδική μεταβλητή εισόδου την στιγμιαία ταχύτητα. Αντιθέτως, το VT-Micro προέρχεται από εμπειρικές μελέτες και χρησιμοποιεί γενικευμένες και απλουστευμένες διαδικασίες για να μετρήσει την κατανάλωση καυσίμου χρησιμοποιώντας μόνο την στιγμιαία ταχύτητα και επιτάχυνση χωρίς να απαιτείται η μοντελοποίηση της λειτουργίας του κινητήρα. Η μελέτη απέδειξε ότι ένα γενικό εμπειρικό μοντέλο μπορεί να υπολογίσει την κατανάλωση καυσίμου του οχήματος με μεγαλύτερη ακρίβεια.

#### *Παραμετροποίηση μεταβλητών*

Τα μικροσκοπικά μοντέλα που έχουν αναλυθεί περιλαμβάνουν πολλές και διαφορετικές μεταβλητές οι οποίες μπορούν να κατηγοριοποιηθούν όπως αναφέρεται και στο κείμενο [Ahn et al., 2002], παράγοντες που σχετίζονται με το ταξίδι, με τον καιρό, με το όχημα, με τον δρόμο, με την κίνηση και με τον οδηγό. Επιγραμματικά, οι παράγοντες που σχετίζονται με το ταξίδι μπορεί να είναι η απόσταση και ο αριθμός των ταξιδιών. Οι παράγοντες που σχετίζονται με τον καιρό είναι η θερμοκρασία, η υγρασία και οι επιδράσεις του ανέμου. Οι παράμετροι που σχετίζονται με το όχημα περιλαμβάνουν τις μεταβλητές που σχετίζονται με το μέγεθος της μηχανής, την κατάσταση της μηχανής, εάν το όχημα είναι εξοπλισμένο με καταλυτικό μετατροπέα, εάν το όχημα έχει σε λειτουργία κλιματιστικό και ο χρόνος απόκρισης της μηχανής. Οι παράμετροι που σχετίζονται με τον δρόμο περιλαμβάνουν την κλίση του δρόμου και την τραχύτητα του δρόμου ενώ οι παράγοντες που σχετίζονται με την κίνηση περιλαμβάνουν την αλληλεπίδραση των οχημάτων μεταξύ τους και με τον κύριο ελεγκτή. Τέλος, οι παράγοντες που σχετίζονται με τον οδηγό περιλαμβάνουν τις διαφορές στην συμπεριφορά των οδηγών. Οι μεταβλητές από τα προηγούμενα μοντέλα μπορούν να κατηγοριοποιηθούν στις 4 πιο σημαντικές ακόλουθες κατηγορίες [Ahn, 1998], [Demir, 2011]:

- Παράγοντες που αφορούν κινηματικά μεγέθη
- Χαρακτηριστικά του οδικού δικτύου
- Χαρακτηριστικά του οχήματος
- Παράγοντες που επηρεάζονται από τον καιρό

#### *Παράγοντες που αφορούν κινηματικά μεγέθη*

Η ταχύτητα, η επιτάχυνση και το φορτίο της μηχανής είναι πολύ σημαντικοί παράγοντες, συνεισφέροντας στο ρυθμό της κατανάλωσης καυσίμου. Η κατανάλωση καυσίμου αυξάνεται με τις αυξήσεις της ταχύτητας και της επιτάχυνσης. Ο Πίνακας 6 περιέχει συγκεντρωτικά τα 7 μικροσκοπικά μοντέλα που αναλύθηκαν και δείχνει ότι όλα τα μοντέλα περιλαμβάνουν σαν μεταβλητές εισόδου την ταχύτητα και την επιτάχυνση.

	Ταχύτητα	Επιτάχυνση
VSP-MODEL	✓	✓
EMIT	✓	✓
CMEM	✓	✓
ARRB	✓	✓
VT-CPFM	✓	✓
PERE	✓	✓
VT-MICRO	✓	✓

**Πίνακας 6:** Κατηγοριοποίηση των μεταβλητών των μικροσκοπικών μοντέλων με βάση την κίνηση.

#### Χαρακτηριστικά του οδικού δικτύου

Οδικά δίκτυα στα οποία μπορεί να υπάρχουν διόδια και περιοχές με κλίση αυξάνουν τα επίπεδα της κατανάλωσης καυσίμων εξαιτίας των επιταχύνσεων. Όταν το οδικό δίκτυο περιέχει διόδια το όχημα πρέπει να επιβραδύνει για να σταματήσει και έπειτα να επιταχύνει, οπότε αυτή η διαδικασία έχει αντίκτυπο στην κατανάλωση καυσίμου. Η κλίση στους δρόμους είναι μία από τις μεγαλύτερες επιρροές στην κατανάλωση καυσίμου. Επίσης, η επιφάνεια του εδάφους επηρεάζει την αντίσταση κύλισης μέσω της τριβής των ελαστικών με το έδαφος και κατά συνέπεια αυξάνεται η κατανάλωση καυσίμου.

	Κλίση του δρόμου	Αντίσταση κύλισης
VSP MODEL	✓	
EMIT	✓	✓
CMEM	✓	✓
ARRB	✓	✓
PERE	✓	✓
VT-CPFM	✓	✓
VT-MICRO		

**Πίνακας 7:** Κατηγοριοποίηση των μεταβλητών των μικροσκοπικών μοντέλων με βάση το οδικό δίκτυο.

#### Χαρακτηριστικά του οχήματος

Στα χαρακτηριστικά του οχήματος μπορεί να ενταχθούν το μέγεθος του κινητήρα, η ονομαστική ισχύς του και το βάρος, οι οποίοι επηρεάζουν την κατανάλωση καυσίμου σε αυτοκινητόδρομους. Οι εκπομπές ρύπων διαφοροποιούνται ανάλογα με την ηλικία του οχήματος. Γενικά, μεγαλύτερα και βαρύτερα οχήματα, οχήματα με αυτόματες μεταδόσεις, και οχήματα με πολλά αξεσουάρ (δυναμικά φρένα, κλιματισμό ηλεκτρικά καθίσματα και



παράθυρα) απαιτούν περισσότερο καύσιμο σε σύγκριση με τα οχήματα χωρίς αυτά τα συστήματα. Το κλιματιστικό σύστημα απαιτεί μεγαλύτερη ισχύ, με αποτέλεσμα να επιφέρει μεγαλύτερη κατανάλωση καυσίμου. Για παράδειγμα, στα βενζινοκίνητα οχήματα η κατανάλωση καυσίμου με κλιματισμό στην πόλη αυξάνεται κατά 5,1% ενώ 2,7% έξω από αυτήν. Ο πίνακας 8 συγκεντρώνει τις σημαντικότερες μεταβλητές και για κάθε μοντέλο αντιστοιχούνται οι μεταβλητές που χρησιμοποιεί.

	Μέγεθος μηχανής	Ίπποι	Βάρος	Βενζινοκίνητο	Εξαρτήματα (κλιματισμός)
VSP-MODEL					
EMIT	✓	✓	✓		✓
CMEM	✓	✓	✓	✓	✓
ARRB			✓	✓	
VT-CPFM	✓		✓		
PERE	✓	✓	✓	✓	✓
VT-MICRO				✓	

**Πίνακας 8:** Κατηγοριοποίηση των μεταβλητών των μικροσκοπικών μοντέλων με βάση το όχημα.

#### Παράγοντες που επηρεάζονται από το περιβάλλον

Η αεροδυναμική αντίσταση επηρεάζει στην αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου και αποτελεί μια από τις σημαντικότερες μεταβλητές. Οι αυτοκινητοβιομηχανίες προσπαθούν να σχεδιάζουν οχήματα που θα ελαχιστοποιούν την αεροδυναμική αντίσταση.

	Αεροδυναμική αντίσταση	Θερμοκρασία περιβάλλοντος	Υψόμετρο
VSP-MODEL			
EMIT	✓	✓	✓
CMEM	✓	✓	✓
ARRB	✓	✓	✓
VT-CPFM	✓	✓	✓
PERE	✓	✓	✓
VT-MICRO			

**Πίνακας 9:** Κατηγοριοποίηση των μεταβλητών των μικροσκοπικών μοντέλων με βάση το περιβάλλον.

## 2.3 Μεσοσκοπικά μοντέλα

### 2.3.1 Akcelik model

Στο μεσοσκοπικό μοντέλο υπολογίζεται ξεχωριστά η κατανάλωση καυσίμου σε κάθε μία από τις τρεις περιπτώσεις ενός αστικού οδικού κύκλου, σε πορεία, ρελαντί και σε κύκλο επιβράδυνσης-επιτάχυνσης. Έτσι η κατανάλωση καυσίμου σ' ένα αστικό δίκτυο υπολογίζεται ως [Akcelik, 1985], [Richardson, 1981]:

$$F=f_1X_s+f_2d_s+f_3h \quad (2.62)$$

όπου,

<b>F:</b>	Η μέση κατανάλωση καυσίμου για ένα οδικό τμήμα [mL]
<b>X<sub>s</sub>:</b>	Η συνολική απόσταση του τμήματος [km]
<b>d<sub>s</sub>:</b>	Ο μέσος όρος καθυστερήσεων για κάθε όχημα [s]
<b>h:</b>	Ο μέσος αριθμός στάσεων για κάθε όχημα
<b>f<sub>1</sub>:</b>	Ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου σε πορεία [mL/km]
<b>f<sub>2</sub>:</b>	Ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου σε ρελαντί [mL/s]
<b>f<sub>3</sub>:</b>	Η κατανάλωση καυσίμου για κάθε σταμάτημα του οχήματος [mL]

### 2.3.2 Measure model

Το μοντέλο εκπομπών ρύπων [Yue, 2008] για την αστική και περιφερειακή αξιολόγηση υπολογίζει τις εκπομπές ρύπων υδρογονανθράκων HC, του μονοξειδίου του άνθρακα CO και οξειδίων του αζώτου NOx. Το μοντέλο περιλαμβάνει δύο κύριες ενότητες: την ενότητα με τις εκπομπές στην έναρξη του οχήματος και κατά τη διάρκεια της κίνησης. Τα ποσοστά εκπομπών προήλθαν από τα δεδομένα EPA και από το California Air Resource Board. Οι εκπομπές ρύπων είναι συνάρτηση των ρύπων, του μοντέλου της χρονιάς, της τεχνολογίας παροχής καυσίμου του οχήματος και άλλων μεταβλητών. Για την ενότητα των εκπομπών ρύπων στην έναρξη του οχήματος οι υπολογισμοί στηρίζονται στα χαρακτηριστικά κρύας ή θερμής έναρξης. Στην ενότητα κατά τη διάρκεια της κίνησης του οχήματος οι εκπομπές στηρίζονται σε διάφορους παράγοντες όπως στην αδράνεια, στην επιτάχυνση και στην επιβράδυνση. Οι προηγούμενοι παράγοντες κατασκευάζονται χρησιμοποιώντας την μέση ταχύτητα, τα χαρακτηριστικά του δρόμου και την ροή της κίνησης.

### 2.3.3 VT-MESO

Τα μεσοσκοπικά μοντέλα ικανοποιούν την ανάγκη που δημιουργείται πολλές φορές εξαιτίας της έλλειψης δεδομένων τα οποία δεν είναι πάντα διαθέσιμα ώστε να χρησιμοποιηθούν τα

μικροσκοπικά μοντέλα κατανάλωσης καυσίμου. Το πρώτο βήμα για τον σχεδιασμό του μοντέλου είναι η κατασκευή ενός κύκλου οδήγησης που θα βασίζεται στις παραμέτρους με βάση το ταξίδι όπως τη μέση ταχύτητα πορείας (average travel speed), τον αριθμό των στάσεων και τη μέση διάρκεια της στάσης, σε αντίθεση με τα μικροσκοπικά μοντέλα που απαιτούν στιγμιαία δεδομένα. Αφού κατασκευαστεί ο κύκλος οδήγησης το μοντέλο υπολογίζει την αναλογία του χρόνου όπου το όχημα κινείται σε πορεία, επιταχύνει, επιβραδύνει και όταν είναι σταματημένο. Μια σειρά από μοντέλα κατανάλωσης καυσίμων και εκτίμησης εκπομπών ρύπων χρησιμοποιούνται για τον προσδιορισμό της ποσότητας του καυσίμου που καταναλώνεται και των εκπομπών που εκπέμπονται ανά όχημα. Στη συνέχεια, το σύνολο του καυσίμου που καταναλώθηκε και οι ρύποι που εκπέμφθηκαν από τα οχήματα αθροίζονται και το αποτέλεσμα διαιρείται με την διανυόμενη απόσταση για να βρεθεί η μέση κατανάλωση καυσίμου. Το μοντέλο αυτό προορίζεται όχι μόνο για την πρόβλεψη της κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών ρύπων αλλά και για την επιμέρους ανάλυση των οχημάτων [Rakha et al., 2011], [Yue, 2008].

Από τη στιγμή που ο κύκλος οδήγησης έχει κατασκευαστεί το επόμενο βήμα είναι να υπολογίσουμε την κατανάλωση καυσίμου και τις εκπομπές ρύπων για κάθε λειτουργία του οχήματος. Δηλαδή υπολογίζονται οι ρυθμοί όταν το όχημα είναι σε πορεία, σε ρελαντί, επιβραδύνει ή επιταχύνει. Οι τύποι που αναλύονται αναφέρονται σε βενζινοκίνητα οχήματα και φορτηγά χαμηλού φορτίου.

#### *Επιβραδυνόμενη λειτουργία:*

Έχοντας σαν υπόβαθρο το VT-Micro μοντέλο δημιουργήθηκε η παρακάτω εξίσωση για να υπολογίζει τους ρυθμούς κατανάλωσης όταν το όχημα επιβραδύνει.

$$MOE_e^{decel} = \exp(d_0 + d_1 v_c + d_2 v_c^2 + d_3 v_c^3 + d_4 v_c^4 + d_5 v_c^5 + d_6 v_c^6) \quad (2.63)$$

<b>MOE<sub>e</sub><sup>decel</sup>:</b>	Ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου ή των εκπομπών ρύπων όταν το όχημα επιβραδύνει [mg/s]
<b>v<sub>c</sub>:</b>	Η ταχύτητα του οχήματος όταν είναι σε πορεία [km/h]
<b>d<sub>0</sub>...d<sub>6</sub>:</b>	Συντελεστές παλινδρόμησης του οχήματος (ειδικοί για κάθε όχημα)

Η σχέση δημιουργήθηκε ολοκληρώνοντας τους ρυθμούς κατανάλωσης καυσίμου και εκπομπών ρύπων από την εξίσωση του μικροσκοπικού μοντέλου καθ' όλη τη διάρκεια της επιβράδυνσης διατηρώντας έναν σταθερό ρυθμό επιβράδυνσης. Λόγω της μη γραμμικής φύσης του μοντέλου οι σχέσεις παλινδρόμησης προσαρμόστηκαν στα δεδομένα. Τα στατιστικά δεδομένα έδειξαν μια καλή προσαρμογή ανάμεσα στο μικροσκοπικό και το μεσοσκοπικό μοντέλο. Οι σχέσεις της επιβράδυνσης έχει δημιουργηθεί για να υπολογίζει τους ρυθμούς σε πλήρη επιβράδυνση αλλά και σε μερική όπως για παράδειγμα από τα 60 στα 50 km/h.

Ο παρακάτω Πίνακας 10 παρουσιάζει τις τιμές των παραμέτρων για επιβράδυνση για το LDV2 όχημα. Η LDV2 κατηγορία δημιουργήθηκε βασιζόμενη σε 15 οχήματα τα οποία εξετάστηκαν με τη βοήθεια ενός δυναμόμετρου. Στην κατηγορία αυτή περιλαμβάνονται μοντέλα των ετών μεταξύ 1990 και 1994 με μέγεθος μηχανής μικρότερο από 3.2L.

Deceleration	MOE	$d_0$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$d_6$	$R^2$
-1.50 m/s <sup>2</sup>	Fuel	-9.745	0.324	-0.013	0.000	0.000	0.000	0.000	0.994
	HC	-9.658	0.319	-0.013	0.000	0.000	0.000	0.000	0.994
	CO	-7.297	0.329	-0.013	0.000	0.000	0.000	0.000	0.995
	NO <sub>x</sub>	-10.294	0.392	-0.014	0.000	0.000	0.000	0.000	0.998
	CO <sub>2</sub>	-1.997	0.324	-0.013	0.000	0.000	0.000	0.000	0.994
	Time	0.000	0.031	0.003	0.000	0.000	0.000	0.000	0.991
	Distance	0.000	-0.003	0.011	0.000	0.000	0.000	0.000	0.983
Acceleration	MOE	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$b_5$	$b_6$	$R^2$
66% max. accel	Fuel	-8.343	0.297	-0.011	0.000	0.000	0.000	0.000	0.998
	HC	-9.187	0.265	-0.009	0.000	0.000	0.000	0.000	0.996
	CO	-6.622	0.305	-0.011	0.000	0.000	0.000	0.000	0.999
	NO <sub>x</sub>	-8.162	0.319	-0.010	0.000	0.000	0.000	0.000	0.998
	CO <sub>2</sub>	-0.606	0.298	-0.011	0.000	0.000	0.000	0.000	0.997
	Time	0.000	-0.012	0.006	0.000	0.000	0.000	0.000	0.994
	Distance	0.000	-0.033	0.012	0.000	0.000	0.000	0.000	0.993

**Πίνακας 10:** Τιμές των συντελεστών για επιτάχυνση και επιβράδυνση για το LDV2 [Rakha et al., 2011] .

#### Λειτουργία του οχήματος σε πορεία και σε ρελαντί:

Με τον ίδιο τρόπο και χρησιμοποιώντας το μικροσκοπικό μοντέλο υπολογίστηκαν η κατανάλωση καυσίμου και οι εκπομπές ρύπων. Για τον υπολογισμό της περίπτωσης που το όχημα είναι σε ρελαντί, υπολογίστηκε τοποθετώντας στην στιγμιαία ταχύτητα και επιτάχυνση τις τιμές 0. Αποδίδοντας σταθερούς ρυθμούς μετά πολλαπλασιάζονται με τη μέση διάρκεια της στάσης δίνοντας το σύνολο του καυσίμου που καταναλώνεται και τις εκπομπές ρύπων.

Για να υπολογιστούν οι εκπομπές ρύπων όταν το όχημα είναι σε πορεία εφαρμόζεται στο μικροσκοπικό μοντέλο βάζοντας την ταχύτητα της πορείας και ένα μηδενικό ρυθμό επιτάχυνσης. Το αποτέλεσμα είναι της μορφής:

$$MOE_e^{cruise} = \exp (k_{0,0}^e + k_{1,0}^e u + k_{2,0}^e u^2 + k_{3,0}^e u^3) \quad (2.64)$$

<b>MOE<sub>e</sub><sup>cruise</sup>:</b>	Ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου ή των εκπομπών ρύπων όταν το όχημα είναι σε πορεία [mg/s]
<b>u:</b>	Η ταχύτητα όταν το όχημα είναι σε πορεία [km/h]
<b>k<sub>i,0</sub><sup>e</sup>:</b>	Συντελεστές παλινδρόμησης του συγκεκριμένου οχήματος

Για τον υπολογισμό της συνολικής κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών ρύπων οι ρυθμοί δίνονται από την παραπάνω εξίσωση και στην συνέχεια πολλαπλασιάζονται με την συνολική διάρκεια. Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται κάποιοι συντελεστές για όταν το LDV2 όχημα βρίσκεται σε πορεία.

	Constant	$K_{0,0}^e$	$K_{1,0}^e$	$K_{2,0}^e$
Fuel (g)	-7.96145	0.02841	-0.000273	0.00000148
HC (g)	-1.591745	0.06457	-0.0012	0.00000691
CO (g)	1.009615	0.08172	-0.00148	0.00000873
NO <sub>x</sub> (g)	-1.145415	0.09675	-0.00147	0.00000789
CO <sub>2</sub> (g)	6.702985	0.0273	-0.000249	0.00000134

**Πίνακας 11:** Τιμές των συντελεστών για πορεία για το LDV2 [Rakha et al., 2011].

#### Λειτουργία του οχήματος σε επιτάχυνση:

Ακολουθώντας την ίδια διαδικασία όπως για την επιβράδυνση οι ρυθμοί υπολογίζονται ολοκληρώνοντας την εξίσωση που ισχύει στο μικροσκοπικό μοντέλο όπως φαίνεται στην εξίσωση που ακολουθεί:

$$MOE_e^{accel} = \exp(b_0 + b_1 u_c + b_2 u_c^2 + b_3 u_c^3 + b_4 u_c^4 + b_5 u_c^5 + b_6 u_c^6) \quad (2.65)$$

<b>MOE<sub>e</sub><sup>accel</sup>:</b>	Ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου ή των εκπομπών ρύπων όταν το όχημα επιταχύνει [mg/s]
<b>u<sub>c</sub>:</b>	Η ταχύτητα όταν το όχημα είναι σε πορεία [km/h]
<b>b<sub>0</sub>....b<sub>6</sub>:</b>	Συντελεστές παλινδρόμησης του οχήματος

#### Αξιολόγηση του μοντέλου

Η αξιολόγηση του μοντέλου περιλαμβάνει τη σύγκριση με το αντίστοιχο μικροσκοπικό μοντέλο και με τις εργαστηριακές μετρήσεις από το EPA. Γενικά το μοντέλο συμπίπτει με το μικροσκοπικό μοντέλο αλλά δεν αποτελεί έκπληξη ότι τα αποτελέσματα δεν συμπίπτουν με βάση τους πραγματικούς κύκλους οδήγησης, από τη στιγμή που έχουν ενσωματωθεί αρκετές υποθέσεις. Έχει παρατηρηθεί ότι το μοντέλο υστερεί στην περίπτωση σταμάτα-ξεκίνα στην κυκλοφορία και σε διακυμάνσεις σε υψηλές ταχύτητες. Η μελέτη έχει δείξει ότι στα ποσοστά των εκπομπών ρύπων για υδρογονάνθρακες και μονοξείδιο του άνθρακα είναι πιο ευαίσθητα στο επίπεδο της επιτάχυνσης, λαμβάνοντας υπόψιν διαφορετικά επίπεδα επιτάχυνσης. Επίσης, η έρευνα έδειξε ότι οι εκπομπές του οξειδίου του αζώτου δείχνουν ευαισθησία και στην επιτάχυνση και στην ταχύτητα. Στην εκτίμηση της κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών ρύπων παρατηρείται σφάλμα εκτίμησης λιγότερο από 10%. Τα αποτελέσματα απέδειξαν μεγάλη συσχέτιση με το VT-Micro μοντέλο για κατανάλωση καυσίμου και για τις εκπομπές ρύπων εκτός από τα οξείδια του αζώτου. Αυτή η ανακρίβεια των εκτιμήσεων οφείλεται στην μη γραμμική σχέση μεταξύ των εκπομπών του οχήματος, της ταχύτητας και των ρυθμών επιτάχυνσης και επιβράδυνσης. Γενικά, το μεσοσκοπικό μοντέλο υποεκτιμά την κατανάλωση καυσίμου και των εκπομπών ρύπων, που μπορεί να αποδοθεί στο γεγονός ότι οι κύκλοι οδήγησης που έχουν κατασκευαστεί είναι πιο ομαλοί από τους πραγματικούς κύκλους και οι διακυμάνσεις της ταχύτητας γίνονται σε μικρότερο βαθμό. Ακόμη, τα αποτελέσματα ήταν πολύ κοντά με τις μετρήσεις που είχαν γίνει στο εργαστήριο για την κατανάλωση καυσίμου και για τις εκπομπές ρύπων [Rakha et al., 2011].

