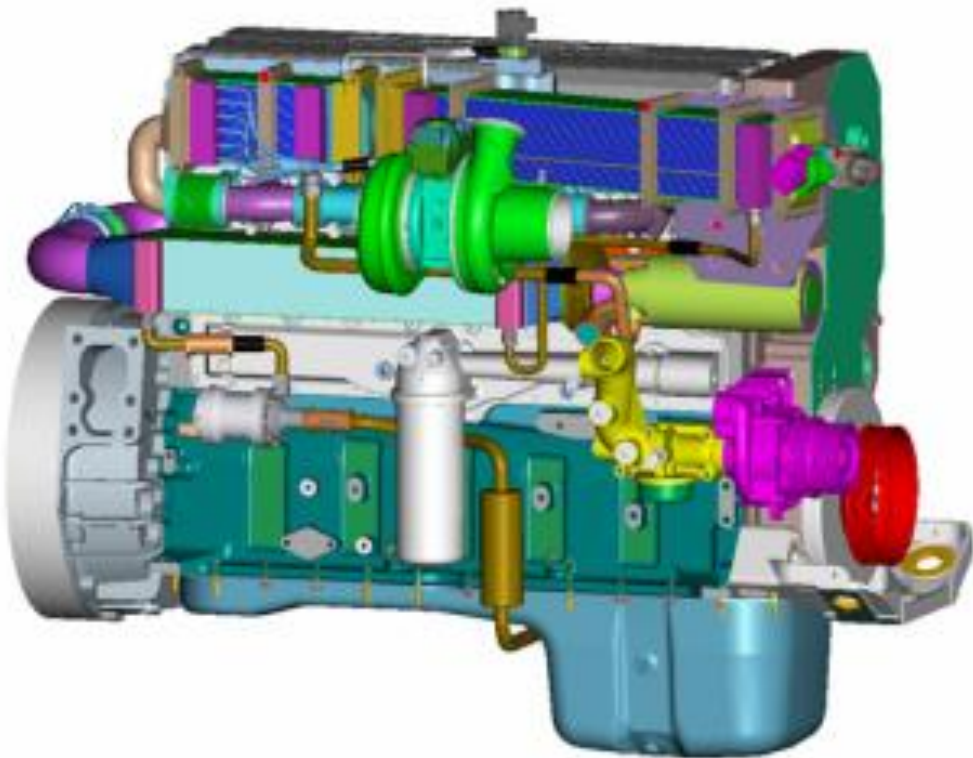




ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΜΟΤΗΤΑΣ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΔΥΝΑΤΟΤΗΤΑΣ ΑΥΞΗΣΗΣ ΒΑΘΜΟΥ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ
DIESEL ΚΑΤΑ ΤΗ ΔΙΑΡΚΕΙΑ ΚΥΚΛΟΥ ΠΟΛΗΣ ΜΕΣΩ ΤΟΥ ΟΡΓΑΝΙΚΟΥ
ΚΥΚΛΟΥ RANKINE ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΤΟΥ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΟΣ GT-POWER**



ΔΟΥΛΓΕΡΑΚΗΣ Ζ. ΑΝΤΩΝΙΟΣ

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

ΑΘΗΝΑ, ΣΕΠΤΕΜΒΡΙΟΣ 2018

Πρόλογος

Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον Αναπληρ. Καθηγητή του Ε.Μ.Π. κ. Ευάγγελο Γιακουμή για την δυνατότητα που μου προσέφερε να ασχοληθώ με ένα τόσο ενδιαφέρον θέμα, αλλά κυρίως για την καθοδήγηση του και τον χρόνο που αφιέρωσε καθ' όλη την διάρκεια εκπόνησης της διπλωματικής μου εργασίας.

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

Πίνακας Περιεχομένων

Πίνακας Συμβόλων.....	1
Εισαγωγή.....	4
Κεφάλαιο 1: Τεχνολογίες Αύξησης Βαθμού Απόδοσης σε Κινητήρες Diesel.....	5
1.1 Γενικά για τους Κινητήρες Diesel	5
1.2 Οι Τεχνικές Ανάκτησης Θερμότητας Καυσαερίου σε Κινητήρες Diesel στο Παρελθόν	7
1.2.1 Γενικά.....	7
1.2.2 Εκμετάλλευση της Ενέργειας του Καυσαερίου Κινητήρα Diesel.....	8
1.2.3 Εκμετάλλευση Ενέργειας Καυσαερίου μέσω του Στροβίλου του Υπερπληρωτή.....	10
1.2.4 Εκμετάλλευση Θερμότητας Καυσαερίου με τη Χρήση Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας.....	13
1.2.5 Ανάκτηση Θερμότητας Καυσαερίου με Χρήση Συστήματος Κύκλου Rankine...	14
Κεφάλαιο 2: Συνιστώσες και Χαρακτηριστικά Κύκλου Rankine.....	22
2.1 Γενικά για τους Κύκλους Rankine.....	22
2.2 Τυπικά Λειτουργικά Προφίλ Οχημάτων.....	23
2.3 Πηγές Θερμότητας.....	26
2.4 Επιλογή Εργαζόμενου Μέσου.....	29
2.5 Σχεδίαση ORC για Βαρέα Οχήματα Diesel.....	32
2.6 Διαδικασία Κύκλου Rankine.....	33
2.7 Κύριες Συνιστώσες του ORC.....	35
2.7.1 Εναλλάκτες Θερμότητας.....	35
2.7.2 Αντλίες.....	39
2.7.3 Εκτονωτές.....	41
Κεφάλαιο 3: Ανάπτυξη του Μοντέλου Οχήματος-Συστήματος ORC μέσω του Υπολογιστικού Πακέτου GT-Power.....	45
3.1 Γνωριμία με το GT-Suite.....	45

3.2 Περιβάλλον Εργασίας - Γενικά Χαρακτηριστικά.....	46
3.3 Εισαγωγή Συστήματος Οργανικού Κύκλου Rankine.....	49
3.3.1 Γενικά.....	49
3.3.2 Εγκατάσταση Συστήματος Οργανικού Κύκλου Rankine σε Μοντέλο Οχήματος στο Περιβάλλον GT-Power.....	51
Κεφάλαιο 4: Παγκόσμιος Κύκλος Βαρέων Οχημάτων, WTVC.....	67
4.1 Γενικά.....	67
4.2 Δυναμόμετρα.....	68
4.3 Γενικά περί Μετρήσεων Εκπομπών Ρύπων κατά τη Διάρκεια των Μεταβατικών Κύκλων.....	70
4.4 Ο Μεταβατικός Κύκλος WTVC Βαρέων Οχημάτων.....	72
Κεφάλαιο 5: Μελέτη Επιδόσεων, Εκπομπών και Χαρακτηριστικών ORC Κινητήρα Diesel κατά τη Διάρκεια του Κύκλου Πόλης WTVC.....	76
5.1 Δεδομένα Προσομοίωσης Οχήματος	76
5.1.1 Κινητήρας Diesel.....	76
5.1.2 Χαρακτηριστικά Οχήματος.....	77
5.2 Εκπομπές CO ₂	78
5.3 Επιδόσεις και Εκπομπές.....	78
5.4 Συμπεράσματα.....	92
5.5 Χαρακτηριστικά του Προσαρμοσμένου σε Κινητήρα Diesel Συστήματος ORC κατά τη Διάρκεια του Παγκόσμιου Κύκλου Πόλης WTVC.....	96
5.6 Συμπεράσματα.....	108
Κεφάλαιο 6: Σύγκριση των Επιδόσεων και των Εκπομπών CO₂ Κινητήρα Diesel με Σύστημα ORC σε Σχέση με Απλό Κινητήρα	113
6.1 Γενικά.....	113
6.2 Σύγκριση Επιδόσεων και Εκπομπών CO ₂ Κινητήρα Diesel με και χωρίς Σύστημα ORC.....	113
6.3 Συμπεράσματα.....	120
Βιβλιογραφία.....	126

Πίνακας Συμβόλων

Λατινικοί Χαρακτήρες

Μέγεθος	Επεξήγηση	Μονάδες
A_f	Μετωπική Επιφάνεια Οχήματος	m^2
c_d	Συντελεστής Αεροδυναμικής Αντίστασης Οχήματος	-
D	Διάμετρος Εμβόλου	m
h_g	Ενθαλπία Καυσαερίων	kJ/kg
h_f	Ενθαλπία Εργαζόμενου Μέσου	kJ/kg
h_c	Ενθαλπία Ψυκτικού Μέσου	kJ/kg
i_b	Σχέση Μετάδοσης Διαφορικού	-
i_g	Σχέση Μετάδοσης στο Κιβώτιο Ταχυτήτων	-
L	Μήκος Διωστήρα	m
\dot{m}_f	Παροχή Εργαζόμενου Μέσου	kg/s
\dot{m}_g	Παροχή Καυσαερίων	kg/s
\dot{m}_c	Παροχή Ψυκτικού Μέσου	kg/s
m_v	Μάζα Οχήματος	tn
\bar{p}_e	Μέση Πραγματική Πίεση	bar
Q_{fin}	Θερμότητα που Απορροφάται από το Εργαζόμενο Μέσο στον Ατμοποιητή	kW
Q_{fout}	Θερμότητα που Απορρίπτεται από το Εργαζόμενο Μέσο στο Ψυκτικό Κύκλωμα	kW
Q_g	Μεταφερόμενη Θερμότητα από τα Καυσαέρια στο Εργαζόμενο Μέσο	kW
Q_c	Θερμότητα που Απορροφάται από το Ψυκτικό Κύκλωμα	kW
r	Ακτίνα στροφάλου	m
r_{wheel}	Ακτίνα Τροχού	m
s	Διαδρομή Εμβόλου	m
$\bar{T}_{g,in}$	Μέση Θερμοκρασία Εισόδου Καυσαερίων στον Ατμοποιητή	K
$\bar{T}_{g,out}$	Μέση Θερμοκρασία Εξόδου Καυσαερίων από τον Ατμοποιητή	K
V_h	Όγκος Εμβολισμού Κυλίνδρου	m^3
V_H	Όγκος Εμβολισμού Κινητήρα	m^3
$V_{h,pump}$	Όγκος Εμβολισμού Αντλίας	cm^3
$V_{h,expander}$	Όγκος Εμβολισμού Εκτονωτή	cm^3
W_{fin}	Ισχύς που Απορροφάται από την Αντλία	kW
W_{fout}	Παραγόμενη Ισχύς από τον Εκτονωτή	kW
z	Αριθμός Κυλίνδρων	-

Ελληνικοί χαρακτήρες

ϵ	Βαθμός Συμπίεσης	-
$\eta_{is,\sigma}$	Ισεντροπικός Βαθμός Απόδοσης Συμπιεστή	-
$\eta_{is,\sigma T}$	Ισεντροπικός Βαθμός Απόδοσης Στροβίλου	-
$\eta_{is,αντλίας}$	Ισεντροπικός Βαθμός Απόδοσης της Αντλίας	-
$\eta_{is,εκτονωτή}$	Ισεντροπικός Βαθμός Απόδοσης του Εκτονωτή	-
$\eta_{m,αντλίας}$	Μηχανικός Βαθμός Απόδοσης Αντλίας	-

$\eta_{m,εκτονωτή}$	Μηχανικός Βαθμός Απόδοσης Εκτονωτή	-
$\eta_{κύκλου Rankine}$	Βαθμός Απόδοσης Κύκλου Rankine	-
$\eta_{ογκ,αντλίας}$	Ογκομετρικός Βαθμός Απόδοσης της Αντλίας	-
$\eta_{ογκ,εκτονωτή}$	Ογκομετρικός Βαθμός Απόδοσης του Εκτονωτή	-
λ_a	Λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου	-
$M_{αντλίας}$	Ροπή Αντλίας	N·m
$M_{εκτονωτή}$	Ροπή Εκτονωτή	N·m
M_{σ}	Ροπή Στρέψης Συγκροτήματος Κινητήρα	N·m
$N_{αντλίας}$	Στροφές Αντλίας	rpm
$N_{εκτονωτή}$	Στροφές Εκτονωτή	rpm
Π_{σ}	Λόγος Πίεσης Συμπιεστή	-
$\Pi_{στ}$	Λόγος Πίεσης Στροβίλου	-
ρ_f	Πυκνότητα Εργαζόμενου Μέσου	kg/m ³

Συντομογραφίες

AC	Air- Conditioning (Κλιματισμός)
BMEP	Brake Mean Effective Pressure (Μέση Πραγματική Πίεση)
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption (Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου)
CO₂	Carbon Oxygen Two (Διοξείδιο του Άνθρακα)
CO	Carbon Oxygen (Μονοξείδιο του Άνθρακα)
CVS	Constant Volume Sampling (Τεχνική Δειγματοληψίας Σταθερού Όγκου)
DOC	Diesel Oxidation Catalysts (Οξειδωτικός Καταλύτης Diesel)
DPF	Diesel Particulate Filter (Φίλτρο Σωματιδίων Diesel)
EGR	Exhaust Gas Recirculation (Επανακυκλοφορία Καυσαερίων)
EPA	Environmental Protection Agency (Υπηρεσία Προστασίας Περιβάλλοντος- ΗΠΑ)
ESC	European Steady State Cycle (Ευρωπαϊκός Κύκλος Πόλης Σταθερών Συνθηκών)
ETC	European Transient Cycle (Ευρωπαϊκός Μεταβατικός Κύκλος)
FTP	Federal Test Procedure (Ομοσπονδιακή Διαδικασία Δοκιμής – Η.Π.Α.)
GHG	Green House Gases (Αέρια Θερμοκηπίου)
GRPE	Group of Experts on Pollution and Energy (Ομάδα Ειδικών για την Μόλυνση και την Ενέργεια)
GWP	Global Warming Potential (Δείκτης Επιδείνωσης της Παγκόσμιας Αύξησης της Θερμοκρασίας)
HC	Hydrocarbons (Υδρογονάνθρακες)
HDDE	Heavy Duty Diesel Engine (Βαρύς Τύπου Κινητήρας Diesel)
HEV	Hybrid Electric Vehicle (Υβριδικό Ηλεκτρικό Όχημα)
LNG	Liquefied Natural Gas (Υγροποιημένο Φυσικό Αέριο)
NFPA	National Fire Protection Association (Διεθνής Οργάνωση Πυροπροστασίας)
NO_x	Nitrogen Oxides (Οξειδία του Αζώτου)
ODP	Ozone Depletion Potential (Δείκτης Επιδείνωσης του Στρώματος του Οζοντος)
ORC	Organic Rankine Cycle (Οργανικός Κύκλος Rankine)
PM	Particulate Matter (Σωματίδια)
SCR	Selective Catalytic Reduction (Επιλεκτική Καταλυτική Αναγωγή)
SI	Spark Ignition (Ανάφλεξη με Σπινθήρα)

TEG	Thermo-Electric-Generator (Θερμοηλεκτρική Γεννήτρια)
VGT	Variable Geometry Turbine (Στρόβιλος Μεταβλητής Γεωμετρίας)
VVT	Variable Valve Timing (Μεταβλητός Χρονισμός Βαλβίδων)
WHDC	Worldwide Heavy-Duty Certification (Σχέδιο Παγκόσμιας Πιστοποίησης Βαρέος Τύπου Οχημάτων)
WHSC	Worldwide Harmonized Stationary Cycle (Παγκόσμιος Εναρμονισμένος Κύκλος Μόνιμης Λειτουργίας)
WHTC	Worldwide Harmonized Transient Cycle (Παγκόσμιος Εναρμονισμένος Μεταβατικός Κύκλος)
WHVC	Worldwide Harmonized Vehicle Cycle (Παγκόσμιος Εναρμονισμένος Κύκλος Οχημάτων)
WHR	Waste Heat Recovery (Ανάκτηση Θερμότητας)
WTVC	Worldwide Transient Vehicle Cycle (Παγκόσμιος Μεταβατικός Κύκλος Οχημάτων)
MEK	Μηχανή Εσωτερικής Καύσης
4-X	Τετράχρονος

Εισαγωγή

Η παρούσα διπλωματική εργασία αφορά την προσομοίωση οχήματος με βαρέος τύπου κινητήρα Diesel με σύστημα ORC στο περιβάλλον GT-Power προκειμένου να γίνει σύγκριση των επιδόσεων του με αυτές του κινητήρα Diesel χωρίς σύστημα ORC. Η σύγκριση γίνεται κατά τη διάρκεια του Παγκόσμιου Κύκλου Πόλης WTVC.

Αρχικά (Κεφάλαιο 1) αναφέρονται οι προσπάθειες που έγιναν κατά το παρελθόν προκειμένου να επιτευχθεί βελτίωση του βαθμού απόδοσης στους βαρέος τύπου κινητήρες Diesel με την εφαρμογή-δοκιμή διαφόρων τεχνολογιών συμπεριλαμβανομένης και της ανάκτησης θερμότητας με κύκλο Rankine. Παρουσιάζονται οι δοκιμές του κύκλου Rankine με τις παραλλαγές του καθώς και τα αποτελέσματα αυτών των προσπαθειών μέχρι σήμερα, με στόχο την βελτιστοποίηση αξιοποίησης της απορριπτόμενης θερμότητας.

Στη συνέχεια στο Κεφάλαιο 2 αναλύονται οι επιμέρους συνιστώσες του κύκλου Rankine, τα κύρια χαρακτηριστικά τους καθώς και τα κριτήρια με βάση τα οποία επιλέγονται για τις διάφορες εφαρμογές. Επιπλέον, γίνεται ανάλυση όσον αφορά την προσαρμογή του συστήματος ORC στο μοντέλο κινητήρα Diesel στα πλαίσια του περιβάλλοντος GT-Power (Κεφάλαιο 3). Το μοντέλο οχήματος που χρησιμοποιήθηκε για την προσαρμογή του συστήματος ORC ήταν αποτέλεσμα προηγούμενης διπλωματικής εργασίας [18], η οποία αποτέλεσε και τη βάση για την παρούσα. Στο Κεφάλαιο 4 δίνονται κάποιες γενικές αρχές περί Κύκλων Πόλης, και αναλύεται ο Παγκόσμιος Κύκλος Φορτηγών (WTVC) που χρησιμοποιήθηκε στην παρούσα εργασία.

Ακολουθεί στο Κεφάλαιο 5 απεικόνιση και ανάλυση, των μεγεθών που αφορούν τις επιδόσεις και τις εκπομπές του οχήματος, καθώς επίσης και των χαρακτηριστικών μεγεθών του συστήματος ORC. Τέλος (Κεφάλαιο 6) γίνεται απεικόνιση και σύγκριση των μεγεθών επίδοσης για κινητήρα Diesel με και χωρίς ORC με την εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

Τεχνολογίες Αύξησης Βαθμού Απόδοσης σε Κινητήρες Diesel

1.1 Γενικά για τους Κινητήρες Diesel

Οι βαρέος τύπου Diesel κινητήρες είναι ευρέως χρησιμοποιούμενοι σε διάφορες εφαρμογές, όπως της αυτοκίνησης σε μεγάλα οχήματα και της πρόωσης πλοίων, καθώς για μικρομεσαίου μεγέθους ηλεκτροπαραγωγή. Όμως, οι κινητήρες αυτοί είναι εκ των κύριων παραγόντων παραγωγής CO₂, αερίων του θερμοκηπίου (GHG) και ρυπογόνων εκπομπών γενικά. Η υπηρεσία προστασίας περιβάλλοντος των Ηνωμένων Πολιτειών (US EPA) αναφέρει ότι, μετά από εκτιμήσεις, οι βαρέος τύπου κινητήρες Diesel στον τομέα της οδικής μεταφοράς συνέβαλαν στο 14% της παγκόσμιας παραγωγής αερίων του θερμοκηπίου για το έτος 2014. Παράλληλα οι εκπομπές άνθρακα από ορυκτά καύσιμα έχουν αυξηθεί σημαντικά από το 1900 παγκοσμίως, ενώ ειδικά για τα χρόνια 1990 έως 2008 έως και 1,5 φορές [1].

Ειδικά για την Ευρωπαϊκή Ένωση, από το 2013 οι εκπομπές των αερίων του θερμοκηπίου που προέρχονται από τον τομέα των μεταφορών (συμπεριλαμβάνεται ο τομέας της αεροπλοΐας αλλά εξαιρείται ο τομέας της ναυσιπλοΐας) έχουν αυξηθεί. Σε σύγκριση με το 2014, οι εκπομπές το 2015 έχουν αυξηθεί σχεδόν κατά 2% εξαιτίας κυρίως του τομέα των οδικών μεταφορών και ακολούθως της αεροπλοΐας. Το 2015, ο τομέας των μεταφορών (μαζί με την αεροπλοΐα και την ναυσιπλοΐα) συνέβαλε στο 25.8% των συνολικών εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου στην Ευρωπαϊκή Ένωση ενώ αν αφαιρεθεί ο τομέας της ναυσιπλοΐας στο 21%. Επιπρόσθετα, το 2015 ο τομέας των οδικών μεταφορών ήταν υπεύθυνος σχεδόν για το 73% των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου που προέρχονται από τον τομέα γενικά των μεταφορών. Από αυτές τις εκπομπές, το 44.5% προέρχεται από τα επιβατικά οχήματα, ενώ το 18.8% από τα βαρέος τύπου οχήματα. Επίσης, το 2015 οι εκπομπές από τον τομέα των μεταφορών (εξαιρείται η ναυσιπλοΐα) ήταν κατά 23% πάνω από τα επίπεδα του 1990 το οποίο σημαίνει ότι χρειάζεται η μείωση των εκπομπών κατά 68% μέχρι το 2050 προκειμένου να επιτευχθεί ο στόχος της μείωσης κατά 60% που τέθηκε από την Ευρωπαϊκή Ένωση (Transport

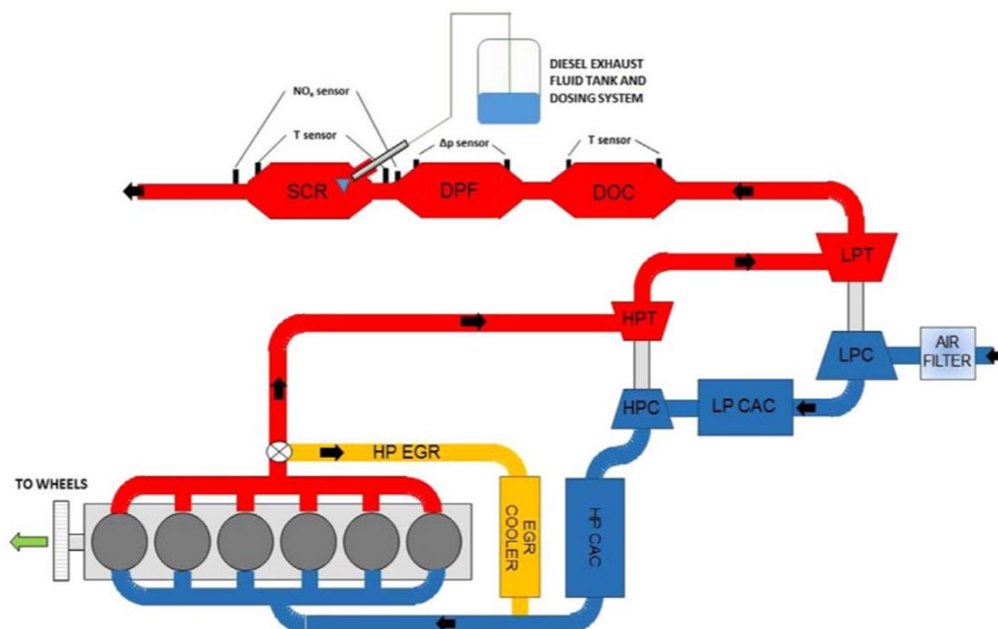
White Paper) το 2011 [25]. Για αυτούς τους λόγους, η πρόκληση μείωσης των εκπομπών, με σκοπό την εκπλήρωση των νέων νομικών δεσμεύσεων, έχει ωθήσει τους κατασκευαστές κινητήρων στην κατεύθυνση της αύξησης της ενεργειακής τους απόδοσης.

Έχουν υιοθετηθεί διάφορες στρατηγικές γι' αυτό το σκοπό, και μπορούν να διαχωρισθούν τυπικά σε δύο κατηγορίες: **α)** εφαρμογές που αφορούν άμεσα την ισχύ των κινητήρων (engine-powertrain-applied technologies) και **β)** τεχνολογίες δευτερεύοντος κύκλου των κινητήρων (engine-bottoming technologies), εξαρτώμενες από το εάν πρόκειται για άμεση εφαρμογή και αναβάθμιση του συστήματος ισχύος ή εάν πρόκειται για ανάκτηση της απορριπτόμενης ενέργειας αντίστοιχα.

Παραδείγματα τεχνολογιών της πρώτης κατηγορίας είναι η μείωση του μεγέθους των κινητήρων, το γνωστό downsizing, χρησιμοποιώντας τεχνολογίες βελτιωμένης στροβιλο-υπερπλήρωσης (π.χ. βαλβίδες παράκαμψης καυσαερίου (waste gate valves), στρόβιλοι μεταβλητής γεωμετρίας (VGT), ηλεκτρικά υποβοηθούμενη στροβιλο-υπερπλήρωση (e-boost), διβάθμια στροβιλο-υπερπλήρωση κλπ), συνδυασμένες με ανακυκλοφορία καυσαερίων (EGR) για μείωση των εκπομπών NO_x, με βαλβίδες μεταβλητού χρονισμού (VVT) και με βελτιωμένες στρατηγικές χρονισμού Miller. Άλλες πιθανές τεχνολογίες είναι σχετικές με την βελτίωση της καύσης χρησιμοποιώντας ειδικά διαμορφωμένους θαλάμους (βελτιστοποιημένους χρησιμοποιώντας υπολογιστική δυναμική ρευστών και βελτιωμένα μοντέλα καύσης χημικής κινητικής) μαζί με συστήματα ψεκασμού υψηλής πίεσης (πάνω από 2500 bar) και γενικά βελτιωμένες στρατηγικές ψεκασμού. Επιπλέον, η μείωση από τις απώλειες τριβών του κινητήρα είναι υπό μελέτη χρησιμοποιώντας: βελτιωμένες επικαλύψεις για τα χιτώνια των κυλίνδρων (δηλαδή καλύτερες επιφάνειες), βελτιωμένα ελατήρια εμβόλων, βελτιωμένα κουζινέτα, βελτιωμένα λιπαντικά και φλάντζες. Επιπρόσθετα, χρησιμοποιούνται μεταβλητής ταχύτητας ηλεκτρικά υποκινούμενες αντλίες ελαίου λίπανσης και ψυκτικού νερού καθώς επίσης και ανεμιστήρες ψύξης.

Παραδείγματα τεχνολογιών της δεύτερης κατηγορίας είναι οι τεχνολογίες ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας όπως ο Οργανικός Κύκλος Rankine (ORC) ή κύκλος Rankine αν το μέσο δεν είναι οργανικό (π.χ. νερό), η σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση και οι θερμοηλεκτρικές γεννήτριες (TEG).

Επιπλέον, υπό ανάπτυξη είναι οι τεχνολογίες που εφαρμόζονται στο σύστημα εξαγωγής καυσαερίων του κινητήρα (tailpipe) όπως βελτιωμένες στρατηγικές συστημάτων αντιμετώπισης ρύπων (after treatment) χρησιμοποιώντας οξειδωτικούς καταλύτες Diesel (DOC), φίλτρα σωματιδίων Diesel (DPF) και επιλεκτική καταλυτική αναγωγή (SCR) με ψεκασμό ουρίας.



Σχήμα 1.1: Βελτιωμένος κινητήρας Diesel βαρέος τύπου (HDDE) σύμφωνος με τους κανόνες εκπομπών για Tier 4f και Euro VI [1]

Τα τελευταία χρόνια, μεγάλη σημασία έχει δοθεί επίσης στην μελέτη εναλλακτικών τεχνικών παραγωγής ισχύος, όπως για παράδειγμα τα υβριδικά-ηλεκτρικά οχήματα ή τα οχήματα που τροφοδοτούνται ενεργειακά από κυψέλες καυσίμου.

Νέα καύσιμα, που τα προηγούμενα χρόνια δεν λαμβάνονταν υπόψη για εφαρμογές σε κινητήρες ή οχήματα, όπως το υγροποιημένο φυσικό αέριο (LNG), τα βιοκαύσιμα και το βιοντίζελ (ή προσθετικά ντίζελ) είναι επίσης υπό διερεύνηση και υπό ανάπτυξη για την μείωση των εκπομπών. Η χρήση μίγματος βιοντίζελ σε παραδοσιακούς κινητήρες αυτανάφλεξης τείνει να μειώσει τις εκπομπές σωματιδίων, άκαυστων υδρογονανθράκων (HC) και μονοξειδίου του άνθρακα (CO) με το τίμημα της μικρής αύξησης της κατανάλωσης καυσίμου και των εκπομπών NO_x.

Τα συστήματα ανάκτησης κινητικής ενέργειας είναι επίσης υπό ανάπτυξη όπως η ανάκτηση ενέργειας από το σύστημα των φρένων ή από τον σφόνδυλο (βολάν) [1].