## 2.4 Μακροσκοπικά μοντέλα

### 2.4.1 Elemental Model

Το Elemental Model [Evans et al., 1981], προτάθηκε από τον Herman [Herman, 1978] και τους συνεργάτες του, είναι ένα απλό θεωρητικό μοντέλο που εκφράζει την κατανάλωση καυσίμου σε αστικές συνθήκες. Χρησιμοποιεί μια γραμμική συνάρτηση σε σχέση με τον μέσο χρόνο που χρειάζεται για να διανύσει το όχημα ανά μονάδα απόστασης (αντίστοιχο της μέσης ταχύτητας).

$$F=K_1+K_2T, \quad u<55\text{km/hr} \quad (2.66)$$

<b>F:</b>	Η κατανάλωση καυσίμου ανά μονάδα απόστασης
<b>T:</b>	Ο συνολικός μέσος χρόνος ανά μονάδα απόστασης
<b>u:</b>	(1/T) μέση ταχύτητα
<b>K<sub>1</sub>:</b>	Παράμετρος που συνδέεται με τη μάζα του οχήματος [mL/km]
<b>K<sub>2</sub>:</b>	Συνάρτηση της μέσης ταχύτητας του οχήματος [mL/sec]

### 2.4.2 Watson Model

Στο μοντέλο χρησιμοποιείται η μέση ταχύτητα των οχημάτων για να αναπτυχθεί το μοντέλο κατανάλωσης καυσίμου. Το μοντέλο ενσωματώνει τις αλλαγές που γίνονται στην κινητική ενέργεια κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης σαν μια μεταβλητή (Waston, Milkins et al., 1980).

$$F=K_1+K_2/V_s+K_3V_s+K_4PKE \quad (2.67)$$

<b>F:</b>	κατανάλωση καυσίμου σε [L/km]
<b>V<sub>s</sub>:</b>	μέση ταχύτητα του ταξιδιού [km/hr]

Ο όρος **PKE** αντιπροσωπεύει το άθροισμα των αλλαγών της κινητικής ενέργειας κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης σε  $\text{m/s}^2$ .

$$PKE=\sum(V_f^2 - V_i^2)/(12.960 \cdot X_s) \quad (2.68)$$

<b>V<sub>f</sub>:</b>	Η τελική ταχύτητα [km/hr]
<b>V<sub>i</sub>:</b>	Η αρχική ταχύτητα [km/hr]
<b>X<sub>s</sub>:</b>	Το ολικό μήκος [km]

Όταν οι μέσες ταχύτητες είναι αρκετά υψηλές οι αεροδυναμικές δυνάμεις στην κατανάλωση καυσίμου γίνονται αισθητές. Αυτό συμβαίνει σε μέσες ταχύτητες πάνω από 55 km/h.

### 2.4.3 MOBILE5 και EMFAC

Δύο μακροσκοπικά μοντέλα εκπομπών ρύπων τα οποία χρησιμοποιούνται συχνά στην Βόρεια Αμερική είναι το μοντέλο MOBILE5 που δημιουργήθηκε από το Environmental Protection Agency - EPA και EMFAC από το California Air Resources Board - CARB. Υπάρχουν πολλές εκδοχές του MOBILE5 όπως το MOBILE5a και το MOBILE5b. Και τα δύο μοντέλα παράγουν εκπομπές ρύπων [Rakha et al., 2003] που είναι συναρτήσεις του τύπου και της ηλικίας των οχημάτων, της μέσης ταχύτητας, της θερμοκρασίας, του φορτίου του οχήματος, της χρήσης του κλιματιστικού και της λειτουργίας του οχήματος. Αυτές οι εκπομπές ρύπων έπειτα πολλαπλασιάζονται με τα μίλια που έχει διανύσει το όχημα, με τον αριθμό των ταξιδιών και με τις ώρες που διένυσε το όχημα, ώστε να υπολογιστούν τα συνολικά επίπεδα των εκπομπών ρύπων. Το μοντέλο MOBILE5 υπολογίζει τις εκπομπές ρύπων υδρογονανθράκων, του μονοξειδίου του άνθρακα και του οξειδίου του αζώτου. Παρόμοια, και το EMFAC μοντέλο παράγει τιμές για αυτούς τους ρύπους.

Τα μοντέλα χρησιμοποιούν ως παραμέτρους εισόδου τις μέσες ταχύτητες για να επιλέξουν τους συντελεστές των εκπομπών ρύπων, οι οποίοι έχουν υπολογιστεί από δοκιμαστικά οχήματα σε έναν περιορισμένο αριθμό κύκλων οδήγησης. Το MOBILE5 χρησιμοποιεί τις τιμές των εκπομπών ρύπων από ένα δοκιμαστικό κύκλο (Federal test procedure - FTP). Ο κύκλος χρησιμοποιείται μόνο για χαμηλού φορτίου οχήματα και αποτελείται από διαφορετικές φάσεις: μια φάση ψυχρής εκκίνησης, μια σταθεροποιημένη φάση και μια φάση θερμής εκκίνησης. Οι εκπομπές ρύπων από τις τρεις φάσεις χρησιμοποιούνται για να υπολογιστούν οι τιμές των εκπομπών ρύπων. Οι τιμές αυτές για κάθε κατηγορία οχημάτων υπολογίζονται από τον μέσο όρο του αποτελέσματος του δοκιμαστικού κύκλου για 31.6 km/h (19.6 mph) και από τη μέση ταχύτητα ολόκληρου του δοκιμαστικού κύκλου. Το EMFAC μοντέλο χρησιμοποιεί τις τιμές που προέρχονται από τον ενοποιημένο κύκλο με μέση ταχύτητα 39.4 km/h (24.6 mph).

Οι εκπομπές ρύπων σε άλλες ταχύτητες υπολογίζονται και στα δύο μοντέλα (MOBILE5 και EMFAC) πολλαπλασιάζοντας τον βασικό ρυθμό με τον κατάλληλο ειδικό διορθωτικό παράγοντα της ταχύτητας (speed correction factor - SCF) για μέσες τιμές ταχυτήτων που κυμαίνονται μεταξύ 4 και 105 km/h για παράδειγμα στην περίπτωση του MOBILE5. Αυτοί οι παράγοντες προέρχονται από τις μετρήσεις του εργαστηρίου που έχουν συγκεντρωθεί από ένα περιορισμένο αριθμό δοκιμαστικών κύκλων σε διαφορετικές μέσες ταχύτητες, χρησιμοποιώντας την μέση ταχύτητα ως ανεξάρτητη μεταβλητή και τον ρυθμό εκπομπών ως εξαρτημένη. Από την άλλη πλευρά, υπάρχουν κάποιες ελλείψεις στην χρήση των παραγόντων. Πρώτα απ' όλα, οι παράγοντες αυτοί προέρχονται από ένα περιορισμένο αριθμό δοκιμαστικών κύκλων, το οποίο έχει ως επακόλουθο ότι μπορεί να μην είναι τόσο αντιπροσωπευτικοί στις κυκλοφοριακές συνθήκες. Συγκεκριμένα, πολλοί από τους κύκλους έχουν πραγματοποιηθεί πριν πάνω από 20 χρόνια, επομένως δεν αντιπροσωπεύουν την τωρινή πραγματική κατάσταση στους αυτοκινητοδρόμους. Δεύτερον, αυτά τα μοντέλα εκπομπών ρύπων προβλέπουν τις τιμές βασιζόμενα στην μέση ταχύτητα και αγνοούν διαφορές στις διακυμάνσεις της ταχύτητας και της επιτάχυνσης, οι οποίες μπορούν να ποικίλουν σημαντικά επειδή εξαρτώνται από το επίπεδο της κυκλοφοριακής συμφόρησης. Για παράδειγμα, τέτοια μοντέλα δεν παρέχουν την δυνατότητα να αντιδρούν στις διαφορές των

εκπομπών ρύπων που προέρχονται από μια πορεία ενός ταξιδιού σε υψηλές ταχύτητες αλλά με πολλές στάσεις ενώ κατά τη διάρκεια ενός ταξιδιού μπορεί να μην υπάρχουν καθόλου στάσεις και το όχημα να κινείται με την ίδια μέση ταχύτητα, οπότε και στις δυο περιπτώσεις έχουμε πανομοιότυπες μέσες ταχύτητες.

#### 2.4.4 MOBILE6

Μια πρόσφατη εκδοχή του μοντέλου MOBILE αναφέρεται ως MOBILE6 [Rakha et al., 2003] και διαφέρει σημαντικά σε σχέση με το προηγούμενο μοντέλο. Το MOBILE6 βασίζεται σε πρόσφατα δεδομένα εκπομπών ρύπων, τα οποία έχουν συγκεντρωθεί από το EPA και από κατασκευαστές αυτοκινήτων σε διάφορα κράτη. Επίσης, το MOBILE6 λαμβάνει υπόψη την επίδραση του ραφιναρίσματος του πετρελαίου στις εκπομπές ρύπων των οχημάτων.

Ένα κύριο χαρακτηριστικό του μοντέλου είναι η προσθήκη των «εκτός- κύκλου ρύπων» (off-cycle emissions) και περιλαμβάνουν την έντονη οδήγηση σε συνδυασμό με την λειτουργία του κλιματιστικού. Η έντονη οδήγηση δεν είχε περιληφθεί στον δοκιμαστικό κύκλο FTP αλλά περιλαμβάνεται στον συμπληρωματικό κύκλο και εφαρμόζεται σε μοντέλα του 2000 και μετά. Σαν κύκλους οδήγησης χρησιμοποιούνται σε αυτό το μοντέλο λειτουργίες που περιέχουν υψηλές ταχύτητες και επιταχύνσεις και είναι αναμενόμενο το μοντέλο να παράγει σημαντικά υψηλότερους ρύπους σε σχέση με την προηγούμενη έκδοση του μοντέλου. Το μοντέλο υπολογίζει τους παράγοντες που βασίζονται σε διαφορετικά είδη αυτοκινητοδρόμων και σε μέσες ταχύτητες.

Όπως αναφέρεται στην αντίστοιχη βιβλιογραφία (Yue, 2008) το μοντέλο μπορεί να υπολογίσει οκτώ ρύπους: υδρογονανθράκων (HC), μονοξείδιο του άνθρακα (CO), διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>), οξείδια του αζώτου (NO<sub>x</sub>), αιωρούμενα σωματίδια (PM), διοξείδιο του θείου (SO<sub>2</sub>), αμμωνία (NH<sub>3</sub>) και έξι επικίνδυνους ατμοσφαιρικούς ρύπους (HAP). Ο υπολογισμός των εκπομπών του διοξειδίου του άνθρακα δεν επηρεάζεται από την ταχύτητα, την θερμοκρασία και τον τύπο της βενζίνης αλλά στηρίζεται μόνο στον τύπο του οχήματος. Το μοντέλο χρησιμοποιεί την μέση ταχύτητα για να υπολογίσει τις εκπομπές ρύπων και γίνονται προσαρμογές για διάφορες θερμοκρασίες, τύπους βενζίνης και για τα επίπεδα υγρασίας κ.α.



# Κεφάλαιο 3

## 3.1.Εισαγωγή στη θεωρία του βέλτιστου ελέγχου

Ο στόχος της θεωρίας του βέλτιστου ελέγχου είναι να υπολογίσει μια στρατηγική ελέγχου που θα μεγιστοποιεί ή θα ελαχιστοποιεί κάποια συνάρτηση απόδοσης, ενώ ταυτόχρονα θα ικανοποιεί τους όποιους περιορισμούς του συστήματος. Με τον όρο «περιορισμούς» μπορεί να εννοούμε τις εξισώσεις κατάστασης του συστήματος, ανώτατα όρια σε κάποια ή κάποιες από τις μεταβλητές κατάστασης ή ελέγχου, ή ακόμα και τις αρχικές ή τελικές συνθήκες.

Τα προβλήματα του βέλτιστου ελέγχου μπορούν να επιλυθούν με δυο κυρίως μεθόδους: τον λογισμό των μεταβολών και τον δυναμικό προγραμματισμό. Κάθε μέθοδος έχει τα πλεονεκτήματά και τα μειονεκτήματά της: ο λογισμός των μεταβολών καταλήγει σε έλεγχο ανοικτού βρόχου και είναι ιδιαίτερα εφαρμόσιμος σε αιτιοκρατικά συστήματα ενώ ο δυναμικός προγραμματισμός καταλήγει σε έλεγχο κλειστού βρόχου, ο οποίος προτιμάται σε σχέση με τον έλεγχο ανοικτού βρόχου αλλά οι αναγκαίες συνθήκες του δεν είναι εύκολο να ικανοποιούνται πάντα.

Οι αρχικές εφαρμογές της θεωρίας βέλτιστου ελέγχου υλοποιήθηκαν σε κλασσικές περιοχές της επιστήμης του μηχανικού (ηλεκτρολογία, μηχανολογία κ.λπ.), ενώ στη συνέχεια βρήκε ευρεία εφαρμογή σε πληθώρα επιστημονικών τομέων. Είναι γεγονός ότι σχεδόν σε οποιοδήποτε φυσικό ή δυναμικό σύστημα που περιγράφεται από ένα σύνολο κατάλληλων μαθηματικών σχέσεων μπορεί να εφαρμοστεί η θεωρία του βέλτιστου ελέγχου. Είναι αξιοσημείωτο το γεγονός ότι η εφαρμογή τεχνικών βέλτιστου ελέγχου μπορεί να δώσει στον αποφασίζων (άνθρωπο ή σύστημα) επιπλέον «ευφυΐα», μιας και η βέλτιστη λύση μπορεί πολλές φορές να είναι εντελώς διαφορετική από αυτή που αναμέναμε ή από αυτή που εφαρμόζαμε στο παρελθόν.

## 3.2 Διατύπωση του προβλήματος

Η ορθή διατύπωση του προβλήματος βέλτιστου ελέγχου περιλαμβάνει την μαθηματική διατύπωση (πρότυπο) της υπό έλεγχο διαδικασίας, την διατύπωση των φυσικών περιορισμών και τη διατύπωση του κριτηρίου απόδοσης. Στη συνέχεια αναλύεται το πρόβλημα βέλτιστου ελέγχου για αιτιοκρατικά συστήματα.

Πρώτα ορίζεται το διάνυσμα ελέγχου  $u^*(t) \in U$  που να αναγκάζει το σύστημα  $\dot{x} = a(x(t), u(t), t), x(t_0) = x_0$  να ακολουθήσει μια αποδεκτή τροχιά  $x^*(t) \in X$  και ελαχιστοποιεί

$$\text{ή μεγιστοποιεί το κριτήριο απόδοσης } J[u(t)] = h\left(x(t_f), t_f\right) + \int_{t_0}^{t_f} g\left(x(t), u(t), t\right) dt.$$

(3.1)

Έπειτα, όπως αναφέρθηκε και προηγούμενα, ορίζεται η εξίσωση κατάστασης  $\dot{x} = a(x(t), u(t), t)$  της διαδικασίας. Η μορφή της πρέπει να είναι συγκεκριμένη, δηλαδή το υπόδειγμα πρέπει να διατυπώνεται ως ένα σύστημα συνήθων διαφορικών εξισώσεων πρώτης τάξης. Στην γενική μορφή οι εξισώσεις είναι μη γραμμικές και χρονικά μεταβαλλόμενες. Το σύστημα είναι τάξης  $n$ , όση δηλαδή και η διάσταση του διανύσματος κατάστασης  $x$ . Το διάνυσμα ελέγχου  $u$  είναι διάστασης  $m$ . Ως υποπεριπτώσεις που επιδέχονται ευκολότερη αναλυτική προσέγγιση, διακρίνουμε τα γραμμικά, χρονικά μεταβαλλόμενα συστήματα,

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t) \quad (3.2)$$

και τα γραμμικά, χρονικά αμετάβλητα,  $\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t)$  (3.3)

Συνήθως οι περιορισμοί είναι υπό μορφή ανισοτήτων στα στοιχεία του διανύσματος:

$$S_i^- \leq u_i(t) \leq S_i^+, i=1, \dots, m$$

Οι μεταβλητές κατάστασης μπορούν με τη σειρά τους να περιορίζεται αν υπάρχουν λόγοι που το επιβάλλουν, αλλά αυτό δεν είναι απαραίτητο για να βρεθεί πεπερασμένος έλεγχος. Και σε αυτή την περίπτωση όμως, μία τυπική μορφή περιορισμών είναι οι ανισωτικοί.

Η διαφορά μεταξύ της προσέγγισης ενός προβλήματος από αφηρημένη-μαθηματική και εφαρμοσμένη σκοπιά, έγκειται στο ότι στην δεύτερη οι μαθηματικοί όροι πρέπει να αποκτήσουν φυσική σημασία. Τα προβλήματα βέλτιστου ελέγχου μπορούν να χωριστούν σε κατηγορίες με βάση το κριτήριο απόδοσης. Οι πιο σημαντικές είναι οι εξής (περιγραφικά, όχι με αυστηρή μαθηματική ορολογία):

- Ελαχίστου χρόνου

Όπως υποδηλώνει και ο τίτλος, στην περίπτωση αυτή ενδιαφέρει να μετακινηθεί/μεταφερθεί το σύστημα από μία αρχική θέση  $x_0$  σε μία τελική  $x_f$  σε ελάχιστο χρόνο. Η μορφή του κριτηρίου κόστους για το στόχο αυτό είναι,

$$J[u(t)] = \int_{t_0}^{t_f} dt = t_f - t_0 \quad (3.4)$$

- Ελάχιστης κατανάλωσης καυσίμων

Στην περίπτωση αυτή το σύστημα απαιτείται να μετακινηθεί/μεταφερθεί από μία αρχική θέση  $x_0$  σε μία τελική  $x_f$  καταναλώνοντας ελάχιστα καύσιμα ή δαπανώντας ελάχιστη ενέργεια. Για την πρώτη περίπτωση, αν υποθεθεί ότι η κατανάλωση είναι ανάλογη της τιμής του ελέγχου, ένα κατάλληλο κριτήριο είναι το,

$$J[u(t)] = \int_{t_0}^{t_f} \left[ \sum_{i=1}^m \beta_i |u_i(t)| \right] dt \quad (3.5)$$

όπου τα  $\beta_i$  είναι μη αρνητικές σταθερές, για τη στάθμιση των στοιχείων του  $u$ .

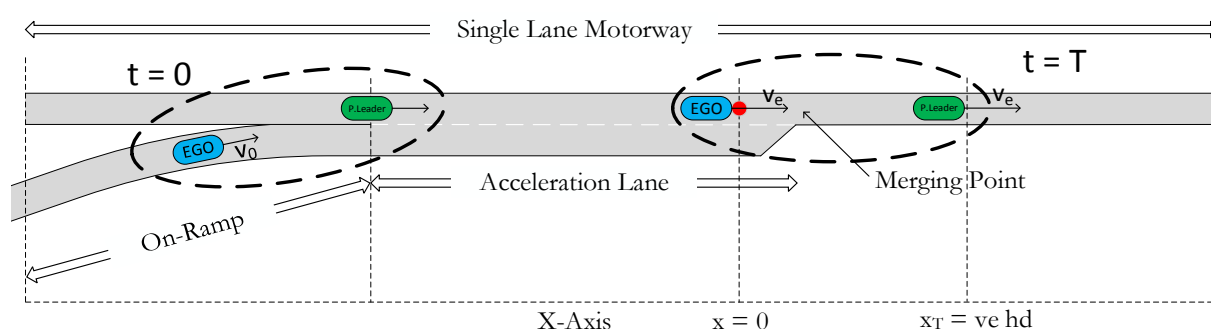
### 3.3 Εφαρμογή των τεχνικών βέλτιστου ελέγχου σε διάφορες περιπτώσεις κίνησης

Σκοπός της διπλωματικής εργασίας είναι η μελέτη συγκεκριμένων μοντέλων εκτίμησης κατανάλωσης καυσίμου και η χρήση τους ως μέτρα αξιολόγησης για συγκεκριμένα σενάρια κίνησης οχημάτων. Συγκεκριμένα, μελετάμε την επίδραση που έχει στην κατανάλωση καυσίμου η ελαχιστοποίηση των επιταχύνσεων/επιβραδύνσεων για ένα συγκεκριμένο σενάριο κίνησης. Η υπόθεση που έχει υιοθετηθεί είναι ότι ελαχιστοποιώντας τις επιταχύνσεις θα μειωθεί και ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου, χωρίς αυτό να σημαίνει βέβαια ότι θα συμβεί απαραίτητα (για το λόγο αυτό ελέγχεται τελικά η συνολική κατανάλωση καυσίμου για τη βέλτιστη λύση).

Τα μοντέλα που θα χρησιμοποιηθούν για τον υπολογισμό της κατανάλωσης καυσίμου είναι τα δυο μοντέλα που έχουν αναλυθεί πρωτίτερα, δηλαδή το VT-micro και το ARRB. Τα δύο αυτά μοντέλα επιλέχθηκαν λόγω της απλότητάς τους. Η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε είναι η ακόλουθη. Πρώτα ορίζεται ένα σενάριο για ένα όχημα που έχουμε σκοπό να βελτιστοποιήσουμε τις επιταχύνσεις του, ώστε αυτές να λαμβάνουν όσο το δυνατόν μικρότερες (κατά απόλυτη τιμή) τιμές. Έπειτα, μέσω της μεθόδου του βέλτιστου ελέγχου υπολογίζονται οι θέσεις, οι ταχύτητες και οι επιταχύνσεις για το όχημα που μελετάται για κάθε διακριτή χρονική στιγμή, μέχρι τον τελικό χρόνο (ορίζοντα) που θα ορίσουμε. Οι ταχύτητες και οι επιταχύνσεις που έχουν βρεθεί αποτελούν τις μεταβλητές εισόδου για τα μοντέλα υπολογισμού της κατανάλωσης. Στη συνέχεια, το κάθε μοντέλο υπολογίζει τη συνολική κατανάλωση καυσίμου (και τη στιγμιαία). Τέλος, αλλάζοντας τις αρχικές συνθήκες του οχήματος που εξετάζεται, παρατηρούνται και αλλαγές στις τιμές και στις γραφικές παραστάσεις της κατανάλωσης καυσίμου.