1.2 Οι Τεχνικές Ανάκτησης Θερμότητας Καυσαερίου σε Κινητήρες Diesel στο Παρελθόν

1.2.1 Γενικά

Οι κυριότερες τεχνολογίες εκμετάλλευσης της ενέργειας του απορριπτόμενου καυσαερίου από κινητήρες Diesel, που έχουν μελετηθεί τις τελευταίες δεκαετίες, είναι οι ακόλουθες [2]:

- Η σύνθετη στροβιλο-υπερπλήρωση με την προσθήκη στροβίλου ισχύος μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή, προκειμένου να μετατραπεί τμήμα της ενέργειας του καυσαερίου μέσω της εκτόνωσής του σε μηχανική ενέργεια (Mechanical Turbo compounding).
- Εγκατάσταση ηλεκτρικής γεννήτριας μικρών διαστάσεων και υψηλών ταχυτήτων (ταχογεννήτρια) στον άξονα του υπερπληρωτή (Electrical Turbo compounding).
- Απευθείας μετατροπή μέρους της θερμότητας του αποβαλλόμενου καυσαερίου σε ηλεκτρική ισχύ με τη χρήση θερμοηλεκτρικής γεννήτριας.
- Σύστημα κύκλου Rankine με εργαζόμενο μέσο οργανική ή ανόργανη χημική ουσία ή μίγμα ουσιών.

1.2.2 Εκμετάλλευση της Ενέργειας του Καυσαερίου Κινητήρα Diesel

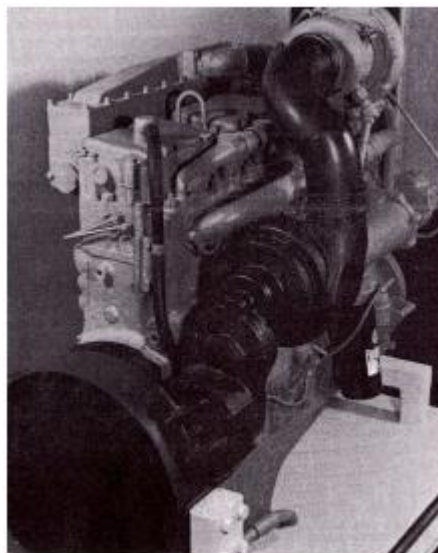
Η συνδυασμένη λειτουργία του κινητήρα Diesel και του στροβίλου ισχύος, όπου εκτονώνεται το ρεύμα του καυσαερίου, είναι μία τεχνική που έχει υιοθετηθεί από διάφορους κατασκευαστές στο παρελθόν, προκειμένου να παραχθούν μεγαλύτερα ποσά ισχύος για την ίδια κατανάλωση καυσίμου. Οι πρώτες απόπειρες εφαρμογής της τεχνικής αυτής έγιναν τη δεκαετία του 1950 στην αεροπορική βιομηχανία σε κινητήρες Otto και Diesel με πιο γνωστά παραδείγματα τις μηχανές Wright Cyclone και Napier Nomad. Στη συνέχεια υπήρξαν εφαρμογές στροβίλου ισχύος συνδεδεμένου μηχανικά με κινητήρα Diesel σε χερσαία στρατιωτικά οχήματα. Ωστόσο, η ανάπτυξη του στροβίλου ισχύος με ακροφύσιο μεταβλητής γεωμετρίας και μηχανισμό συνεχόμενης μεταβλητής μετάδοσης έδωσε τη δυνατότητα εφαρμογής αυτής της τεχνικής σε φορτηγά οχήματα βαρέος τύπου και μεγάλων αποστάσεων. Έτσι, τα πιο γνωστά παραδείγματα είναι τα εξής [2]:

- Η εταιρία Caterpillar τροποποίησε εξακύλινδρο κινητήρα Diesel με όγκο 14.6 L με τη προσθήκη αξονικού στροβίλου ισχύος μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή. Ο στρόβιλος ισχύος συνδέεται μηχανικά με τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα μέσω μειωτήρα στροφών με λόγο μείωσης 27.5:1. Τα βασικότερα πλεονεκτήματα της νέας διάταξης είναι η βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 4.7%.
- Η εταιρία Cummins εγκατέστησε στρόβιλο ισχύος ακτινικής ροής σε κινητήρα φορτηγού οχήματος μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή, όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.2. Ο κινητήρας αποτελείται από 6 κυλίνδρους τοποθετημένους σε σειρά με συνολικό όγκο εμβολισμού 14 L. Σε πρώτο στάδιο έγινε η αξιολόγηση της μεθόδου σε εργαστηριακό περιβάλλον. Ακολούθησε η εγκατάσταση σε φορτηγό βαρέος τύπου, όπου στη συνέχεια έγιναν μετρήσεις σε τυπική διαδρομή. Τα

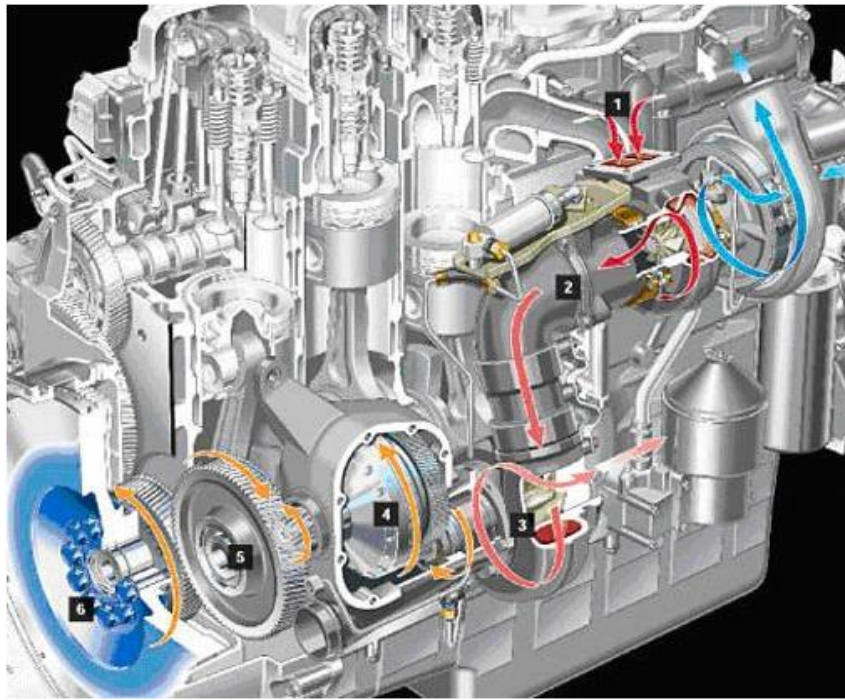
αποτελέσματα των μετρήσεων έδειξαν βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου bsfc περίπου 6% στο πλήρες φορτίο και 3% στο μερικό.

- Η προσθήκη στροβίλου ισχύος για την ανάκτηση της ενέργειας του καυσαερίου κινητήρα Diesel εξετάστηκε και από την εταιρία Scania. Στο Σχήμα 1.3 απεικονίζεται η εφαρμογή της σύζευξης στροβίλου ισχύος με κινητήρα Diesel της εταιρίας Scania. Η εφαρμογή πραγματοποιήθηκε σε βαρύ όχημα με υπερπληρωμένο κινητήρα Diesel 6 κυλίνδρων και όγκο 11 L. Η συνδυασμένη λειτουργία του στροβίλου ισχύος με κινητήρα Diesel παρείχε 5% βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου συγκριτικά με τον αρχικό κινητήρα στο πλήρες φορτίο και για την ίδια παροχή καυσίμου.

Η προσθήκη στροβίλου ισχύος μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης καυσαερίου στον οχετό εξαγωγής επηρεάζοντάς με αυτό τον τρόπο τη διαφορά πίεσης μεταξύ εισαγωγής και εξαγωγής. Αυτό αποτελεί το μεγαλύτερο μειονέκτημα της διάταξης, διότι η αντίθλιψη που ασκείται στον κινητήρα μπορεί να γίνει εντονότερη στην περίπτωση ύπαρξης υψηλής πίεσης υπερπλήρωσης. Έτσι, υπάρχει κίνδυνος υπερβολικής αύξησης της πίεσης και της θερμοκρασίας στην είσοδο του στροβίλου του υπερπληρωτή. Ένα πρόσθετο πρόβλημα της τεχνικής αυτής αποτελεί το μέγεθος του μειωτήρα στροφών και οι μηχανικές του απώλειες.



Σχήμα 1.2: Εφαρμογή της εταιρείας Cummins για την ανάκτηση της θερμότητας του καυσαερίου με τη χρήση του στροβίλου ισχύος (mechanical turbo compounding) τοποθετημένου μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή και σε μηχανική σύζευξη με την άτρακτο του κινητήρα [2]



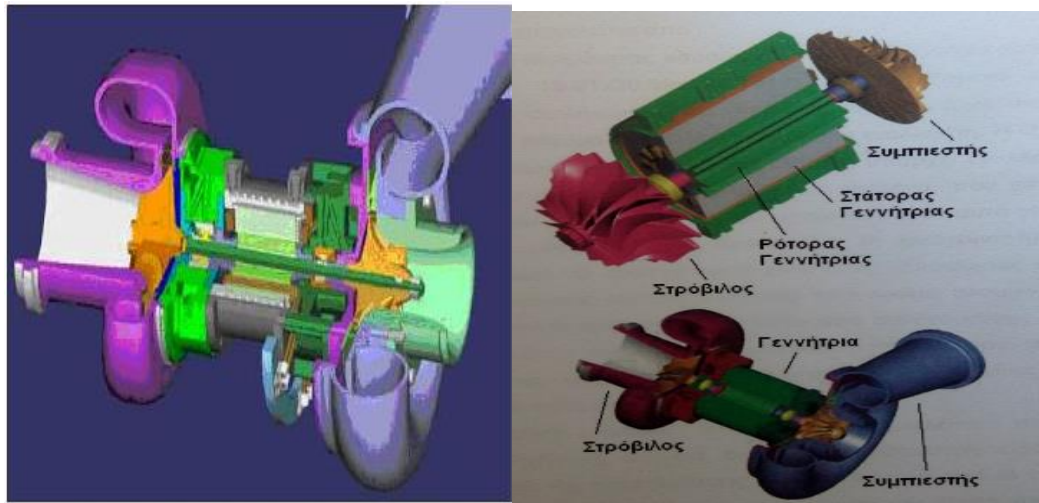
Σχήμα 1.3: Εφαρμογή της εταιρείας Scania για την ανάκτηση της θερμότητας του καυσαερίου με τη χρήση στροβίλου ισχύος (mechanical turbo compounding) τοποθετημένου μετά το στρόβιλο του υπερπληρωτή σε μηχανική σύζευξη με την άτρακτο του κινητήρα [2]

1.2.3 Εκμετάλλευση Ενέργειας Καυσαερίου μέσω του Στροβίλου του Υπερπληρωτή

Η εξέλιξη στον τομέα της τεχνολογίας των στροβιλομηχανών και των ηλεκτρικών μηχανών που συντελέστηκε τις τελευταίες δεκαετίες, παρέχει νέες δυνατότητες στους κατασκευαστές για την αξιοποίηση της αποβαλλόμενης θερμότητας του καυσαερίου από κινητήρα Diesel.

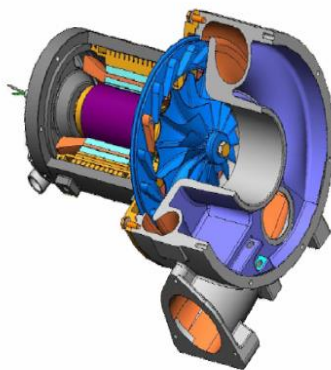
Έτσι, η εταιρία Caterpillar υιοθέτησε μια εναλλακτική διάταξη για την εκμετάλλευση της ενέργειας καυσαερίου χωρίς στρόβιλο ισχύος. Συγκεκριμένα, στο προτεινόμενο σύστημα χρησιμοποιήθηκε τροποποιημένος στρόβιλος για τον υπερπληρωτή, ώστε να καλύπτει όχι μόνο τις ενεργειακές ανάγκες του συμπιεστή αλλά και να μετατρέπει μέρος της αποβαλλόμενης θερμότητας του καυσαερίου σε ηλεκτρική ενέργεια. Ο στρόβιλος του υπερπληρωτή αντικαθιστά το στρόβιλο ισχύος της προηγούμενης τεχνικής. Στη διάταξη αυτή χρησιμοποιήθηκε γεννήτρια υψηλής ταχύτητας, που τοποθετήθηκε στον άξονα του υπερπληρωτή. Η γεννήτρια αυτή είναι μια ηλεκτρική μηχανή, που λειτουργεί εναλλακτικά και ως κινητήρας για την υποβοήθηση του συμπιεστή κατά τη μεταβατική λειτουργία του συστήματος. Τα αποτελέσματα των πρώτων δοκιμών έδειξαν μείωση της ειδικής κατανάλωσης κατά 5% σε μια τυπική διαδρομή. Επιπροσθέτως, παρατηρήθηκε ότι στην περίπτωση που τα εξαρτήματα του υπερπληρωτή, δηλαδή ο συμπιεστής και ο στρόβιλος, έχουν υψηλό βαθμό απόδοσης τότε η μέγιστη τιμή της μείωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου είναι περίπου 9-10%. Στο Σχήμα 1.4 απεικονίζεται

ο τροποποιημένος υπερπληρωτής, που χρησιμοποίησε η εταιρεία Caterpillar για την ανάκτηση μέρους της θερμότητας του αποβαλλόμενου καυσαερίου από κινητήρα Diesel (Electrical Turbo compounding).

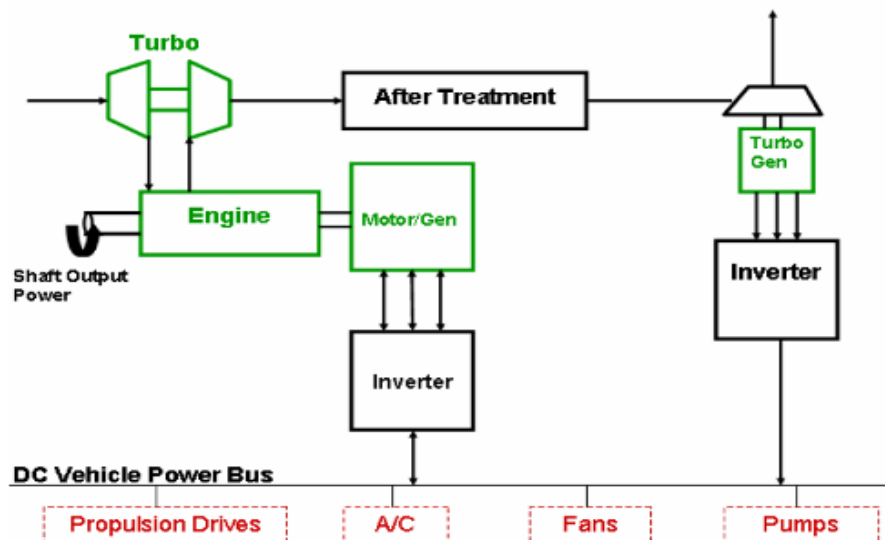


Σχήμα 1.4: Εφαρμογή της εταιρείας Caterpillar με γεννήτρια/μοτέρ τοποθετημένη στον άξονα του υπερπληρωτή για την ανάκτηση θερμότητας καυσαερίου (electrical turbo compounding) [2,3]

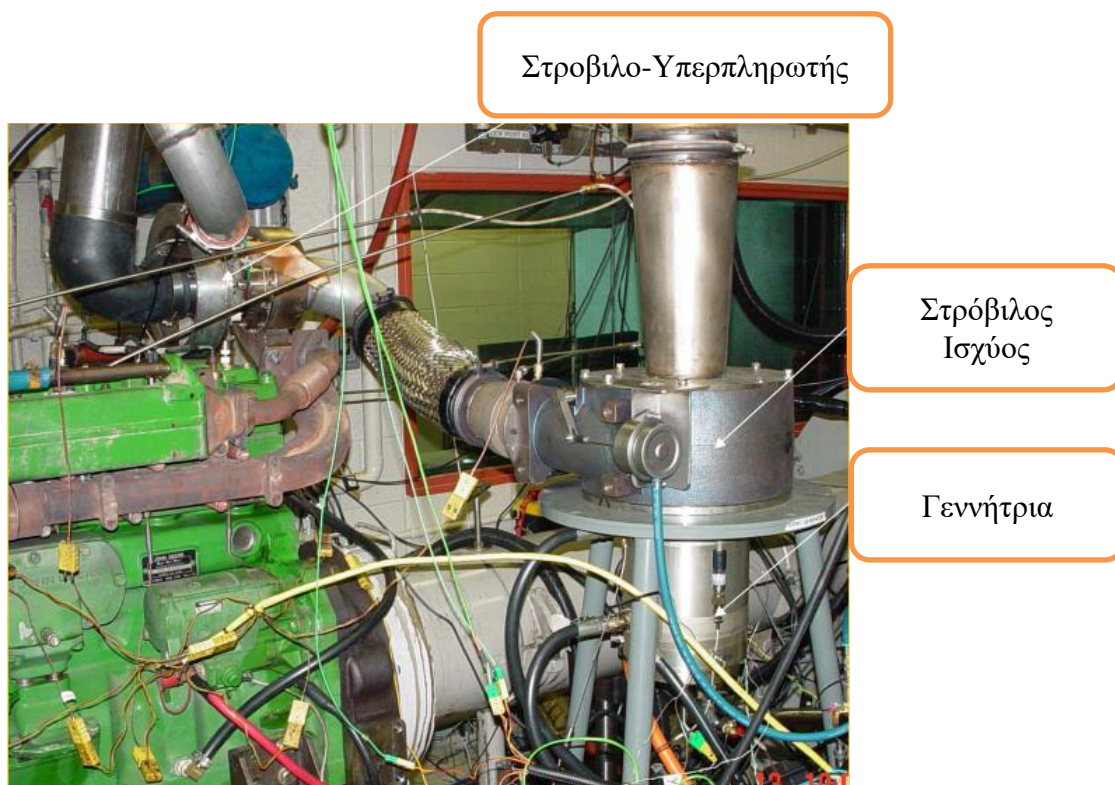
Επίσης, η εταιρεία John Deere πρότεινε μία διαφορετική διάταξη σε σχέση με την προηγούμενη με την τοποθέτηση στροβίλου μετά το σύστημα αντιρρύπανσης και μετατροπής της ενέργειας των καυσαερίων σε ηλεκτρισμό μέσω μιας μικρής γεννήτριας όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.5 και στο Σχήμα 1.6. Τα αποτελέσματα σε αυτήν την περίπτωση έδειξαν μείωση της κατανάλωσης καυσίμου κατά 5% σε έναν τυπικό κύκλο οδήγησης και πάνω από 10% σε υψηλά φορτία. Ενώ όλο το σύστημα, Σχήμα 1.7, μαζί με το μοτέρ/γεννήτρια, παρουσίασε αύξηση στην ισχύ κατά 20% και μείωση της κατανάλωσης καυσίμου κατά 10%.



Σχήμα 1.5: Στροβιλο-υπερπληρωτής- γεννήτρια της εταιρείας John Deere για μετατροπή της ενέργειας των καυσαερίων σε ηλεκτρική [3,4]



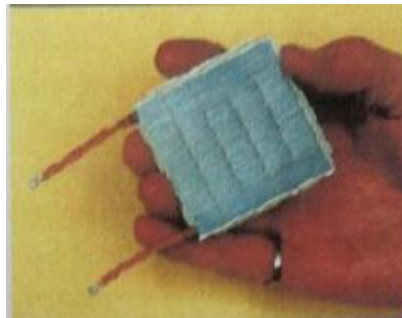
Σχήμα 1.6: Εφαρμογή της εταιρείας John Deer με στροβιλο-υπερπληρωτή και γεννήτρια μετά το σύστημα αντιρρύπανσης για ανάκτηση θερμότητας των καυσαερίων καθώς και μοτέρ/γεννήτρια στη στροφαλοφόρο άτρακτο για ανάκτηση της κινητικής ενέργειας του κινητήρα [3,4]



Σχήμα 1.7: Πλήρες σύστημα της εταιρείας John Deer με στρόβιλο ισχύος και γεννήτρια μετά το σύστημα αντιρρύπανσης για ανάκτηση θερμότητας των καυσαερίων καθώς και μοτέρ/γεννήτρια στη στροφαλοφόρο άτρακτο για ανάκτηση της κινητικής ενέργειας του κινητήρα [3,4]

1.2.4 Εκμετάλλευση Θερμότητας Καυσαερίου με τη χρήση Θερμοηλεκτρικής Γεννήτριας

Μια εναλλακτική μέθοδος ανάκτησης της θερμότητας του καυσαερίου που αποβάλλεται από κινητήρα Diesel, είναι η χρήση των θερμοηλεκτρικών γεννητριών. Η κυριότερη ιδιαιτερότητα της μεθόδου αυτής είναι η έλλειψη μηχανικών τμημάτων. Συγκεκριμένα, η λειτουργία των θερμοηλεκτρικών γεννητριών βασίζεται στο θερμοηλεκτρικό φαινόμενο (φαινόμενο Seebeck). Η θερμοηλεκτρική γεννήτρια κατασκευάζεται από ομάδα στοιχειωδών τμημάτων (modules), που μετατρέπουν απευθείας τη χημική ενέργεια του καυσαερίου σε ηλεκτρική. Η εταιρεία Hi-Z έχει ήδη αναπτύξει θερμοηλεκτρική γεννήτρια 1 kW για κινητήρες Diesel φορτηγού οχήματος. Ωστόσο, ο βαθμός απόδοσης των τωρινών θερμοηλεκτρικών υλικών είναι περιορισμένος έχοντας ως αποτέλεσμα την ακαταλληλότητά τους για πρακτικές εφαρμογές. Στο Σχήμα 1.8 απεικονίζεται το στοιχειώδες τμήμα (module) θερμοηλεκτρικής γεννήτριας, ενώ στο Σχήμα 1.9 δίνεται η διάταξη θερμοηλεκτρικής γεννήτριας εγκατεστημένης στον αποσιωπητήρα (muffler) της εξαγωγής του κινητήρα ενός φορτηγού.



Σχήμα 1.8: Στοιχειώδες τμήμα (module Hz-14) της θερμοηλεκτρικής γεννήτριας της εταιρείας Hi-Z [2]



Σχήμα 1.9: Εφαρμογή της εταιρείας Hi-Z σε βαρύ όχημα με εγκατάσταση θερμοηλεκτρικής γεννήτριας για την ανάκτηση της θερμότητας του καυσαερίου [2]

Ωστόσο, στο μέλλον αναμένεται σημαντική βελτίωση του βαθμού απόδοσης των θερμοηλεκτρικών γεννητριών που αποτελούνται από θερμοηλεκτρικά υλικά με ειδικές εκδόσεις στοιχείων Quantum Well. Οι γεννήτριες αυτές πρόκειται να έχουν βαθμό μετατροπής (απόδοσης) άνω του 20%. Σε αυτή την περίπτωση, η προκαλούμενη βελτίωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα Diesel αναμένεται να είναι της τάξης του 8 με 10% [2].

1.2.5 Ανάκτηση Θερμότητας Καυσαερίου με χρήση Συστήματος Κύκλου Rankine

Η τεχνολογία εκμετάλλευσης τμήματος της απορριπτόμενης θερμότητας καυσαερίου του κινητήρα Diesel με τη χρήση κύκλου Rankine έχει εξεταστεί στο παρελθόν και είναι ο στόχος της παρούσης διπλωματικής εργασίας με χρήση του προγράμματος GT-Power σε κύκλο πόλης WTVc. Στη συνέχεια αναφέρονται οι σημαντικότερες προσπάθειες, που έγιναν τις τελευταίες δεκαετίες, για την εφαρμογή της συγκεκριμένης τεχνικής σε κινητήρες Diesel βαρέων οχημάτων.

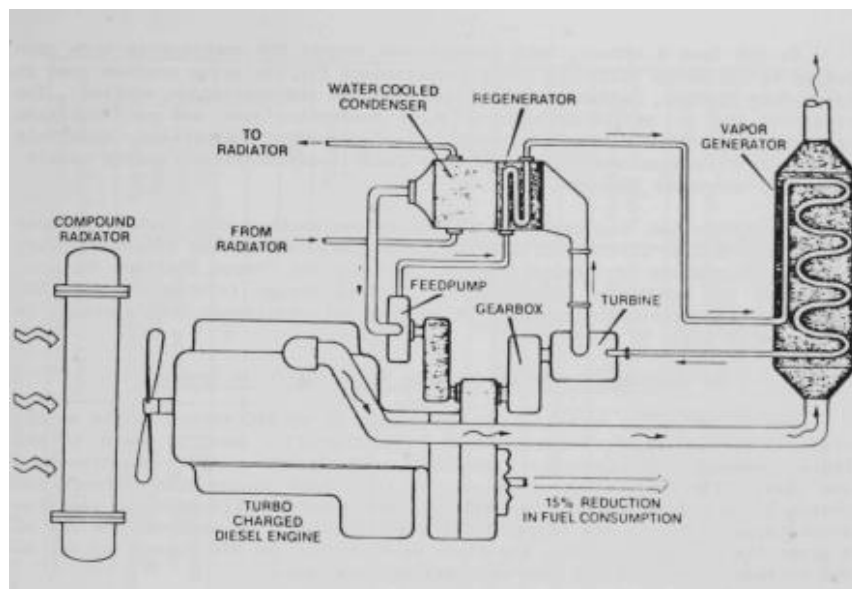
Στη δεκαετία του 1970 οι εταιρίες Mack Trucks και Thermo Electron συνεργάστηκαν στα πλαίσια ερευνητικού προγράμματος, το οποίο χρηματοδοτήθηκε από το Υπουργείο Ενέργειας των ΗΠΑ (DOE) [2]. Στόχος της ερευνητικής προσπάθειας ήταν η κατασκευή συστήματος οργανικού κύκλου Rankine, που εγκαταστάθηκε σε κινητήρα Diesel (μοντέλο ENDT-676) βαρέος οχήματος της εταιρίας Mack Trucks. Το εργαζόμενο μέσο που χρησιμοποιήθηκε ήταν η φλουορινόλη-50 (Fluorinol-50), το οποίο είναι ένα μίγμα αποτελούμενο κατά 50% από τριφλουοροαιθανόλη και κατά 50% από νερό. Στο Σχήμα 1.10 απεικονίζεται η διάταξη του κύκλου Rankine, που χρησιμοποιήθηκε στη συγκεκριμένη εφαρμογή, και η οποία αποτελείται από:

- Εναλλάκτη θερμότητας καυσαερίου και εργαζόμενου μέσου. Ο εναλλάκτης έχει διαστάσεις 19.81×30.99×128.78cm. Το εργαζόμενο μέσο ρέει διαμέσου ελικοειδών σωληνώσεων με πτερύγια, ενώ το ρεύμα του καυσαερίου ρέει στην εξωτερική πλευρά των σωληνώσεων του εναλλάκτη. Η εξωτερική διάμετρος των σωληνώσεων είναι 9.5mm. Στη διάταξη υπάρχει εναλλακτική διαδρομή για το καυσαέριο με αντίστοιχη βαλβίδα και σωλήνα, που επιτρέπει στο ρεύμα του καυσαερίου την παράκαμψη του εναλλάκτη, όταν αυτό απαιτηθεί.
- Ολοκληρωμένη συσκευή ανακομιστή (ή αναγεννητή) θερμότητας μαζί με συμπυκνωτή. Ο συμπυκνωτής είναι ένας υδρόψυκτος πλακοειδής εναλλάκτης με πτερυγώσεις κατασκευασμένος από κράμα αλουμινίου. Ο εναλλάκτης του ανακομιστή θερμότητας αποτελείται από συνεχόμενους πτερυγωτούς σωλήνες, με

κατάλληλη εσωτερική διαμόρφωση προκειμένου να αυξηθεί η μεταφορά θερμότητας. Οι δυο αυτοί εναλλάκτες θερμότητας είναι τοποθετημένοι μαζί ως μια ενιαία συσκευή.