#### 3.3.1 Περιγραφή του προβλήματος

Θεωρούμε μια μονή λωρίδα αυτοκινητοδρόμου καθώς και μια ράμπα εισόδου μονής λωρίδας, η οποία οδηγεί στην λωρίδα επιτάχυνσης, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4. Ορίζουμε ως σημείο συγχώνευσης (εισόδου στον αυτοκινητόδρομο) στο τέλος της γραμμής επιτάχυνσης όπου τα οχήματα θα συγχωνευτούν στην κύρια ροή του δρόμου.



Σχήμα 4: Περιγραφή του σεναρίου που μελετήθηκε.

Το σενάριο που επιλέξαμε για μελέτη, είναι η περίπτωση όπου ένα όχημα ερχόμενο από την ράμπα εισόδου προσαρμόζει κατάλληλα την ταχύτητά του και εισέρχεται στον αυτοκινητόδρομο. Το όχημα του οποίου την κίνηση μελετάμε το ονομάζουμε προς ευκολία “EGO” ενώ το προπορευόμενο (πράσινο στο Σχήμα 4) το ονομάζουμε “Leader” .

Οι αρχικές συνθήκες του προβλήματος που έχουν οριστεί είναι ότι το όχημα EGO ξεκινάει από μια αρχική θέση ονομαζόμενη  $x_0$  και πρέπει να φτάσει στην τελική θέση στο  $x=0$ , όπως δείχνει το Σχήμα 4, σε χρόνο  $T$ . Επίσης, θεωρούμε ότι έχει μια αρχική ταχύτητα  $v_0$  και επιδιώκει μια τελική ταχύτητα  $v_e$  στο χρόνο  $T$ . Η τελική αυτή ταχύτητα του οχήματος θα είναι ίση με την (σταθερή) ταχύτητα του προπορευόμενου (leader) οχήματος. Το προπορευόμενο όχημα θεωρούμε εδώ ότι εκτελεί ευθύγραμμη ομαλή κίνηση με σταθερή ταχύτητα, χωρίς όμως αυτό να επηρεάζει τη μεθοδολογία μας, καθώς η λύση που θα προκύψει εξαρτάται μόνο από την τελική ταχύτητα  $v_e$  την οποία θεωρούμε γνωστή και διαθέσιμη στο όχημα EGO. Στην πραγματικότητα η γνώση αυτής της τελικής ταχύτητας είναι ένα πολύπλοκο πρόβλημα που απαιτεί εξειδικευμένα τεχνολογικά μέσα (αισθητήρες, επικοινωνίες κ.λπ.) καθώς και εξειδικευμένες τεχνικές προβλέψεων (ώστε να προβλέπεται σωστά η ταχύτητα. Ο συνολικός χρόνος  $T$  ορίζεται ως το άθροισμα του χρόνου που απαιτείται ώστε το προπορευόμενο όχημα να φτάσει στην τελική θέση ( $x=0$ ) και του χρόνου που απέχει ο μπροστινός προφυλακτήρας του προπορευόμενου οχήματος από τον μπροστινό προφυλακτήρα του οχήματος που ακολουθεί (time headway). Σε αυτό το σημείο πρέπει να σημειωθεί ότι χρησιμοποιούμε διακριτούς χρόνους με βήμα 0,01 s.

### 3.3.2 Μεθοδολογία βέλτιστου ελέγχου

Με βάση την παραπάνω περιγραφή του προβλήματος, προχωρούμε στην μαθηματική του μοντελοποίηση.

Οι εξισώσεις κατάστασης είναι:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (\text{Ταχύτητα}) \quad (3.6)$$

$$\dot{x}_2 = u \quad (\text{Επιτάχυνση}) \quad (3.7)$$

Ο στόχος είναι να φέρουμε το σύστημα από την αρχική κατάσταση  $x_0 = [x_0 \ v_0]^T$  στην τελική κατάσταση  $x_e = [x_e \ v_e]^T$  σε χρόνο  $T$ .

Ελαχιστοποίηση του δείκτη λειτουργικής απόδοσης του ολοκληρώματος:

$$J = \frac{1}{2} \int_0^T u^2 dt \quad (3.8)$$

Πρώτα δημιουργούμε την συνάρτηση Hamiltonian:

$$H = \frac{1}{2} u^2 + \lambda_1 x_2 + \lambda_2 u \quad (3.9)$$

Για να ελαχιστοποιήσουμε την  $H$  ως προς την διανυσματική μεταβλητή  $u$  βρίσκουμε τον βέλτιστο έλεγχο

$$\frac{\partial H}{\partial u} = u + \lambda_2 = 0 \Rightarrow u^* = -\lambda_2 \quad (3.10)$$

Βρίσκουμε την βέλτιστη συνάρτηση

$$H^{\circ} = \frac{1}{2} \lambda_2^2 + \lambda_1 x_2 - \lambda_2^2 = -\frac{1}{2} \lambda_2^2 + \lambda_1 x_2 \quad (3.11)$$

Λύνουμε τις εξισώσεις:

$$x_1 = \frac{\partial H^{\circ}}{\partial \lambda_1} = x_2 \quad (3.12)$$

$$x_2 = \frac{\partial H^{\circ}}{\partial \lambda_2} = -\lambda_2 \quad (3.13)$$

$$\lambda_1 = -\frac{\partial H^{\circ}}{\partial x_1} = 0 \quad (3.14)$$

$$\lambda_2 = -\frac{\partial H^{\circ}}{\partial x_2} = -\lambda_1 \quad (3.15)$$

Οι εξισώσεις μπορούν να γραφτούν ως:

$$\lambda_1(t) = C_1 \quad (3.16)$$

$$\lambda_2(t) = C_1 t + C_2 \quad (3.17)$$

$$x_2(t) = \frac{C_1 t^2}{2} - C_2 t + C_3 \quad (3.18)$$

$$x_1(t) = \frac{C_1 t^3}{6} - \frac{C_2 t^2}{2} + C_3 t + C_4 \quad (3.19)$$

όπου τα  $c_1, c_2$  είναι περιορισμοί που θα υπολογισθούν από τις οριακές συνθήκες καθώς γνωρίζουμε ότι  $x_1(0)=x_0, x_1(T)=0, x_2(0)=v_0, x_2(T)=v_e$

$$C_1 = \frac{6v_e}{T^2} + \frac{6v_0}{T^2} + \frac{12x_0}{T^3} \quad (3.20)$$

$$C_3 = v_0 \quad (3.21)$$

$$C_2 = \frac{2v_e}{T} + \frac{4v_0}{T} + \frac{6x_0}{T^2} \quad (3.22)$$

$$C_4 = x_0 \quad (3.23)$$

$$v(t) = c_1 \cdot t - c_2 \quad (3.24)$$

$$u(t) = 0.5 \cdot c_1 \cdot t^2 - c_2 \cdot t + v_0 \quad (3.25)$$

$$x(t) = \frac{1}{6} \cdot c_1 \cdot t^3 - 0.5 \cdot c_2 \cdot t^2 + v_0 \cdot t + x_0 \quad (3.26)$$

$x_e = -200\text{m}$	Αρχική θέση προπορευόμενου οχήματος
$x_0 = -220\text{m}$	Αρχική θέση δεύτερου οχήματος
$u_e = 15\text{m/s}$	Ταχύτητα προπορευόμενου οχήματος
$u_0 = 10\text{m/s}$	Αρχική ταχύτητα δεύτερου οχήματος

### 3.3.3 Επίλυση με το μοντέλο VT-micro

Αξίζει να σημειώσουμε ότι χρησιμοποιήσαμε τις παραμέτρους για την κατηγορία των οχημάτων χαμηλού φορτίου LDV1 όπως φαίνονται στον παρακάτω πίνακα:

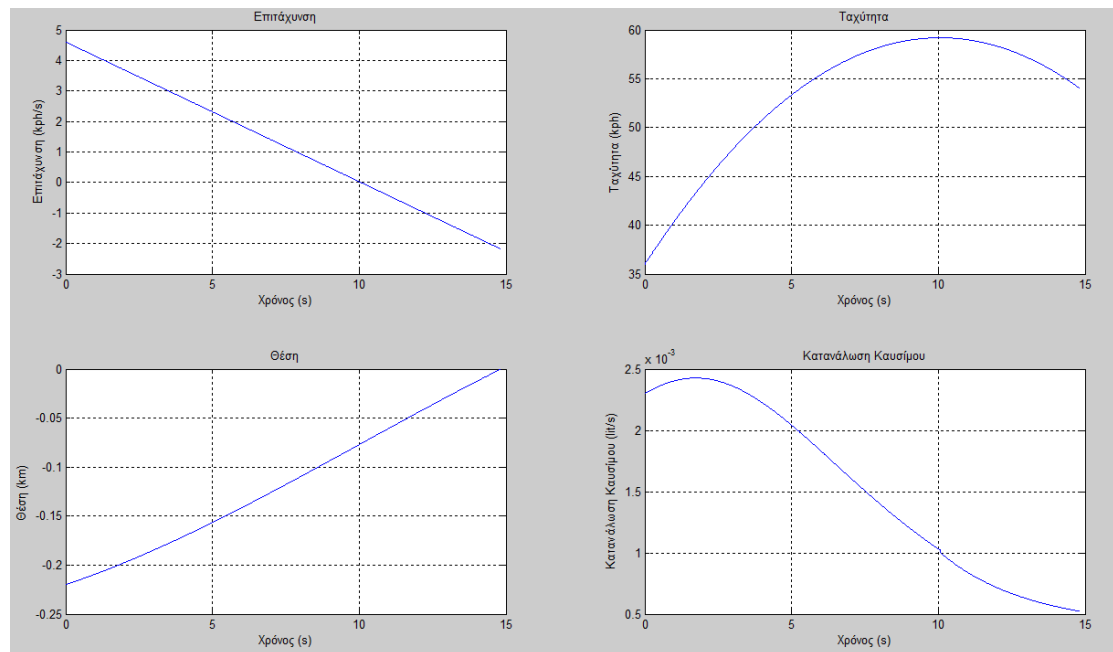
	Σταθερός όρος	$\alpha$	$\alpha^2$	$\alpha^3$
Θετική επιτάχυνση	Σταθερός όρος	-7.9898	0.043560000	0.032490000
	u	0.031050000	0.014780000	-0.004950000
	u <sup>2</sup>	-0.00030102	-0.00026090	0.000143530
	u <sup>3</sup>	0.000001550	0.000001640	-0.000001130
Αρνητική επιτάχυνση	Σταθερός όρος	-7.98980000	0.078310000	0.027280000
	u	0.029040000	0.007350000	0.000194010
	u <sup>2</sup>	-0.00026470	0.000002320	0.000031400
	u <sup>3</sup>	0.000001420	-0.000000363	-0.000000281

**Πίνακας 12:** Τιμές των συντελεστών παλινδρόμησης για το VT-micro μοντέλο για την LDV1 κατηγορία οχημάτων.

Έχοντας βελτιστοποιήσει τις μεταβολές της επιτάχυνσης αλλάζουμε κάθε φορά τα δεδομένα του προβλήματος για να δούμε πως κυμαίνεται ο ρυθμός της κατανάλωσης. Το μοντέλο που χρησιμοποιήθηκε είναι το VT-Micro με βάση το μοντέλο F, που έχει αναλυθεί σε προηγούμενη παράγραφο. Χρησιμοποιήθηκαν όλοι οι συντελεστές από το όχημα LDV1. Το μέγιστο επιτρεπόμενο όριο ταχύτητας είναι 120 km/h, για επιτάχυνση 10km/h/s και για την επιβράδυνση -5km/h/s. Στα παρακάτω διαγράμματα παρουσιάζονται τα διαγράμματα της επιτάχυνσης, ταχύτητας, της θέσης και της κατανάλωσης καυσίμου σε συνάρτηση με τον χρόνο.

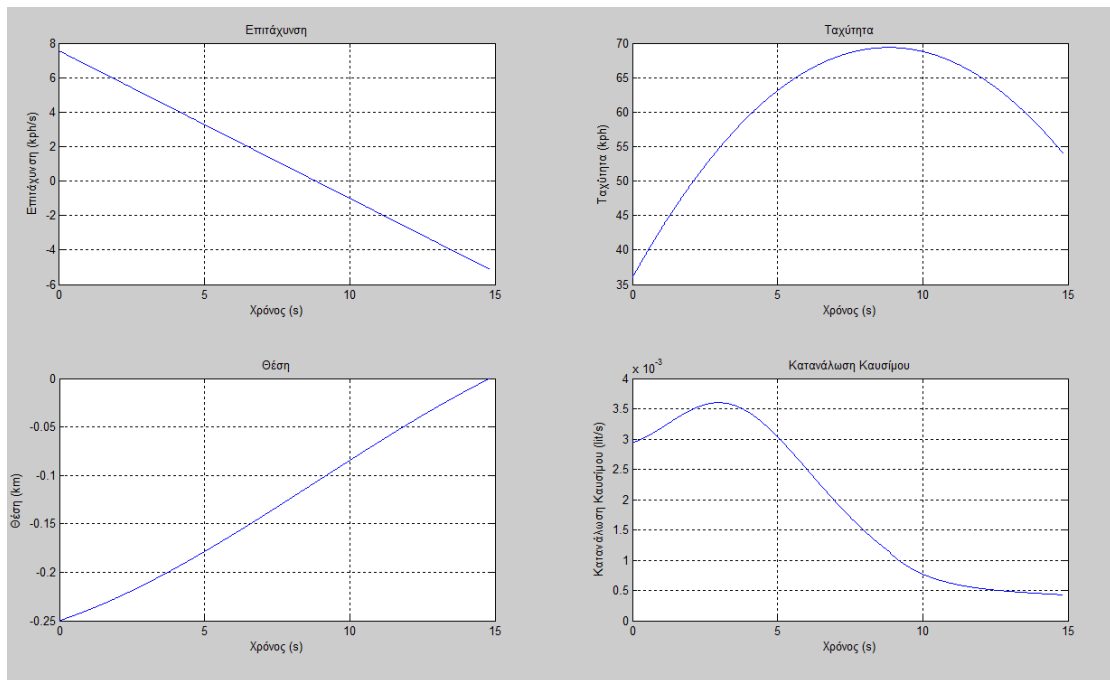
Αρχικά προσομοιώνουμε διάφορες περιπτώσεις διατηρώντας τις ταχύτητες σταθερές και αλλάζοντας την απόσταση του προπορευόμενου οχήματος από το δεύτερο. Αναμένουμε ότι όσο θα απομακρύνεται το όχημα τόσο να αυξάνεται ο ρυθμός της κατανάλωσης καυσίμου.

Επίλυση της περίπτωσης που η τελική ταχύτητα είναι μεγαλύτερη από την αρχική.



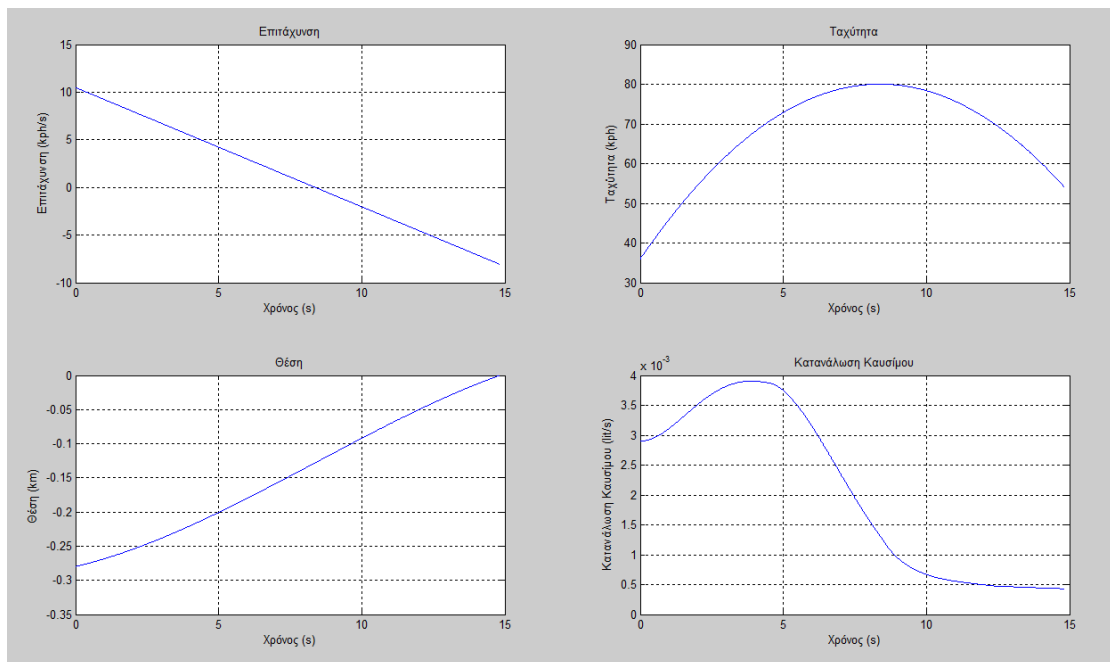
**Σχήμα 5:**  $x_e = -200m$   $x_0 = -220m$   $u_e = 15m/s$   $u_0 = 10m/s$ . Κατανάλωση καυσίμου =  $2.2642 lit/sec$  ή  $0.022$  λίτρα.

Μεταξύ των οχημάτων υπάρχει διαφορά απόστασης 20 μέτρων και η διαφορά στην ταχύτητα τους είναι 5 m/s. Όπως είναι αναμενόμενο η περίπτωση αυτή να έχει την μικρότερη τιμή της κατανάλωσης καυσίμου. Στο διάγραμμα της κατανάλωσης καυσίμου παρατηρούμε ότι στα 5 πρώτα δευτερόλεπτα η κατανάλωση αυξάνεται και αυτό οφείλεται στην απότομη αύξηση της ταχύτητας. Επίσης, μετά τα 10 δευτερόλεπτα το όχημα επιβραδύνεται, το οποίο φαίνεται και στο σχήμα της κατανάλωσης, καθώς αλλάζει μορφή. Όπως φαίνεται και από το διάγραμμα θέσης το όχημα καταλήγει στη θέση 0 σε χρόνο  $T=15$  δευτερόλεπτα.



**Σχήμα 6:**  $x_e = -200m$   $x_0 = -250m$   $u_e = 15m/s$   $u_0 = 10m/s$ . Κατανάλωση καυσίμου = 2.8267lit/sec ή 0.0283 λίτρα.

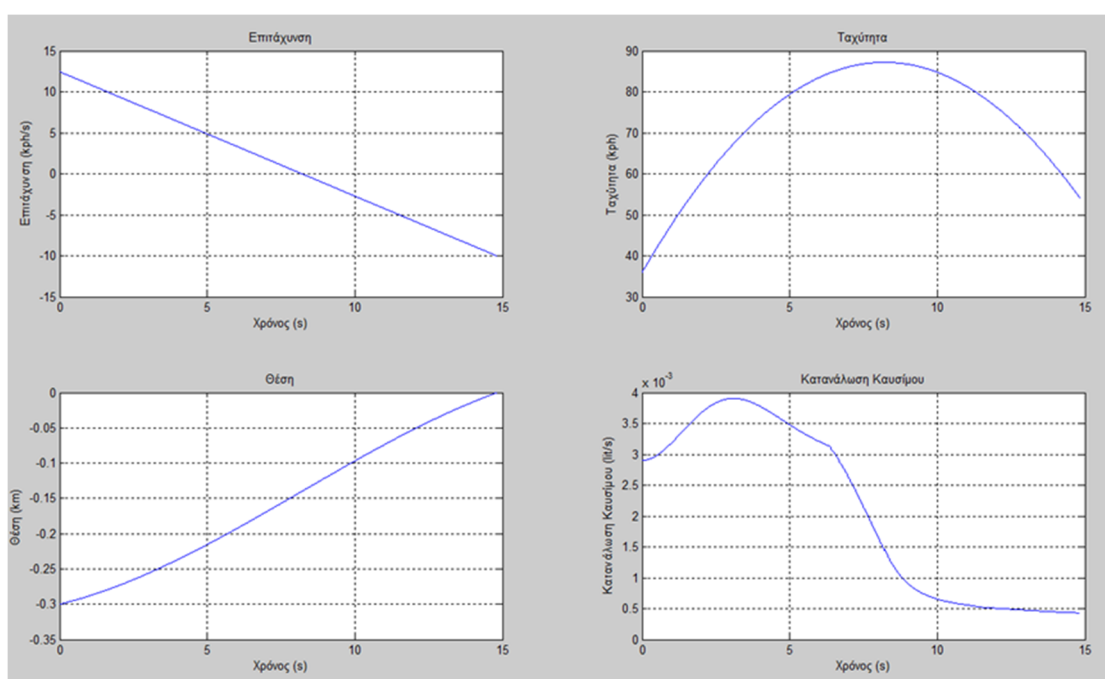
Στη δεύτερη περίπτωση (Σχήμα 6) η κατανάλωση καυσίμου έχει αυξηθεί αφού το δεύτερο όχημα έχει απομακρυνθεί από το προπορευόμενο όχημα. Το διάγραμμα της κατανάλωσης έχει πιο έντονη την καμπύλη στα 5 πρώτα δευτερόλεπτα σε σύγκριση με το προηγούμενο διάγραμμα, γιατί το όχημα ξεκινάει με μεγαλύτερη τιμή της επιτάχυνσης. Εξαιτίας αυτού εξηγείται γιατί σε αυτήν την περίπτωση το διάγραμμα ξεκινάει από την τιμή 3 ενώ στο προηγούμενο ξεκινάγε από το 2.5.



**Σχήμα 7:**  $x_e = -200m$   $x_0 = -280m$   $u_e = 15m/s$   $u_0 = 10m/s$ . Κατανάλωση καυσίμου = 3.0351lit/sec ή 0.0304 λίτρα.



Στην Τρίτη περίπτωση (Σχήμα 7) μεταξύ των διαγραμμάτων των 250 και 280 μέτρων δεν παρατηρούνται μεγάλες διαφορές. Το σίγουρο είναι ότι όσο το δεύτερο όχημα απομακρύνεται από το προπορευόμενο (στον αρχικό χρόνο) τόσο στην αρχή έχει μεγαλύτερες επιταχύνσεις και οι τιμές στην κατανάλωση καυσίμου αυξάνονται περισσότερο. Αυτό επιβεβαιώνεται με το ακόλουθο Σχήμα 8, όπου φαίνεται ότι η κατανάλωση έχει φτάσει στην τιμή 4. Σε όλα τα διαγράμματα κατανάλωσης καυσίμου παρατηρούμε μια ασυνέχεια κλίσης όταν η επιτάχυνση από θετική γίνεται αρνητική. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι ο τύπος υπολογισμού της κατανάλωσης χρησιμοποιεί διαφορετικούς συντελεστές για θετική και αρνητική επιτάχυνση. Ο μεγαλύτερος ρυθμός κατανάλωσης παρατηρείται όταν το όχημα βρίσκεται σε απόσταση 100 μέτρων μακριά από το πρώτο όχημα (Σχήμα 8).



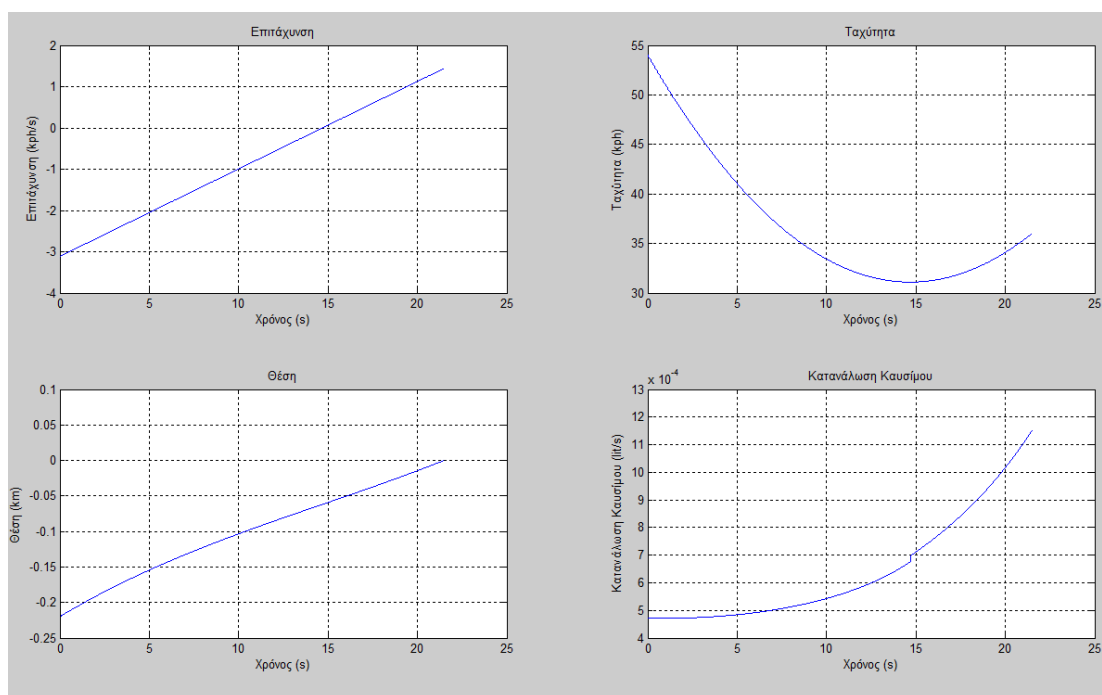
**Σχήμα 8:**  $x_e = -200m$   $x_0 = -300m$   $u_e = 15m/s$   $u_0 = 10m/s$ . Κατανάλωση καυσίμου =  $3.0673 \text{ lit/sec}$  ή  $0.0307 \text{ λίτρα}$ .

Από την στιγμή που το εξεταζόμενο όχημα απομακρύνεται από το πρώτο όχημα αυξάνεται και η τιμή της επιτάχυνσης γιατί επιταχύνει προκειμένου να μειωθεί η απόσταση των δύο οχημάτων.

Το γενικό **συμπέρασμα** στην περίπτωση που η τελική ταχύτητα του οχήματος πρέπει να είναι μεγαλύτερη από την αρχική, είναι ότι η μέθοδος του βέλτιστου ελέγχου βρίσκει ως βέλτιστο σενάριο το όχημα να επιταχύνει στην αρχή ώστε να δημιουργήσει μικρότερο κενό και μετά να επιβραδύνει έτσι ώστε να φτάσει την τελική τιμή που θα πρέπει να έχει στην τελική του θέση. Ο βέλτιστος έλεγχος με αυτό το σενάριο καταφέρνει να ελαχιστοποιεί την επιτάχυνση και ως αποτέλεσμα την επαγόμενη κατανάλωση καυσίμου.

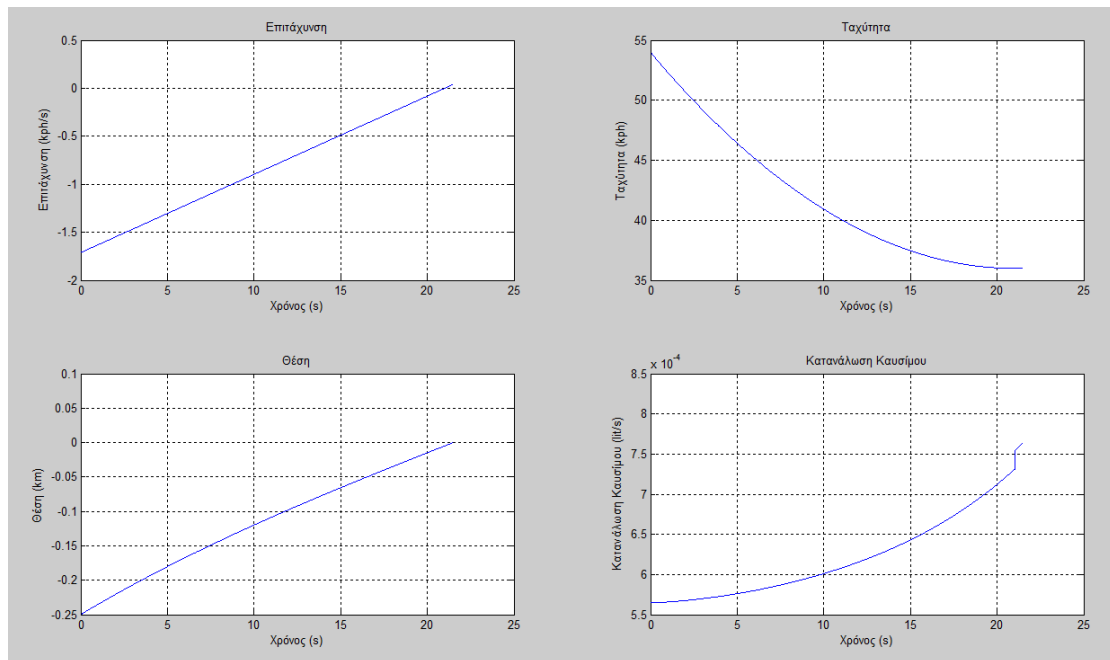
*Επίλυση της περίπτωσης που η τελική ταχύτητα είναι μικρότερη από την αρχική.*

Εξετάζουμε την περίπτωση που η τελική ταχύτητα του οχήματος θα είναι μικρότερη από την αρχική, ορίζοντας ως ταχύτητα τελική και αρχική  $u_e=10\text{m/s}$  και  $u_0=15\text{m/s}$  αντίστοιχα. Οι ταχύτητες παραμένουν σταθερές και αλλάζουν κάθε φορά οι θέσεις των δυο οχημάτων για να επαληθευτούν όπως και στην περίπτωση της επιτάχυνσης οι διακυμάνσεις των τιμών της κατανάλωσης καυσίμου.

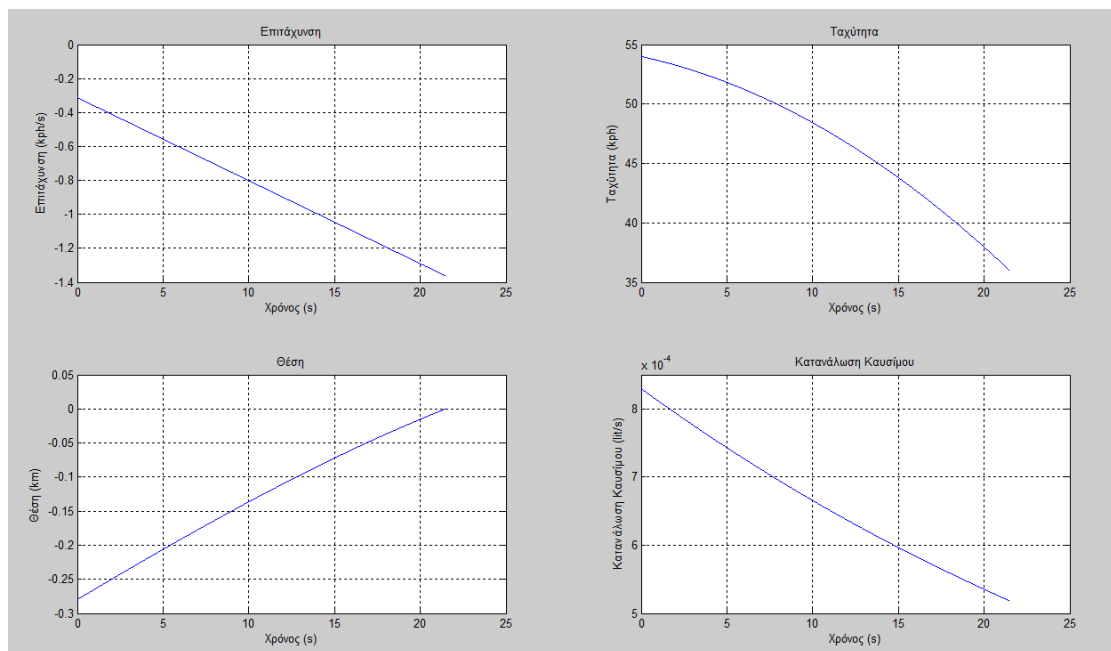


**Σχήμα 9:**  $x_e=-200\text{m}$   $x_0=-220\text{m}$   $u_e=10\text{m/s}$   $u_0=15\text{m/s}$ . Κατανάλωση καυσίμου= 0.0138 λίτρα.

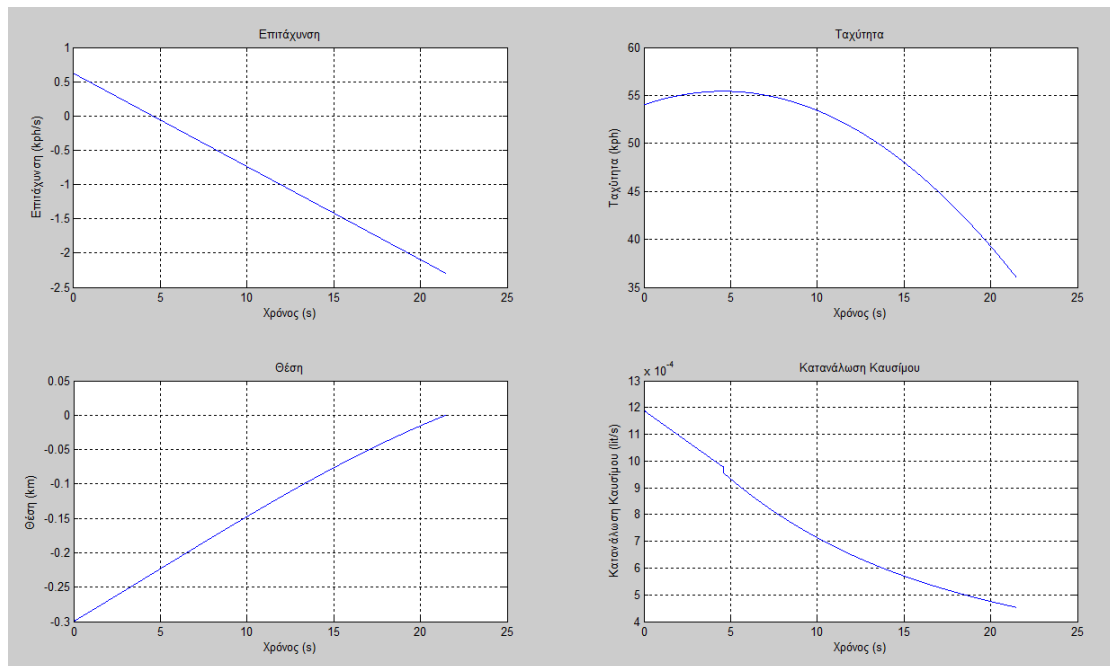
Στην πρώτη περίπτωση που εξετάστηκε (Σχήμα 9) παρατηρείται ότι η συμπεριφορά του οχήματος αλλάζει γιατί επιβραδύνει για τα πρώτα 15 με 20 δευτερόλεπτα και μετά ξεκινάει να επιταχύνει για να φτάσει να έχει ως τελική ταχύτητα τα 10m/s. Σε κάθε περίπτωση οι τιμές για την κατανάλωση καυσίμου είναι μικρότερες σε σχέση με την προηγούμενη περίπτωση που η ταχύτητα του οχήματος αυξανόταν (το οποίο είναι αναμενόμενο).



**Σχήμα 10:**  $x_e = -200m$   $x_0 = -250m$   $u_e = 10m/s$   $u_0 = 15m/s$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0134 λίτρα.



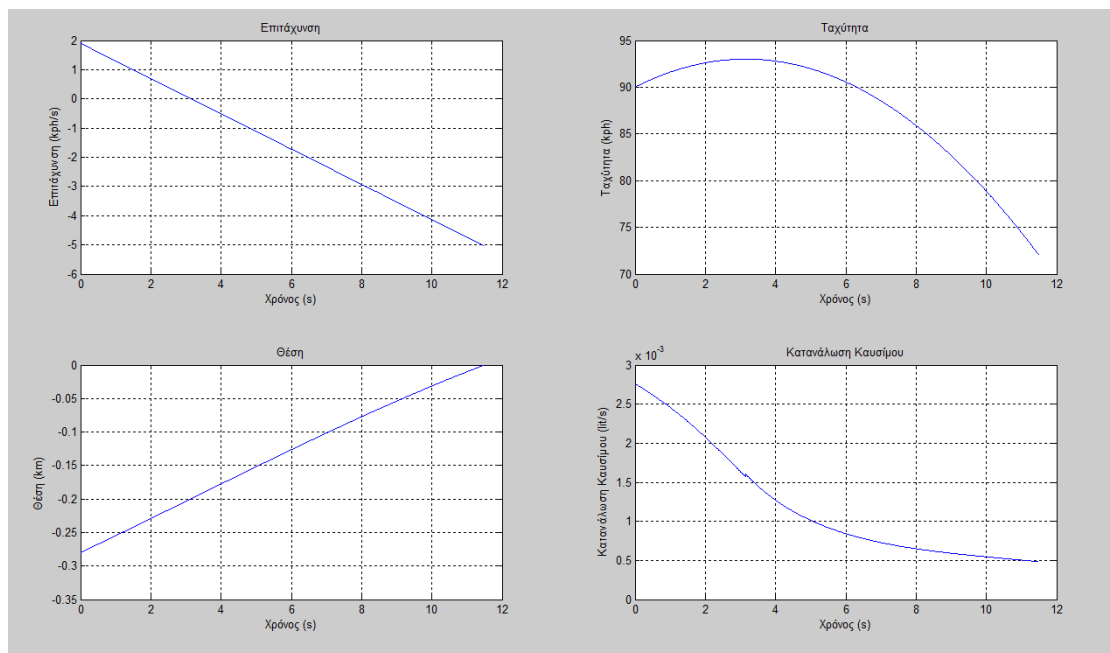
**Σχήμα 11:**  $x_e = -200m$   $x_0 = -280m$   $u_e = 10m/s$   $u_0 = 15m/s$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0142 λίτρα.



**Σχήμα 12:**  $x_e = -200m$   $x_0 = -300m$   $u_e = 10m/s$   $u_0 = 15m/s$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0159 λίτρα.

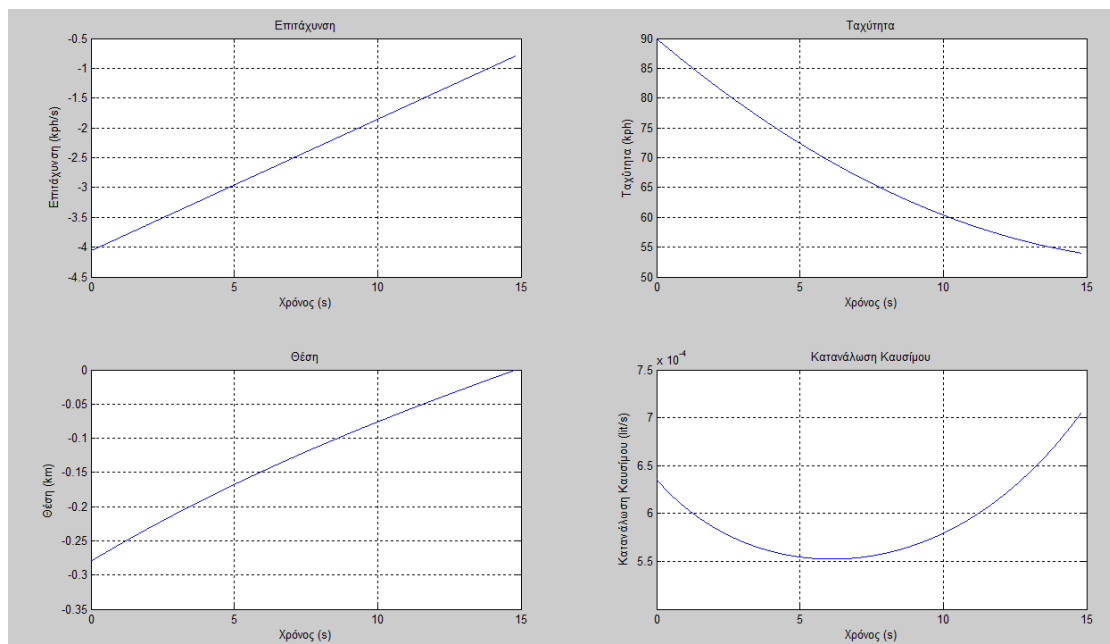
Στις δυο τελευταίες περιπτώσεις (Σχήματα 11, 12) παρατηρούμε ότι το βέλτιστο σενάριο έχει αλλάξει καθώς τα οχήματα έχουν μεγάλη απόσταση μεταξύ τους. Άρα το βέλτιστο είναι να μειωθεί αυτή η απόσταση επιταχύνοντας το δεύτερο όχημα και στη συνέχεια αυτό να επιβραδύνει. Από τα διαγράμματα φαίνεται η αλληλοσυσχέτιση της στιγμιαίας επιτάχυνσης με τη στιγμιαία κατανάλωση καυσίμου, καθώς έχουν περίπου την ίδια μορφή.

Ενώ διατηρούμε σταθερή την απόσταση των οχημάτων αλλάζουμε τις ταχύτητες και για τις δύο περιπτώσεις που έχουν αναλυθεί προηγουμένως.



**Σχήμα 13:**  $x_e=-200m$   $x_0=-280m$   $u_e=20m/s$   $u_0=25m/s$ . Κατανάλωση καυσίμου= 0.0137 λίτρα.

Από τα σχήματα παρατηρούμε ότι, παρόλο που αλλάζουν οι ταχύτητες, το βέλτιστο σενάριο είναι να επιταχύνει το όχημα στην αρχή και μετά να επιβραδύνει, όπως ακριβώς συνέβη και με τις περιπτώσεις που άλλαζαν οι θέσεις των οχημάτων.



**Σχήμα 14:**  $x_e=-200m$   $x_0=-280m$   $u_e=15m/s$   $u_0=10m/s$ . Κατανάλωση καυσίμου=0.0088 λίτρα.

Στην περίπτωση που το όχημα μόνο επιβραδύνει, γιατί οι ταχύτητες είναι πολύ χαμηλές, επιβραδύνει με ένα σταθερό ρυθμό και είναι αναμενόμενο η κατανάλωση καυσίμου να έχει την μικρότερη τιμή απ' όλες τις περιπτώσεις.

Για $x_e=-200\text{m}$ $u_e=15\text{m/s}$ $u_0=10\text{m/s}$	
Θέση δευτέρου οχήματος(m)	Κατανάλωση καυσίμου [lit]
$x_0=-220\text{ m}$	0.022
$x_0=-250\text{m}$	0.0283
$x_0=-280\text{m}$	0.0304
$x_0=-300\text{m}$	0.0307

**Πίνακας 13:** Τιμές της κατανάλωσης καυσίμου όπως υπολογίστηκαν από το VT-micro μοντέλο για τις περιπτώσεις που η ταχύτητα του οχήματος αυξάνεται αλλάζοντας την απόσταση των οχημάτων.

Για $x_e=-200\text{m}$ $u_e=10\text{m/s}$ $u_0=15\text{m/s}$	
Θέση δευτέρου οχήματος(m)	Κατανάλωση καυσίμου (lit/sec)
$x_0=-220\text{ m}$	0.0138
$x_0=-250\text{m}$	0.0134
$x_0=-280\text{m}$	0.0142
$x_0=-300\text{m}$	0.0159

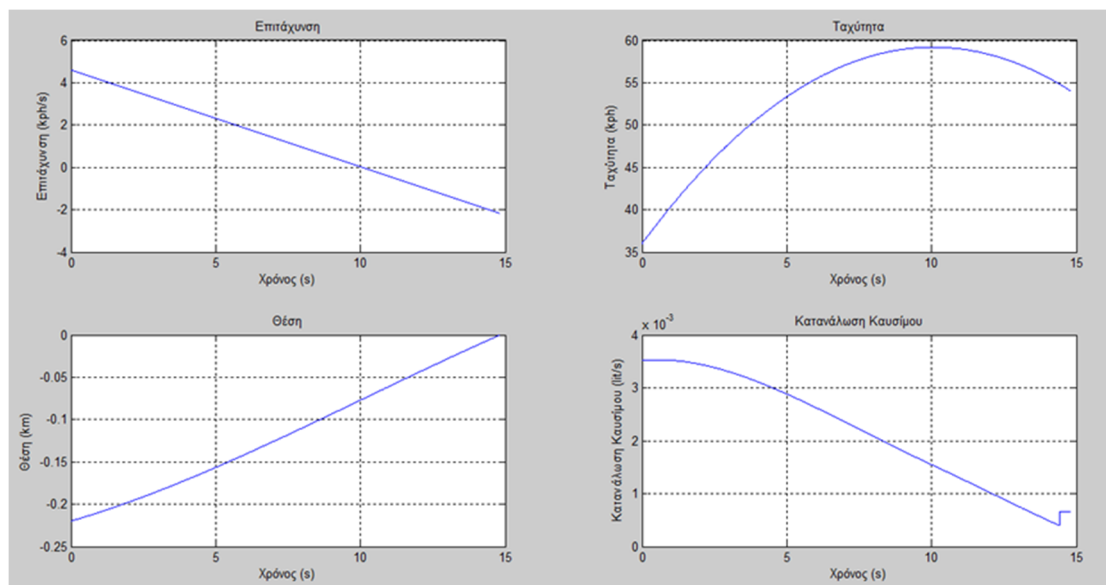
**Πίνακας 14:** Τιμές της κατανάλωσης καυσίμου όπως υπολογίστηκαν από το VT-micro μοντέλο για τις περιπτώσεις που η ταχύτητα του οχήματος μειώνεται αλλάζοντας την απόσταση των οχημάτων.