- Τροφοδοτική Αντλία. Η αντλία αποτελείται από τρεις κυλίνδρους τοποθετημένους ακτινικά διαθέτοντας μεταβλητό εκτόπισμα. Στην κανονική λειτουργία της εγκατάστασης, η αντλία κινείται από το στρόβιλο εκτόνωσης του κύκλου Rankine. Ωστόσο, στην εκκίνηση του συστήματος η απαιτούμενη ισχύς για την κίνηση της αντλίας δίνεται από τον κινητήρα Diesel.
- Στρόβιλος εκτόνωσης με ενσωματωμένο κιβώτιο ταχυτήτων. Ο στρόβιλος που χρησιμοποιείται έχει 3 βαθμίδες με αξονική διεύθυνση της ροής του εργαζόμενου μέσου. Ο ρότορας των δύο πρώτων βαθμίδων του στροβίλου έχει διάμετρο 6.22 cm και ο ρότορας της τρίτης βαθμίδας έχει διάμετρο 7.22 cm. Ο λόγος εκτόνωσης στο στρόβιλο είναι 7.51 και η ταχύτητα περιστροφής στον άξονα του στροβίλου είναι 60000 rpm. Το ενσωματωμένο κιβώτιο ταχυτήτων τοποθετείται για την απευθείας σύζευξη του στροβίλου-εκτονωτή με τον άξονα του κινητήρα Diesel.
- Ενιαίο ψυγείο κινητήρα και κύκλου Rankine, που αποτελείται από δύο ξεχωριστά τμήματα ψυγείου τοποθετημένα το ένα πίσω από το άλλο. Το πρώτο τμήμα καλύπτει τις ψυκτικές ανάγκες του κινητήρα Diesel, όπου το ψυκτικό υγρό του έχοντας απορροφήσει τη θερμότητα από τα χιτώνια των κυλίνδρων και τα άλλα τμήματα του κινητήρα αποβάλλει τη θερμότητά του στο περιβάλλον. Το δεύτερο τμήμα του ψυγείου καλύπτει τις ψυκτικές ανάγκες του κύκλου Rankine όπου αποβάλλεται η θερμότητα της συμπύκνωσης του εργαζόμενου μέσου.
- Ανεμιστήρας ψύξης προκειμένου να ενισχυθεί η ροή του αέρα ψύξης, που κατευθύνεται προς το ενιαίο ψυγείο του κινητήρα Diesel και του κύκλου Rankine. Η κίνηση του ανεμιστήρα επιτυγχάνεται μέσω του κινητήρα Diesel και η ταχύτητα περιστροφής του ρυθμίζεται με αυτόματο τρόπο, ώστε να καλύπτονται οι ανάγκες ψύξης.

Στη συγκεκριμένη διάταξη αναπτύχθηκε μέθοδος για τον καθαρισμό του εναλλάκτη θερμότητας του καυσαερίου από τις επικαθίσεις αιθάλης στις επιφάνειες επαφής του που μειώνουν τη μετάδοση θερμότητας. Οι επικαθίσεις (fouling) αυτές δημιουργούνται λόγω της ψύξης της αιθάλης του καυσαερίου σε μερικά σημεία του εναλλάκτη θερμότητας.



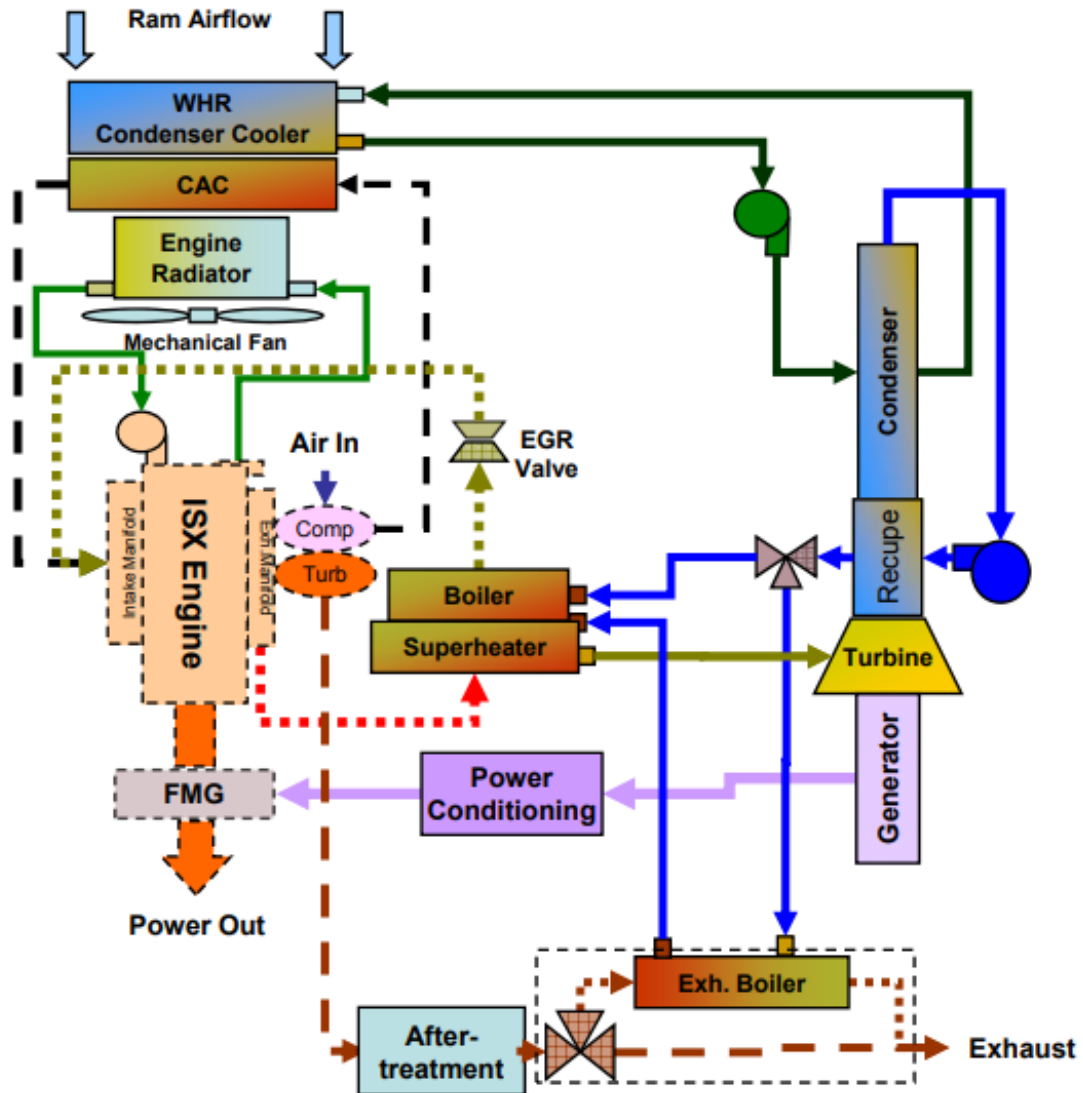
Σχήμα 1.10 Διάταξη οργανικού κύκλου Rankine για την ανάκτηση θερμότητας του καυσαερίου σε βαρύ όχημα (εφαρμογή της εταιρείας Thermo Electron) [5]

Οι εργαστηριακές δοκιμές αποκάλυψαν βελτίωση στη παραγόμενη ισχύ από 11 έως και 16% διατηρώντας σταθερή την κατανάλωση καυσίμου. Ακολούθως, η εγκατάσταση του κύκλου Rankine και του κινητήρα Diesel προσαρμόστηκαν σε βαρύ όχημα και έγιναν δοκιμές σε τυπικές διαδρομές εκτός πόλης και σε αυτοκινητόδρομο, όπου διαπιστώθηκε η δυνατότητα μείωσης της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου έως και 12.5%.

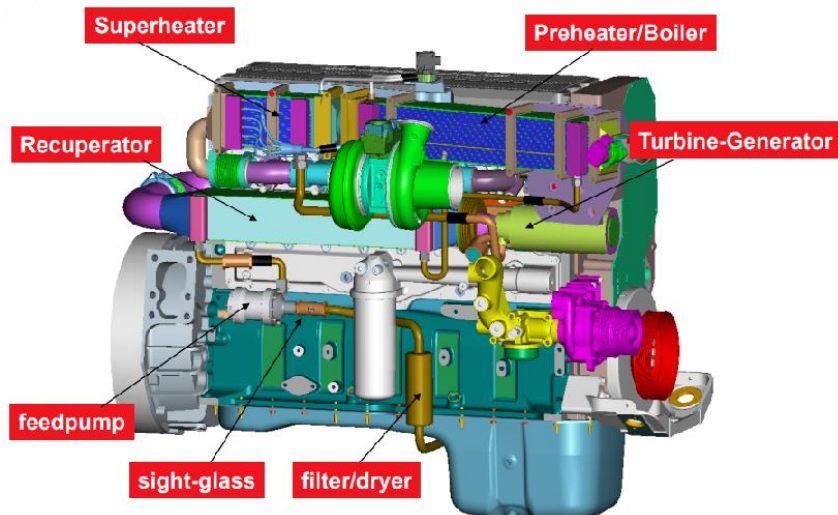
Το 2005 οι Chammas and Clodic, δημοσίευσαν μία μελέτη σχετικά με την πιθανότητα ανάκτησης θερμότητας από τα καυσαέρια και το σύστημα ψύξης ενός υβριδικού ηλεκτρικού οχήματος (HEV) με βενζινοκινητήρα των 1,4 L [1]. Η ανακτώμενη θερμική ενέργεια των καυσαερίων μετατρέπονταν σε ηλεκτρική ισχύ μέσω ενός εκτονωτή και χρησιμοποιούνταν για τις βοηθητικές συσκευές. Νερό-ατμός και άλλα οργανικά μέσα αξιολογήθηκαν μέσω προσομοιώσεων. Το νερό παρουσίασε πολύ καλή απόδοση (βελτίωση κατανάλωσης καυσίμου μεταξύ 12 και 27%), αλλά επίσης και κάποια προβλήματα όπως η απαίτηση για περίπλοκη σχεδίαση των εκτονωτών. Πολύ καλή απόδοση διαπιστώθηκε και για το ισοπεντάνιο ή R245ca (βελτίωση κατανάλωσης καυσίμου μεταξύ 17 και 32%), αλλά τα περιβαλλοντικά θέματα ασφαλείας ήταν επίσης ένα ζήτημα.

Το 2006, ο Arias πρότεινε διάφορες, υπολογιστικά προσομοιωμένες, διατάξεις συστήματος ORC για την ανάκτηση θερμότητας από τα καυσαέρια, το ψυκτικό κύκλωμα καθώς και από συνδυασμό των δύο [1]. Οι διατάξεις ORC ήταν εγκατεστημένες σε κινητήρα βενζίνης υβριδικής τεχνολογίας αυτοκινήτου. Η διάταξη με την προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου από το μπλόκ του κινητήρα και στη συνέχεια με την υπερθέρμανσή του από τα καυσαέρια βρέθηκε να είναι η πιο υποσχόμενη με 8.1% θερμικό βαθμό απόδοσης του κύκλου.

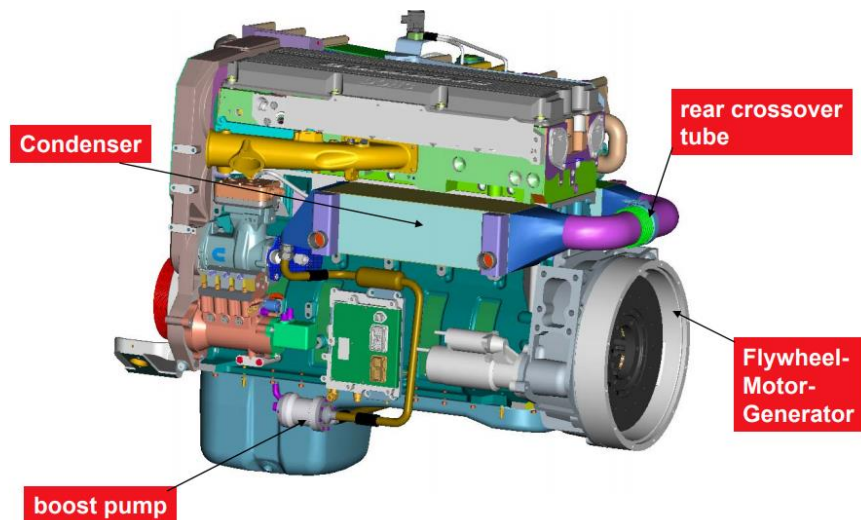
Η αυτοκινητοβιομηχανία Cummins, το 2005, ξεκίνησε να μελετάει ένα σύστημα ORC σε ένα μοντέλο ISX HDDE όπως φαίνεται στα Σχήματα 1.11, 1.12 και 1.13 [1]. Ο Nelson το 2009 ανέφερε σε παρουσίασή του, όσον αφορά την δραστηριότητα της εταιρίας Cummins όπου ανακτούσε θερμότητα από καυσαέρια και από το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR), ότι η βελτίωση της απόδοσης του συστήματος SCR (αντιμετώπισης NOx) μειώνει τα οφέλη από ένα σύστημα ORC με ανάκτηση θερμότητας από το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR).



Σχήμα 1.11: Μοντέλο ανάκτησης θερμότητας από καυσαέρια και από το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) με στόχο, σύμφωνα με τον Nelson, τη βελτίωση της κατανάλωσης καυσίμου κατά 10% [6]



Σχήμα 1.12: Πλάγια όψη μοντέλου ανάκτησης θερμότητας από καυσαέρια και από σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) με στόχο, σύμφωνα με τον Nelson, τη βελτίωση της κατανάλωσης καυσίμου κατά 10% [6]



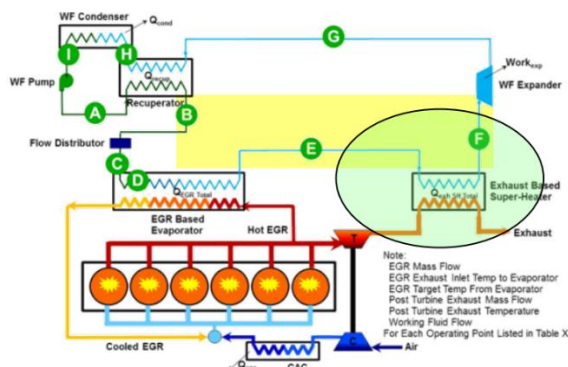
Σχήμα 1.13: Πλάγια όψη μοντέλου ανάκτησης θερμότητας από καυσαέρια και από σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) με στόχο, σύμφωνα με τον Nelson, τη βελτίωση της κατανάλωσης καυσίμου κατά 10% [6]

Ο Endo (Honda), το 2007, δημοσίευσε την εφαρμογή κύκλου Rankine νερού-ατμού για την ανάκτηση θερμότητας καυσαερίων από βενζινοκινητήρα 2 L εγκατεστημένου σε υβριδικό όχημα [1]. Ο ατμοποιητής ήταν ενσωματωμένος με τον καταλυτικό μετατροπέα για τον περιορισμό των διαστάσεων. Ο εκτονωτής που χρησιμοποιήθηκε ήταν swash αξονικής ροής πιστονοειδούς τύπου ενσωματωμένος με τη γεννήτρια. Τα αποτελέσματα για το συνδυασμένο σύστημα έδειξαν βελτίωση 3,8% του θερμικού βαθμού απόδοσης σε σχέση με τον βενζινοκινητήρα για σταθερή ταχύτητα 100 km/h.

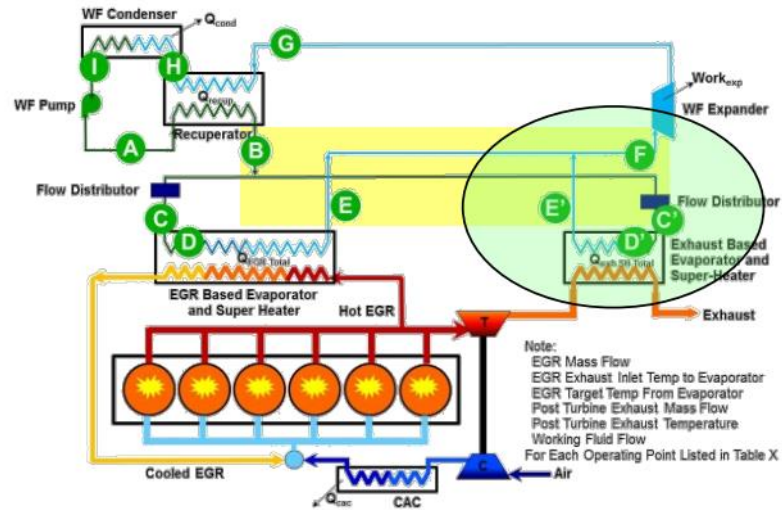
Η BMW, το 2008-2009, ανέφερε την εφαρμογή συστήματος ORC σε επιβατικά αυτοκίνητα, με την ονομασία Turbosteamer, για την ανάκτηση θερμότητας από υψηλής θερμοκρασίας καυσαέρια και από χαμηλής θερμοκρασίας ψυκτικό σύστημα [1]. Τα εργαζόμενα μέσα ήταν νερό-ατμός για το κύκλωμα των υψηλών θερμοκρασιών και αιθανόλη για το κύκλωμα των χαμηλών θερμοκρασιών. Χρησιμοποιήθηκαν εκτονωτές τύπου vane και για τα δύο κυκλώματα. Τα αποτελέσματα έδειξαν αύξηση στην παραγόμενη ισχύ κατά 15% για την ίδια κατανάλωση καυσίμου, ενώ γενικά μια αύξηση κατά 10% θεωρήθηκε ως μία εφικτή τιμή για σχετικά σταθερές συνθήκες λειτουργίας.

Οι Daimler και Detroit Diesel το 2011, στο πλαίσιο του προγράμματος SUPER TRUCK του DOE (Υπουργείο Ενέργειας Ηνωμένων Πολιτειών), μελέτησαν την ανάκτηση θερμότητας καυσαερίων σε βαρύ όχημα [1]. Οι πηγές θερμότητας ήταν το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) και τα καυσαέρια, και το εργαζόμενο μέσο η αιθανόλη. Βασική επιλογή για την εκτόνωση είναι οι εμβολοφόροι εκτονωτές και οι κοχλιωειδείς, εξαιτίας της ικανότητας διαχείρισης διφασικής εκτόνωσης εργαζόμενου μέσου.

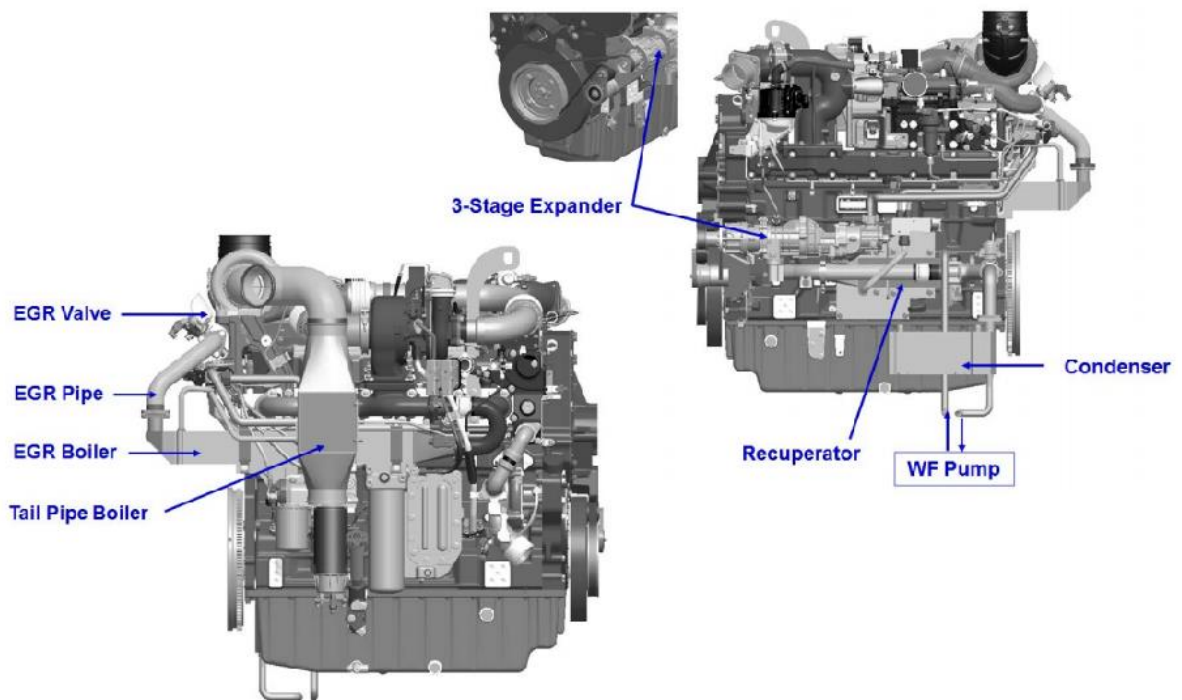
Η εταιρεία Eaton, το 2013, αναφέρει σε έρευνά της την εφαρμογή συστήματος ανάκτησης θερμότητας σε κινητήρα John Deere 470 KW και 13,5 L [1,7]. Η μελέτη προσομοίωσης, σχετικά με την απόδοση του κινητήρα, παρουσιάστηκε και αξιολογήθηκε σε σχέση με πειραματικά αποτελέσματα. Η προσομοίωση αφορούσε την ανάκτηση θερμότητας από σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) και από καυσαέρια, συγκρίνοντας δύο συστήματα ORC το ένα με τις πηγές θερμότητας σε σειρά και το άλλο με τις πηγές θερμότητας παράλληλα, ενώ και στα δύο συστήματα χρησιμοποιήθηκε αναγεννητής θερμότητας (recuperator). Στα Σχήματα 1.14 και 1.15 παρουσιάζονται οι δύο προσομοιώσεις σε σειρά και παράλληλα αντίστοιχα. Τελικά, λόγω πλεονεκτημάτων στο σύστημα ελέγχου, στο καλιμπράρισμα και στη λειτουργία, η επικρατέστερη εφαρμογή κρίθηκε αυτή με τις πηγές θερμότητας εν παραλλήλω, με βελτίωση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου κατά 6%. Επίσης αξιολογήθηκε πολυβάθμιος και μονοβάθμιος εκτονωτής χρησιμοποιώντας αιθανόλη ως εργαζόμενο μέσο. Ο κινητήρας με το ORC φαίνεται στο Σχήμα 1.16.



Σχήμα 1.14: Ανάκτηση θερμότητας, από σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) και από καυσαέρια, με τις πηγές θερμότητας σε σειρά [7]



Σχήμα 1.15: Ανάκτηση θερμότητας, από σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) και από καυσαέρια, με τις πηγές θερμότητας εν παραλλήλω [7]



Σχήμα 1.16: Κινητήρας της εταιρείας Eaton με ανάκτηση θερμότητας, από σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) και από καυσαέρια [7]

Ο Hino το 2014 δημοσίευσε αποτελέσματα σχετικά με τον σχεδιασμό και την εφαρμογή του ORC για ανάκτηση θερμότητας από το ψυκτικό των βαρέων οχημάτων [1]. Η ενέργεια του ψυκτικού μέσου αυξάνονταν συλλέγοντας θερμότητα από τα καυσαέρια και το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR), αυξάνοντας την θερμοκρασία του ψυκτικού πάνω από τους 105°C. Έτσι, παρατηρήθηκε μια βελτίωση στην κατανάλωση καυσίμου 7,5% με εργαζόμενο μέσο το HFE (Υδρο-φλορο-αιθέρας).

Στο εργαστήριο Μ.Ε.Κ. του Ε.Μ.Π. υπάρχει σημαντικό παρελθόν έρευνας στο συγκεκριμένο θέμα. Στη διδακτορική διατριβή του, ο Χ. Κατσάνος [2] μελέτησε, μεταξύ άλλων, μια εγκατάσταση για βαρέος τύπου οχήματα χρησιμοποιώντας ORC για ανάκτηση θερμότητας· μελετήθηκε επίσης τόσο η επίδραση σχεδίασης του ατμοποιητή, όσο και η ανάκτηση θερμότητας από το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) και από τα καυσαέρια. Διαπιστώθηκε μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά 7,5%. Επίσης λήφθηκε υπόψη η επίδραση του ταιριάσματος του συστήματος ORC στην θερμική διαχείριση (thermal management) του κινητήρα, απαιτώντας κατά αυτόν τον τρόπο ψυγείο (radiator) με 20% αυξανόμενες δυνατότητες απόρριψης θερμότητας. Η ανάκτηση θερμότητας από EGR είναι επιπλέον επικοδομητική επειδή αφαιρεί θερμικό φορτίο άμεσα από τον κινητήρα επομένως μειώνεται και η απαιτούμενη ισχύς που θα έπρεπε να δώσουν οι βοηθητικές συσκευές.

Επίσης σε εργασία η οποία διεκπεραιώθηκε από την ερευνητική ομάδα του Καθηγητή Ε.Μ.Π. Δρ. Θ. Χουντάλα το 2012, αξιολογήθηκε η δυνατότητα ανάκτησης θερμότητας από την ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης (CAC), μαζί με την μελέτη αξιολόγησης για χρήση ατμού ή οργανικού ρευστού (R-245ca) ως εργαζόμενο μέσου [26]. Τα αποτελέσματα έδειξαν βελτίωση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου της τάξης του 11,3% με το οργανικό εργαζόμενο μέσο και 9% χρησιμοποιώντας ατμό, σε διάταξη με ανάκτηση θερμότητας από το σύστημα ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης (CAC) και από το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

Συνιστώσες και Χαρακτηριστικά Κύκλου Rankine

2.1 Γενικά για τους Κύκλους Rankine

Ο ORC είναι ένας κύκλος Rankine στον οποίο το εργαζόμενο μέσο είναι ένα οργανικό ρευστό με υψηλότερη μοριακή μάζα και χαμηλότερο σημείο βρασμού συγκρινόμενο με τα χαρακτηριστικά του νερού-ατμού. Αυτή η τεχνολογία ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας έχει τη δυνατότητα να ανακτά χαμηλού-μεσαίου θερμοκρασιακού επιπέδου θερμότητα σε διάφορες εφαρμογές: μηχανές εσωτερικής καύσης, γεωθερμικές εφαρμογές, ηλιακά θερμικά συστήματα, εφαρμογές βιομάζας και βιομηχανικές διαδικασίες.

Όσον αφορά την ανάκτηση θερμότητας στις μηχανές εσωτερικής καύσης, τα συστήματα ORC είναι τα περισσότερο ανεπτυγμένα και εμπορευματοποιημένα για εφαρμογές μόνιμων συνθηκών λειτουργίας (ταχύτητα περιστροφής, φορτίο) παραγωγής ισχύος. Οι ναυτικές εφαρμογές είναι σε ένα υποσχόμενο στάδιο ανάπτυξης εξαιτίας των σταθερών λειτουργικών χαρακτηριστικών, και ήδη κάποια προϊόντα είναι στο εμπόριο. Οι εντός και εκτός δρόμου εφαρμογές οχημάτων είναι σε φάση έρευνας όπως φαίνεται και από την ιστορική αναδρομή στην Παράγραφο 1.2.5 και αναμένεται να εισέλθουν σε εμπορική φάση το 2020, ειδικά για τα συστήματα ανάκτησης θερμότητας φορτηγών μεγάλων διαδρομών, των οποίων ο οδηγικός κύκλος προσεγγίζει περισσότερο τις μόνιμες συνθήκες λειτουργίας. Οι εφαρμογές οχημάτων με λιγότερο σταθερές συνθήκες λειτουργίας αποτελούν μια πρόκληση εξαιτίας των μη σταθερών λειτουργικών προφίλ, τα οποία οδηγούν στην ανάγκη εφαρμογής στρατηγικών ελέγχου ακριβείας με στόχο να πετύχουν υψηλή απόδοση, αξιοπιστία και ανθεκτικότητα. Παράλληλα, τα θέματα ασφαλείας, όπως η αντιμετώπιση εύφλεκτων εργαζόμενων μέσων, πρέπει να ληφθούν σοβαρά υπόψη [1].

Η μείωση του CO₂ είναι εκ των ουσιαστικών τεχνολογικών οδηγιών στις έρευνες των MEK τα τελευταία χρόνια, έχοντας ως βάση τις κυβερνητικές δεσμεύσεις για περιορισμό του φαινομένου του θερμοκηπίου. Στην πραγματικότητα οι MEK «σπαταλούν» 35-40% της ενέργειας του καυσίμου η οποία εάν ανακτηθεί θα αποφέρει τεράστια βελτίωση του βαθμού απόδοσης. Όταν αυτή η ανάκτηση γίνεται μέσω ORC, η θερμότητα των καυσαερίων των MEK

μεταφέρεται σε ένα υγρό το οποίο εξατμίζεται στον ατμοποιητή και αποτονώνεται σε έναν εκτονωτή ο οποίος παράγει μηχανική ενέργεια [10]. Στη συνέχεια, συμπυκνώνεται στον συμπυκνωτή με τη βοήθεια ρευστού χαμηλότερης θερμοκρασίας (ψυκτικό υγρό κινητήρα ή αέρας) προκειμένου να υγροποιηθεί έτσι ώστε η αύξηση της πίεσης να γίνει με τη βοήθεια αντλίας. Αν δεν γινόταν η συμπύκνωση, θα απαιτούνταν συμπιεστής για την αύξηση της πίεσης ο οποίος και θα καταλάωνε περισσότερη ισχύ.

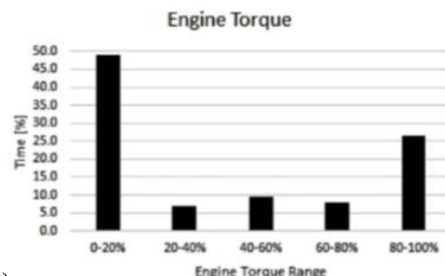
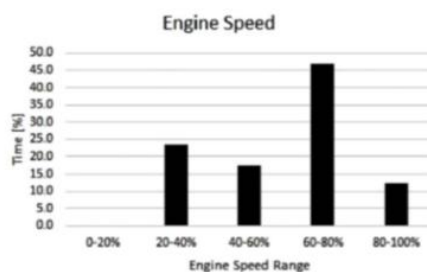
2.2 Τυπικά Λειτουργικά Προφίλ Οχημάτων

Στο πρώτο στάδιο ανάπτυξης των συστημάτων ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας, είναι πολύ σημαντικό να μελετηθούν τα πραγματικά λειτουργικά προφίλ (οδηγικός κύκλος – duty cycle), έτσι ώστε να υπάρχει μια σωστή ιδέα για το ποιό είναι το σημείο λειτουργίας του κινητήρα στο οποίο πρέπει να σχεδιασθεί και να βελτιστοποιηθεί το σύστημα ORC. Το βέλτιστο αυτό σημείο είναι εκείνο στο οποίο ο κινητήρας δουλεύει στη μεγαλύτερη διάρκεια του λειτουργικού κύκλου του. Κάποια βέλτιστα σημεία είναι πιο κατάλληλα από κάποια άλλα εάν λάβουμε υπόψη για παράδειγμα, τα επίπεδα ροής μάζας των καυσαερίων και θερμοκρασιών.

Κάποια παραδείγματα έχουν αναφερθεί στα Σχήματα 2.1 και 2.2 σχετικά με τυπικές εφαρμογές εντός και εκτός δρόμου οχημάτων. Τα δεδομένα έχουν αποκτηθεί από την εταιρεία Ricardo και από την υπηρεσία EPA των Ηνωμένων Πολιτειών και αναφέρουν σε τι ποσοστό χρόνου έχουμε συγκεκριμένα προφίλ ταχύτητας και ροπής.



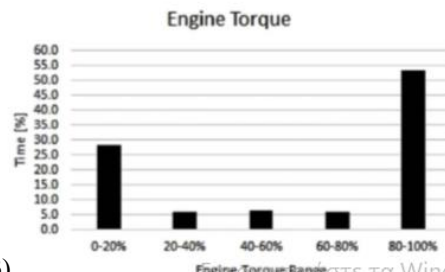
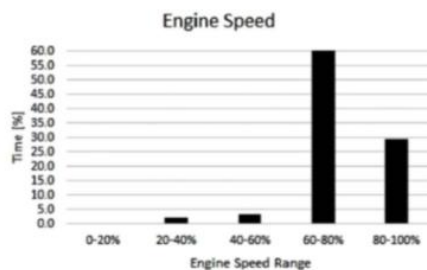
Long-haul Truck
Engine: 350 kW
City Profile



(α)



Long-haul Truck
Engine: 350 kW
Highway Profile

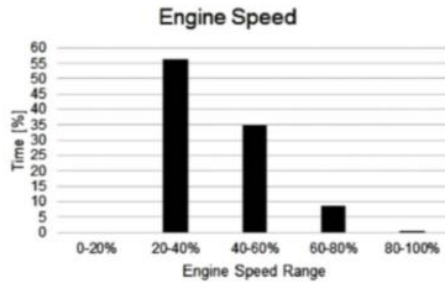


(β)

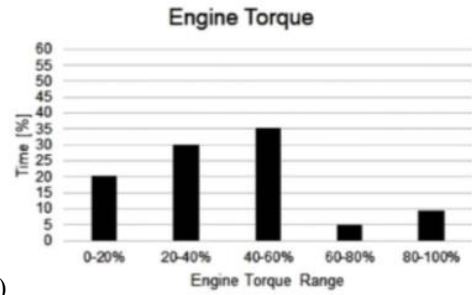
Σχήμα 2.1: Διάγραμμα ποσοστού εύρους ταχύτητας και ροπής σε σχέση με το ποσοστό συνολικού χρόνου λειτουργίας για εντός δρόμου οχήματα [1]



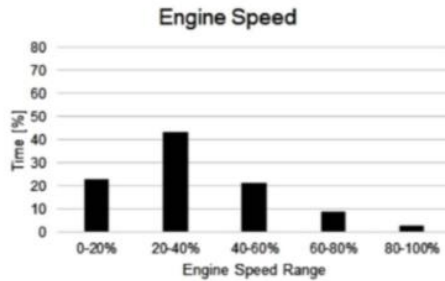
City Line Bus
Engine: 190 kW Eu V
(DOC+DPF+SCR)
City Line Profile



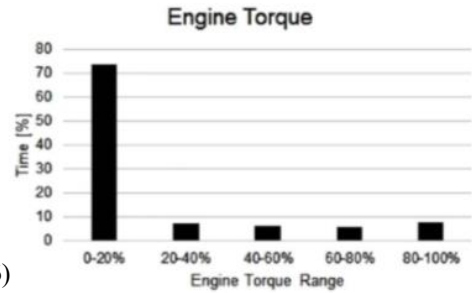
(γ)



City Line Diesel-Hybrid Bus
Engine: 161 kW + 120 kW
(el.) Eu V
(DOC+DPF+SCR)
City Line Profile



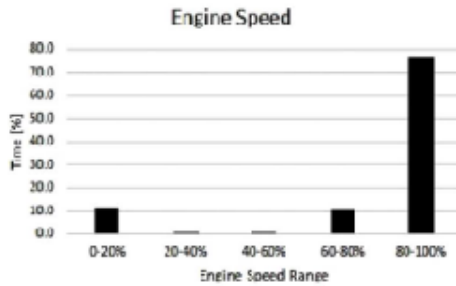
(δ)



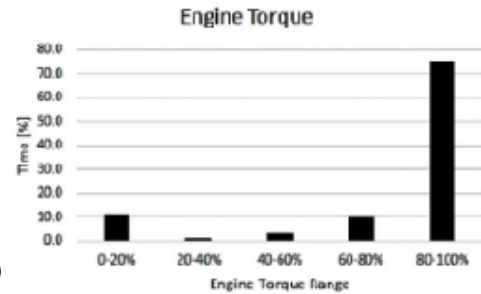
Σχήμα 2.1: Διάγραμμα ποσοστού εύρους ταχύτητας και ροπής σε σχέση με το ποσοστό συνολικού χρόνου λειτουργίας για εντός δρόμου οχήματα [1]



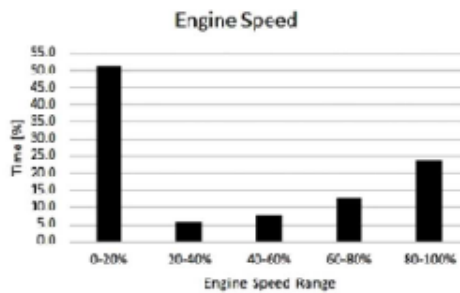
Agricultural Tractor
Engine: 300 kW
Mulching/Field Work
Profile



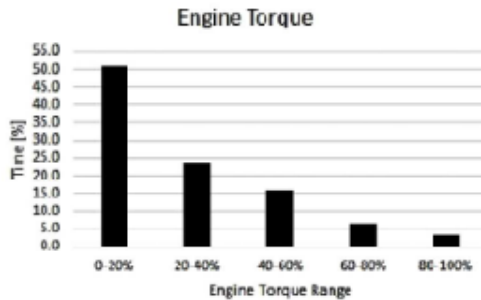
(α)



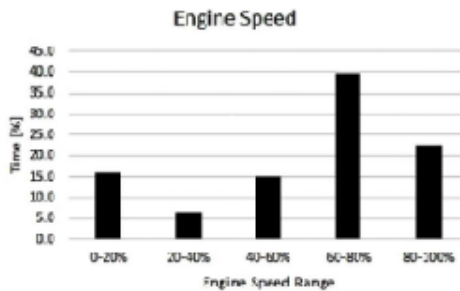
Backhoe Loader
Engine Power Range: 50 -
100 kW



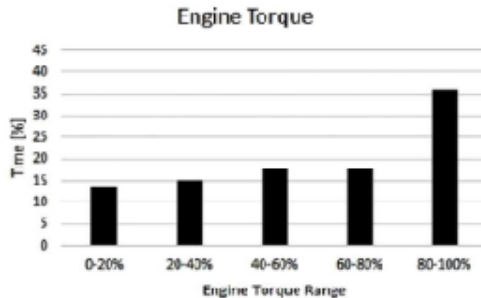
(β)



Crawler Loader / Dozers
Engine Power Range:
50 - 600 kW



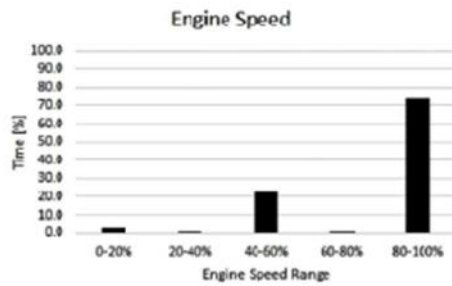
(γ)



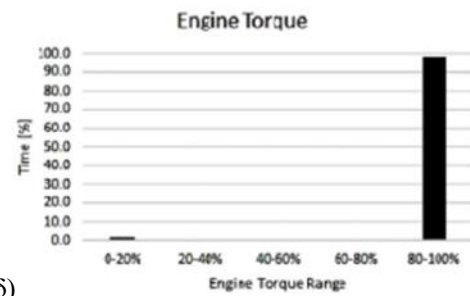
Σχήμα 2.2: Διάγραμμα ποσοστού εύρους ταχύτητας και ροπής σε σχέση με το ποσοστό συνολικού χρόνου λειτουργίας για εκτός δρόμου οχήματα [1]



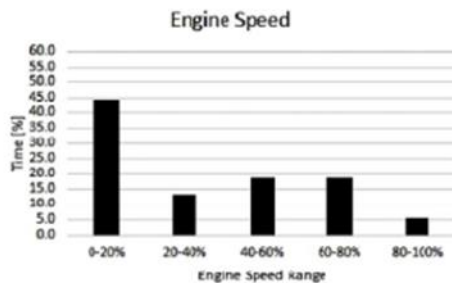
Excavator
Engine Power Range:
60 - 400 kW



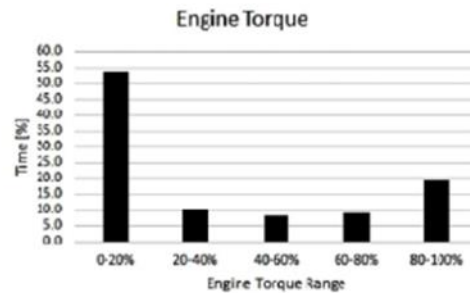
(δ)



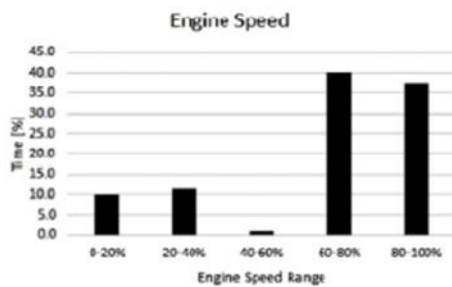
Wheel Loader
Engine Power Range:
50 - 400 kW



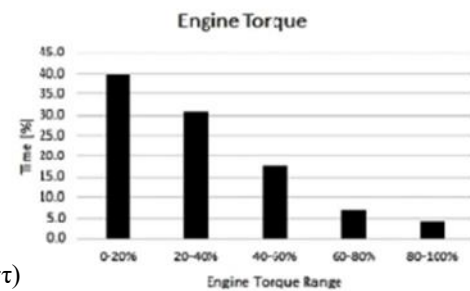
(ε)



Skid Steer Loader
Engine Power Range:
40 - 80 kW



(στ)



Σχήμα 2.2: Διάγραμμα ποσοστού εύρους ταχύτητας και ροπής σε σχέση με το ποσοστό συνολικού χρόνου λειτουργίας για εκτός δρόμου οχήματα [1]

Στο Σχήμα 2.1.α απεικονίζεται το προφίλ ενός κινητήρα φορτηγού, σε έναν τυπικό κύκλο πόλης, ο οποίος λειτουργεί για το περισσότερο διάστημα σε χαμηλά-μεσαία επίπεδα στροφών, εξαιτίας της λειτουργίας στο ρελαντί λόγω κίνησης. Στο Σχήμα 2.1.β δίνεται το λειτουργικό προφίλ για εκτός πόλης μεγάλα δρομολόγια του ίδιου κινητήρα. Όπως μπορεί να διαπιστωθεί, ο κινητήρας λειτουργεί περισσότερο σε μεσαία-υψηλά επίπεδα στροφών, και τα προφίλ της ταχύτητας και της ροπής είναι περισσότερο σταθερά κατά τη διάρκεια του χρόνου, επομένως είναι και πιο ευνοϊκή περίπτωση για τη χρήση συστήματος ORC.

Στην περίπτωση του λεωφορείου στην πόλη, Σχήμα 2.1.γ, ο κινητήρας λειτουργεί τον περισσότερο χρόνο σε χαμηλά-μεσαία επίπεδα ροπής και ταχύτητας λόγω κίνησης. Επιπλέον, μπορεί να παρατηρηθεί, ειδικά στην περίπτωση του Euro V Diesel-Υβριδικού λεωφορείου, Σχήμα 2.1.δ, πώς η ταχύτητα περιστροφής και η ροπή είναι περισσότερο συγκεντρωμένες στην στήλη 0-20%. Πράγματι, για αυτές τις εφαρμογές, η μηχανή εσωτερικής καύσης σβήνει για ένα μέρος του χρόνου λειτουργίας, και η ώθηση δίνεται από τον ηλεκτροκινητήρα. Για αυτούς τους λόγους, η εφαρμογή συστήματος ORC είναι δύσκολο να εφαρμοσθεί, εξαιτίας της χαμηλής παροχής καυσαερίων σε χαμηλές θερμοκρασίες (ο κινητήρας είναι επίσης μικρότερος σχετικά με έναν μη υβριδικό-Diesel κινητήρα αυτοκινήτου). Ένα πιθανό πλεονέκτημα, σε υβριδική

εφαρμογή, θα μπορούσε να συσχετισθεί με το περισσότερο σταθερό λειτουργικό προφίλ του κινητήρα ο οποίος ενεργεί σαν γεννήτρια ισχύος παρέχοντας ενέργεια στις μπαταρίες (η μη μόνιμη συμπεριφορά αποφεύγεται συνήθως, και οι σταθερές συνθήκες λειτουργίας είναι αρκετά συνηθισμένες).

Στις περιπτώσεις οχημάτων εκτός δρόμου, Σχήμα 2.2, μπορεί να παρατηρηθεί ότι ειδικά για το τρακτέρ και τον εκσκαφέα, Σχήματα 2.2.α και 2.2.δ, παρουσιάζονται ιδιαίτερα ευνοϊκές συνθήκες εφαρμογής συστημάτων ORC καθώς τα προφίλ της ταχύτητας περιστροφής και ροπής τους είναι σταθερά (70 με 90% του χρόνου) και σε υψηλά ποσοστά (80 με 100%). Τα υπόλοιπα μηχανήματα (Σχήματα 2.2.β, 2.2.γ, 2.2.ε και 2.2.στ), δείχνουν ένα μεγαλύτερο εύρος ροπής και ταχυτήτων δηλαδή περισσότερο μεταβατικά και ποικίλα λειτουργικά προφίλ κατά τη διάρκεια ζωής τους.

Όμως, στην ανωτέρω περίπτωση (εκτός δρόμου εφαρμογές), λόγω των χαμηλών ταχυτήτων που αναπτύσσονται (απουσία υψηλού συντελεστή συναγωγής αέρα, γνωστό ως ram air effect) σε σχέση με τις εφαρμογές εντός δρόμου, δεν είναι εύκολη η ψύξη του κινητήρα, με αποτέλεσμα την υψηλότερη δυσκολία αφαίρεσης των ψυκτικών φορτίων και κατά συνέπεια τις υψηλότερες απαιτήσεις κατανάλωσης. Για αυτή την περίπτωση, πράγματι η ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας καυσαερίων θα ήταν μία πρόκληση καθώς επιπρόσθετη θερμότητα πρέπει να «διασκορπισθεί» στο ψυκτικό σύστημα του οχήματος. Η ανάκτηση θερμότητας μέσω EGR, αντιθέτως, μπορεί να είναι πλεονεκτική όσον αφορά τη θερμική «απόδοση» του κινητήρα, μειώνοντας το ποσό θερμότητας που απορρίπτεται μέσω των συστημάτων ψύξης του κινητήρα μειώνοντας επομένως και την κατανάλωση [1].

2.3 Πηγές Θερμότητας

Σε πρόσφατους εμπορικούς κινητήρες Diesel, η μέγιστη αξιοποιήσιμη ενέργεια του καυσίμου είναι 40-45% η οποία και μετατρέπεται σε πραγματική ισχύ πρόωσης. Η απομένουσα ενέργεια απορρίπτεται εξαιτίας απωλειών τριβής, απωλειών θερμότητας και απορριπτόμενου καυσαερίου στο περιβάλλον.

Οι κύριες διαθέσιμες πηγές για ανάκτηση θερμότητας στους βαρέος τύπου κινητήρες Diesel μπορούν να κατηγοριοποιηθούν σε δύο κλάσεις, αναλόγως του εύρους θερμοκρασιών και εξαρτώμενες από το σημείο λειτουργίας του κινητήρα:

Πηγές θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών:

- α. Καυσαέρια (200-600°C)
- β. Σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) (200-750°C)

Πηγές θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών:

- α. Ψυκτικό μέσο (80-100°C)
- β. Λάδι λίπανσης (80-120°C)
- γ. Ψύξη αέρα υπερπλήρωσης (50-70°C, έμμεση ψύξη χρησιμοποιώντας ένα χαμηλής θερμοκρασίας ψυκτικό κύκλωμα).

Για την αξιολόγηση του κύκλου Rankine απαιτούνται πληροφορίες σχετικά με τις ανωτέρω πηγές θερμότητας, οι οποίες είναι συνήθως συνάρτηση του φορτίου ή της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα για σταθερή κατάσταση λειτουργίας και προέρχονται από πραγματικά τεστ, από προσομοιώσεις ή από χάρτες ροπής-ταχύτητας.

Όπως διαπιστώθηκε και από την Παράγραφο 1.2.5, στις μελέτες συστημάτων ORC των κινητήρων, οι πηγές θερμότητας καυσαερίων και συστήματος ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) είναι οι αυτές που αξιοποιούνται περισσότερο εξαιτίας των υψηλών θερμοκρασιών, ενώ μόνο μερικές αναφορές σχετικά με την ανάκτηση θερμότητας από το ψυκτικό του κινητήρα, την ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης και το λάδι λίπανσης είναι διαθέσιμες στην βιβλιογραφία εξαιτίας του χαμηλού θερμοκρασιακού δυναμικού (παρόλο που η ανάκτηση θερμότητας θα ήταν ωφέλιμη για τη συνολική θερμική απόδοση του κινητήρα και την αφαίρεση φορτίων από το ψυκτικό κύκλωμα).

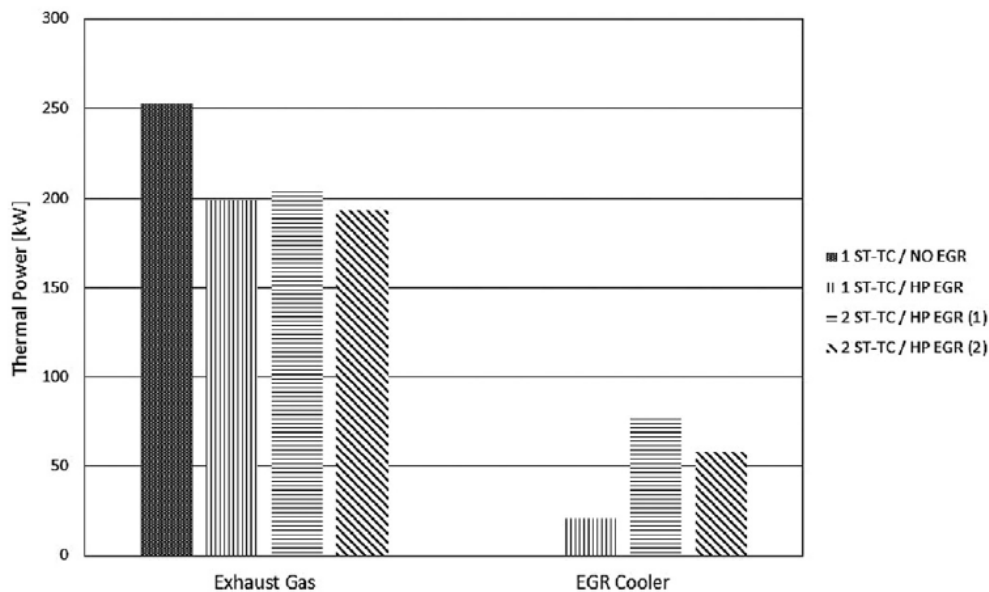
Η ανάκτηση κάποιων πηγών θερμότητας δεν είναι επίσης πρακτικά εφαρμόσιμη στα οχήματα, εκτός και αν εφαρμοσθούν πολύπλοκα σχέδια (κύκλοι dual-loop ή cascade, προθέρμανση, επανα-υπερθέρμανση), τα οποία βέβαια οδηγούν σε αύξηση βάρους, κόστους, απαιτήσεων χώρου, και περισσότερο περίπλοκες στρατηγικές ελέγχου.

Η ανακτώμενη θερμότητα από το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) είναι ωφέλιμη ειδικά για το σύστημα ψύξης του κινητήρα, καθώς η θερμότητα που θα έπρεπε να απορροφηθεί από το ψυκτικό μέσο, και στη συνέχεια να απορριφθεί στο περιβάλλον μέσω του ψυγείου του κινητήρα, χρησιμοποιείται για την παραγωγή χρήσιμης ενέργειας.

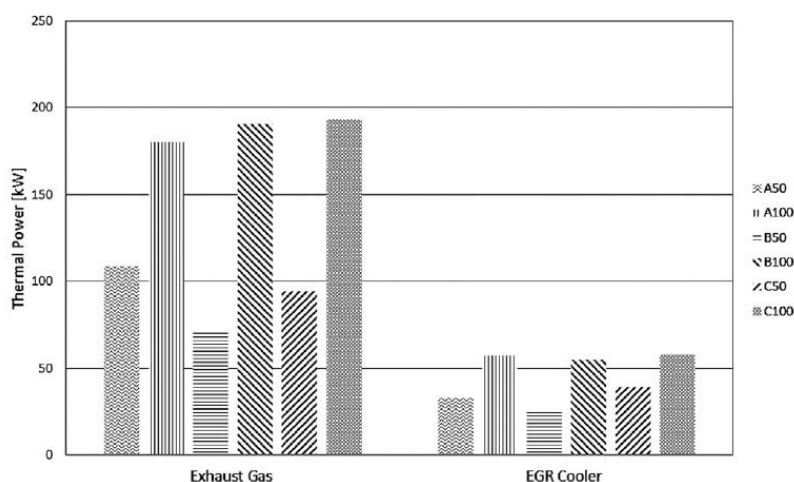
Στα επόμενα γραφήματα παρουσιάζονται, μερικά παραδείγματα της διαθέσιμης θερμικής ενέργειας από τα καυσαέρια και από το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) σε **πλήρη φορτία** για τυπικούς βαρέος τύπου κινητήρες ισχύος 300-400 kW, χρησιμοποιώντας διαφορετικές στρατηγικές συστήματος ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) και πλήρωσης (boosting). Για τον υπολογισμό της θερμικής ισχύος των καυσαερίων, έχει θεωρηθεί ότι ψύχονται σε θερμοκρασία περιβάλλοντος. Στο Σχήμα 2.3 παρουσιάζεται μια σύγκριση των επιπέδων θερμικής ισχύος μεταξύ 4 κινητήρων: 1-βάθμια στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα χωρίς σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR), 1-βάθμια στροβιλο-υπερπληρωμένου με σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) (υψηλής πίεσης), 2-

βάθμια στροβιλο-υπερπληρωμένοι με σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) (υψηλής πίεσης) και άλλον ένα 2-βάθμια στροβιλο-υπερπληρωμένοι με σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) (υψηλής πίεσης).

Στο Σχήμα 2.4¹ παρουσιάζεται μια σύγκριση των θερμικών επιπέδων ισχύος για τον ίδιο κινητήρα (2-βάθμια στροβιλο-υπερπληρωμένος σύμφωνα με τις εκπομπές για το Euro VI), με σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) (υψηλής πίεσης), θεωρώντας διάφορα σημεία στροφών-φορτίου, σύμφωνα με τον κύκλο ESC. Τα δεδομένα έχουν ληφθεί από την εταιρία Ricardo.



Σχήμα 2.3: Θερμική ισχύς καυσαερίων και συστήματος ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) για 4 διαφορετικού τύπου κινητήρες [1]



Σχήμα 2.4: Θερμική ισχύς καυσαερίων και συστήματος ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) για 2-βάθμιο στροβιλο-υπερπληρωμένο κινητήρα προδιαγραφών Euro VI με υψηλής πίεσης σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR), για διαφορετικές συνθήκες του Ευρωπαϊκού κύκλου σταθερής κατάστασης (ESC) [1]

¹Για περισσότερες λεπτομέρειες βλ. Παραπομπή [11], όπου επεξηγούνται τα σύμβολα του υπομνήματος.

2.4 Επιλογή Εργαζόμενου Μέσου

Η επιλογή του εργαζόμενου μέσου είναι ένα από τα κυριότερα θέματα μελέτης για την ανάπτυξη συστημάτων κύκλου Rankine. Η επιλογή του καταλληλότερου εργαζόμενου μέσου εξαρτάται από διάφορες παραμέτρους όπως η θερμοκρασία των πηγών θερμότητας, η θερμοκρασία λειτουργίας του συστήματος (ατμοποίησης και συμπύκνωσης), το θερμικό ταίριασμα με την πηγή θερμότητας (ζεοτροπικά μίγματα), οι ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου (θερμική αντοχή (degradation) και συμβατότητα πίεσης), η τοξικότητα, η αναφλεξιμότητα, χημική σταθερότητα, η διαθεσιμότητα και η λειτουργικότητα, το αντίκτυπο στο περιβάλλον (παγκόσμια αύξηση της θερμοκρασίας, τρύπα του όζοντος), το σημείο ψύξης (για εφαρμογές οχημάτων κάτω από χαμηλές θερμοκρασίες), τα μεγέθη των επιμέρους συνιστωσών του συστήματος του κύκλου Rankine, το κόστος συστήματος και του εργαζόμενου μέσου, συμβατότητα υλικών των επιμέρους συσκευών (μηχανική διάβρωση).

Μια εφαρμόσιμη σχεδίαση για την επιλογή του εργαζόμενου μέσου σχετίζεται με θέματα ασφάλειας και περιβάλλοντος (πολύ περισσότερο από την θερμοδυναμική του απόδοση) και μπορεί να βασιστεί στην κατηγοριοποίηση που παρέχεται από την Διεθνή Οργάνωση Πυροπροστασίας (NFPA). Τα εργαζόμενα μέσα είναι κατηγοριοποιημένα σχετικά με τους κινδύνους Υγιεινής (H), Αναφλεξιμότητας (F) και Χημικής σταθερότητας-αντιδραστικότητάς (R), από το 1 (χαμηλός κίνδυνος) μέχρι το 4 (υψηλός κίνδυνος). Συχνά εργαζόμενα μέσα με δείκτη μεγαλύτερο ή ίσο του 3 μπορούν να θεωρηθούν μη κατάλληλα για εφαρμογές οχημάτων, στα οποία η διαρροή και η αναφλεξιμότητα είναι πολύ σημαντικά θέματα.

Όσον αφορά τις θερμοκρασίες πηγών θερμότητας στα βαρέα οχήματα, για εφαρμογές αυτοκίνησης, οι υψηλές θερμοκρασιακές πηγές (όπως το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR) και τα καυσαέρια) έχουν υψηλό δυναμικό για εφαρμογές κύκλου Rankine ενώ το ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης και το ψυγείο του νερού έχουν χαμηλότερο θερμοκρασιακό δυναμικό.

Συνήθως, στην ανάκτηση θερμότητας από υψηλές θερμοκρασιακές πηγές, οι αλκοόλες (αιθανόλη, μεθανόλη), το νερό-ατμός και οι υδρογονάνθρακες (τολουένιο, πεντάνιο, οκτάνιο, κυκλοεξάνιο, κυκλοπεντάνιο) μπορούν να θεωρηθούν κατάλληλα εργαζόμενα μέσα, παρόλο που λόγω της αναφλεξιμότητάς τους απαιτείται η λήψη μέτρων για την διαρροή τους. Η ανάμειξη αλκοολών με νερό θεωρείται επίσης ένα καλό εργαζόμενο μέσο καθώς και ένας τρόπος για αντιμετώπιση θεμάτων αναφλεξιμότητας.