Στους συγκεντρωτικούς Πίνακες 13, 14 φαίνεται ότι η κατανάλωση καυσίμου αυξάνεται όσο τα οχήματα βρίσκονται σε μεγαλύτερη απόσταση μεταξύ τους. Την μεγαλύτερη τιμή της κατανάλωσης καυσίμου την συναντάμε στην περίπτωση που τα οχήματα έχουν απόσταση 100 μέτρα μεταξύ τους. Οι περιπτώσεις που η ταχύτητα του οχήματος μειώνεται συγκεντρώνουν τις χαμηλότερες τιμές της κατανάλωσης καυσίμου.

### 3.3.4 Επίλυση με το μοντέλο ARRB

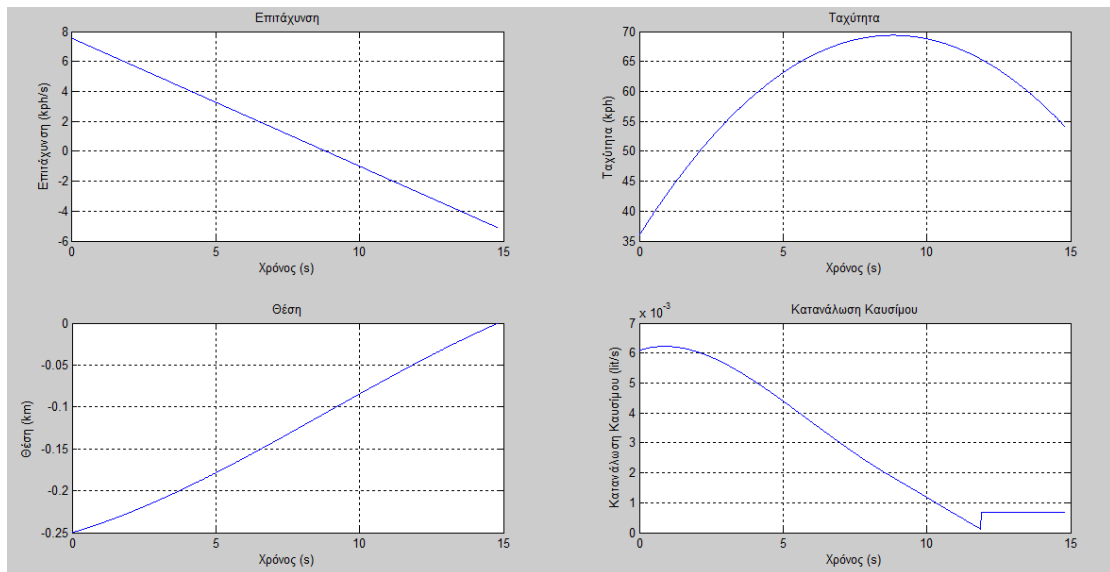
Για τις αντίστοιχες προηγούμενες περιπτώσεις υπολογίστηκε ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου με τις παραμέτρους που έχουν αναφερθεί στην ενότητα του μοντέλου ARRB. Οι γραφικές παραστάσεις της επιτάχυνσης, της ταχύτητας και της θέσης είναι ίδιες με τα προηγούμενα διαγράμματα γιατί δεν αλλάζει ο υπολογισμός αυτών των μεταβλητών. Ο μόνος υπολογισμός που αλλάζει είναι η σχέση που εκτιμά την κατανάλωση καυσίμου για κάθε χρονική στιγμή.

*Επίλυση της περίπτωσης που η τελική ταχύτητα είναι μεγαλύτερη από την αρχική.*



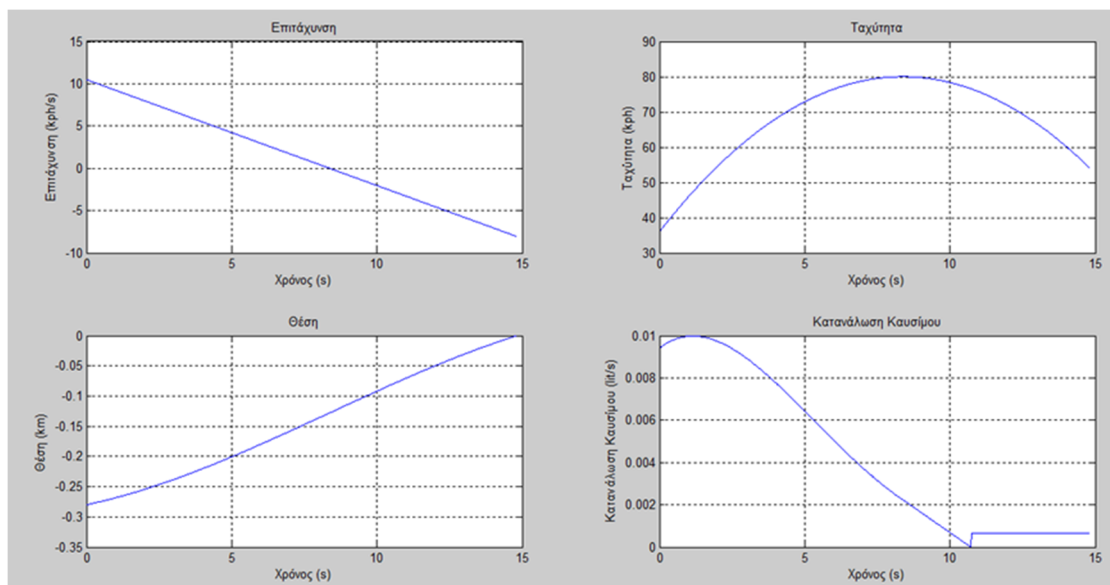
**Σχήμα 15:**  $x_e = -200\text{m}$   $x_0 = -220\text{m}$   $u_e = 15\text{m/s}$   $u_0 = 10\text{m/s}$  Κατανάλωση καυσίμου = 0.032 λίτρα.

Για το συγκεκριμένο σενάριο, υπολογίζοντας την κατανάλωση καυσίμου με διαφορετικό μοντέλο, η τελική τιμή της κατανάλωσης είναι μεγαλύτερη από την τιμή που είχε υπολογιστεί με το vt-micro μοντέλο. Αξίζει να σημειωθεί ότι οι γραφικές παραστάσεις της κατανάλωσης καυσίμου των δυο μοντέλων μοιάζουν μεταξύ τους αλλά προκύπτουν διαφορετικές τιμές.



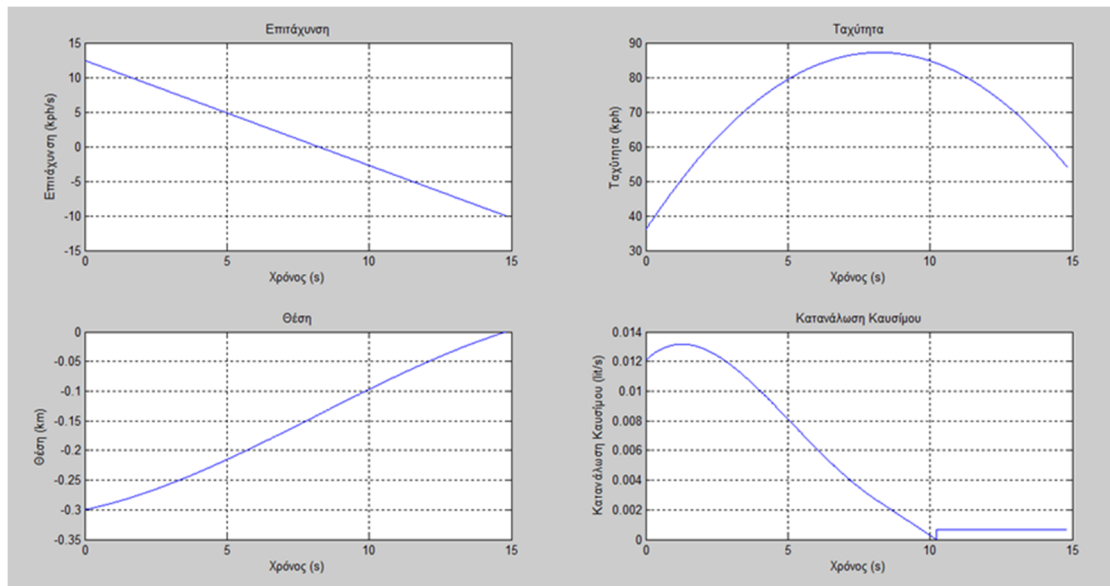
**Σχήμα 16:**  $x_e=-200m$   $x_0=-250m$   $u_e=15m/s$   $u_0=10m/s$ . Κατανάλωση καυσίμου= 0.0451 λίτρα.

Στην περίπτωση του Σχήματος 16 το διάγραμμα της κατανάλωσης καυσίμου ξεκινάει από μεγαλύτερη τιμή σε σχέση με το προηγούμενο διάγραμμα και γενικά όσο τα οχήματα απομακρύνονται (στην αρχική χρονική στιγμή) το διάγραμμα θα ξεκινάει από όλο και μεγαλύτερη τιμή. Αντίστοιχα η τιμή της κατανάλωσης καυσίμου σε αυτή την περίπτωση είναι αρκετά μεγαλύτερη σε σχέση με την υπολογισμένη τιμή του μοντέλου vt-micro. Αξίζει να σημειωθεί ότι το σημείο που η μορφή της κατανάλωσης καυσίμου αρχίζει να μένει σταθερή μπορεί να αιτιολογηθεί λόγω της σχέσης που χρησιμοποιείται.



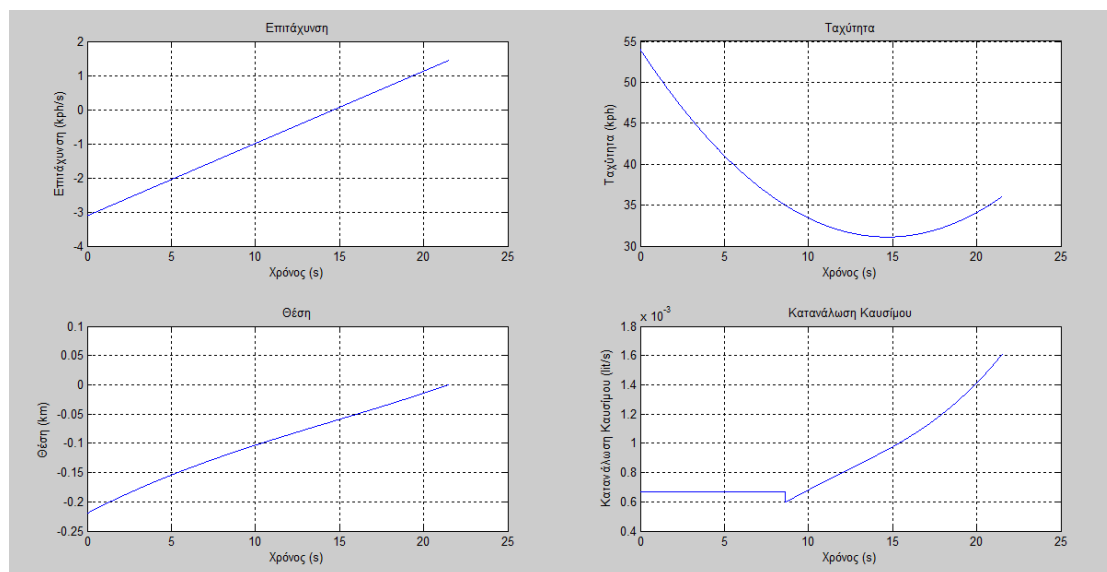
**Σχήμα 17:**  $x_e=-200m$   $x_0=-280m$   $u_e=15m/s$   $u_0=10m/s$ . Κατανάλωση καυσίμου= 0.0642 λίτρα.





**Σχήμα 18:**  $x_e=-200m$   $x_0=-300m$   $u_e=15m/s$   $u_0=10m/s$ . Κατανάλωση καυσίμου= 0.0805 λίτρα.

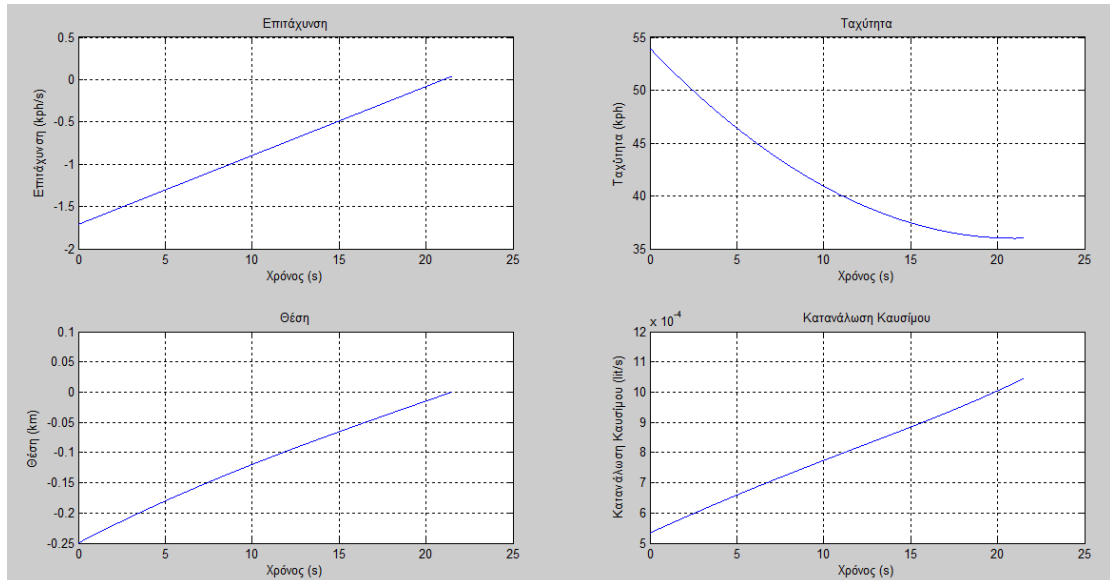
Επίλυση της περίπτωσης που η τελική ταχύτητα είναι μικρότερη από την αρχική.



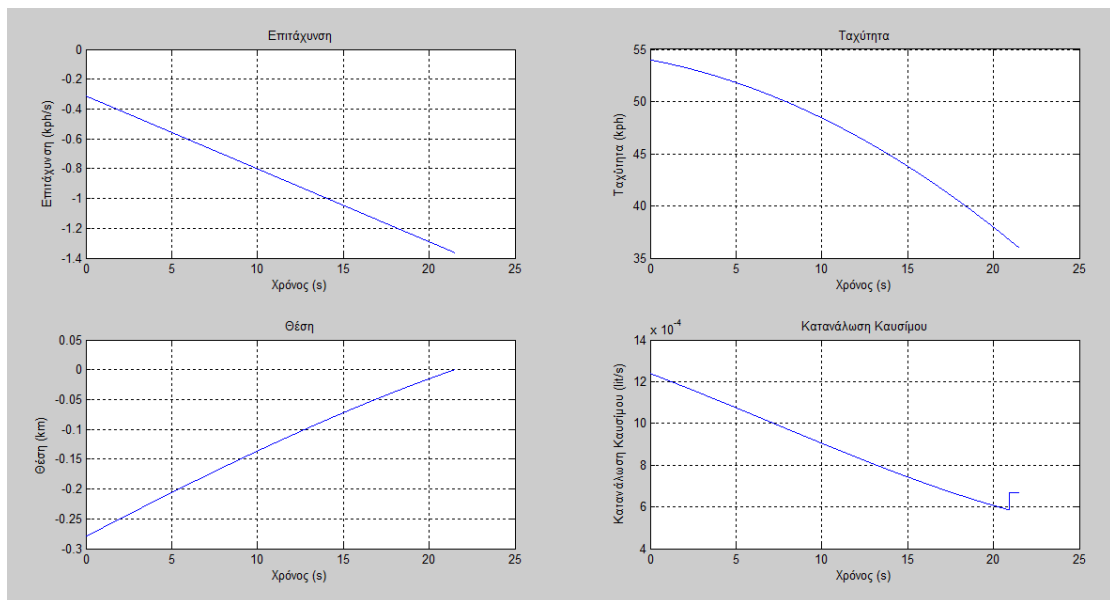
**Σχήμα 19:**  $x_e=-200m$   $x_0=-220m$   $u_e=10m/s$   $u_0=15m/s$ . Κατανάλωση καυσίμου=0,0189 λίτρα.

Παρατηρούμε ότι το βέλτιστο σενάριο αλλάζει και ελαττώνεται πολύ ο ρυθμός της κατανάλωσης καυσίμου στην περίπτωση αυτή, γιατί το όχημα επιβραδύνεται, επομένως δεν καταναλώνει πολύ καύσιμο όπως στην περίπτωση της επιτάχυνσης.

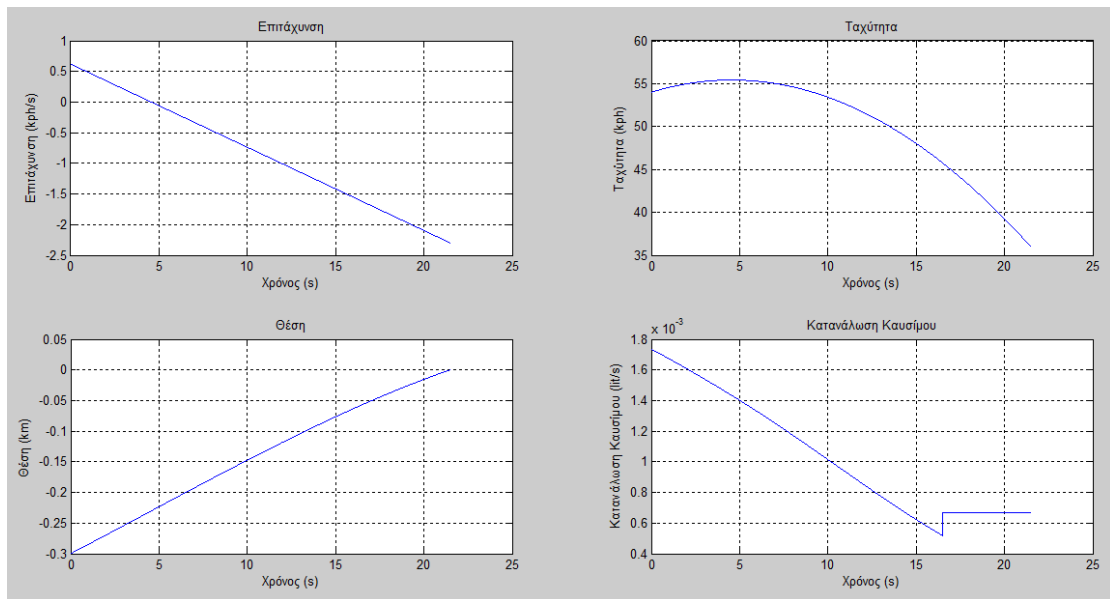
Στις περιπτώσεις που η ταχύτητα του οχήματος μειώνεται παρατηρούμε ότι οι τιμές της κατανάλωσης καυσίμου προσεγγίζουν περισσότερο τις τιμές που έχουν υπολογιστεί με βάση το μοντέλο vt-micro.



**Σχήμα 20:**  $x_e = -200m$   $x_0 = -250m$   $u_e = 10m/s$   $u_0 = 15m/s$  Κατανάλωση καυσίμου = 0,0170 λίτρα.



**Σχήμα 21:**  $x_e = -200m$   $x_0 = -280m$   $u_e = 10m/s$   $u_0 = 15m/s$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0192 λίτρα.

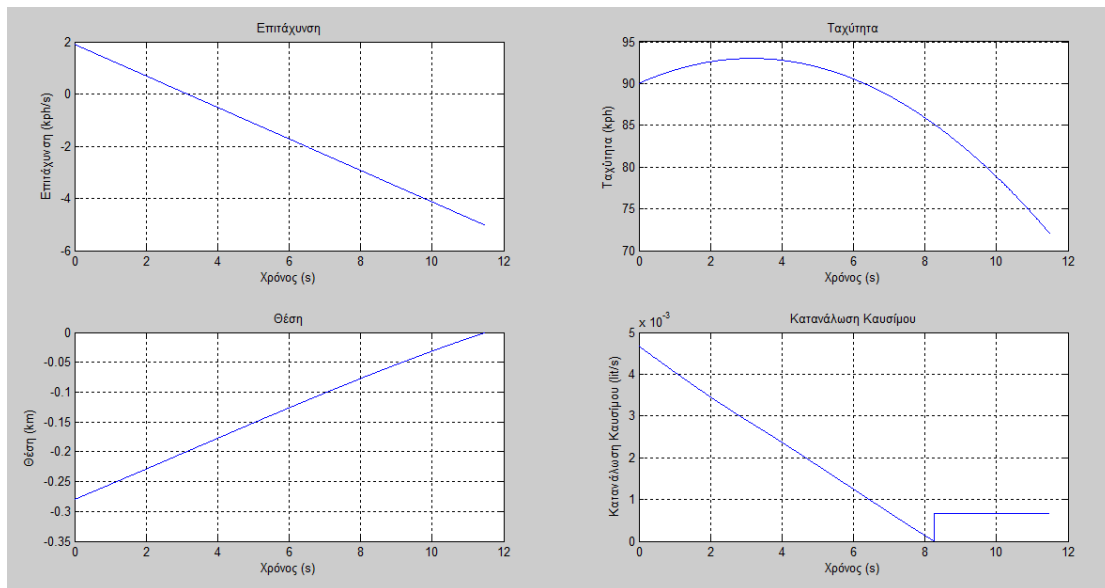


**Σχήμα 22:**  $x_e = -200m$   $x_0 = -300m$   $u_e = 10m/s$   $u_0 = 15m/s$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0222 λίτρα.

Αντίστοιχα τα διαγράμματα της κατανάλωσης καυσίμου αλλάζουν μορφή όταν απομακρύνονται τα οχήματα όπως και στην περίπτωση που εξετάστηκε με το προηγούμενο μοντέλο, αφού οι μεταβλητές εισόδου είναι ίδιες και στα δύο μοντέλα. Επίσης, σε αυτά τα διαγράμματα φαίνεται η εξάρτηση της κατανάλωσης καυσίμου από την επιτάχυνση.

*Αλλαγή των ταχυτήτων των οχημάτων διατηρώντας σταθερή την απόσταση μεταξύ τους.*

Στις δύο περιπτώσεις το όχημα καλείται να μειώσει την ταχύτητα του κατά 5 m/s και 10 m/s αντίστοιχα. Παρατηρώντας τα ακόλουθα διαγράμματα φαίνεται ότι ξεκινάει κάθε φορά και από όλο και μεγαλύτερες τιμές επιταχύνσεων όσο πιο υψηλή είναι η ταχύτητα. Για παράδειγμα, όταν από την ταχύτητα 30 m/s πρέπει να κατέβει στην ταχύτητα των 20 m/s η επιτάχυνση ξεκινάει περίπου από την τιμή 2,5 m/s<sup>2</sup>. Όταν η ταχύτητα πρέπει να μειωθεί από την τιμή 25 m/s στην τιμή 20 m/s η επιτάχυνση ξεκινάει περίπου από την τιμή 2 m/s<sup>2</sup>. Αντίστοιχα όταν η ταχύτητα πρέπει να μειωθεί από την τιμή 15 m/s στην τιμή 10 m/s η επιτάχυνση ξεκινάει από την τιμή -0,3 m/s<sup>2</sup>.