Ψυκτικά μέσα, όπως το R-245fa και το R-134a, είναι συνήθως περισσότερο κατάλληλα για ανάκτηση θερμότητας από χαμηλές θερμοκρασιακές πηγές όπως το ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης και το ψυγείο νερού.

Μερικά παραδείγματα εργαζόμενων μέσων που χρησιμοποιούνται στα βαρέα οχήματα, για μελέτες ανάκτησης θερμότητας, αναφέρονται στο Σχήμα 2.5 μαζί με πληροφορίες σχετικά με την κρίσιμη θερμοκρασία και πίεση, την θερμοκρασία βρασμού και τήξης καθώς και άλλους περιβαλλοντικούς δείκτες όπως ο δείκτης επιδείνωσης της παγκόσμιας αύξησης της θερμοκρασίας (GWP) και ο δείκτης επιδείνωσης του στρώματος του όζοντος (ODP). Τα χαρακτηριστικά των εργαζόμενων μέσων έχουν ληφθεί από βιομηχανικά τεχνικά εγχειρίδια ασφαλείας και από τη βάση δεδομένων NIST REFPROP. Για το CO₂, στη στήλη θερμοκρασίας βρασμού αναφέρεται το σημείο εξάχνωσης σε ατμοσφαιρική πίεση, ενώ στη στήλη θερμοκρασίας τήξης, το σημείο τήξης αναφέρεται σε πίεση 5,1 atm.

Κάποια εργαζόμενα μέσα (π.χ. η αμμωνία, HFE-7000, Novec-649) είναι επικίνδυνα για την υγεία, και συνεπώς δεν είναι κατάλληλα για εφαρμογές οχημάτων, εκτός και αν ληφθούν αυστηρά (και επομένως με υψηλό κόστος) μέτρα αποφυγής διαρροών. Το CO₂ θα μπορούσε να είναι κατάλληλο για διακρίσιμες ή υπερκρίσιμες εφαρμογές, αλλά, σε αυτή την περίπτωση οι υψηλές πιέσεις οδηγούν σε θέματα ασφαλείας και σε υψηλά κόστη. Πάντως, το CO₂ είναι κατάλληλο από άποψη αναφλεξιμότητας και τοξικότητας.

Η αιθανόλη και η μεθανόλη είναι θερμοδυναμικά πολύ κατάλληλα μέσα για μεσο-υψηλά θερμοκρασιακά δυναμικά όσον αφορά την ανάκτηση θερμότητας, αλλά έχουν θέματα αναφλεξιμότητας. Η διαρροή πρέπει να αποφεύγεται, ειδικά σε εφαρμογές άμεσης ατμοποίησης, στις οποίες μια πιθανή επαφή με το θερμό καυσαέριο θα οδηγούσε σε ανάφλεξη.

Σύμφωνα με το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ σχετικά με ουσίες που μειώνουν το στρώμα του όζοντος, η χρήση χλωροφθορανθράκων (CHCS), όπως για παράδειγμα το R-113 έχουν απαγορευθεί από το 2010, ενώ οι υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCS), όπως το R-123, R-141b θα απαγορευθούν μέχρι το 2020 εξαιτίας του δείκτη επιδείνωσης του στρώματος του όζοντος (ODP) (ακόμα και αν είναι πολύ αποδοτικοί για μεσαία θερμοκρασιακά δυναμικά όσον αφορά την ανάκτηση θερμότητας (WHR)). Επιπλέον, έχουν συμπεριληφθεί στο πρωτόκολλο του Κιότο αλλά δεν έχουν απαγορευθεί οι υδροφθοράνθρακες (HFCS), όπως τα R-245fa, R-245ca, R-134a, R-236fa ως εργαζόμενα μέσα με υψηλό δείκτη επιδείνωσης της παγκόσμιας αύξησης της θερμοκρασίας (GWP), και επομένως επικίνδυνα για το περιβάλλον. Γι' αυτό το λόγο, νέα εργαζόμενα μέσα είναι υπό ανάπτυξη ως υποκατάστατα όπως: Το R1233zd(E) ως υποκατάστατο του R-245fa, και τα R-1234yf και R-1234ze ως υποκατάστατα του R-134a.

Το νερό-ατμός θεωρείται σε αρκετές μελέτες της βιβλιογραφίας ένα καλό μέσο για εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας σε βαρέα οχήματα καθώς παρουσιάζει υψηλή θερμοδυναμική απόδοση σε μεσαίες-υψηλές θερμοκρασιακές πηγές (σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR) και Καυσαέρια). Βέβαια, αρνητικό είναι το γεγονός ότι έχει υψηλή θερμοκρασία τήξης και επομένως παρουσιάζει θέματα ψύξης (στερεοποίησης) σε

περιοχές με χαμηλές θερμοκρασίες. Σε αυτή την περίπτωση πρέπει να ληφθούν υπόψη συστήματα προστασίας από τη δημιουργία πάγου (de-freezing) ή θέρμανσης (warm-up).

Fluid	Category	T _c [°C]	P _c [bar]	T _{boil} [°C]	T _f [°C]	NFPA			GWP (100)	ODP
						H	F	R		
PURE										
water-steam (R-718)	Inorganic	373.95	220.64	99.97	0	0	0	0	<1	0
ammonia (R-717)	Inorganic	132.25	113.33	-33.33	-77.7	3	1	0	0	0
CO ₂ (R-744)	Inorganic	30.98	73.77	-78.46	-56.6	2	0	0	1	0
ethanol (ethyl alcohol)	Alcohol	241.56	62.68	78.42	-114.2	0	3	0	n.a.	n.a.
methanol (methyl alcohol)	Alcohol	239.45	81.04	64.48	-97.5	1	3	0	2.8	n.a.
R-245fa (pentafluoropropane)	Hydrofluorocarbon	154.01	36.51	15.14	-102.1	2	1	0	1030	0
R-245ca (pentafluoropropane)	Hydrofluorocarbon	174.42	39.41	25.26	-81.7	2	1	0	693	0
R-134a (tetrafluoroethane)	Hydrofluorocarbon	101.06	40.59	-26.07	-103.3	2	1	0	1430	0
R-236fa (hexafluoropropane)	Hydrofluorocarbon	124.92	32.0	-1.49	-93.6	1	0	0	9810	0
benzene	Hydrocarbon	288.87	49.07	80.07	5.5	2	3	0	n.a.	n.a.
toluene (methylbenzene)	Hydrocarbon	318.6	41.26	110.6	-95.2	2	3	0	2.7	n.a.
iso-pentane (R-601a)	Hydrocarbon	187.2	33.78	27.83	-160.5	1	4	0	4±2	0
n-pentane (pentane, R-601)	Hydrocarbon	196.55	33.7	36.06	-129.7	1	4	0	4±2	0
propane (R-290)	Hydrocarbon	96.74	42.51	-42.11	-187.7	1	4	0	3.3	0
iso-butane (R-600a)	Hydrocarbon	134.66	36.29	-11.75	-159.4	1	4	0	3	0
n-hexane (hexane)	Hydrocarbon	234.67	30.4	68.71	-95.3	2	3	0	n.a.	n.a.
n-octane (octane)	Hydrocarbon	296.17	24.97	125.62	-56.8	1	3	0	n.a.	n.a.
p-xylene (dimethylbenzene)	Hydrocarbon	343.02	35.32	138.32	13.3	2	3	0	n.a.	n.a.
cyclohexane	Hydrocarbon	280.45	40.81	80.72	6.3	1	3	0	n.a.	n.a.
cyclopentane	Hydrocarbon	238.57	45.71	49.26	-93.5	1	3	0	n.a.	n.a.
MM (hexamethyldisiloxane)	Siloxane - Silicone oil	245.6	19.39	100.25	-0.2	1	4	0	n.a.	n.a.
MDM (octamethyltrisiloxane)	Siloxane - Silicone oil	290.94	14.15	152.51	-86	0	2	0	n.a.	n.a.
MD2M (decamethyltetrasiloxane)	Siloxane - Silicone oil	326.25	12.27	194.36	-68	0	2	1	n.a.	n.a.
MD3M (dodecamethylpentasiloxane)	Siloxane - Silicone oil	355.21	9.45	229.87	-81.2	2	2	0	n.a.	n.a.
D4 (octamethylcyclotetrasiloxane)	Siloxane	313.35	13.32	175.35	17.1	2	2	0	n.a.	n.a.
D5 (decamethylcyclopentasiloxane)	Siloxane	346	11.6	210.9	26.85	2	2	0	n.a.	n.a.
D6 (dodecamethylcyclohexasiloxane)	Siloxane	372.63	9.61	244.96	-2.95	0	2	0	n.a.	n.a.
acetone	Organic compound	234.95	47	56.07	-94.65	1	3	0	0.5	n.a.
R-141b (dichloro-1-fluoroethane)	Hydrochlorofluorocarbons	204.35	42.12	32.05	-103.5	2	1	0	725	0.12
R-123 (dichloro-2,2,2-trifluoroethane)	Hydrochlorofluorocarbons	183.68	36.62	27.82	-107.2	2	0	1	77	0.02
R-113 (trichloro-trifluoroethane)	Chlorofluorocarbon	214.06	33.92	47.59	-36.2	1	0	1	6130	1
R-1130 (dichloroethylene)	Organochloride	243.28	54.81	60.3	-81	2	1	0	25	0
R30 (dichloromethane)	Organochloride	235.15	60.8	39.6	-96.7	2	1	0	8.7	0
HFE-7000 (3 M NOVEC 7000)	Hydrofluoroheter	164.55	24.76	34.2	-23.2	3	0	0	370	0
COMMERCIAL										
Solkatherm (SES36)	Commercial/Mixture	177.6	28.5	35.6	n.a.	0	3	1	n.a.	n.a.
3 M Novec-649	Commercial	169	18.8	49	n.a.	3	0	1	1	0
NEW (in development)										
R-1234yf (tetrafluoropropene)	Hydrofluoroolefin	94.7	33.82	-29.45	-53.2	1	4	0	6	0
R-1234ze(E) (tetrafluoropropene)	Hydrofluoroolefin	109.36	36.35	-18.97	-104.5	n.a.	n.a.	n.a.	4	0
R1233zd(E)	Hydrofluoroolefin	165.6	35.7	18.3	-107	2	0	0	1	0.0003
MIXTURES (for medium-high T)										
Fluorinol 50 (fluorinol50/water50 molar)	Mixture	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
ethanol-water (0.5/0.5 mass)	Mixture	339.9	201.2	81.5	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
MM-MDM (0.4/0.6 M)	Mixture of siloxanes	275.9	16.55	120.4	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
MM-MDM (0.7/0.3 M)	Mixture of siloxanes	262.36	18.23	108.8	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
benzene-R123 (0.7/0.3 mass)	Mixture HC+Refrig	272.52	49.39	59.38	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
cyclohexane-R123 (0.7/0.3 mass)	Mixture HC+Refrig	263.59	42.6	56.42	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
cyclopentane-R123 (0.7/0.3 mass)	Mixture HC+Refrig	228.32	44.62	42.29	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.
pentane-hexane (0.5/0.5 M)	Mixture of HCs	217.65	32.89	47.89	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.	n.a.

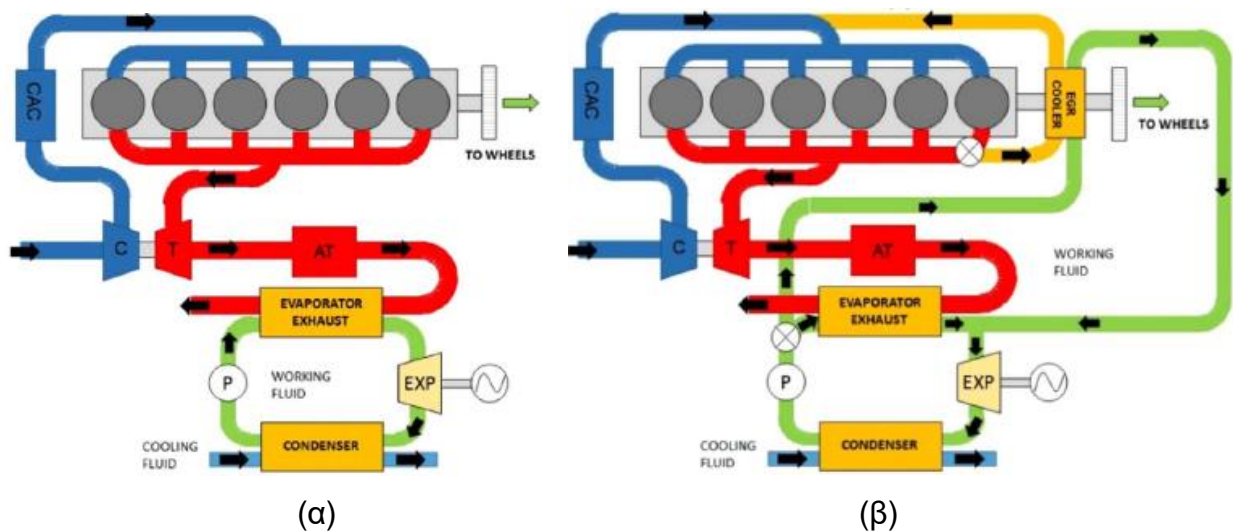
Σχήμα 2.5: Παραδείγματα εργαζομένων μέσων και των χαρακτηριστικών τους για εφαρμογές κύκλου Rankine [1]

Τα μείγματα, ειδικά τα αζεοτροπικά, έχουν επίσης αξιολογηθεί σε αρκετές μελέτες, εξαιτίας του χαρακτηριστικού τους να εξατμίζονται σε διαφορετικές θερμοκρασίες. Έτσι, οδηγούν σε ένα καλύτερο ταίριασμα με το θερμοκρασιακό προφίλ της πηγής καθώς και σε λιγότερες απώλειες συναλλαγής θερμότητας [1].

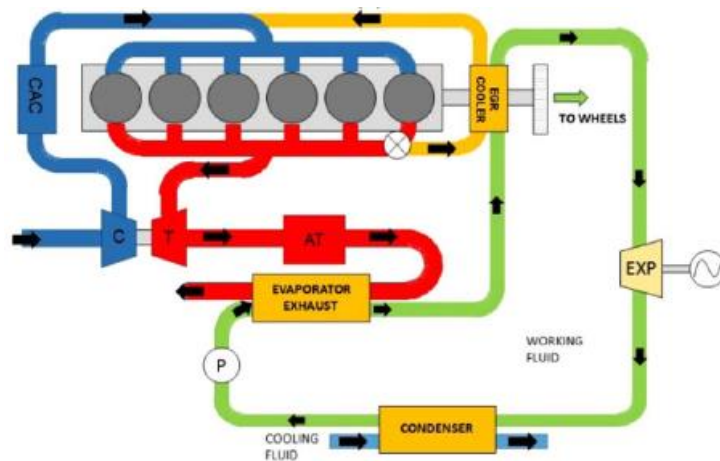
Το βενζένιο, το τολουένιο και άλλοι υδρογονάνθρακες (HCs) συνήθως παρουσιάζουν καλή απόδοση για μεσαίες-υψηλές θερμοκρασίες εφαρμογών ανάκτησης θερμότητας, όμως επίσης αποδεικνύεται ότι έχουν υψηλούς δείκτες τοξικότητας και αναφλεξιμότητας που είναι ένα σοβαρό θέμα σε εφαρμογές οχημάτων.

2.5 Σχεδίαση ORC για Βαρέα Οχήματα Diesel

Έχει διαπιστωθεί από τις διάφορες μελέτες ότι οι περισσότερες εφαρμογές ORC σε βαρέα οχήματα αποτελούνται από απλούς κύκλους (Σχήμα 2.6.α) με έναν ή το πολύ δύο ατμοποιητές για την ανάκτηση θερμότητας από τα καυσαέρια και από το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR). Οι σχεδιασμοί είναι συνηθέστερα σε σειρά (Σχήμα 2.6.γ) ή παράλληλα (Σχήμα 2.6.β), με την πιθανότητα χρησιμοποίησης ανακομιστή μεταξύ εξόδου του εκτονωτή και εισόδου του ατμοποιητή (Σχήματα 1.14 και 1.15) με στόχο την προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου και κατ'επέκταση την αύξηση της απόδοσης του κύκλου. Μία άλλη πιθανότητα είναι η χρησιμοποίηση του χαμηλής θερμοκρασίας ψυκτικού ή του αέρα υπερπλήρωσης μετά το συμπιεστή για την προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου πριν την είσοδό του στον ατμοποιητή.



Σχήμα 2.6: Τυπική απλή σχεδίαση ORC για MEK: απλός ατμοποιητής (α), ατμοποιητές εν παράλληλω (β) και ατμοποιητές σε σειρά (γ) [1]



(γ)

Σχήμα 2.6: Τυπική απλή σχεδίαση ORC για MEK: απλός ατμοποιητής (α), ατμοποιητές εν παραλλήλω (β) και ατμοποιητές σε σειρά (γ) [1]

Στις εφαρμογές οχημάτων, οι περιορισμοί χώρου και βάρους είναι πολύ σημαντικοί. Γι' αυτό το λόγο, οι απλοί σχεδιασμοί θεωρούνται περισσότερο κατάλληλοι σε σχέση με τους σχεδιασμούς περίπλοκων κυκλωμάτων (multiple-loops) ή συστημάτων πολλαπλών συνιστωσών.

Περισσότερο περίπλοκες αρχιτεκτονικές είναι διαθέσιμες στη βιβλιογραφία, όπως η διπλού βρόγχου ή cascaded ORC, η διβάθμια ORC, η ORC με αναγεννητή ή ανακομιστή θερμότητας.

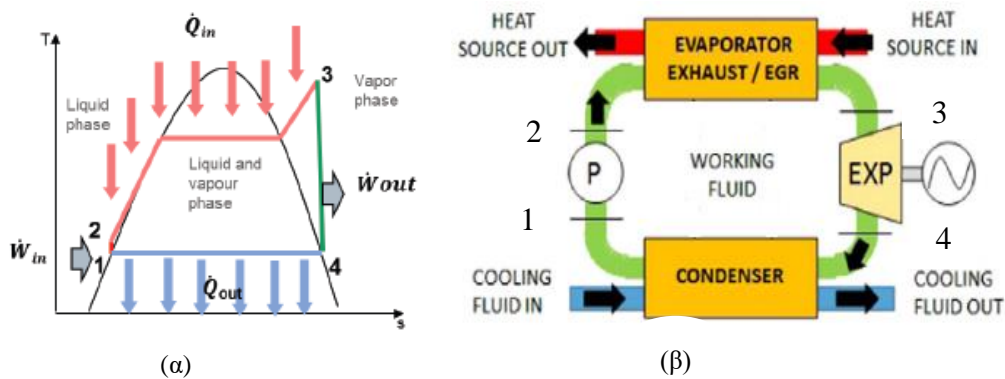
Επιπρόσθετα, κάποιοι ερευνητές προτείνουν την άμεση ανακόμιση θερμότητας από τον κορμό του κινητήρα με τη χρήση ενός κατάλληλου εργαζόμενου μέσου κύκλου Rankine, το οποίο θεωρητικά θα μπορούσε να αντικαταστήσει τα ψυκτικά μέσα του κινητήρα, με αποτέλεσμα την μείωση της περιπλοκότητας και την αύξηση της απόδοσης του συστήματος [1].

2.6 Διαδικασία Κύκλου Rankine

Ο κύκλος Rankine ανακαλύφθηκε από τον William John Macquorn Rankine και είναι βασισμένος στον κύκλο Carnot. Αντί για τις δύο ισοθερμοκρασιακές μεταβολές, ο ιδανικός κύκλος Rankine αποτελείται από δύο ισόθλιπτες και δύο ισεντροπικές μεταβολές στην κατάσταση του εργαζόμενου μέσου όπως περιγράφεται αναλυτικά παρακάτω:

- Η πίεση του ρευστού στην υγρή κατάσταση αυξάνεται από το έργο της αντλίας στην πίεση ατμοποίησης (1→2) καταναλώνοντας έργο W_{fin} .

- Το συμπιεσμένο εργαζόμενο μέσο προθερμαίνεται, εξατμίζεται και υπερθερμαίνεται (2→3) με τη βοήθεια ανάκτησης θερμότητας Q_{fin} από τις πηγές θερμότητας (Καυσαέρια, EGR κτλ).
- Ο υπέρθερμος ατμός αποτονώνεται από την πίεση ατμοποίησης στην πίεση συμπύκνωσης (3→4) μέσω του εκτονωτή παράγοντας μηχανικό έργο $W_{f,out}$.
- Ο ατμός που έχει αποτονωθεί συμπυκνώνεται (4→1) μέσω του συμπυκνωτή απελευθερώνοντας θερμότητα $Q_{f,out}$.



Σχήμα 2.7: α) Διάγραμμα T-s ιδανικού κύκλου Rankine και β) απεικόνιση των μεταβολών σε απλό σύστημα κύκλου Rankine [1, 12]

Ιδανικά, ο κύκλος Rankine λειτουργεί «κοντά» στο κύκλο Carnot εξαιτίας της ισόθερμης αλλαγής φάσης που συμβαίνει κατά την ατμοποίηση και την συμπύκνωση του εργαζόμενου μέσου. Στην πραγματικότητα όμως, ο κύκλος Rankine που χρησιμοποιείται στα συστήματα ανάκτησης θερμότητας διαφέρει από τον ιδανικό λόγω των διάφορων απωλειών που συμβαίνουν στις συνιστώσες του κύκλου. Οι κύριες απώλειες είναι οι παρακάτω:

- Απώλειες κατά τη διάρκεια της συμπίεσης και της αποτόνωσης λόγω των τριβών, διαρροών κτλ.
- Πτώση πίεσης στους εναλλάκτες θερμότητας και στις σωληνώσεις λόγω τριβών.
- Απώλειες θερμότητας στο περιβάλλον εξαιτίας των μη αδιαβατικών συνιστωσών.
- Απώλειες εξαιτίας των πεπερασμένων διαφορών θερμοκρασίας στους εναλλάκτες θερμότητας.

Μία κλασική αναπαράσταση του κύκλου Rankine απεικονίζεται στο Σχήμα 2.7α. Το διάγραμμα είναι πρακτικό καθώς δείχνει μία πρόχειρη εκτίμηση απόδοσης του κύκλου. Υψηλότερη απόδοση διαπιστώνεται όταν ο κύκλος πλησιάζει προς το ορθογώνιο στο διάγραμμα T-s. Πράγματι όσο πιο ορθογώνιος είναι ο κύκλος τόσο περισσότερο πλησιάζει στο κύκλο Carnot. Στην πραγματικότητα, όμως, αυτό που ενδιαφέρει στις εφαρμογές οχημάτων

είναι η μεγιστοποίηση της καθαρά παραγόμενης ισχύος η οποία δεν ταυτίζεται συνήθως με την μεγιστοποίηση της απόδοσης του κύκλου [12].

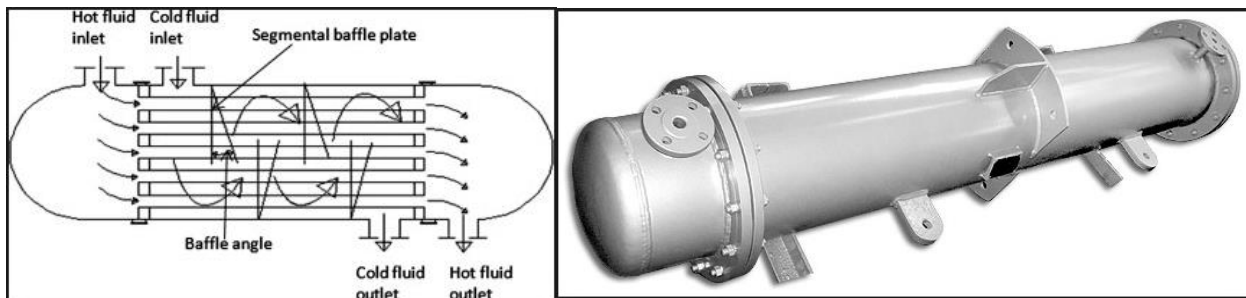
2.7 Κύριες Συνιστώσες του ORC

Στις επόμενες υποπαραγράφους παρουσιάζονται οι κύριες συνιστώσες του κύκλου Rankine με έμφαση σε αυτές που είναι κατάλληλες για εφαρμογές οχημάτων.

2.7.1 Εναλλάκτες Θερμότητας

Για την ανάκτηση θερμότητας από κινητήρες με την εφαρμογή κύκλου Rankine, οι εναλλάκτες θερμότητας που χρησιμοποιούνται συχνά είναι τύπου κελύφους-σωλήνων (Σχήμα 2.8), πλακοειδούς (Σχήμα 2.9) ή συμπαγείς σωληνοειδούς τύπου με πτερύγια (compact finned-tubes) ή πλακοειδούς με πτερύγια (finned-plates). Οι κελύφους-σωλήνων χρησιμοποιούνται περισσότερο σε εφαρμογές μόνιμων συνθηκών λειτουργίας και μεγάλα συστήματα ενώ έχουν μεγάλες ανοχές στις υψηλές πιέσεις. Οι εναλλάκτες θερμότητας τύπου πλάκας χρησιμοποιούνται περισσότερο για ανάκτηση θερμότητας από υγρά ρευστά παρά από αέρια (π.χ. στους ατμοποιητές για ανάκτηση θερμότητας από το ψυκτικό ή στους συμπυκνωτές που χρησιμοποιούν νερό σαν μέσο συμπύκνωσης), καθώς επίσης και σε μικρότερες εφαρμογές επειδή είναι πιο συμπαγείς. Ο εναλλάκτης τύπου πλάκας, αν και είναι υπό ανάπτυξη, μπορεί να αντέξει χαμηλότερες θερμοκρασίες (250°C) συγκρινόμενος με τον τύπου κελύφους-σωλήνων, εξαιτίας των κατάλληλων διαμορφώσεων στις πλάκες (για την αύξηση της επιφάνειας μετάδοσης θερμότητας) και των προβλημάτων στα παρεμβύσματα (τσιμούχες, φλάντζες). Επίσης, οι μεταλλικοί αφρώδεις εναλλάκτες θερμότητας (metal foam heat exchangers) είναι υπό μελέτη και μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας οχημάτων εξαιτίας του ότι είναι συμπαγείς και των βελτιωμένων ιδιοτήτων μεταφοράς θερμότητας, Σχήμα 2.10. Βέβαια, λόγω των ανωτέρω, οι αφρώδεις εναλλάκτες θερμότητας καταλήγουν να είναι πολύ ακριβοί, ενώ προκαλούν και μεγάλες πτώσεις πίεσης στο ρεύμα των καυσαερίων, με αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης στην πολλαπλή εξαγωγής και την πτώση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα.

Στα μεγάλα συστήματα ORC για «σταθερές» (stationary) εφαρμογές (βιομάζας, κινητήρες για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας), πολύ συχνά χρησιμοποιείται ένα ενδιάμεσο κύκλωμα λαδιού για να διαχωρίσει την πηγή θερμότητας από το εργαζόμενο μέσο. Στην περίπτωση ανάκτησης θερμότητας από ζεστό καυσαέριο, αυτή η λύση καθιστά το σύστημα πιο ασφαλές από προβλήματα αναφλεξιμότητας του εργαζόμενου μέσου.



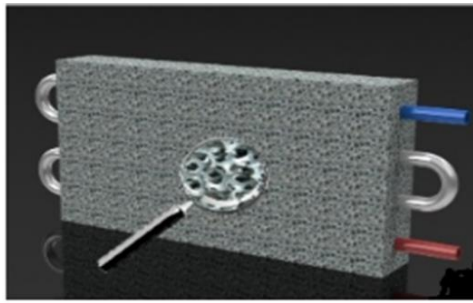
Σχήμα 2.8: Εναλλάκτης θερμότητας τύπου shell-tube [14]

Στην περίπτωση εφαρμογής ORC σε οχήματα, προκειμένου να μειωθεί το κόστος και το βάρος του συστήματος και να αυξηθεί η απόδοσή του, είναι χρήσιμο να γίνει άμεση μεταφορά θερμότητας από την πηγή θερμότητας προς το εργαζόμενο μέσο με τη χρήση εναλλάκτη θερμότητας άμεσης ατμοποίησης (χωρίς την παρέμβαση κυκλώματος λαδιού). Ο εναλλάκτης θερμότητας που εγκαθίσταται στην πηγή θερμότητας θα πρέπει να αντέχει τις υψηλές πιέσεις (ειδικά στη πλευρά του εργαζόμενου μέσου), τις υψηλές θερμοκρασίες, τη διάβρωση και τα προβλήματα επικαθήσεων ειδικά όταν η ανάκτηση γίνεται από καυσαέρια. Επιπλέον, σε αυτή την περίπτωση το καυσαέριο, αναλόγως της περιεκτικότητάς του σε θείο, δεν πρέπει να ψύχεται κάτω από τους 90-120 °C προκειμένου να αποφεύγεται το όξινο σημείο δρόσου και επομένως η φθορά του εναλλάκτη. Βέβαια εναλλάκτες οι οποίοι μπορούν να αντέξουν το όξινο σημείο δρόσου είναι υπό ανάπτυξη (όπως αυτοί με υλικό από ανοξείδωτο ατσάλι (stainless steel)).



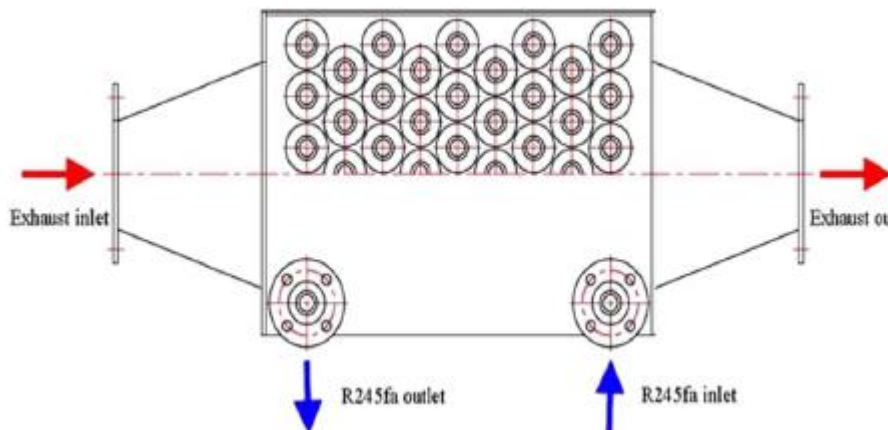
Σχήμα 2.9: Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας [15]

Στη διαστασιολόγηση ενός εναλλάκτη, το σωστό “pinch point” της θερμοκρασίας μεταξύ της πηγής θερμότητας και του εργαζόμενου μέσου πρέπει να επιλεγεί, συχνά σαν αντιστάθμισμα της μεγιστοποίησης της απόδοσης και ελαχιστοποίησης του κόστους (διαστάσεις του εναλλάκτη). Συνήθεις τιμές pinch point είναι οι τιμές των 10 K για μεταφορά θερμότητας αερίου-αερίου και 5 K για μεταφορά θερμότητας υγρού-υγρού ή υγρού-αερίου.



Σχήμα 2.10: Αφρώδης μεταλλικός εναλλάκτης (metal foam) [13]

Στην περίπτωση της διάταξης άμεσης ατμοποίησης, η πτώση πίεσης του καυσαερίου στον εναλλάκτη πρέπει να ελαχιστοποιηθεί προκειμένου να μην υπάρξει αύξηση της πίεσης στην εξαγωγή (back-pressure) άρα και αύξηση του αρνητικού έργου στη φάση της εξαγωγής των καυσαερίων του κυλίνδρου. Αναβαθμισμένες στρατηγικές στροβιλο-υπερπλήρωσης πρέπει να εφαρμοστούν για την αντιμετώπιση του φαινομένου.



Σχήμα 2.11: Εναλλάκτης θερμότητας finned-tube [1]

Όσον αφορά τους συμπυκνωτές, μερικές στρατηγικές συμπύκνωσης σε εφαρμογές οχημάτων για ανάκτηση θερμότητας είναι οι παρακάτω:

- Έμμεση συμπύκνωση χρησιμοποιώντας το ψυκτικό κύκλωμα του κινητήρα ως δεξαμενή θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας (μέσο θερμοκρασιακό εύρος 80-100°C).
- Έμμεση συμπύκνωση χρησιμοποιώντας χαμηλότερης θερμοκρασίας ψυκτικό κύκλωμα, όπως του αέρα υπερπλήρωσης, με μέσο θερμοκρασιακό εύρος 40-70°C.
- Άμεση συμπύκνωση χρησιμοποιώντας συμπυκνωτή αέρα περιβάλλοντος ενσωματωμένο στο ψυγείο του κινητήρα.

Στις δύο πρώτες περιπτώσεις η θερμότητα του ψυκτικού θα πρέπει επίσης να απορρίπτεται στο περιβάλλον μέσω του ψυγείου του κινητήρα.

Επιπλέον, οι πιέσεις συμπύκνωσης θα πρέπει να είναι μεγαλύτερες από την ατμοσφαιρική, προκειμένου να αποφευχθούν: α) η εισροή αέρα στο κύκλωμα και β) το υψηλό κόστος στεγανοποίησης. Επίσης οι πιέσεις και οι θερμοκρασίες συμπύκνωσης θα πρέπει να επιλεγούν με βάση τις αναμενόμενες καιρικές συνθήκες (για να αποφευχθεί η ανάποδη διαδικασία μετάδοσης θερμότητας τις ζεστές μέρες) [1].

Η μεταφορά θερμότητας στον ατμοποιητή περιγράφεται από τις παρακάτω εξισώσεις:

$$\dot{Q}_{fin} = \dot{m}_f \cdot (h_{f3} - h_{f2}) \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g \cdot (h_{gin} - h_{gout}) \quad (2.2)$$

όπου η αρίθμηση 2 και 3 (2.1) αναφέρεται στο Σχήμα 2.7 ενώ η Σχέση 2.2 αναφέρεται στην είσοδο και την έξοδο των καυσαερίων στον ατμοποιητή. Βέβαια, η απορροφούμενη θερμότητα από το εργαζόμενο μέσο \dot{Q}_{fin} θα πρέπει να είναι ίση με την μεταφερόμενη θερμότητα από τα καυσαέρια \dot{Q}_g δηλαδή θα πρέπει να ισχύει ότι:

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_{fin} \quad (2.3)$$

Στην πραγματικότητα βέβαια δεν μπορεί να ισχύει η Εξίσωση (2.3) καθώς το σύστημα δεν είναι αδιαβατικό.

Όμοια ισχύουν και οι παρακάτω εξισώσεις για την περίπτωση του συμπυκνωτή:

$$\dot{Q}_{fout} = \dot{m}_f \cdot (h_{f3} - h_{f4}) \quad (2.4)$$

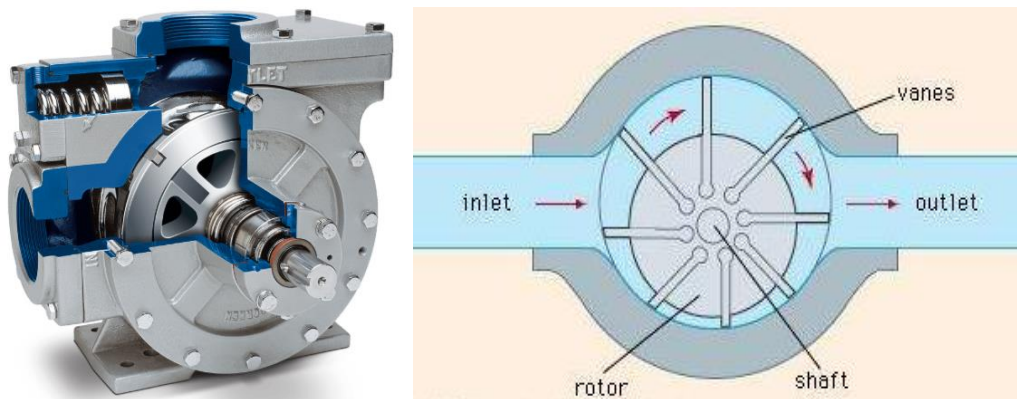
$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c \cdot (h_{cout} - h_{cin}) \quad (2.5)$$

όπου \dot{Q}_{fout} είναι η θερμότητα η οποία απορρίπτεται από το εργαζόμενο μέσο στο ψυκτικό κύκλωμα ενώ \dot{Q}_c είναι η θερμότητα η οποία απορροφάται από το ψυκτικό κύκλωμα. Ιδανικά, οι δύο θερμότητες θα πρέπει να είναι ίσες, στην πραγματικότητα όμως δεν ισχύει αυτό καθώς δεν υφίσταται τέλεια μονωμένο σύστημα (αδιαβατικό).

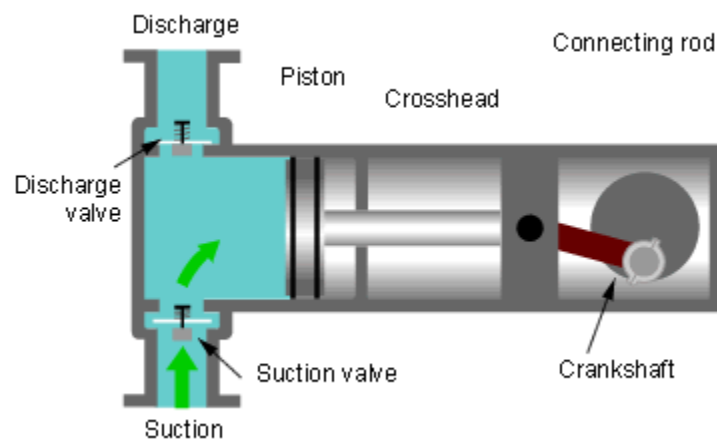
2.7.2 Αντλίες

Η αντλία στο κύκλωμα ORC χρησιμοποιείται για την αύξηση της πίεσης στο εργαζόμενο μέσο από την πίεση συμπύκνωσης στην πίεση ατμοποίησης και για τον έλεγχο της παροχής μάζας στο εργαζόμενο μέσο.

Διαφορετικοί τύποι αντλιών θα μπορούσαν να είναι κατάλληλοι για χρήση σε σύστημα ORC. Ένα παράδειγμα είναι οι αντλίες θετικής εκτόπισης, στις οποίες η παροχή του εργαζόμενου μέσου είναι ανάλογη με την ταχύτητα περιστροφής. Ένα άλλο παράδειγμα αντλίας θετικής εκτόπισης είναι η τύπου διαφράγματος, στην οποία δεν υπάρχει επαφή του εργαζόμενου μέσου με τα στοιχεία της αντλίας. Άλλα παραδείγματα αντλιών θετικής εκτόπισης είναι οι εμβολοφόρες και οι περιστροφικές αντλίες (τύπου screw, τύπου vane (Σχήμα 2.12)). Φυγοκεντρικές αντλίες είναι επίσης διαθέσιμες. Σε αυτή την περίπτωση, η παροχή της αντλίας εξαρτάται από την διαφορά πίεσης μεταξύ πίεσης συμπύκνωσης και ατμοποίησης. Σε κάποιες περιπτώσεις, η χρήση της καταλληλότερης αντλίας είναι ένα πολύ σημαντικό σημείο σχεδίασης και για λόγους κόστους αλλά και απόδοσης.



Σχήμα 2.12: Αντλία τύπου sliding vane [16]



Σχήμα 2.13: Αντλία εμβολοφόρου τύπου [17]

Η αντλία επίσης ελέγχει την πίεση ατμοποίησης στο σύστημα. Ο ηλεκτρικός κινητήρας που κινεί την αντλία μπορεί να συζευχθεί με έναν αναστροφέα (inverter) προκειμένου να αλλάζει την ταχύτητα περιστροφής και την παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου. Η μαγνητική σύζευξη χρησιμοποιείται επίσης προκειμένου να μεταφερθεί η ροπή από τον ηλεκτρικό κινητήρα στην αντλία, με συνέπεια να μην χρειάζονται παρεμβύσματα (τσιμούχες) για τον άξονα και να αποφεύγονται τα προβλήματα διάβρωσης [1].

Στην αντλία, ο πραγματικός κύκλος της διαδικασίας άντλησης δεν είναι ισεντροπικός. Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης (Σχέση 2.6) είναι ο λόγος της ισεντροπικής διαφοράς ενθαλπίας προς την πραγματική διαφορά ενθαλπίας του εργαζόμενου μέσου.

$$\eta_{is,αντλίας} = \frac{h_{f2is} - h_{f1}}{h_{f2} - h_{f1}} \quad (2.6)$$

όπου το h_{f2is} αναφέρεται στην ισεντροπική μεταβολή του εργαζόμενου μέσου. Επίσης η Σχέση 2.7 αναφέρεται στην απαιτούμενη ενέργεια από την αντλία για την αύξηση της πίεσης που συμπεριλαμβάνει και τις απώλειες του ρευστού για μη ισεντροπική μεταβολή.

$$W_{fin} = \dot{m}_f \cdot (h_{f2} - h_{f1}) \quad (2.7)$$

Για την πραγματική ισχύ που απαιτείται τελικά από την αντλία χρειάζεται, εκτός από τον ισεντροπικό, και ο μηχανικός βαθμός απόδοσης $\eta_{m,αντλίας}$ για να ληφθούν υπόψιν και οι μηχανικές απώλειες της ατράκτου σύνδεσης (εάν υφίσταται) από τον ηλεκτροκινητήρα στην αντλία [12], Σχέση 2.8.

$$\eta_{m,αντλίας} = \frac{W_{fin}}{W_{ατράκτου,αντλίας}} = \frac{\dot{m}_f \cdot (h_{f2} - h_{f1}) \cdot 30}{N_{αντλίας} \cdot \pi \cdot M_{αντλίας}} \quad (2.8)$$

όπου

$$W_{ατράκτου,αντλίας} = \frac{N_{αντλίας} \cdot \pi \cdot M_{αντλίας}}{30} \quad (2.9)$$

και

$$\dot{m}_f = \rho_f \cdot V_{h,ρυμπ} \cdot \frac{N_{αντλίας}}{60} \cdot \eta_{ογκ,αντλίας} \quad (2.10)$$

2.7.3 Εκτονωτές

Ο εκτονωτής είναι μία από τις πιο κρίσιμες συνιστώσες σε ένα σύστημα ORC, καθώς η απόδοση του συστήματος εξαρτάται από την απόδοση του.

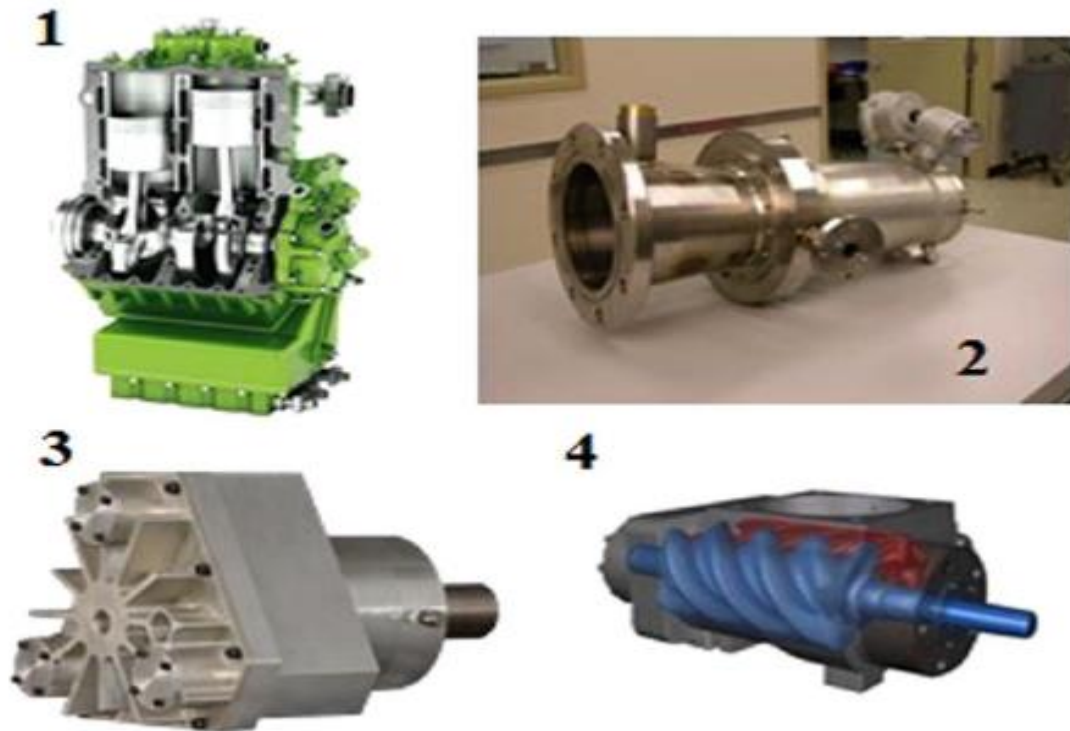
Οι εκτονωτές μπορούν να διαχωρισθούν σε δύο κατηγορίες: στους θετικής εκτόπισης και στους δυναμικής ροής.

Οι εκτονωτές δυναμικής ροής είναι καταλληλότεροι για μεγαλύτερα συστήματα ORC και παρουσιάζουν καλύτερη απόδοση όταν λειτουργούν σε μία σταθερή κατάσταση στο σημείο σχεδίασης. Σε συνθήκες εκτός σημείου λειτουργίας οι εκτονωτές δυναμικής ροής είναι λιγότερο αποδοτικοί σε σχέση με τους εκτονωτές θετικής εκτόπισης εκτός και αν χρησιμοποιούνται μεταβλητά οδηγία πτερύγια. Επιπλέον, οι εκτονωτές δυναμικής ροής μπορεί να είναι αξονικής ή ακτινικής κατεύθυνσης (ροής). Οι αξονικής ροής χρησιμοποιούνται περισσότερο σε μεγάλα συστήματα ανάκτησης θερμότητας για εφαρμογές σταθερής παραγωγής ενέργειας με χαμηλότερους λόγους πίεσης και υψηλότερες παροχές μάζας ενώ είναι και περισσότερο κατάλληλοι για τη δημιουργία πολυβάθμιων εκτονωτών. Αντίθετα, οι ακτινικής ροής χρησιμοποιούνται περισσότερο για υψηλούς λόγους πίεσης και χαμηλότερες παροχές μάζας εργαζόμενου μέσου. Επιπρόσθετα, οι εκτονωτές δυναμικής ροής που χρησιμοποιούνται για τα οργανικά ρευστά, έχουν πιο συμπαγή σχεδίαση σε σχέση με τους ατμοστροβίλους εξαιτίας της υψηλότερης πυκνότητας και του χαμηλότερου ειδικού όγκου του οργανικού ρευστού σε σχέση με του νερού-ατμού. Παράλληλα, οι εκτονωτές δυναμικής ροής έχουν χαμηλότερες ενθαλπικές πτώσεις σε εφαρμογές ORC σε σχέση με του ατμού, καθώς έχουν λιγότερες βαθμίδες εκτόνωσης, συνήθως μία με δύο. Βέβαια, οι εκτονωτές δυναμικής ροής δεν είναι τόσο κατάλληλοι για μικρής κλίμακας συστήματα ORC, καθώς έχουν μεγάλη ταχύτητα περιστροφής με αποτέλεσμα να δημιουργούν κατασκευαστικά προβλήματα (μεγάλου μεγέθους μειωτήρες) ενώ το κόστος της γεννήτριας υψηλής ταχύτητας παραμένει επίσης ένα θέμα. Τέλος οι εκτονωτές δυναμικής ροής δεν αντέχουν υψηλή περιεκτικότητα σε υγρασία του εργαζόμενου μέσου κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης καθώς αυξάνεται η πιθανότητα βλάβης στα πτερύγια τους.

Οι διάφοροι τύποι εκτονωτών θετικής εκτόπισης είναι οι παρακάτω: οι εμβολοφόροι, οι scroll, οι κοχλιοειδείς (screw), οι vane και οι Wankel.

Οι εμβολοφόροι εκτονωτές χρησιμοποιούνται περισσότερο σε μικρής κλίμακας συστήματα ανάκτησης θερμότητας όπως οι MEK. Μπορούν να λειτουργούν με μεγάλους λόγους πίεσης εξαιτίας των μεγάλων λόγων όγκου (ο όγκος του θαλάμου στο τέλος της αποτόνωσης προς τον όγκο του θαλάμου στην αρχή της αποτόνωσης). Στην πράξη οι λόγοι πίεσης είναι μεταξύ 6 και 14. Αυτού του τύπου ο εκτονωτής απαιτεί ακριβή χρονοισμό στην βαλβίδα εισόδου και εξόδου καθώς και έλεγχο ζυγοστάθμισης και ταλαντώσεων. Επιπλέον, παρουσιάζουν υψηλές απώλειες τριβών (αλληλεπίδραση ελατηρίων εμβόλου με τα τοιχώματα

του κυλίνδρου), προβλήματα λίπανσης και στεγανοποίησης. Οι εμβολοφόροι εκτονωτές μπορούν να αντέξουν υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες (70 bar, 560 °C) καθώς και την υγρή φάση του ρευστού κατά τη διάρκεια της αποτόνωσης. Μια εμπορική εφαρμογή εμβολοφόρου εκτονωτή σε σύστημα ORC είναι ο δίχρονος του Σχήματος 2.14.1, για εφαρμογές εντός-εκτός δρόμου, ναυτικές και σιδηροδρομικές.



Σχήμα 2.14: 1) Εμβολοφόρος εκτονωτής της εταιρείας *Steam Drive GmbH*, 2) εκτονωτής ακτινικής ροής της εταιρείας *Barber Nichols*, 3) εκτονωτής τύπου *scroll* της εταιρείας *Air Squared* και 4) εκτονωτής τύπου *twin-screw* της εταιρείας *Electratherm* [1]

Οι εκτονωτές τύπου scroll λειτουργούν σε χαμηλότερο εύρος λόγων πίεσης μεταξύ 1.5 και 4 λόγω κατασκευής (όπως αναφέρθηκε για τους εμβολοφόρους) ενώ επίσης έχουν απώλειες υπο-εκτόνωσης και υπερ-εκτόνωσης. Άλλες απώλειες είναι λόγω των τριβών (χρειάζεται λίπανση), διαρροών και μετάδοσης θερμότητας. Μπορούν να αντέξουν χαμηλότερες θερμοκρασίες σε σχέση με τους εμβολοφόρους (215°C). Είναι πολύ συνηθισμένο αυτού του είδους οι εκτονωτές, που χρησιμοποιούνται για εφαρμογές ORC, να προέρχονται από μετασκευή των συμπιεστών συστημάτων *air-condition* (από οχήματα) και να χρησιμοποιούνται περισσότερο για χαμηλής θερμοκρασίας ανάκτηση θερμότητας (ψυκτικό κύκλωμα). Επίσης, οι *scroll* εκτονωτές αντέχουν την υγρή φάση κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης και μπορούν να προσαρμοστούν σε ένα μεγάλο εύρος λειτουργικών συνθηκών.

Οι κοχλιωειδείς εκτονωτές (*screw* ή *twin-screw*) επίσης χρησιμοποιούνταν ως συμπιεστές κατά το παρελθόν. Αυτοί χρησιμοποιούνταν σε γεωθερμικές εφαρμογές με μεσο-υψηλή

παραγωγή ισχύος (20kW-1MW). Το εύρος λόγων πίεσης είναι 5-8. Επίσης χρειάζεται κύκλωμα λαδιού για τη λίπανση της συσκευής. Η ταχύτητα περιστροφής είναι υψηλότερη από τους άλλους τύπους εκτονωτών γι' αυτό και απαιτείται μειωτήρας στροφών σε περίπτωση τροφοδοσίας της ανακτώμενης ενέργειας στη στροφαλοφόρο άτρακτο. Η στεγανοποίηση είναι επίσης πολύ σημαντική για των περιορισμό των διαρροών, ειδικά στην περίπτωση επικίνδυνων εργαζόμενων μέσων.

Οι εκτονωτές τύπου vane είναι επίσης κατάλληλοι για χαμηλής παραγωγής ισχύος συστημάτων ORC. Επίσης, μπορούν να αντέξουν την υγρή φάση κατά την εκτόνωση. Μπορούν να κατασκευαστούν εύκολα και να παρέχουν ομαλή παραγωγή ροπής. Είναι κατάλληλοι για μηχανική σύνδεση χωρίς μειωτήρα στροφών εξαιτίας των χαμηλών ταχυτήτων περιστροφής (3000 rpm). Έχουν μικρές απαιτήσεις λίπανσης ενώ δεν παράγουν και θόρυβο. Βέβαια, οι απώλειες διαρροών είναι ένα μειονέκτημα, μαζί με τις υψηλές πτώσεις πίεσης εξαιτίας της δυσκολίας που έχουν τα πτερύγια (vanes) να κρατήσουν μια καλή επαφή με το εσωτερικό. Η ταχύτητα περιστροφής επηρεάζεται αρκετά από την πίεση και την παροχή του εργαζόμενου μέσου ενώ σε μεγάλες ταχύτητες περιστροφής αυξάνονται σημαντικά και οι απώλειες τριβής.

Ένα άλλο σημαντικό θέμα που αφορά τους εκτονωτές στα συστήματα ORC είναι ο τρόπος που θα αξιοποιηθεί η παραγόμενη ενέργεια. Υπάρχουν δύο τρόποι: η μηχανική προσαρμογή και η ηλεκτρική.

Στην πρώτη περίπτωση, η καθαρή παραγόμενη ισχύς του εκτονωτή τροφοδοτεί την στροφαλοφόρο άτρακτο μέσω μειωτήρα στροφών ή άλλης μηχανικής σύνδεσης αναλόγως της διαφοράς στις ταχύτητες περιστροφής μεταξύ του εκτονωτή και του κινητήρα. Επίσης, ένας συμπλέκτης μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την περίπτωση της αποσύμπλεξης του εκτονωτή με τον κινητήρα για συνθήκες αρνητικής κλίσης οδοστρώματος.

Company	Model	Working Fluid	ORC Power Range	Efficiency [%]	Expander Type	Speed [rpm]
Verdicorp	n.a.	R245fa	30–180 kW	n.a.	Turbo/radial	n.a.
Electratherm	n.a.	n.a.	35–110 kW	n.a.	Twin Screw	n.a.
Barber Nichols	n.a.	Fluorinol-50, R245fa, toluene, water-steam, R134a	3 kW–250 kW	85	Turbo/radial	up to 60,000
Green Turbine	Green Turbine	water-steam, organic fluids	1.2 kW–15 kW	n.a.	Turbo/radial	up to 30,000
Cummins	n.a.	R245fa	42 kW	77	Turbo/axial	80,000
Infinity Turbine LLC	IT01 / IT10 / IT50	R245fa	10 kW–3 MW	73	Turbo/radial	n.a.
Air Squared	E15H022A-SH/ E22H038A-SH	R245fa, R134a, other gases	1–5 kW	70–80	Scroll (oil-free or lubricated)	2600–3600
Eneftch	n.a.	R245fa	1–5 kW	80	Scroll	2000–6000
Liebherr	n.a. - Patent	R245fa, ethanol, water-steam	n.a.	n.a.	Rotary vane	n.a.
SteamDrive GmbH	SteamTrac/ SteamDrive	water-based medium	20–360 kW	more than 65	Reciprocating piston	3600
Exoes	n.a.	Water-steam or ethanol	4 kW	40–45%	Swashplate piston	1000–6000
Viking Development Group	CraftEngine	Organic fluid	2–40 kW	n.a.	Reciprocating piston	750–1500

Σχήμα 2.15: Εμπορικές ή αναπτυσσόμενες τεχνολογίες εκτονωτών για εφαρμογές ORC οχημάτων [1]

Στην δεύτερη περίπτωση, ο εκτονωτής συνδέεται με γεννήτρια, για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Η ενέργεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την φόρτιση μπαταριών, για βοηθητικές συσκευές (AC, καταψύκτες, ηλεκτρικές συσκευές επί του οχήματος) ή επανατροφοδοσία στο σύστημα ισχύος σε υβριδικές εφαρμογές Diesel [1].