**Σχήμα 23:**  $x_e=-200m$   $x_0=-280m$   $u_e=20m/s$   $u_0=30m/s$ . Κατανάλωση καυσίμου= $1,8041lit/sec$  ή  $0.0180$  λίτρα.

Για $x_e=-200m$ $u_e=15m/s$ $u_0=10m/s$	
Θέση δεύτερου οχήματος(m)	Κατανάλωση καυσίμου [lit]
$x_0=-220 m$	0,0323
$x_0=-250m$	0,0451
$x_0=-280m$	0,0642
$x_0=-300m$	0,0805

**Πίνακας 15:** Τιμές της κατανάλωσης καυσίμου όπως υπολογίστηκαν από το ARRB μοντέλο για τις περιπτώσεις που η ταχύτητα του οχήματος αυξάνεται αλλάζοντας την απόσταση των οχημάτων.

Για $x_e=-200m$ $u_e=10m/s$ $u_0=15m/s$	
Θέση δεύτερου οχήματος(m)	Κατανάλωση καυσίμου [lit]
$x_0=-220 m$	0,0189
$x_0=-250m$	0,0170
$x_0=-280m$	0,0192
$x_0=-300m$	0,0222

**Πίνακας 16:** Τιμές της κατανάλωσης καυσίμου όπως υπολογίστηκαν από το ARRB μοντέλο για τις περιπτώσεις που η ταχύτητα του οχήματος μειώνεται αλλάζοντας την απόσταση των οχημάτων.

Στους συγκεντρωτικούς Πίνακες 15, 16 φαίνεται η σταδιακή αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου κατά την αύξηση της απόστασης των οχημάτων. Το σημαντικό είναι ότι στις περιπτώσεις που η ταχύτητα αυξάνεται η κατανάλωση καυσίμου αυξάνεται με έντονο ρυθμό. Αντιθέτως, στις περιπτώσεις που η ταχύτητα μειώνεται αυξάνονται οι τιμές της κατανάλωσης καυσίμου αλλά με πιο μικρούς ρυθμούς.

Ακολουθούν οι Πίνακες 17, 18, οι οποίοι συγκεντρώνουν τις τιμές της κατανάλωσης καυσίμου και για τα δυο μοντέλα, ώστε να συγκριθούν τα αποτελέσματα.

Για $x_e=-200m$ $u_e=15m/s$ $u_0=10m/s$	Κατανάλωση καυσίμου [lit]	
Θέση δεύτερου οχήματος(m)	VT-micro model	ARRB model
$x_0=-220 m$	FC=0,022 lit	FC=0,0323 lit
$x_0=-250m$	FC=0,0283 lit	FC=0,0451 lit
$x_0=-280m$	FC=0,0304 lit	FC=0,0642 lit
$x_0=-300m$	FC=0,0307 lit	FC=0,0805 lit

**Πίνακας 17:** Συγκεντρωτικός πίνακας που περιέχει τις τιμές της κατανάλωσης καυσίμου υπολογισμένες από τα μοντέλα ARRB και VT-micro για τις περιπτώσεις που αυξάνεται η ταχύτητα του οχήματος.

Για $x_e=-200m$ $u_e=10m/s$ $u_0=15m/s$	Κατανάλωση καυσίμου [lit]	
Θέση δεύτερου οχήματος(m)	VT-micro model	ARRB model
$x_0=-220 m$	FC=0,0138 lit	FC=0,0189 lit
$x_0=-250m$	FC=0,0134 lit	FC=0,0170 lit
$x_0=-280m$	FC=0,0142 lit	FC=0,0192lit
$x_0=-300m$	FC=0,0159 lit	FC=0,0222 lit

**Πίνακας 18:** Συγκεντρωτικός πίνακας που περιέχει τις τιμές της κατανάλωσης καυσίμου υπολογισμένες από τα μοντέλα ARRB και VT-micro για τις περιπτώσεις που μειώνεται η ταχύτητα του οχήματος.

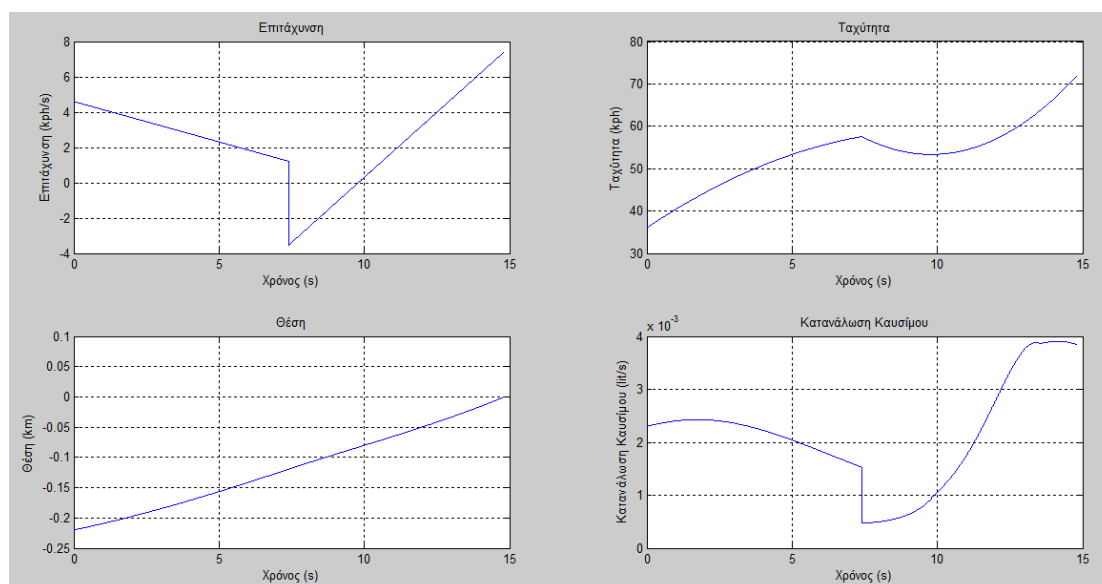
Από τους πίνακες είναι φανερό ότι οι τιμές που έχουν υπολογιστεί από το μοντέλο ARRB προσεγγίζουν αρκετά τις τιμές του VT-micro μοντέλου στην περίπτωση που η τελική ταχύτητα του εξεταζόμενου οχήματος είναι μικρότερη από την αρχική. Αντίθετα, από τον πρώτο Πίνακα 17 φαίνεται ότι οι τιμές που προκύπτουν από το μοντέλο ARRB είναι αρκετά μεγαλύτερες σε σχέση με το άλλο μοντέλο. Αξίζει να σημειωθεί ότι οι παράμετροι που έχουν ληφθεί υπόψιν δημιουργήθηκαν από διαφορετικά μοντέλα και εξαιτίας αυτού μπορεί να υπάρξουν διαφοροποιήσεις στις τιμές.

### 3.3.5 Αλλαγή της ταχύτητας του πρώτου οχήματος κατά τη διάρκεια της χρονικής περιόδου $T$ με βάση το μοντέλο $Vt\text{-micro}$ .

Η περίπτωση που εξετάστηκε ήταν να θεωρήσουμε ότι το πρώτο όχημα παρόλο που κάνει ευθύγραμμη ομαλή κίνηση να αλλάζει ταχύτητα σε κάποιο χρόνο  $T_1$  στο συνολικό χρόνο  $T$ . Στα παραδείγματα που ακολουθούν ο χρόνος  $T_1=T/2$ .

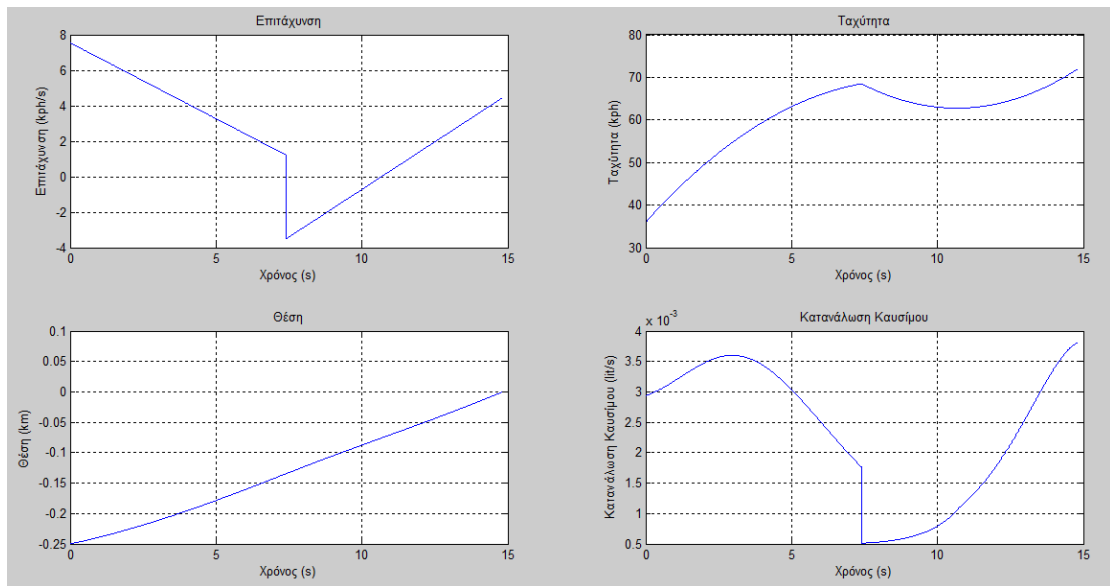
*Επίλυση της περίπτωσης που η τελική ταχύτητα είναι μεγαλύτερη από την αρχική.*

Για  $x_e=-200\text{m}$  (η αρχική θέση του προπορευόμενου οχήματος)  $x_0=-220\text{m}$  (η αρχική θέση του δεύτερου οχήματος)  $u_e=15\text{m/s}$  (η ταχύτητα του προπορευόμενου οχήματος στην αρχή)  $u_0=10\text{m/s}$  (η αρχική ταχύτητα του δεύτερου οχήματος) και  $u_e T_1=20$  (η τελική ταχύτητα του προπορευόμενου οχήματος) προέκυψε κατανάλωση καυσίμου  $= 0.0316$  λίτρα (Σχήμα 24).

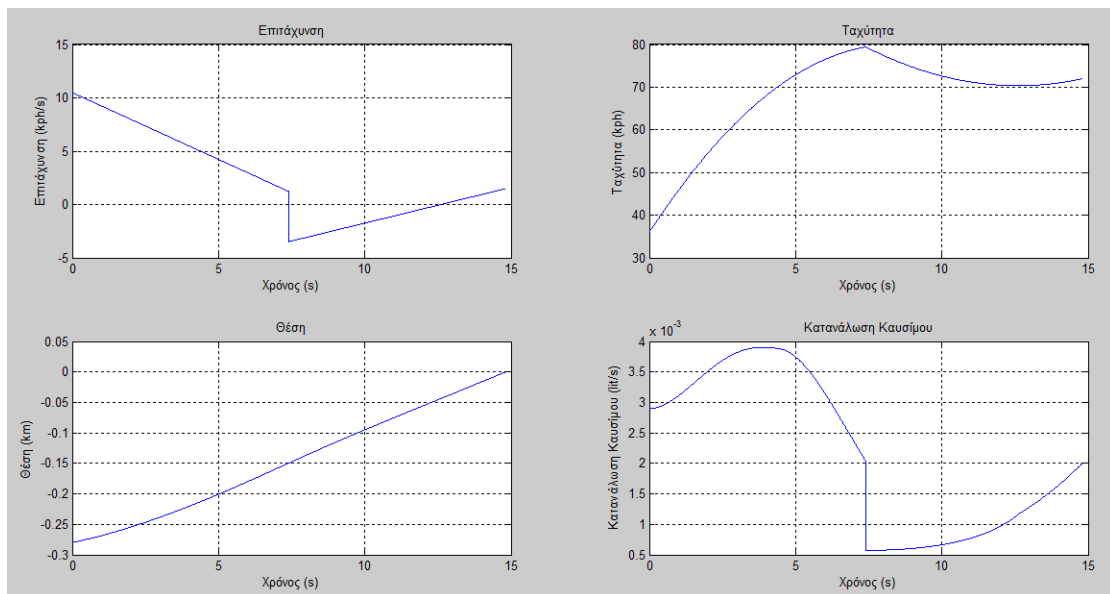


**Σχήμα 24**

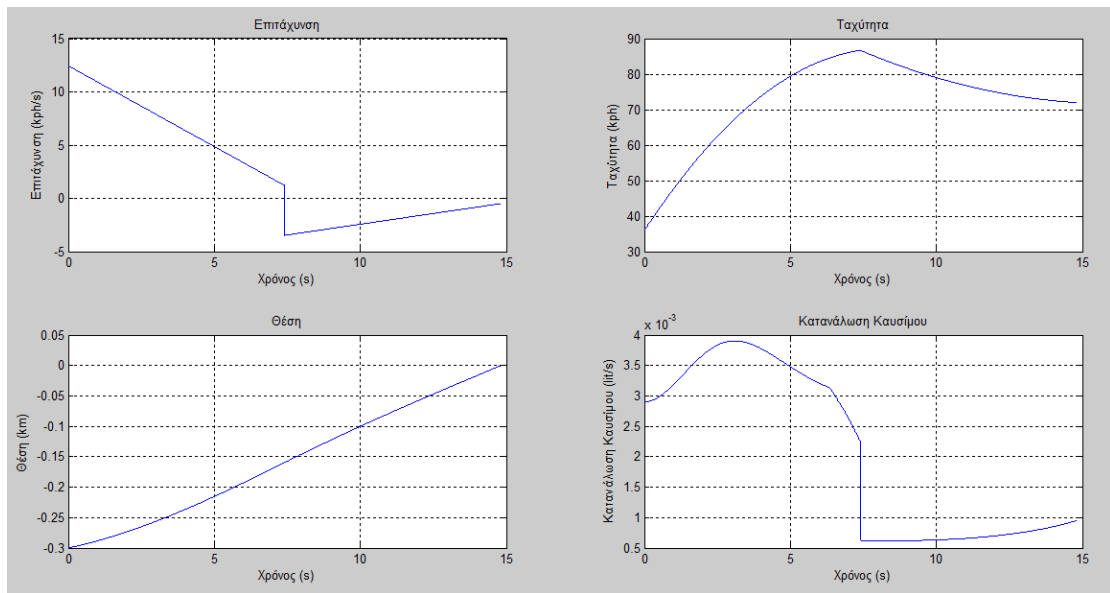
Στο διάγραμμα της επιτάχυνσης αναμέναμε η τιμή της επιτάχυνσης να εμφανίζει την κάθετη γραμμή τη στιγμή που έχουμε ορίσει ότι θα γίνεται η αλλαγή. Το σημείο της αλλαγής απεικονίζεται στο διάγραμμα της ταχύτητας, καθώς η μορφή της ταχύτητας εμφανίζει ασυνέχεια σε αυτό το σημείο. Ακόμη μια φορά διαπιστώνουμε ότι το διάγραμμα του ρυθμού κατανάλωσης καυσίμου ακολουθεί γενικά την μορφή της επιτάχυνσης.



**Σχήμα 25:** Για  $x_e = -200m$   $x_0 = -250m$   $u_e = 15m/s$   $u_0 = 10m/s$  και  $u_e T_1 = 20$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0347 λίτρα.



**Σχήμα 26:** Για  $x_e = -200m$   $x_0 = -280m$   $u_e = 15m/s$   $u_0 = 10m/s$  και  $u_e T_1 = 20$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0321 λίτρα.



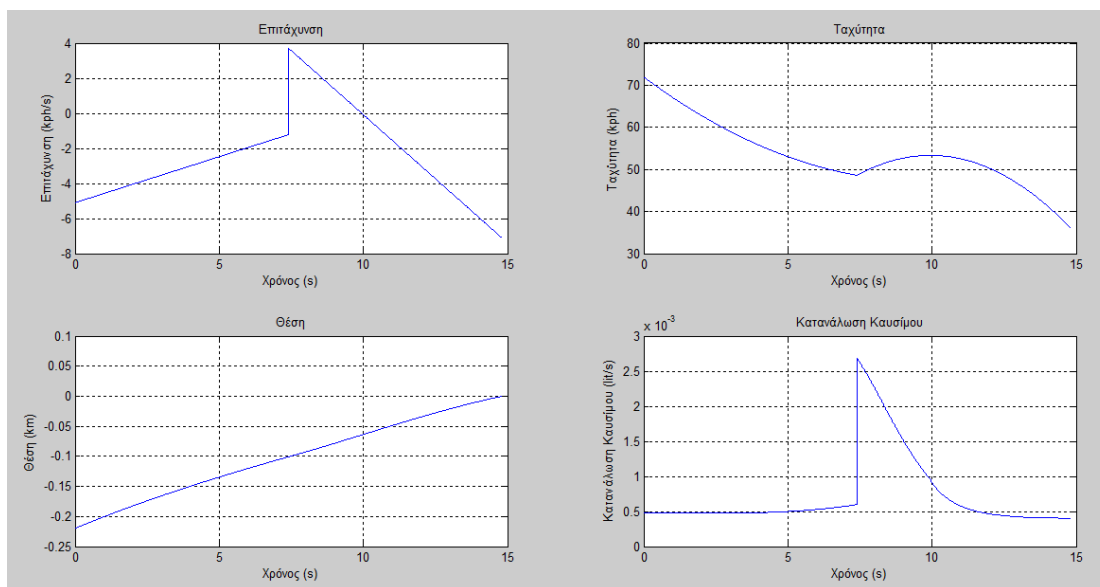
**Σχήμα 27:** Για  $x_e=-200\text{m}$   $x_0=-300\text{m}$   $u_e=15\text{m/s}$   $u_0=10\text{m/s}$  και  $u_e T_1=20$ . Κατανάλωση καυσίμου= $0.0303$  λίτρα.

Ως γενικό συμπέρασμα για την περίπτωση που η τελική ταχύτητα είναι μεγαλύτερη από την αρχική είναι ότι σε όλα τα διαγράμματα που εξετάστηκαν το σενάριο του βέλτιστου ελέγχου δεν αλλάζει. Στην αρχή το όχημα επιβραδύνεται μέχρι το σημείο αλλαγής και έπειτα, επειδή το πρώτο όχημα ξεκινάει να επιταχύνει, ακολουθεί και το εξεταζόμενο όχημα την επιτάχυνση.

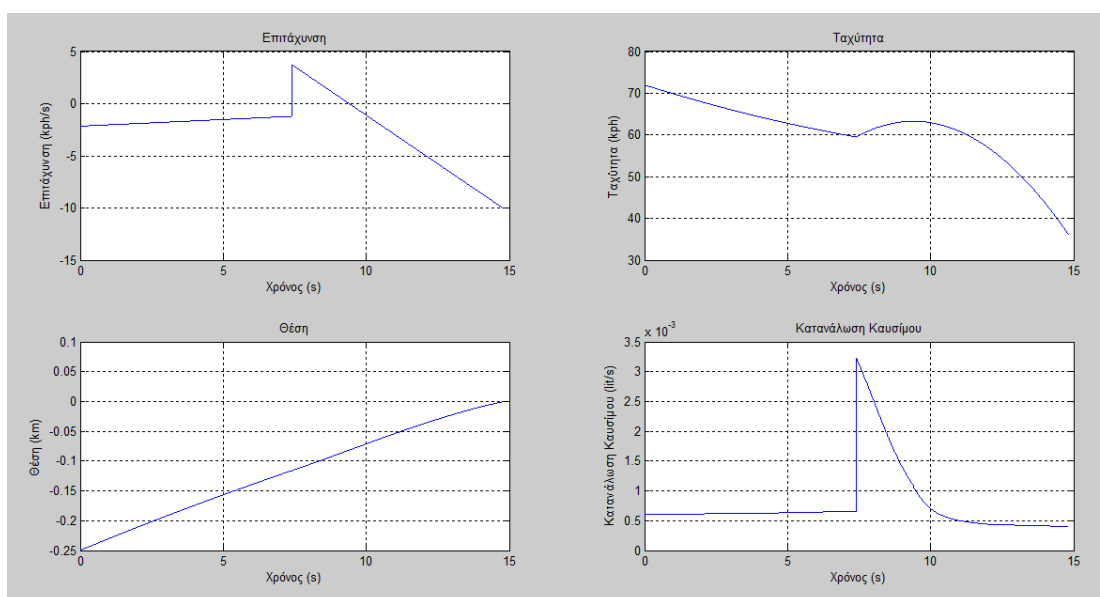


*Επίλυση της περίπτωσης που η τελική ταχύτητα είναι μικρότερη από την αρχική*

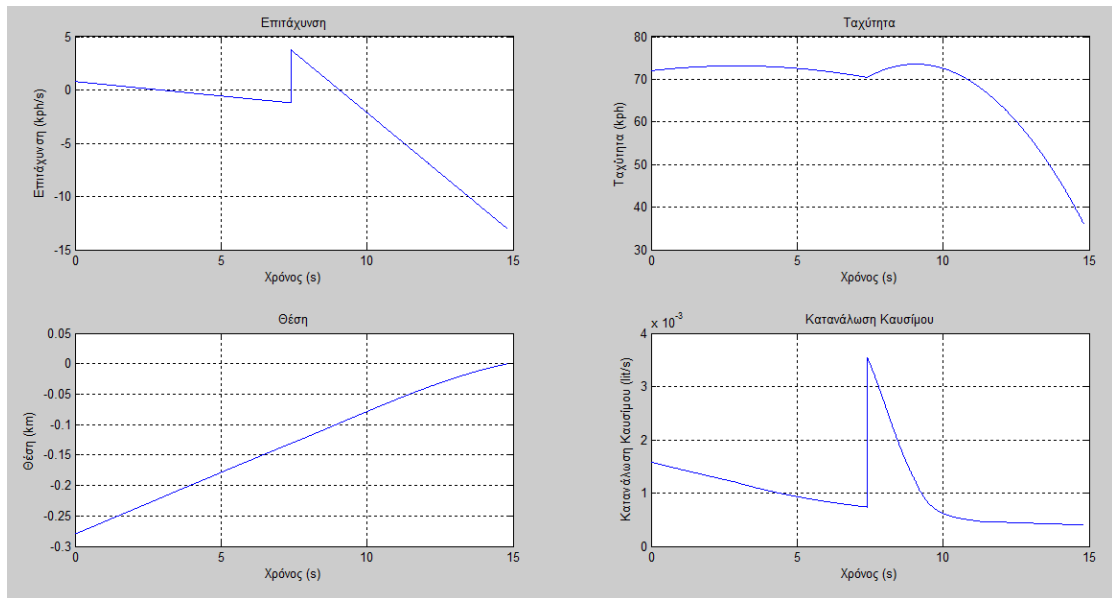
Για  $x_e = -200\text{m}$  (η αρχική θέση του προπορευόμενου οχήματος)  $x_0 = -220\text{m}$  (η αρχική θέση του δεύτερου οχήματος)  $u_e = 15\text{m/s}$  (η ταχύτητα του προπορευόμενου οχήματος στην αρχή)  $u_0 = 20\text{m/s}$  (η αρχική ταχύτητα του δεύτερου οχήματος) και  $u_e T_1 = 10$  (η τελική ταχύτητα του προπορευόμενου οχήματος) προκύπτει κατανάλωση καυσίμου = 0.0107 λίτρα (Σχήμα 28).