Η εξίσωση για την παραγόμενη ισχύ είναι η 2.11 με την αρίθμηση από το Σχήμα 2.7

$$W_{f_{out}} = \dot{m}_f \cdot (h_{f3} - h_{f4}) \quad (2.11)$$

Επίσης, όπως και στην περίπτωση της αντλίας, υπάρχει ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης για να εκφράσει τις θερμοδυναμικές απώλειες του συστήματος, Σχέση 2.12, και ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή για τις μηχανικές, Σχέση 2.13

$$\eta_{is,εκτονωτή} = \frac{h_{f3} - h_{f4}}{h_{f3} - h_{f4,is}} \quad (2.12)$$

$$\eta_{m,εκτονωτή} = \frac{W_{ατράκτου,εκτονωτή}}{W_{f_{out}}} = \frac{N_{εκτονωτή} \cdot \pi \cdot M_{εκτονωτή}}{30 \cdot \dot{m}_f \cdot (h_{f3} - h_{f4})} \quad (2.13)$$

Τελικά ο συνολικός βαθμός απόδοσης του κύκλου Rankine υπολογίζεται από τη Σχέση 2.14, η οποία εκφράζει την καθαρή παραγωγή ισχύος (αριθμητής) προς την προσδιδόμενη θερμότητα από τα καυσαέρια (παρανομαστής) Σχέση 2.14.

$$\eta_{κύκλου Rankine} = \frac{W_{ατράκτου,εκτονωτή} - W_{ατράκτου,αντλίας}}{Q_{fin}} \quad (2.14)$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

Ανάπτυξη του Μοντέλου Οχήματος- Συστήματος ORC μέσω του Υπολογιστικού Πακέτου GT-Power

3.1 Γνωριμία με το GT-Suite

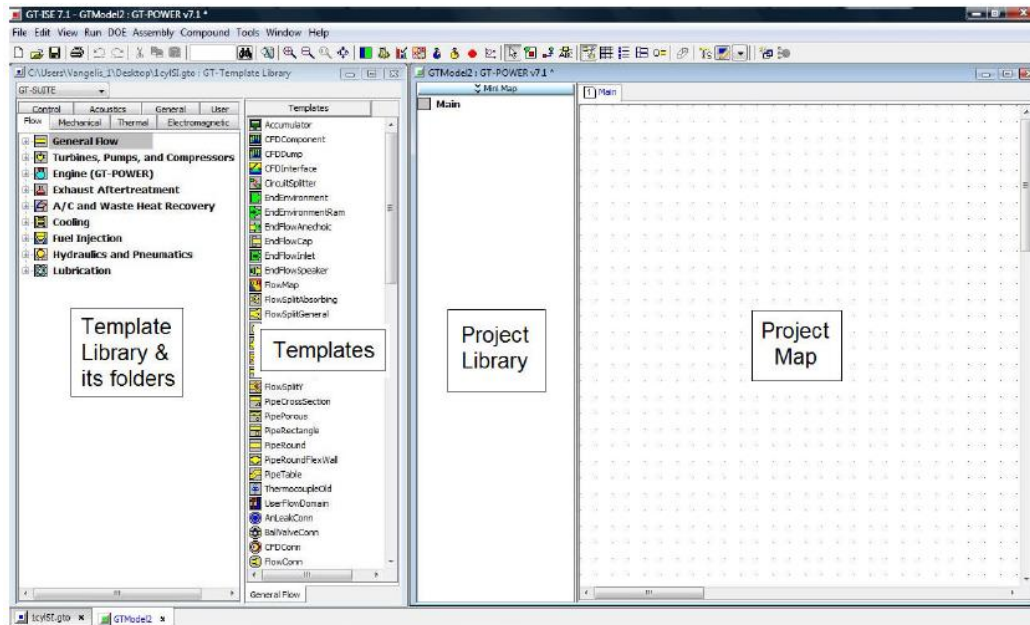
Το πρόγραμμα GT-Suite αποτελεί ένα προϊόν της εταιρείας παραγωγής εξειδικευμένου λογισμικού Gamma Technologies με έδρα τις ΗΠΑ, το οποίο απευθύνεται στη βιομηχανία κινητήρων και οχημάτων. Το GT-Suite παρέχει ένα περιβάλλον (Σχήμα 3.1) στο οποίο μπορεί να γίνει εικονική αναπαράσταση κινητήρων και συστημάτων μετάδοσης καθώς και προσομοίωσης μίας μεγάλης ποικιλίας εφαρμογών που σχετίζονται με την αυτοκινητοβιομηχανία. Μερικές από αυτές είναι:

- Μοντελοποίηση κινητήρων (GT-Power).
- Επεξεργασία δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων.
- Ακουστική συστήματος εισαγωγής και εξαγωγής.
- Επεξεργασίας καυσαερίων.
- Δυναμική οχήματος.
- Υβριδικά συστήματα, ηλεκτροκίνητα οχήματα και κυψέλες καυσίμου.
- Συστήματα ψύξης κινητήρων.
- Συστήματα λίπανσης.
- Συστήματα έγχυσης καυσίμου.
- Υδραυλικά και πνευματικά συστήματα.
- Κινηματική και δυναμική εκκεντροφόρου και συστήματος βαλβίδων.
- Κινηματική και δυναμική στροφαλοφόρου.

- Συστήματα μετάδοσης, κιβώτια ταχυτήτων και ιμαντοκίνηση.

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

Το GT-Power διαθέτει μια πλατφόρμα στην οποία μπορεί κανείς να σχεδιάσει όλων των ειδών τις εφαρμογές, συνδυάζοντας εργαλεία (tools) και στοιχεία (components) από τις βιβλιοθήκες που το ίδιο το πρόγραμμα διαθέτει.



Σχήμα 3.1: Περιβάλλον εργασίας GT-Power [18]

3.2 Περιβάλλον Εργασίας - Γενικά Χαρακτηριστικά

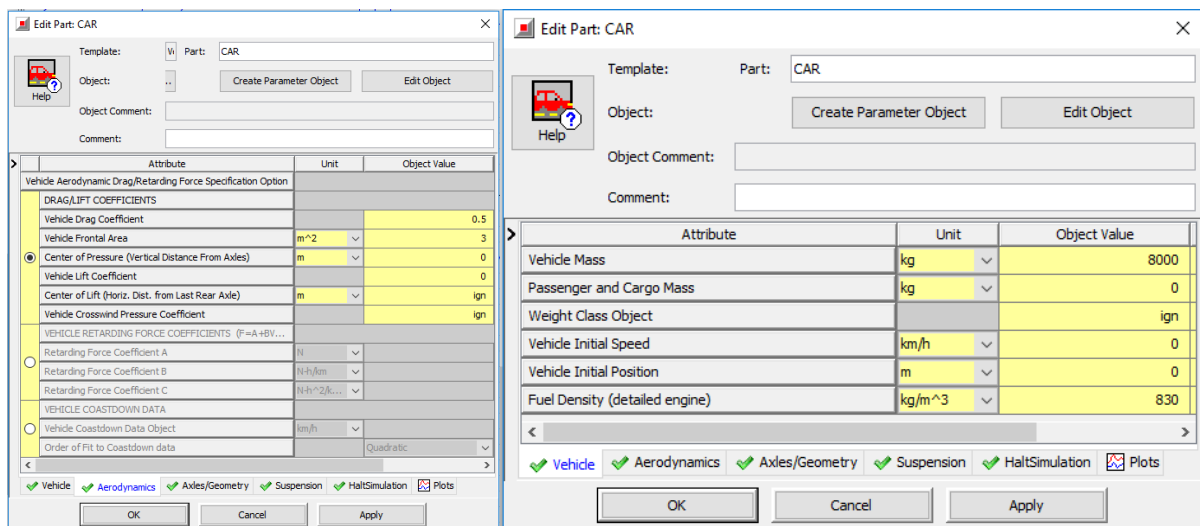
Το GT-Power διαθέτει μια βιβλιοθήκη με τα απαραίτητα πρότυπα στοιχεία και εργαλεία (templates) που χρησιμοποιούνται για τη σχεδίαση και την προσομοίωση ενός κινητήρα. Κάθε πρότυπο που παρέχεται από το πρόγραμμα απαρτίζεται επιπλέον με κάποια χαρακτηριστικά (attributes) που εξαρτώνται από τα δεδομένα της εκάστοτε εφαρμογής, όπως φαίνεται ενδεικτικά στο Σχήμα 3.2 για την περίπτωση ενός οχήματος (π.χ η μάζα του οχήματος, η μετωπική του επιφάνεια, ο συντελεστής αεροδυναμικής αντίστασης κτλ.)

Αφού συμπληρωθούν τα χαρακτηριστικά κάθε προτύπου σύμφωνα με τις ανάγκες της εκάστοτε εφαρμογής, αυτό μεταφέρεται από την βιβλιοθήκη του προγράμματος στην βιβλιοθήκη της συγκεκριμένης εργασίας (project library) και μετατρέπεται σε αντικείμενο (object) που μπορεί να διαμορφωθεί και να χρησιμοποιηθεί στην εργασία όσες φορές επιθυμεί

ο χρήστης (π.χ ο κύλινδρος σε έναν πολυκύλινδρο κινητήρα, οι αντίστοιχοι εγχυτήρες ανά κύλινδρο κτλ.).

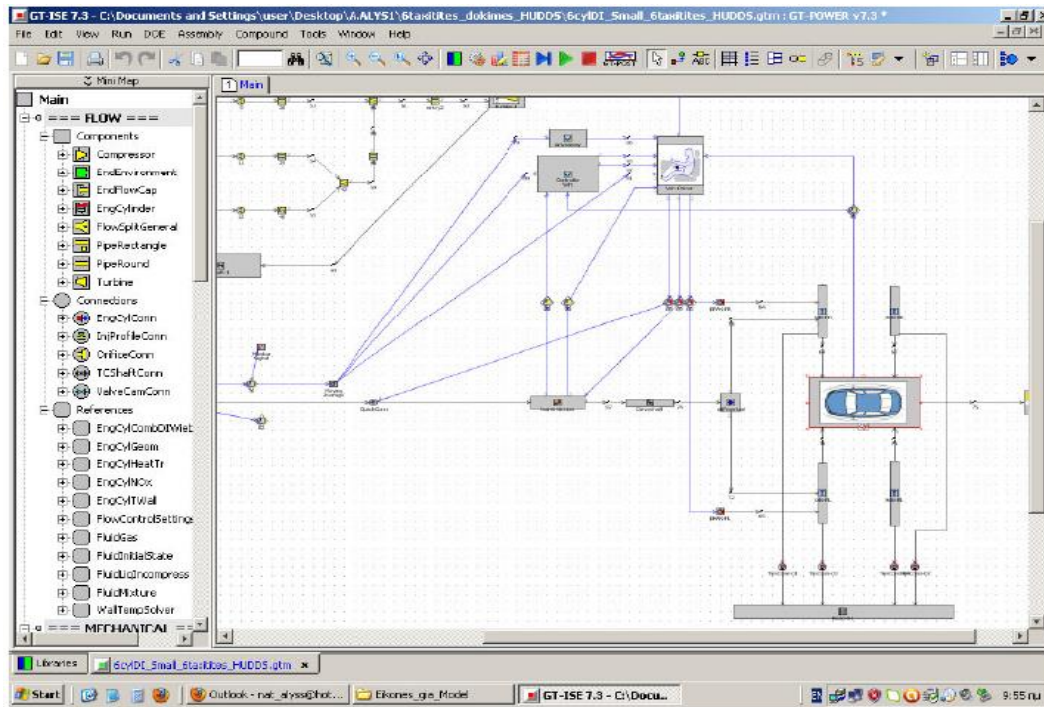
Στη συνέχεια όταν τα απαραίτητα αντικείμενα (objects) είναι έτοιμα, πρέπει να μεταφερθούν ένα-ένα στο χάρτη εργασίας (project map) (Σχήμα 3.1), όπου θα γίνει η συνδεσή τους με τρόπο τέτοιο ώστε να προσομοιώνεται σωστά η διάταξη και η λειτουργία του οχήματος και του κινητήρα. Πλέον στο χάρτη εργασίας, τα αντικείμενα χαρακτηρίζονται ως μέρη ή κομμάτια (parts) μοντέλου οχήματος. Η τελική εικόνα που προκύπτει (βλ. Σχήμα 3.3) μοιάζει με ένα μονογραμμικό σχέδιο, στο οποίο διακρίνονται τα επιμέρους κομμάτια του μοντέλου, καθώς επίσης και οι μεταξύ τους συνδέσεις, επιτρέποντας έτσι στον χρήστη να μπορεί να κάνει μεμονωμένες αλλαγές σε συγκεκριμένα μέρη του κινητήρα όταν αυτές κρίνονται απαραίτητες, καθώς και να επιβλέπει το μοντέλο του με καλύτερη εμποπτεία.

Όταν το μοντέλο του κινητήρα (μαζί με τα περιφερειακά του συστήματα) είναι πλήρως λειτουργικό, το GT-Power δίνει τη δυνατότητα στο χρήστη να τρέξει διάφορα σενάρια (cases) σταθερής ή μεταβατικής λειτουργίας καθώς και να εντάξει το μοντέλο του σε διάφορους Κύκλους Πόλης (Driving Cycles), σε συνθήκες που ο ίδιος ορίζει (Σχήμα 3.4).



Σχήμα 3.2: Παράθυρα εισαγωγής χαρακτηριστικών οχήματος (π.χ μάζα οχήματος, γεωμετρικά χαρακτηριστικά) [18]

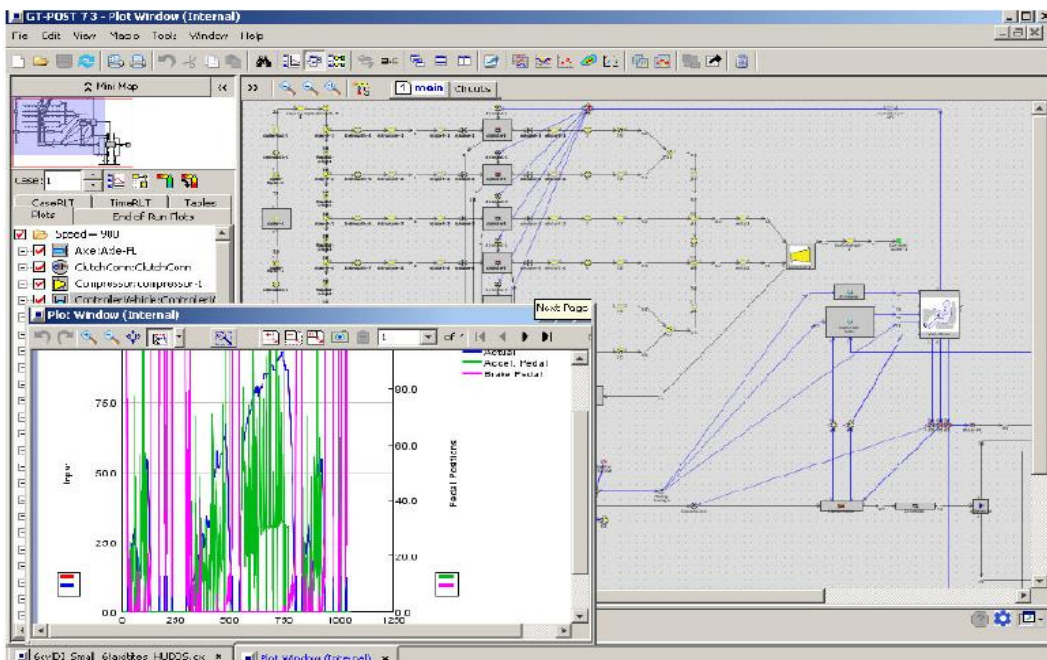
Μετά την ολοκλήρωση των διάφορων σεναρίων, ο χρήστης έχει τη δυνατότητα να λάβει τα αποτελέσματα της προσομοίωσης μέσω του εργαλείου GT-Post. Τα εν λόγω αποτελέσματα έχουν τη μορφή πινάκων ή τη μορφή διαγραμμάτων, που ο χρήστης μπορεί να επεξεργαστεί περαιτέρω.



Σχήμα 3.3: Μονογραμμικό σχέδιο του οχήματος και του συστήματος μετάδοσης κίνησης [18]

Attribute	Unit	Object Value
Time Control Flag		periodic
<input type="radio"/> Maximum Simulation Duration (Cycles)		500
<input checked="" type="radio"/> Maximum Simulation Duration (Time)	s	1800
Automatic Shut-Off When Steady-State		off
Main Driver (Defines Periodic Frequency)		
<input checked="" type="radio"/> Automatic		
<input type="radio"/> Part Name		
<input type="radio"/> Reference Object		
Improved Solution Sequence for Multi-Circuit Models		<input checked="" type="checkbox"/>

Σχήμα 3.4: Κατάστρωση σεναρίων προσομοίωσης της λειτουργίας του μοντέλου σύμφωνα με τις ανάγκες του χρήστη.



Σχήμα 3.5: Απεικόνιση των αποτελεσμάτων του μοντέλου μέσω του GT-Post [18]

3.3 Εισαγωγή Συστήματος Οργανικού Κύκλου Rankine

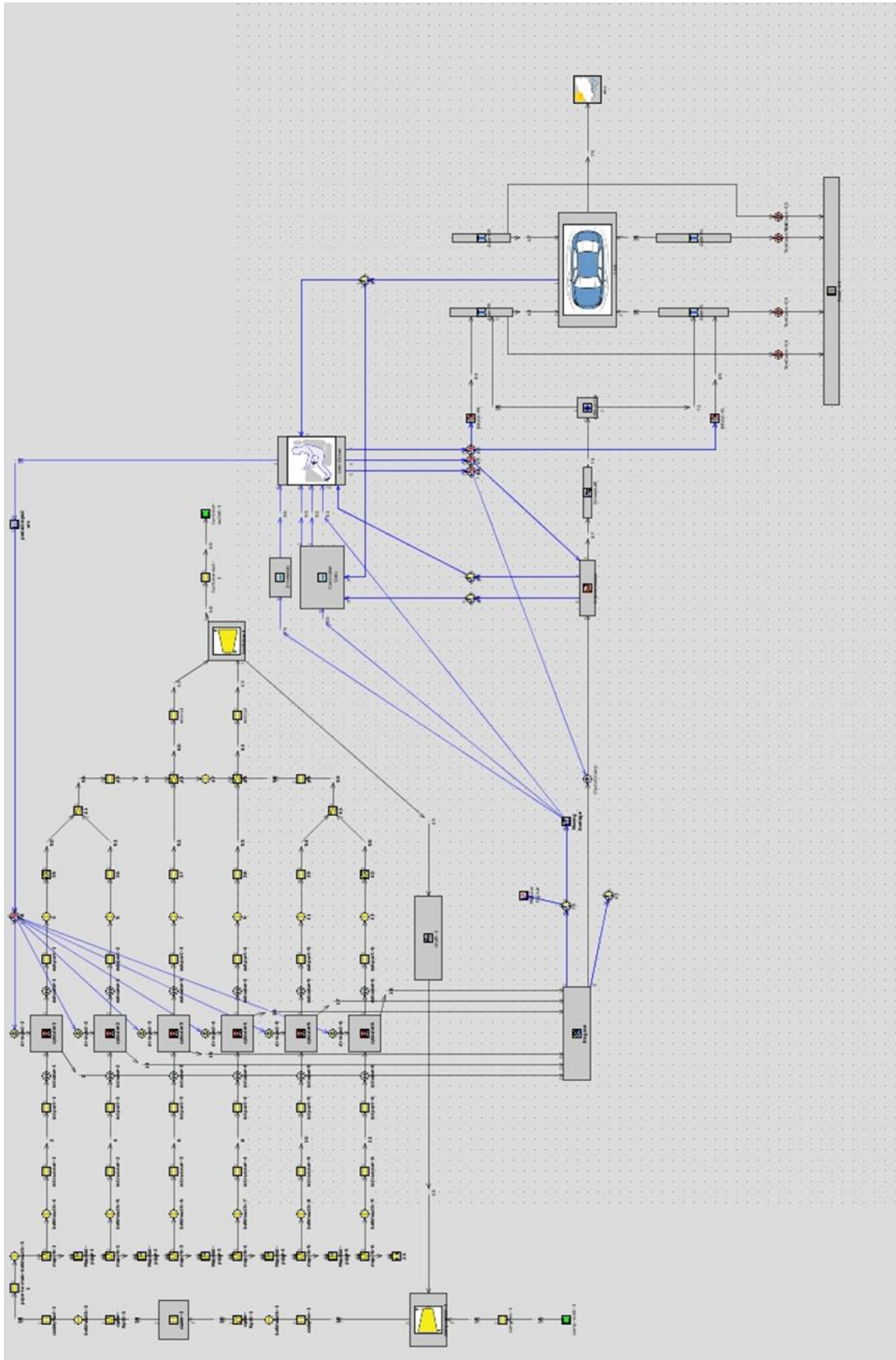
3.3.1 Γενικά

Η παρούσα διπλωματική εργασία βασίζεται σε μία ήδη περατωθείσα διπλωματική εργασία [18]. Για το λόγο αυτό το μοντέλο που κατασκευάστηκε μέσω του GT-Power, στα πλαίσια της παρούσας εργασίας, είναι με τη σειρά του συνέχεια του ήδη υπάρχοντος μοντέλου που αφορά την προσομοίωση 4-Χ κινητήρα Diesel στροβιλο-υπερπληρωμένου με ενδιάμεσο ψυγείο, χωρίς περιοριστή καυσίμου τοποθετημένου σε όχημα και συνδεδεμένου με σύστημα μετάδοσης κίνησης και συστήματος ελέγχου. Η τελική του διάταξη στο χάρτη εργασίας του GT-Power φαίνεται στο Σχήμα 3.6.

Στο πρόγραμμα προσομοιώνονται όλες οι διεργασίες εντός του κυλίνδρου σε επίπεδο γωνίας στροφάλου (filling and emptying method). Συγκεκριμένα, για την μοντελοποίηση της καύσης χρησιμοποιούνται οι εξισώσεις του Wiebe και για τις απώλειες θερμότητας η σχέση του Woschni. Επιπρόσθετα, όσον αφορά τις πολλαπλές εξαγωγής, χρησιμοποιείται η μέθοδος των χαρακτηριστικών (pressure wave action simulation).

Παράλληλα, η κεντρική ιδέα λειτουργίας του σχεδιασμένου μοντέλου που φαίνεται στο Σχήμα 3.6 συνοψίζεται στα εξής [18]:

Ο εικονικός οδηγός διαθέτει τρεις διαφορετικές καταστάσεις : 1) εκκίνηση, 2) αλλαγή ταχύτητας και 3) κανονική οδήγηση.



Σχήμα 3.6: Ολοκληρωμένη εικόνα του μοντέλου οχήματος και του συστήματος μετάδοσης κίνησης και η συνδεσή του με τον κινητήρα Diesel στο περιβάλλον του GT-Power[18]

- Ο εικονικός οδηγός λαμβάνει το σήμα από το διεγερμένο πεντάλ επιτάχυνσης (accelerator pedal) και φρένου (brake pedal) από τον ελεγκτή οχήματος (controller vehicle) και επενεργεί αυτός στο πεντάλ επιτάχυνσης, φρένου και κιβωτίου ταχυτήτων ανάλογα με τις ανάγκες και την κατάσταση στην οποία βρίσκεται.
- Αν βρίσκεται σε κατάσταση **εκκίνησης**, ο οδηγός αγνοεί την είσοδο σήματος από τον ελεγκτή οχήματος και ακολουθεί την είσοδο του σήματος από τον ελεγκτή εκκίνησης (driveaway) (Σχήμα 3.6).
- Αντίστοιχα αν βρίσκεται σε κατάσταση **αλλαγής ταχύτητας** ο οδηγός αγνοεί τις εισόδους των δύο προαναφερόμενων ελεγκτών οχήματος και εκκίνησης αντίστοιχα και επενεργεί στο πεντάλ επιτάχυνσης και το συμπλέκτη τριβής σύμφωνα με τους χάρτες που διαθέτει (Σχήμα 3.6).
- Τέλος στην περίπτωση της **κανονικής οδήγησης**, ο οδηγός ακολουθεί την είσοδο σήματος από τον ελεγκτή οχήματος (Σχήμα 3.6).

3.3.2 Εγκατάσταση Συστήματος Οργανικού Κύκλου Rankine σε Μοντέλο Οχήματος στο περιβάλλον GT-Power

3.3.2.1 Γενικά

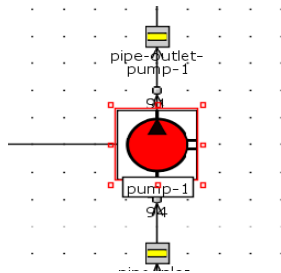
Στην παρούσα ενότητα παρουσιάζεται η εγκατάσταση του συστήματος κύκλου Rankine στο μοντέλο οχήματος της ενότητας 3.3.1 σε περιβάλλον GT-Power. Τα χαρακτηριστικά, που έχουν επιλεγεί για κάθε συνιστώσα, έχουν προέλθει από μελέτη της υπάρχουσας βιβλιογραφίας - ερευνών καθώς και από τα tutorials του προγράμματος GT-Power. Το εργαζόμενο μέσο που χρησιμοποιήθηκε είναι η αιθανόλη (ethanol), τα χαρακτηριστικά μεγέθη της οποίας φαίνονται στο Σχήμα 2.5, ενώ το μέσο συμπύκνωσης είναι το ψυκτικό egl-5050. Επίσης για κάθε συνιστώσα παρουσιάζονται αναλυτικά τα χαρακτηριστικά της καθώς και το πώς απεικονίζεται στο περιβάλλον προσομοίωσης στις παρακάτω υποενότητες. Τέλος στο Σχήμα 3.24 απεικονίζεται πλήρως η προσομοίωση του συστήματος ORC σε σύνδεση με τον κινητήρα Diesel στο περιβάλλον GT-Power, βάση του οποίου έγινε η μελέτη ανάκτησης θερμότητας των καυσαερίων και η αξιοποίησή της για αύξηση της απόδοσης του κινητήρα σε κύκλο πόλης WTVC. Τα αποτελέσματα της μελέτης δίνονται και επεξεργάζονται σε επόμενο κεφάλαιο.

3.3.2.2 Αντλία σε Περιβάλλον GT-Power

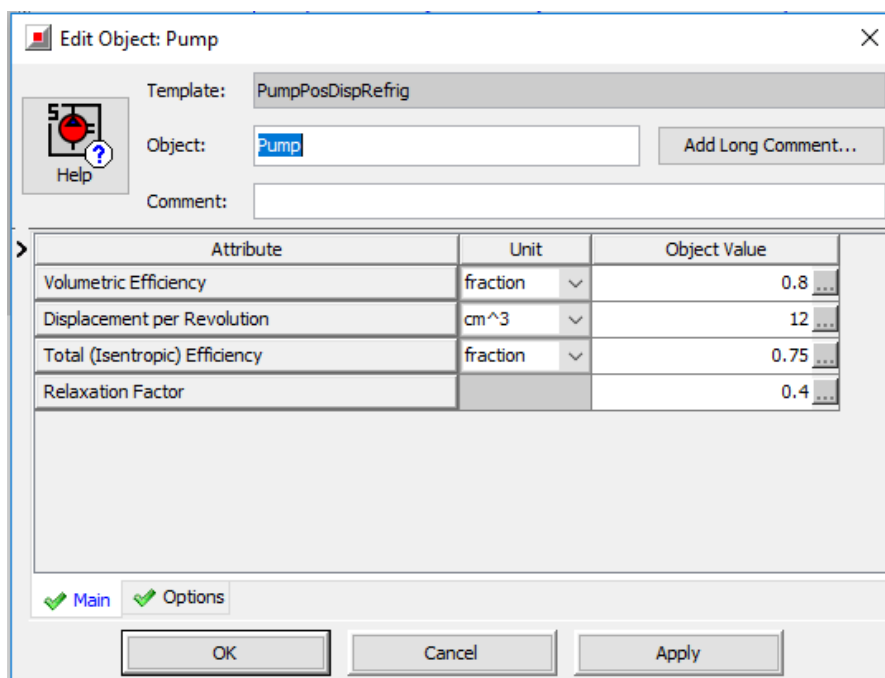
Η αντλία, όπως έχει αναφερθεί στην παράγραφο 2.7.2, αποτελεί την συνιστώσα αύξησης πίεσης του εργαζόμενου μέσου από την πίεση συμπύκνωσης στην πίεση ατμοποίησης. Στην προκειμένη περίπτωση λόγω μη διαθέσιμων δεδομένων για το χάρτη λειτουργίας της αντλίας, στον οποίο γίνεται συσχέτιση των στροφών, της παροχής, του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης και της αύξησης της πίεσης, προτεινόμενη λύση από το πρόγραμμα είναι η χρησιμοποίηση συγκεκριμένης αντλίας (template) στην οποία τα βασικά χαρακτηριστικά της παραμένουν σταθερά καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου πόλης WTVC. Η επιλογή των τιμών των χαρακτηριστικών έγινε βάση μελέτης της υπάρχουσας βιβλιογραφίας και των tutorials του προγράμματος. Τα χαρακτηριστικά αυτά είναι τα παρακάτω:

- Ισεντροπικός Βαθμός απόδοσης της αντλίας $\eta_{is,αντλίας} = 0.75$.
- Ογκομετρικός Βαθμός απόδοσης της αντλίας $\eta_{ογκ,αντλίας} = 0.8$.
- Όγκος Εμβολισμού της αντλίας $V_{h,αντλίας} = 12 \text{ cm}^3$.