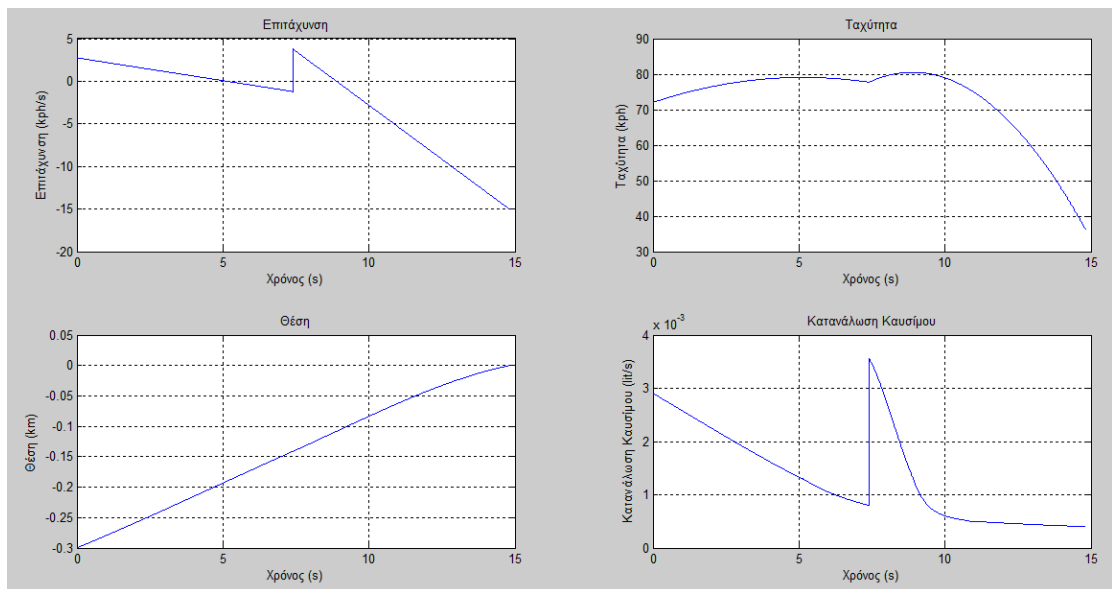
**Σχήμα 28**



**Σχήμα 29:** Για  $x_e = -200\text{m}$   $x_0 = -250\text{m}$   $u_e = 15\text{m/s}$   $u_0 = 20\text{m/s}$  και  $u_e T_1 = 10$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0116 λίτρα.



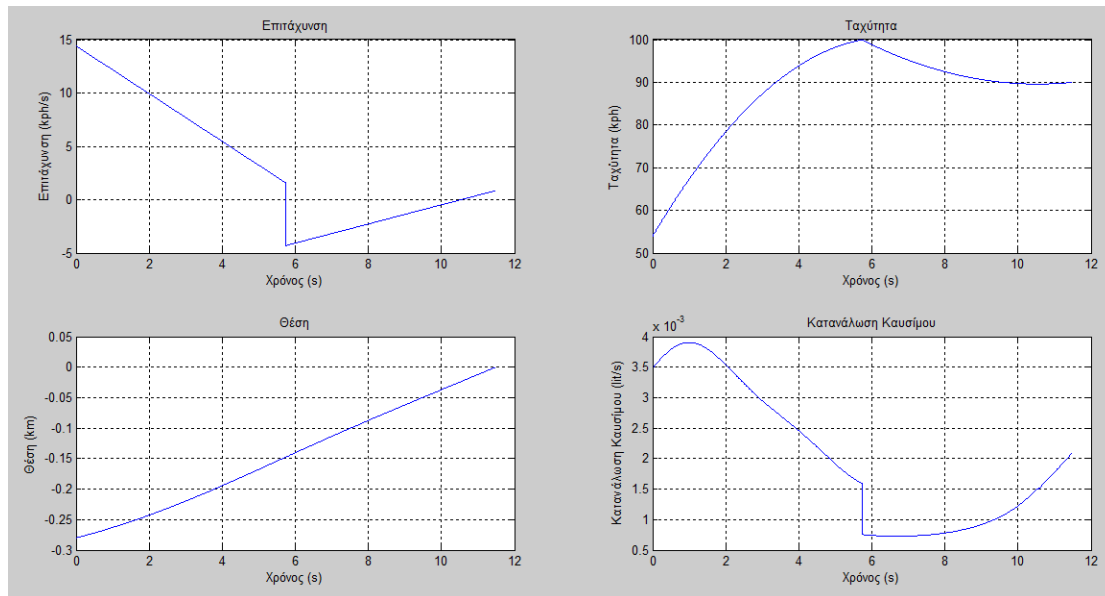
**Σχήμα 30:** Για  $x_e = -200m$   $x_0 = -280m$   $u_e = 15m/s$   $u_0 = 20m/s$  και  $u_e T_1 = 10$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0151 λίτρα.



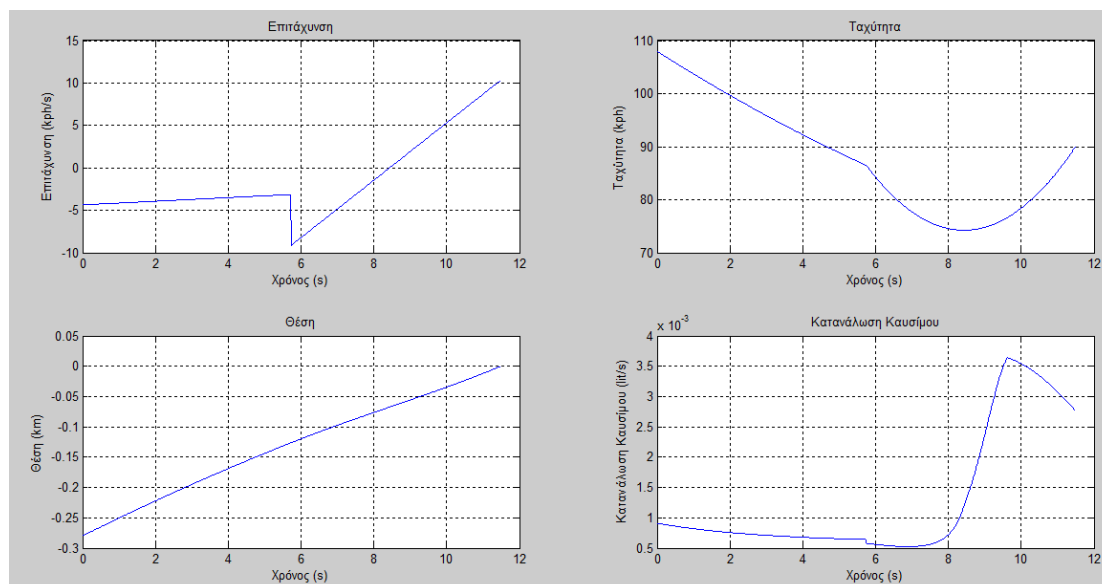
**Σχήμα 31:** Για  $x_e = -200m$   $x_0 = -300m$   $u_e = 15m/s$   $u_0 = 20m/s$  και  $u_e T_1 = 10$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0199 λίτρα.

Το γενικό συμπέρασμα είναι ότι στις περιπτώσεις που η αρχική ταχύτητα είναι μεγαλύτερη από την τελική, το όχημα στην αρχή επιταχύνει μέχρι το σημείο αλλαγής που το πρώτο όχημα ξεκινάει να επιβραδύνει. Μετά από το σημείο της αλλαγής και το δεύτερο όχημα επιβραδύνει, όπως είναι το λογικό.

*Αλλαγή των ταχυτήτων διατηρώντας την απόσταση σταθερή.*



**Σχήμα 32:** Για  $x_e = -200m$   $x_0 = -280m$   $u_e = 20m/s$   $u_0 = 15m/s$  και  $u_e T_1 = 25$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0230 λίτρα.



**Σχήμα 33:** Για  $x_e = -200m$   $x_0 = -280m$   $u_e = 20m/s$   $u_0 = 30m/s$  και  $u_e T_1 = 25$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0150 λίτρα.

Παρόλο που αλλάζουμε τις τιμές των ταχυτήτων τα βέλτιστα σενάρια παραμένουν ίδια. Στην περίπτωση που η αρχική ταχύτητα αυξάνεται το βέλτιστο σενάριο είναι το όχημα να επιβραδύνει μέχρι το σημείο αλλαγής και μετά να ξεκινήσει να επιταχύνει. Αντιθέτως, για την περίπτωση που η αρχική ταχύτητα μειώνεται το βέλτιστο σενάριο είναι το όχημα να επιταχύνει μέχρι το σημείο αλλαγής και έπειτα να επιβραδύνει.

Για $x_e = -200\text{m}$ $u_e = 15\text{m/s}$ $u_0 = 10\text{m/s}$ $u_e T_1 = 20\text{ m/s}$	
Θέση δεύτερου οχήματος(m)	Κατανάλωση καυσίμου [lit]
$x_0 = -220\text{ m}$	0,0316
$x_0 = -250\text{m}$	0,0347
$x_0 = -280\text{m}$	0,0321
$x_0 = -300\text{m}$	0,0303

**Πίνακας 19:** Τιμές της κατανάλωσης καυσίμου όπως υπολογίστηκαν από το VT-micro μοντέλο για τις περιπτώσεις που η ταχύτητα του οχήματος αυξάνεται αλλάζοντας την απόσταση των οχημάτων και η ταχύτητα του πρώτου οχήματος αλλάζει στον χρόνο  $T_1$ .

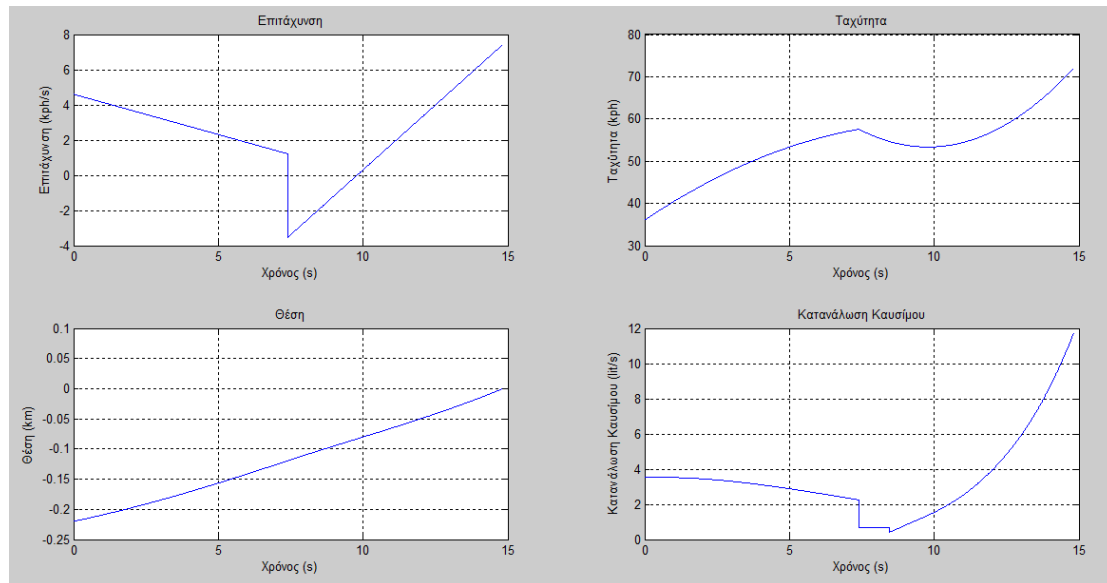
Για $x_e = -200\text{m}$ $u_e = 15\text{m/s}$ $u_0 = 20\text{m/s}$ $u_e T_1 = 10\text{ m/s}$	
Θέση δεύτερου οχήματος(m)	Κατανάλωση καυσίμου [lit]
$x_0 = -220\text{ m}$	0,0107
$x_0 = -250\text{m}$	0,0116
$x_0 = -280\text{m}$	0,0151
$x_0 = -300\text{m}$	0,0199

**Πίνακας 20:** Τιμές της κατανάλωσης καυσίμου όπως υπολογίστηκαν από το VT-micro μοντέλο για τις περιπτώσεις που η ταχύτητα του οχήματος μειώνεται αλλάζοντας την απόσταση των οχημάτων και η ταχύτητα του πρώτου οχήματος αλλάζει στον χρόνο  $T_1$ .

Όπως παρατηρείται από τον συγκεντρωτικό Πίνακα 19, ο ρυθμός της κατανάλωσης καυσίμου αυξάνεται αλλά όταν τα δύο οχήματα έχουν μεταξύ τους μια απόσταση 80 μέτρων και πάνω ο ρυθμός αρχίζει και μειώνεται. Αυτό μπορεί να οφείλεται στο γεγονός ότι το όχημα έχει

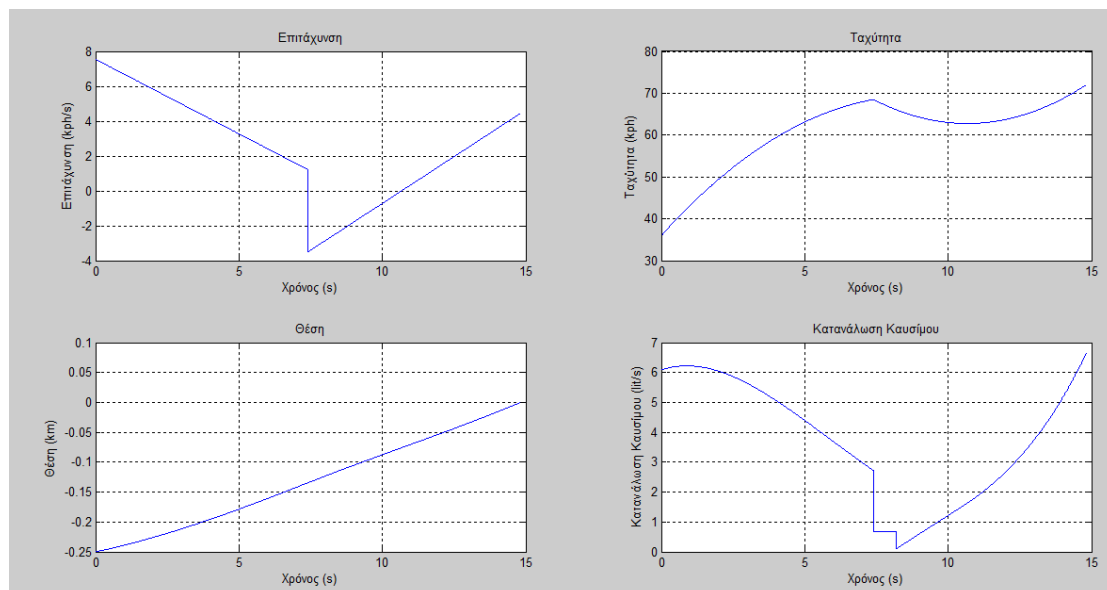
μεγαλύτερη απόσταση για να επιταχύνει πιο ομαλά. Όμως αυτό το φαινόμενο δεν παρατηρείται στην δεύτερη περίπτωση όπως φαίνεται από τον Πίνακα 20. Ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου συνεχίζει να αυξάνεται με σταθερούς ρυθμούς και να διατηρεί τιμές κοντά στο 1 όπως ακριβώς και στις υπόλοιπες περιπτώσεις.

### 3.3.6 Αλλαγή της ταχύτητας του πρώτου οχήματος κατά τη διάρκεια της χρονικής περιόδου T με βάση το μοντέλο ARRB

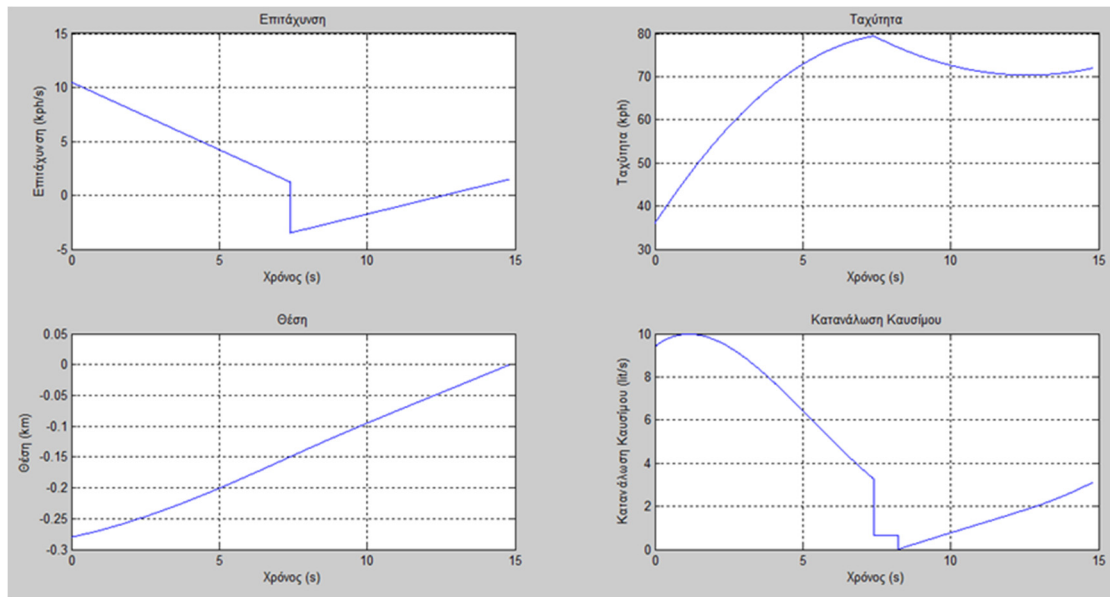


**Σχήμα 34:** Για  $x_e = -200m$   $x_0 = -220m$   $u_e = 15m/s$   $u_0 = 10m/s$  και  $u_e T_1 = 20$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0508 λίτρα.

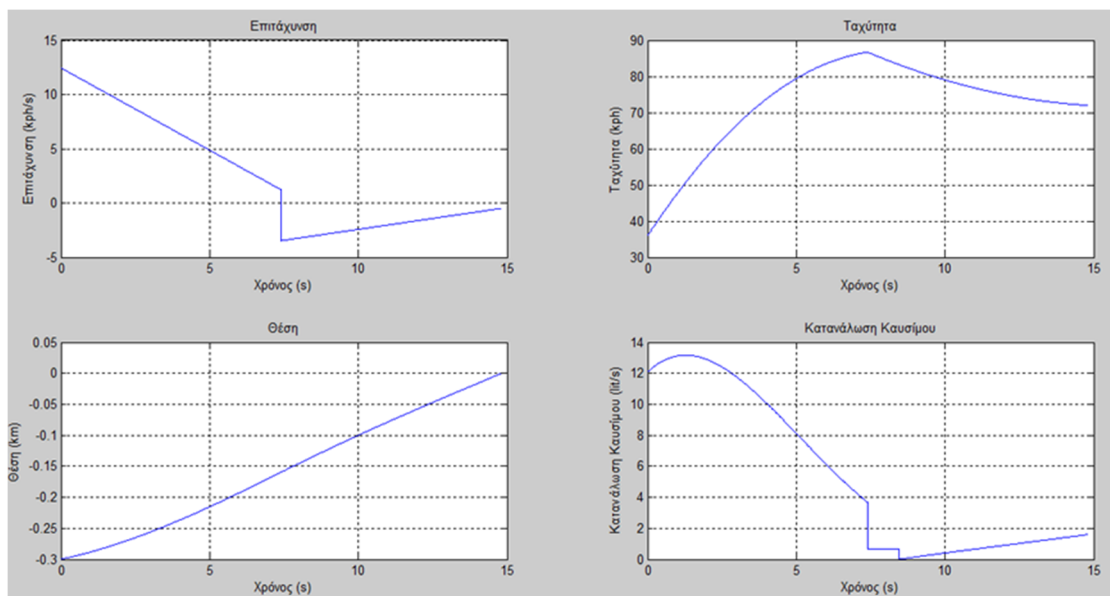
Τα διαγράμματα της επιτάχυνσης, της ταχύτητας και της θέσης είναι τα ίδια με τα διαγράμματα του προηγούμενου μοντέλου. Αλλάζει το διάγραμμα της στιγμιαίας κατανάλωσης καυσίμου αλλά παραμένει να έχει παρόμοια μορφή με το διάγραμμα της επιτάχυνσης.



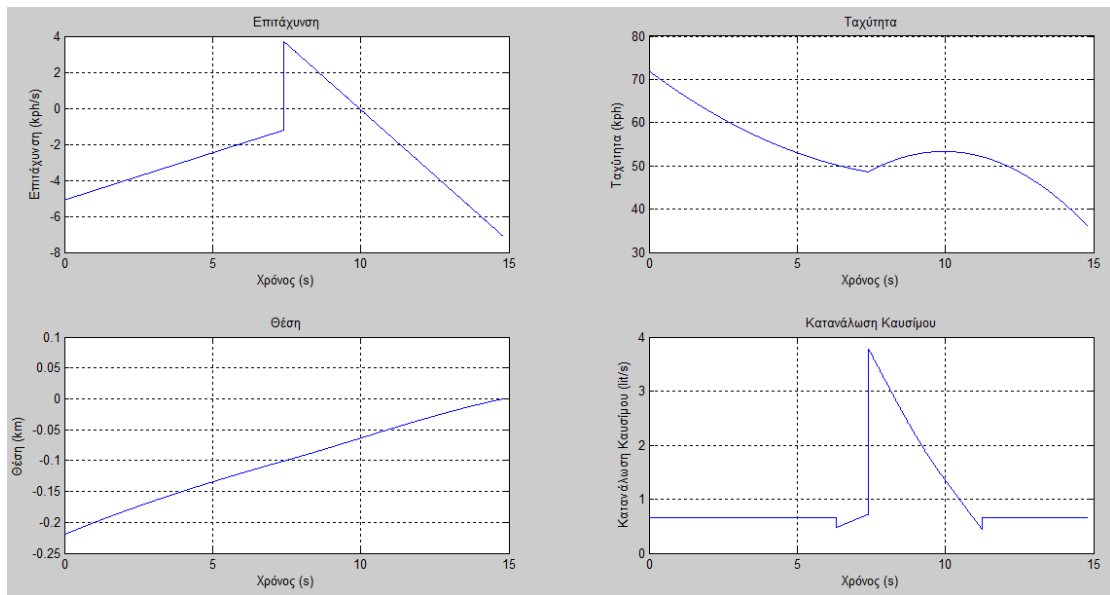
**Σχήμα 35:** Για  $x_e = -200m$   $x_0 = -250m$   $u_e = 15m/s$   $u_0 = 10m/s$  και  $u_e T_1 = 20$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0549 λίτρα.



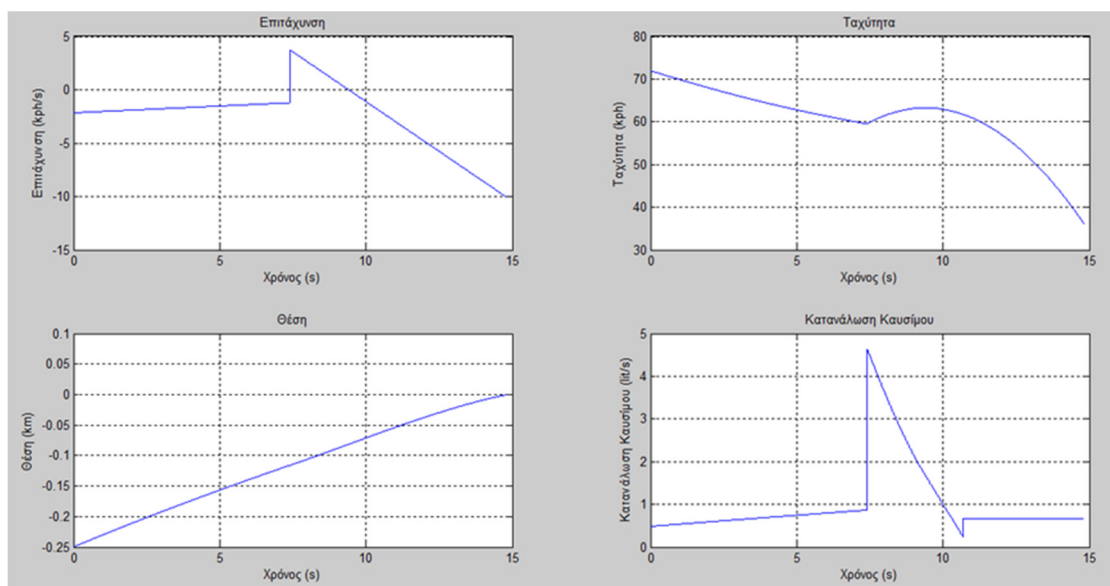
**Σχήμα 36:** Για  $x_e = -200m$   $x_0 = -280m$   $u_e = 15m/s$   $u_0 = 10m/s$  και  $u_e T_1 = 20$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0663 λίτρα.



**Σχήμα 37:** Για  $x_e = -200m$   $x_0 = -300m$   $u_e = 15m/s$   $u_0 = 10m/s$  και  $u_e T_1 = 20$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0782 λίτρα.



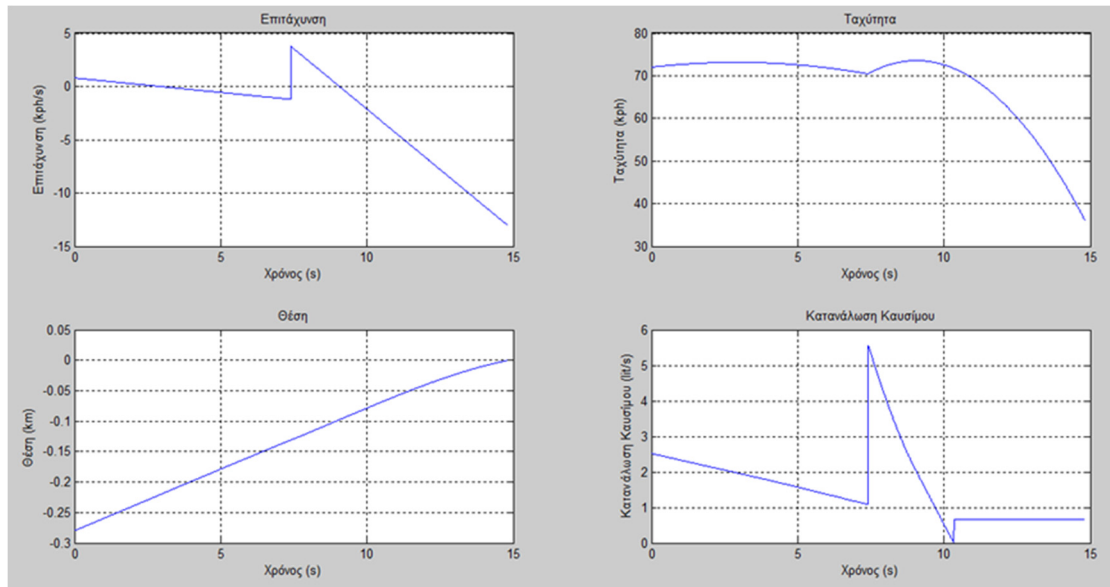
**Σχήμα 38:** Για  $x_e = -200m$ ,  $x_0 = -220m$ ,  $u_e = 15m/s$ ,  $u_0 = 20m/s$  και  $u_e T_1 = 10$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0,0148 λίτρα.



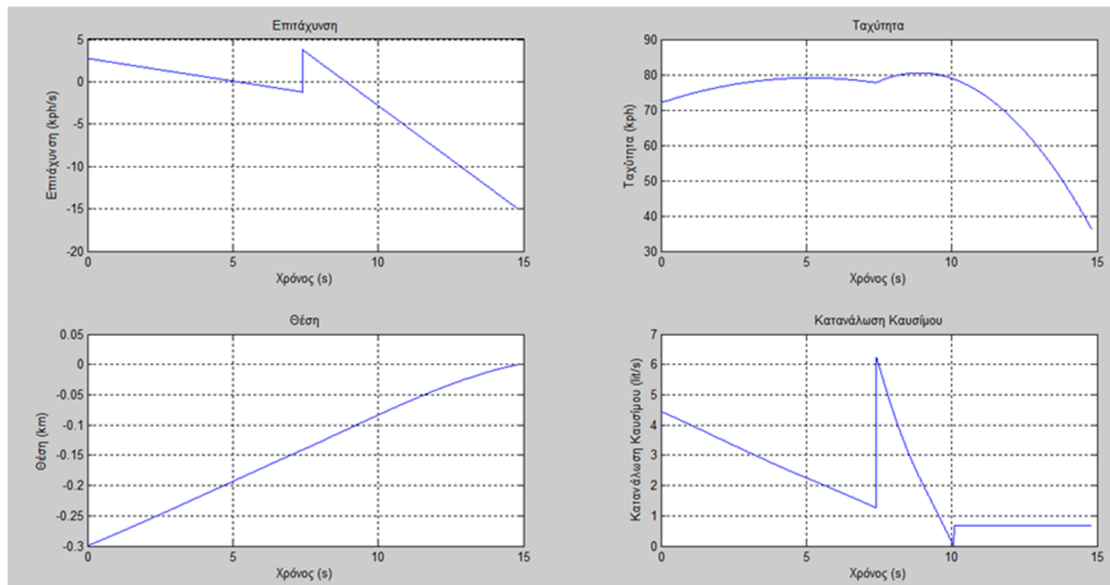
**Σχήμα 39:** Για  $x_e = -200m$ ,  $x_0 = -250m$ ,  $u_e = 15m/s$ ,  $u_0 = 20m/s$  και  $u_e T_1 = 10$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0,0151 λίτρα.

Το γενικό συμπέρασμα είναι ότι το μοντέλο ARRB δίνει τιμές που είναι σχετικά κοντά στις τιμές του VT-micro μοντέλου στην περίπτωση που η αρχική ταχύτητα του εξεταζόμενου οχήματος μειώνεται.





**Σχήμα 40:** Για  $x_e = -200m$   $x_0 = -280m$   $u_e = 15m/s$   $u_0 = 20m/s$  και  $u_e T_1 = 10$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0,0238 λίτρα.



**Σχήμα 41:** Για  $x_e = -200m$   $x_0 = -300m$   $u_e = 15m/s$   $u_0 = 20m/s$  και  $u_e T_1 = 10$ . Κατανάλωση καυσίμου = 0.0316 λίτρα.

Για $x_e=-200m$ $u_e=15m/s$ $u_0=10m/s$ $u_eT1=20m/s$	Κατανάλωση καυσίμου [lit]	
Θέση δευτέρου οχήματος(m)	VT-micro model	ARRB model
$x_0=-220m$	FC=0,0316 lit	FC=0,0508 lit
$x_0=-250m$	FC=0,0347 lit	FC=0,0549 lit
$x_0=-280m$	FC=0,0321 lit	FC=0,0663 lit
$x_0=-300m$	FC=0,0303lit	FC=0,0782 lit

**Πίνακας 21:** Συγκεντρωτικές τιμές της κατανάλωσης καυσίμου τα δυο μοντέλα για τις περιπτώσεις που η ταχύτητα του οχήματος αυξάνεται αλλάζοντας την απόσταση των οχημάτων και αλλάζοντας την αρχική ταχύτητα του πρώτου οχήματος σε χρόνο T1.

Για $x_e=-200m$ $u_e=15m/s$ $u_0=20m/s$ $u_eT1=10m/s$	Κατανάλωση καυσίμου [lit]	
Θέση δευτέρου οχήματος(m)	VT-micro model	ARRB model
$x_0=-220m$	FC=0,0107 lit	FC=0,0148 lit
$x_0=-250m$	FC=0,0116 lit	FC=0,0151 lit
$x_0=-280m$	FC=0,0151 lit	FC=0,0238 lit
$x_0=-300m$	FC=0,0199 lit	FC=0,0316 lit

**Πίνακας 22:** Συγκεντρωτικές τιμές της κατανάλωσης καυσίμου τα δυο μοντέλα για τις περιπτώσεις που η ταχύτητα του οχήματος μειώνεται αλλάζοντας την απόσταση των οχημάτων και αλλάζοντας την αρχική ταχύτητα του πρώτου οχήματος σε χρόνο T1.

Στον Πίνακα 21 φαίνεται ότι μετά την απόσταση των 280 ο ρυθμός της κατανάλωσης καυσίμου μειώνεται όταν υπολογίζεται από το VT-micro μοντέλο σε αντίθεση με το μοντέλο ARRB όπου ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου συνεχίζει και αυξάνεται. Στον Πίνακα 22 οι τιμές του ARRB μοντέλου είναι μικρότερες σε σχέση με τις τιμές που έχουν υπολογιστεί από το VT-micro μοντέλο.

## Κεφάλαιο 4: Συμπεράσματα

Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναλύθηκαν τα πιο σημαντικά μοντέλα εκπομπών ρύπων και κατανάλωσης καυσίμου. Τα μοντέλα διαχωρίζονται σε μικροσκοπικά, μεσοσκοπικά και μακροσκοπικά, ανάλογα με τις μεταβλητές εισόδου που χρησιμοποιούν. Στη συνέχεια, από το σύνολο των μοντέλων επιλέχθηκαν δυο μοντέλα (VT-micro & ARRB) για την εφαρμογή της μεθόδου του βέλτιστου ελέγχου, στοχεύοντας στην ελαχιστοποίηση της κατανάλωσης καυσίμου.

Η εφαρμογή του βέλτιστου ελέγχου δίνει τιμές της ταχύτητας και της επιτάχυνσης ανά δευτερόλεπτο. Οι τιμές αυτές αποτελούν τις μεταβλητές εισόδου στα μοντέλα που μελετήθηκαν. Ακόμη, ο βέλτιστος έλεγχος δίνει τα βέλτιστα σενάρια για την πορεία του οχήματος που εξετάζεται. Όταν η ταχύτητα του οχήματος πρέπει να αυξηθεί τότε το όχημα πρώτα επιταχύνει και στη συνέχεια επιβραδύνει. Όταν η ταχύτητα του οχήματος πρέπει να μειωθεί σε σχέση με την αρχική της τιμή τότε το όχημα πρώτα επιβραδύνει και μετά επιταχύνει στις περιπτώσεις που βρίσκεται κοντά με το προπορευόμενο όχημα, αλλιώς συμπεριφέρεται αντίστροφα.

Όταν η τελική ταχύτητα του οχήματος είναι μεγαλύτερη από την αρχική τότε η αύξηση της τιμής με το vt-micro μοντέλο δεν είναι τόσο έντονη όσο με το ARRB μοντέλο. Αντιθέτως, οι τιμές της κατανάλωσης καυσίμου στην περίπτωση που η τελική ταχύτητα είναι μικρότερη από την αρχική και στα δύο μοντέλα ήταν πολύ κοντινές. Παρατηρήθηκε επίσης ότι, διατηρώντας την απόσταση των οχημάτων σταθερή και αυξάνοντας τις τιμές των ταχυτήτων, αυξανόταν και ο ρυθμός της κατανάλωσης. Η πιο χαμηλή τιμή του ρυθμού κατανάλωσης καυσίμου παρατηρήθηκε στην περίπτωση που τα οχήματα έχουν αρκετή απόσταση μεταξύ τους και χαμηλές ταχύτητες.

Η επόμενη περίπτωση που μελετήθηκε είναι να αλλάζει το πρώτο όχημα την σταθερή του ταχύτητα σε ένα χρόνο  $T$  ώστε μέσω της μεθοδολογίας του βέλτιστου ελέγχου να δούμε πως το όχημα αλλάζει τη συμπεριφορά του. Παρατηρήθηκε ότι όταν το πρώτο όχημα αυξάνει την ταχύτητα του, το εξεταζόμενο όχημα πρώτα επιβραδύνει μέχρι τον χρόνο που έχει οριστεί η αλλαγή και στη συνέχεια επιταχύνει. Επίσης, η συμπεριφορά αυτή δεν εξαρτάται και δεν αλλάζει με την απόσταση που έχουν μεταξύ τους τα δυο οχήματα, όπως γίνεται στην προηγούμενη περίπτωση που εξετάστηκε. Όταν το πρώτο όχημα μειώνει την ταχύτητα του τότε το εξεταζόμενο όχημα συμπεριφέρεται αντίστροφα. Γενικά, ο ρυθμός κατανάλωσης καυσίμου αυξάνεται όπως είναι και το αναμενόμενο στην περίπτωση που το πρώτο όχημα αλλάζει την ταχύτητα του σε σύγκριση με την προηγούμενη περίπτωση που η ταχύτητα παρέμενε σταθερή.

## Βιβλιογραφικές Αναφορές

Ahn K., Rakha H., Trani A., & Van Aerde M, (2002), "Estimating Vehicle Fuel Consumption and Emissions based on Instantaneous Speed and Acceleration Levels" , *Journal of Transportation Engineering*, 128(2), pp. 182–190.

Ahn K., (1998), "Microscopic fuel consumption and emission modeling", pp. 141.

Akcelik R., Biggs D. C, (1987), "Acceleration Profile Models for Vehicles in Road Traffic. *Transportation Science*", 21, pp. 36–54.

Akcelik, R. (1985). "An Interpretation of the parameters in the Simple Average Travel Speed Model of Fuel Consumption." *Australian Road Research* 15, pp. 46-49.

An F., Barth M., Ross M., Norbeck J., (1997), "The Development of a Comprehensive Modal Emissions Model: Operating Under Hot Stabilized Conditions", *Transportation Research Board Record Series 1587*, pp. 52-62.

Barth M., An F., Younglove T., Scora G., Levine C., Ross M., Wenzel T., (2000). "The Development of a Comprehensive Modal Emissions Model (Preliminary Draft Version 2)". Final report to the National Cooperative Highway Research Program.

Barth M., Scora G., M. Ross (1998). "Modeling Enleanment Emissions for Light-Duty Vehicles". In *transportation Research Record 1641*, TRB, National Research Council, Washington, D.C.

Cappiello A, Chabini I., Nam E., (2002), "A Statistical Model of Vehicle Emissions and Fuel Consumption". *The IEEE 5th*, pp. 801–809.

Chang M., Evans L., (1981). "Trip Time Versus Stop Time and Fuel Consumption Characteristics in Cities." *Transportation Science* 15(3), pp. 183-209.

Dargay J., Gately D. (1995). "The response of world energy and oil demand to income growth and changes in oil prices". *Annual Review of Energy and the Environment*, 20 pp. 145–178.

Demir E., Bektaş T., Laporte G., (2011), "A comparative analysis of several vehicle emission models for road freight transportation", *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 16(5), pp. 347–357

Edwardes W. A., Nelson D. J., (2014), "Modeling Diesel Bus Fuel Consumption and Dynamically Optimizing Bus Scheduling", MSc Thesis. Virginia Polytechnic Institute, USA.

- El-Shawarby I., Ahn K., Rakha H., (2005), "Comparative field evaluation of vehicle cruise speed and acceleration level impacts on hot stabilized emissions", *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 10(1), pp. 13–30.
- EPA (2005). "Fuel Consumption Modeling of Conventional and Advanced Technology Vehicles in the Physical Emission Rate Estimator (PERE)", pp. 124.
- Evans L., Herman R. (1978). "Automobile fuel economy on fixed urban driving schedules". *Transportation Science Information*, 12(2), pp. 137–152.
- Frey H. C., Zhang, K., (2007). "Implications of Measured In-Use Light Duty Gasoline Vehicle Emissions for Emission Inventory Development at High Spatial and Temporal Resolution". 16th Annual International Emission Inventory Conference, pp. 1–19.
- Hu J., Hao J., Fu L., Wu Y., Wang Z., Tang U., (2004). "Study on on-board measurements and modeling of vehicular emissions". *Environmental Science* 25, pp. 19–25.
- Hennessy D. A., Wiesensthal D. L. (1997). "The relationship between traffic congestion, driver stress and direct versus indirect coping behaviors". *Ergonomics*, 40(3), pp. 348–361.
- Jun S., Fubing Y., Gesheng L., Xiaohong G. (2010). "A new approach of spark ignition engine fueled with ethanol". In *Proceedings of the Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference*, pp. 1–4, Chengdu, China.
- Khare M., Sharma P. (1999). "Performance evaluation of general finite line source model for Delhi traffic conditions". *Transportation Research Part D*, 4(1), pp. 65–70.
- Kishi Y., Katsuki S., Yoshikawa Y., Morita I. (1996). "A method for estimating traffic flow fuel consumption-using traffic simulations". *The Society of Automotive Engineers of Japan Review*, 17(3), pp. 307–311.
- Moran K., (2013), "Virginia Tech Comprehensive Power-based Fuel Consumption Model (VT-CPFM): Model Validation and Calibration Considerations", 265 (312).
- Matzoros A., Vliet D. (1992). "A model of air pollution from road traffic, based on the characteristics of interrupted flow and junction control: Part II – model results". *Transportation Research Part A*, 26(4), pp. 331–355.
- Nagurney A. (2000). "Congested urban transportation networks and emission paradoxes". *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 5(2), pp 145–151.
- Negrenti E. (1999). "The 'corrected average speed' approach in ENEA's TEE model: an innovative solution for the evaluation of the energetic and environmental impacts of urban transport policies". *The Science of the Total Environment*, 235(1-3), pp. 411–413.
- Noland R. B. (2001). "Relationships between highway capacity and induced vehicle travel". *Transportation Research Part A*, 35(1), pp. 47–72.
- NRC (1995). "Expanding metropolitan highways: Implications for air quality and energy use". Technical Report 245, National Academy Press, Washington, DC, USA.

- Papamichail I., Papageorgiou M. (2008). "Traffic-responsive linked ramp-metering control". *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 9(1), pp. 111–121.
- Rakha H., Ahn K., Moran K., Saerens B., Bulck E. Van Den., (2011), "Virginia Tech Comprehensive Power-Based Fuel Consumption Model: Model development and testing". *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 16(7), pp. 492–503.
- Rakha H., Ahn K., Trani A., (2003), "Comparison of MOBILE5a, MOBILE6, VT-MICRO, and CMEM models for estimating hot-stabilized light-duty gasoline vehicle emissions". *Canadian Journal of Civil Engineering*, 30(6), pp. 1010–1021.
- Rakha, H., Yue, H., & Dion, F. (2011). VT-Meso model framework for estimating hot-stabilized light-duty vehicle fuel consumption and emission rates. *Canadian Journal of Civil Engineering*, 38(11), pp. 1274–1286.
- Richardson A. J., Akcelik R., (1981). "Fuel consumption Models and Data Needs for the design and Evaluation of Urban Traffic System." *Australian Road Research Board* ARR 124.
- Schulz D., Younglove T., Barth M., (1999), "Statistical analysis and model validation of automobile emissions", *Proceedings of the 1999 Joint Statistical Meetings*, Baltimore.
- Scora G., Barth M., (2006), *COMPREHENSIVE MODAL EMISSIONS MODEL (CMEM)*, version 3.01, User 's Guide. University of California, Riverside Center for Environmental Research and Technology, USA.
- Sturm P. J., Boulter P., Haan P., Joumard R., Hausberger S., Hickman J., Keller M., Niederle W., Ntziachristos L., Reiter C., Samaras Z., Schinagl G., Schweizer T., Pischinger R. (1998). "Instantaneous emission data and their use in estimating passenger car emissions". *Technical Report MEET Deliverable 6*, Technische Universität Graz, Graz, Austria.
- Trans S., Vordoulakis, Fisher B. E. A., Pericleous K., Gonzalez-Flesca N. (2003). "Modelling air quality in street canyons: a review". *Atmospheric Environment*, 37(2), pp.155–18.
- Takahashi S. (1998). "Fundamental study of low fuel consumption control scheme based on combination of direct fuel injection engine and continuously variable transmission". In *Proceedings of the 37th IEEE Conference on Decision and Control*, pp. 1522–1529, Tampa, Florida, USA.
- Wang H., Fu L., Zhou Y., Li, H., (2008). "Modelling of the fuel consumption for passenger cars regarding driving characteristics". *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 13(7), pp. 479–482.
- Wang, M.Q. (2001). "Development and Use of GREET 1.6 Fuel-Cycle Model for Transportation Fuels and Vehicle Technologies", Argonne National Laboratory Publication number: ANL/ESD/TM-163.
- Waston H. C., Milkins E. E, (1980). "A Simplified Method for Quantifying Fuel Consumption of Vehicles in Urban Traffic." *SAE-Austria* 40(1), pp 6-13.

Yue H. (2008). "Mesoscopic Fuel Consumption and Emission Modeling". PhD thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, USA.

Zegeye S. K., (2011). Model-Based Traffic Control for Sustainable Mobility, PhD Thesis, Delft Technical University, Netherlands.