Η αντλία στο περιβάλλον GT-Power φαίνεται στο παρακάτω Σχήμα 3.7



Σχήμα 3.7: Αντλία κύκλου Rankine σε περιβάλλον GT-Power

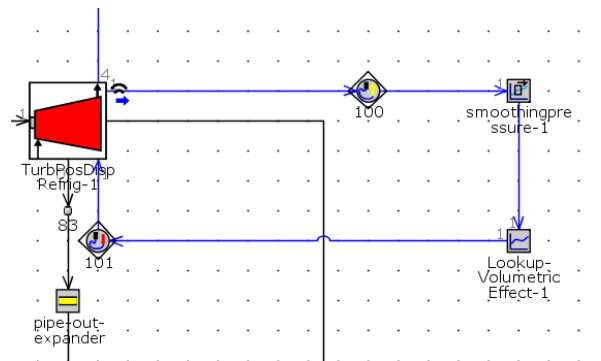


Σχήμα 3.8: Χαρακτηριστικά αντλίας κύκλου Rankine σε περιβάλλον GT-Power

3.3.2.3 Εκτονωτής σε Περιβάλλον GT-Power

Στον εκτονωτή γίνεται η αποτόνωση του εργαζόμενου μέσου από την υψηλή πίεση ατμοποίησης στη χαμηλή πίεση συμπύκνωσης. Κατά την αποτόνωση παράγεται η ωφέλιμη ενέργεια η οποία προσδίδεται μέσω αύξησης στροφών στην στροφαλοφόρο άτρακτο όπως θα παρουσιαστεί παρακάτω. Ο εκτονωτής που χρησιμοποιήθηκε είναι θετικής εκτόπισης λόγω της ανθεκτικότητας του σε περίπτωση ύπαρξης υγρής φάσης (όταν το σημείο 4 του Σχήματος 2.7α βρίσκεται εντός της «καμπάνας» της διφασικής περιοχής) του εργαζόμενου μέσου κατά την αποτόνωση. Όπως στην περίπτωση της αντλίας έτσι και στον εκτονωτή, λόγω μη διαθέσιμων δεδομένων για την δημιουργία του χάρτη λειτουργίας, προτείνεται από το πρόγραμμα η χρησιμοποίηση εργαλείου (template) με τα βασικά χαρακτηριστικά του να παραμένουν σταθερά καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου πόλης WTVC. Οι τιμές των χαρακτηριστικών επιλέχθηκαν βάση μελέτης της υπάρχουσας βιβλιογραφίας και των tutorials του προγράμματος και φαίνονται παρακάτω:

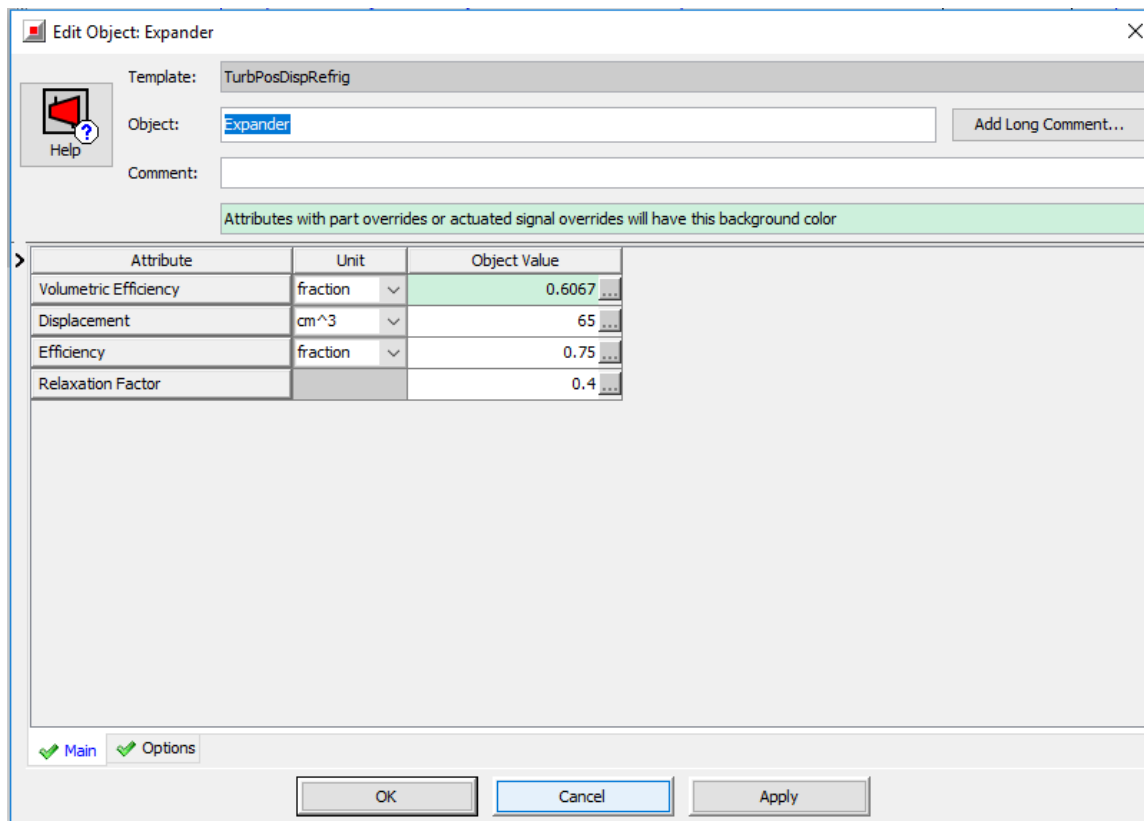
- Ισεντροπικός Βαθμός απόδοσης του εκτονωτή $\eta_{is,εκτονωτή} = 0.75$.
- Ογκομετρικός Βαθμός απόδοσης του εκτονωτή $\eta_{ογκ,εκτονωτή} = 0.6067$.
- Όγκος Εμβολισμού του εκτονωτή $V_{h,expander} = 65 \text{ cm}^3$.



Σχήμα 3.9: Εκτονωτής θετικής εκτόπισης κύκλου Rankine σε περιβάλλον GT-Power

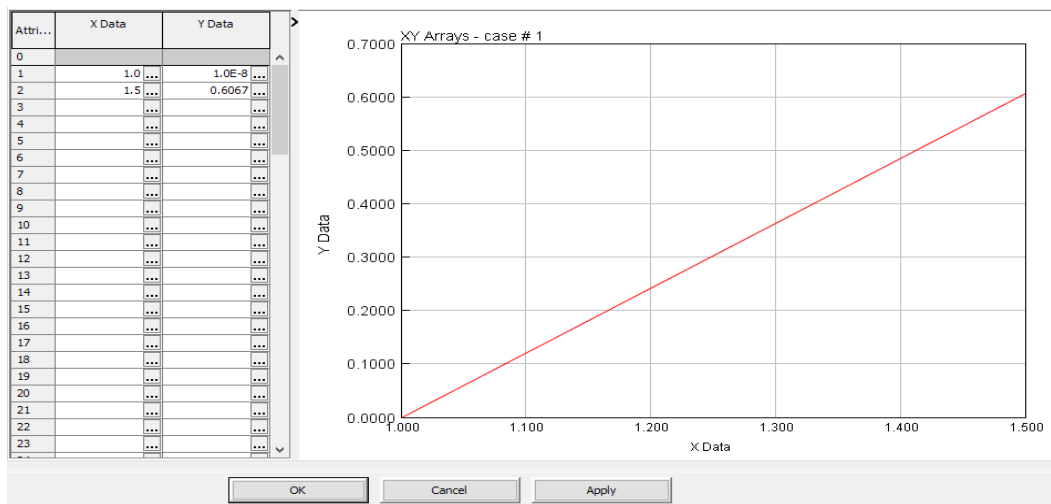
Αυτού του τύπου ο εκτονωτής (TurbPosDispRefrig στο GT-Power) δεν έχει εξάρτηση από τον λόγο πίεσης, καθώς λειτουργεί βασιζόμενος στην πυκνότητα εισόδου του εργαζόμενου μέσου και στην ταχύτητα περιστροφής. Σε κάποια συστήματα κύκλου Rankine, κατά την έναρξη λειτουργίας, υπάρχει η πιθανότητα η έξοδος του εκτονωτή (χαμηλή πλευρά πίεσης) να παρουσιάσει υψηλότερη πίεση από την είσοδό του. Αυτό γίνεται συνήθως εξαιτίας της γρήγορης αλλαγής φάσης που πραγματοποιείται στον συμπυκνωτή και η οποία μπορεί να συμπιέσει τη χαμηλή πλευρά για ένα μικρό χρονικό διάστημα μέχρι να μπορέσει το σύστημα να αντιδράσει.

Στην ανωτέρω περίπτωση με έναν πραγματικό εκτονωτή (ή έναν εκτονωτή, TurbineRefrig στο GT-Power, που βασίζεται σε χάρτη λειτουργίας) η παροχή μάζας θα πέσει γρήγορα υπό του μηδενός, πράγμα το οποίο σημαίνει ότι το ρευστό θα συμπιέζεται αντί να αποτονώνεται δηλαδή θα πραγματοποιείται μια αντίστροφη διαδικασία απορρόφησης, από τον κινητήρα, ενέργειας από την επιθυμητή. Σε αυτή τη περίπτωση γίνεται αποσύμπλεξη του εκτονωτή από τον κινητήρα ή από το φορτίο γενικά.



Σχήμα 3.10: Χαρακτηριστικά εκτονωτή κύκλου Rankine σε περιβάλλον GT-Power

Η λύση που προτείνεται σε αυτό το πρόβλημα από το πρόγραμμα GT-Power είναι ένα απλό σύστημα ελέγχου, όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.9, το οποίο θα ελαττώνει την παροχή μάζας από τον εκτονωτή όταν ο λόγος πίεσης θα πλησιάζει την τιμή 1. Έτσι ένας αισθητήρας (100, Σχήμα 3.9) λόγου πίεσης τοποθετείται στον εκτονωτή, ο αισθητήρας λαμβάνει το σήμα το οποίο μεταφέρεται στο φίλτρο (Smoothingpressure-1 Σχήμα 3.9) για μείωση του θορύβου και στη συνέχεια εισάγεται σε μια γραμμική συνάρτηση (Lookup-Volumetric Effect-1 στο GT-Power) όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.11. Στην γραμμική συνάρτηση, όσο ο εισαγόμενος λόγος πίεσης πλησιάζει στο 1 τόσο ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης μειώνεται άρα μειώνεται και η παροχή με αποτέλεσμα να αντιμετωπίζεται η πτώση λόγου πίεσης. Η έξοδος από την γραμμική συνάρτηση είναι ο διορθωμένος ογκομετρικός βαθμός απόδοσης ο οποίος οδηγείται στον επενεργητή (101, Σχήμα 3.9) που με τη σειρά του επενεργεί στον εκτονωτή.

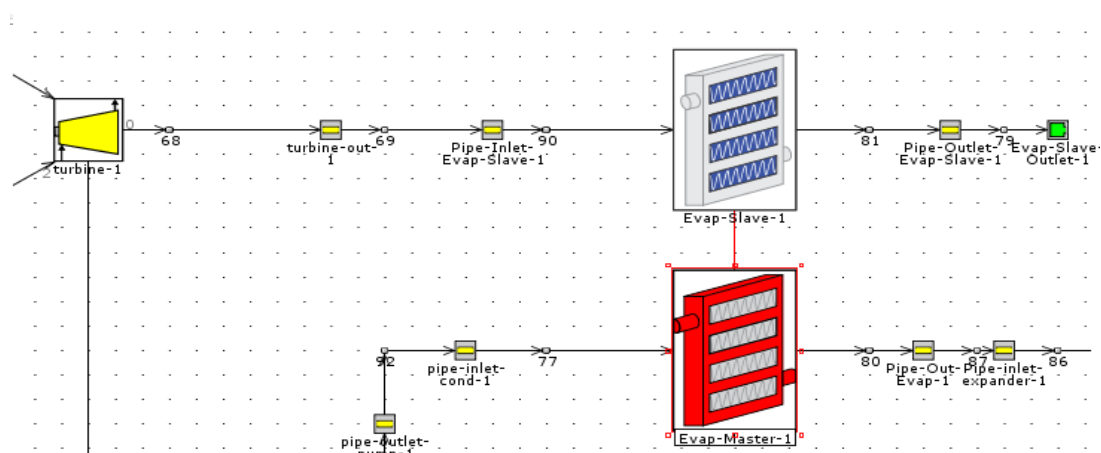


Σχήμα 3.11: Γραμμική συνάρτηση αντιμετώπισης πτώσης πίεσης του εκτονωτή σε περιβάλλον GT-Power

3.3.2.4 Ατμοποιητής σε Περιβάλλον GT-Power

Ο ατμοποιητής είναι η συνιστώσα εκείνη η οποία μεταφέρει την θερμότητα από τα θερμά καυσαέρια στο υψηλής πίεσης, πλέον, εργαζόμενο μέσο προκειμένου να το προθερμάνει-ατμοποιήσει-υπερθερμάνει για να οδηγηθεί στη συνέχεια στον εκτονωτή. Στην παρούσα διπλωματική εργασία ο ατμοποιητής, τοποθετήθηκε μετά το στρόβιλο και πριν την έξοδο στο περιβάλλον. Στο πρόγραμμα GT-Power ο ατμοποιητής απεικονίζεται στο Σχήμα 3.12.

Όπως διαπιστώνεται από το σχήμα, ο ατμοποιητής αποτελείται από δύο εικονίδια (templates) Evap-Slave-1 και Evap-Master-1 τα οποία προσομοιώνουν τη ροή των καυσαερίων και του εργαζόμενου μέσου αντίστοιχα. Βέβαια στην πραγματικότητα ο εναλλάκτης είναι ένα αντικείμενο. Τα περισσότερα χαρακτηριστικά εισάγονται μέσω του Evap-Master-1 ενώ στον Evap-Slave-1 εισάγεται ουσιαστικά μόνο η αρχική κατάσταση του ρευστού ως μία από τις οριακές συνθήκες για τη συναλλαγή θερμότητας.

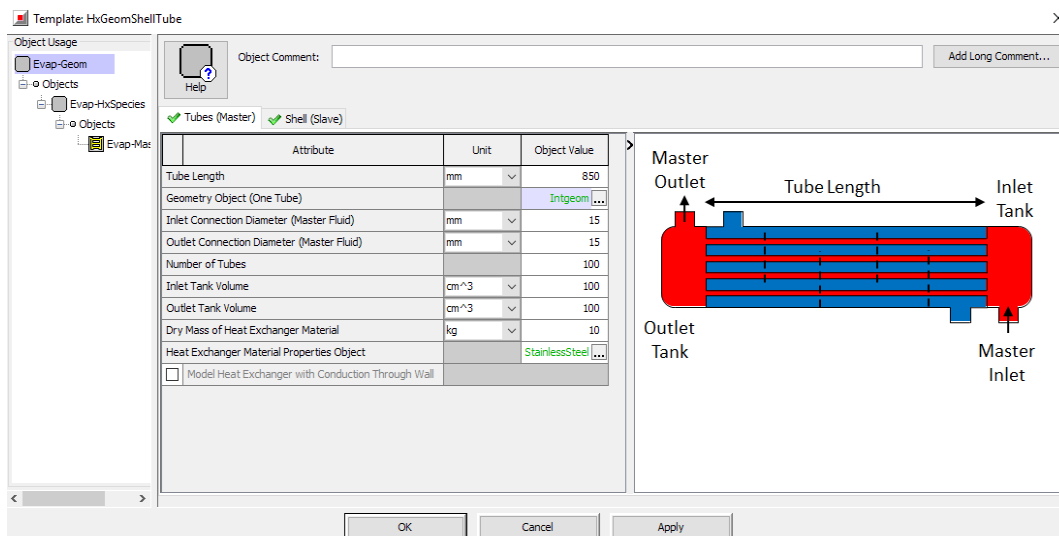


Σχήμα 3.12: Ατμοποιητής κύκλου Rankine στο περιβάλλον GT-Power

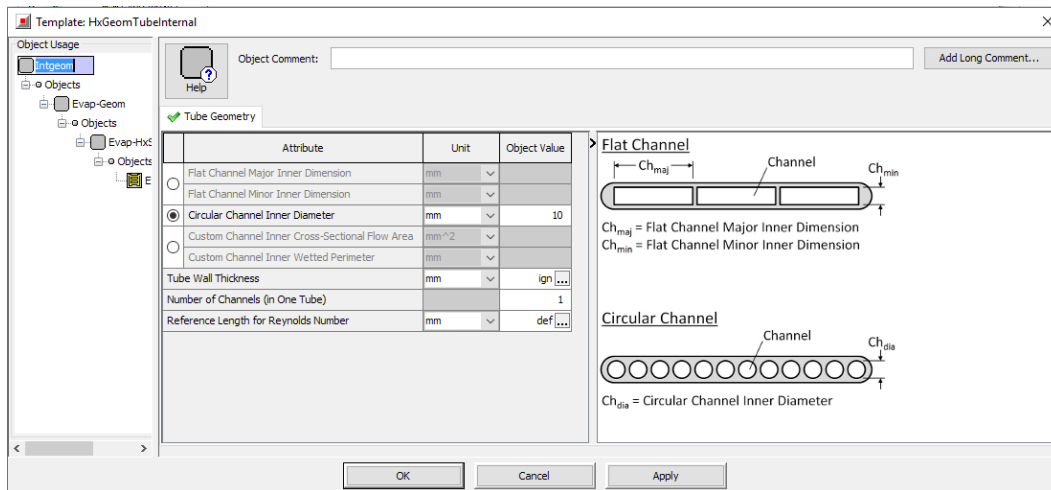
Ο τύπος του εναλλάκτη θερμότητας είναι κελύφους-σωλήνων (shell-tube). Τα χαρακτηριστικά του εισάγονται μέσω του εικονιδίου (template) Evap-Master-1 και τα κυριότερα γεωμετρικά χαρακτηριστικά είναι τα παρακάτω:

- Μήκος σωληνώσεων (tube length): 850 mm.
- Αριθμός σωληνώσεων (number of tubes): 100.
- Διαμετρος εισόδου και διάμετρος εξόδου για το εργαζόμενο μέσο: 15 mm.
- Όγκος δεξαμενής εισόδου και δεξαμενής εξόδου (inlet and outlet tank volume): 100 cm³.
- Μάζα του εναλλάκτη χωρίς το εργαζόμενο μέσο (σωληνώσεις): 10 kg.
- Υλικό του εναλλάκτη: καθαρός χάλυβας (stainlessSteel).
- Διάμετρος εσωτερικής σωλήνωσης εναλλάκτη: 10 mm.
- Διάμετρος κελύφους εναλλάκτη: 160 mm.
- Διάμετρος εισόδου και διάμετρος εξόδου σωλήνωσης καυσαερίου: 60 mm.
- Αριθμός εμποδίων (baffles) κατά την πορεία των καυσαερίων: 2.

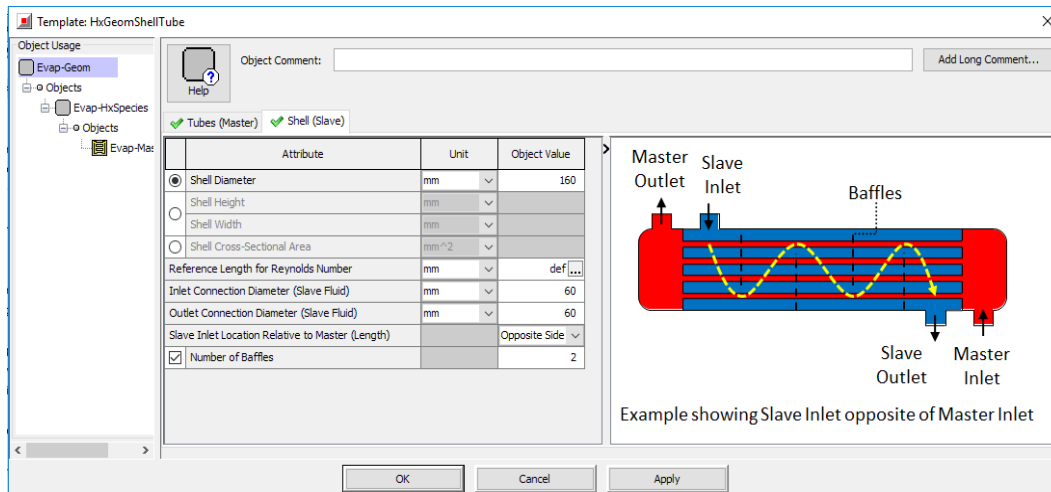
Τα ανωτέρω χαρακτηριστικά φαίνονται σε περιβάλλον GT-Power στα παρακάτω Σχήματα 3.13, 3.14 και 3.15.



Σχήμα 3.13: Εξωτερικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά ατμοποιητή (evaporator) σε περιβάλλον GT-Power



Σχήμα 3.14: Εσωτερικά χαρακτηριστικά σωληνώσεων ατμοποιητή σε περιβάλλον GT-Power

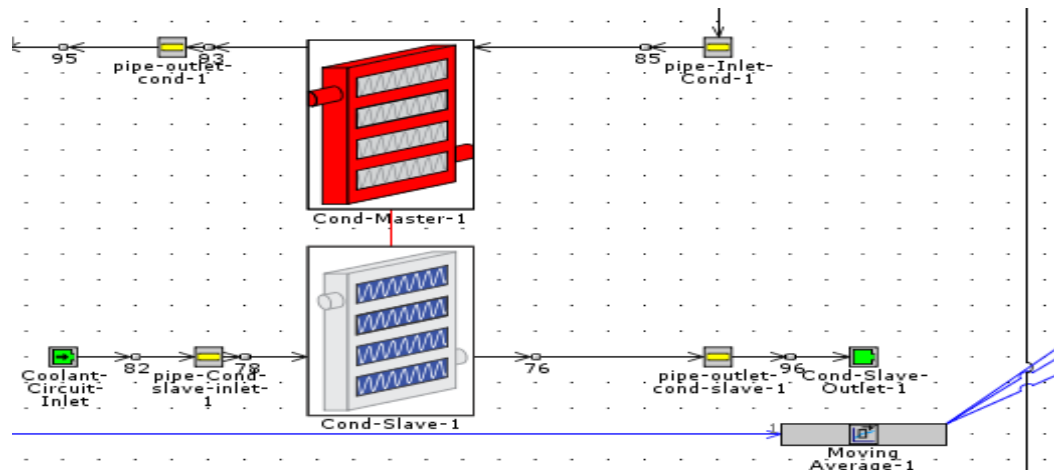


Σχήμα 3.15: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά κελύφους σε περιβάλλον GT-Power

3.3.2.5 Συμπυκνωτής σε Περιβάλλον GT-Power

Ο συμπυκνωτής είναι η συνιστώσα εκείνη του κύκλου Rankine στην οποία συμπυκνώνεται το εργαζόμενο μέσο προκειμένου να γίνει υγρό για να αυξηθεί στη συνέχεια η πίεση του μέσω της αντλίας. Φυσικά και είναι προτιμώτερη η αύξηση της πίεσης σε υγρό απ'ότι σε αέριο καθώς η αντλία (αύξηση πίεσης σε υγρό) καταναλώνει λιγότερη ενέργεια από τον συμπιεστή (αύξηση πίεσης σε αέριο). Για να γίνει η συμπύκνωση απαιτείται μία δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας για την απόρριψη της θερμότητας από το εργαζόμενο μέσω σε αυτήν. Στην παρούσα διπλωματική εργασία ως δεξαμενή χαμηλής θερμοκρασίας χρησιμοποιείται το ψυκτικό του κινητήρα, egl-5050 (αποτελείται από αιθυλενογλυκόλη 50% κατόγκο και 50% νερό), μετά την

έξοδό του από το ψυγείο του κινητήρα, το οποίο, μετά και από βιβλιογραφική έρευνα, θεωρήθηκε ότι είναι στους 60°C (Η θερμοκρασία θεωρείται σταθερή καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου WTV). Το ψυκτικό σύστημα του κινητήρα, με τον συμπυκνωτή του συστήματος κύκλου Rankine προσομοιώνεται με σταθερή παροχή όγκου και σταθερή θερμοκρασία σε όλη τη διάρκεια του κύκλου πόλης. Στο Σχήμα 3.16 φαίνεται ο συμπυκνωτής του συστήματος κύκλου Rankine.

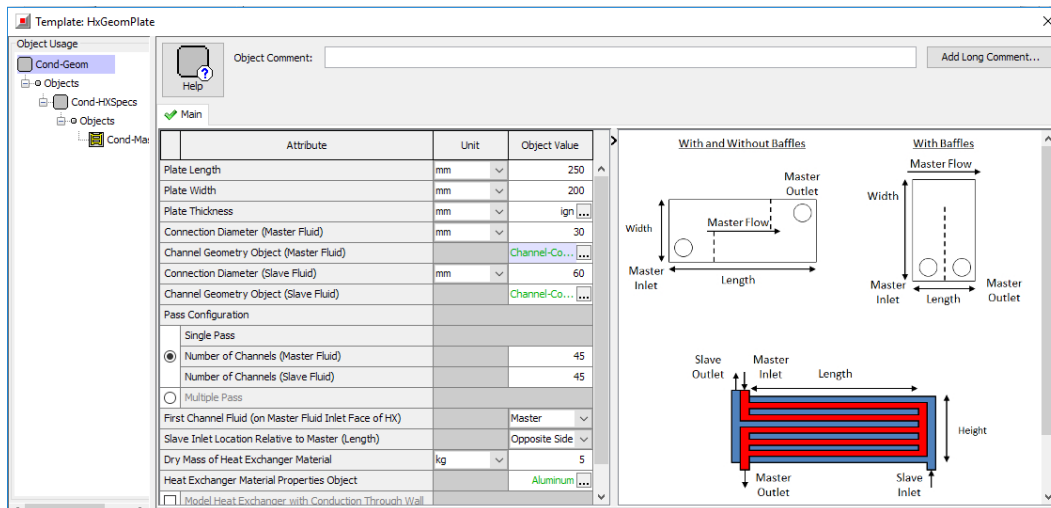


Σχήμα 3.16: Συμπυκνωτής κύκλου Rankine σε περιβάλλον GT-Power

Όπως διαπιστώνεται από το Σχήμα 3.16 ο συμπυκνωτής αποτελείται από δύο εικονίδια (templates) Cond-Slave-1 και Cond-Master-1 τα οποία προσομοιώνουν τη ροή του ψυκτικού (egl-5050) και του εργαζόμενου μέσου (ethanol) αντίστοιχα. Βέβαια στην πραγματικότητα ο εναλλάκτης είναι ένα αντικείμενο. Τα περισσότερα χαρακτηριστικά εισάγονται μέσω του Cond-Master-1 ενώ στον Cond-Slave-1 εισάγεται ουσιαστικά μόνο η αρχική κατάσταση του ρευστού ως μία από τις οριακές συνθήκες για τη συναλλαγή θερμότητας.

Ο εναλλάκτης θερμότητας είναι τύπου πλάκας (plate). Τα χαρακτηριστικά του (Σχήμα 3.17) εισάγονται μέσω του εικονιδίου (template) Cond-Master-1 και τα κυριότερα γεωμετρικά χαρακτηριστικά είναι τα παρακάτω:

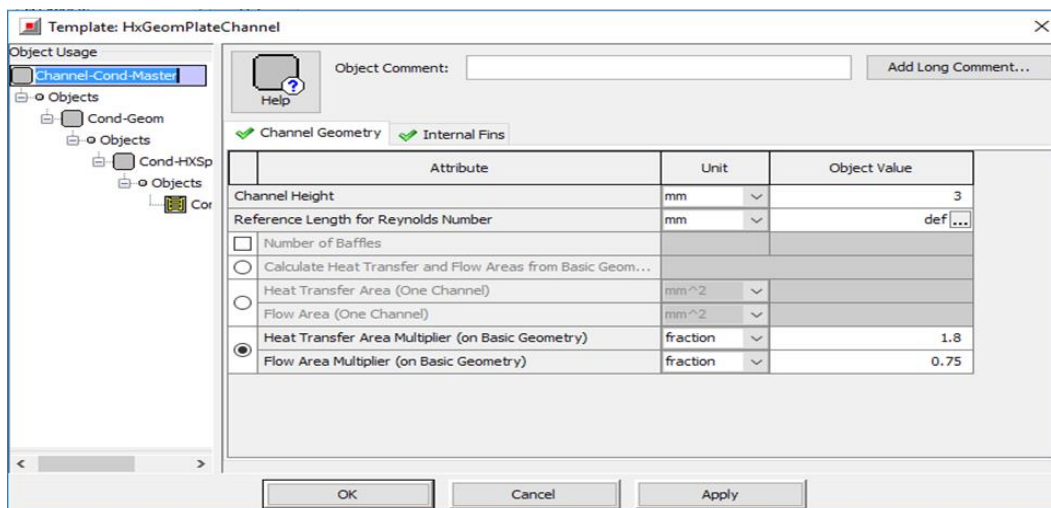
- Μήκος πλάκας: 250 mm.
- Πλάτος πλάκας: 200 mm.
- Διάμετρος σύνδεσης εργαζόμενου μέσου: 30 mm.
- Διάμετρος σύνδεσης ψυκτικού μέσου: 60 mm.
- Αριθμός καναλιών (number of channels) εργαζόμενου μέσου: 45.
- Αριθμός καναλιών (number of channels) ψυκτικού μέσου: 45.
- Μάζα εναλλάκτη χωρίς τα ρευστά: 5 kg.
- Υλικό εναλλάκτη: Αλουμίνιο.
- Ύψος καναλιού τύπου πλάκας (plate) (Σχήμα 3.18): 3 mm.



Σχήμα 3.17: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά συμπυκνωτή (condenser) τύπου πλάκας (plate) σε κύκλο Rankine στο περιβάλλον GT-Power

Επιπρόσθετα, όπως έχει αναφερθεί, το ψυκτικό σύστημα προσομοιώνεται με σταθερές συνθήκες λειτουργίας καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου πόλης WTVC οι οποίες εισάγονται με το πράσινο εικονίδιο (template) coolant circuit inlet του Σχήματος 3.16, και τα χαρακτηριστικά τους είναι τα παρακάτω:

- Παροχή όγκου egl-5050: 190 L/min.
- Θερμοκρασία εισόδου στο συμπυκνωτή του κύκλου Rankine: 60°C.



Σχήμα 3.18: Χαρακτηριστικά καναλιού (channel) τύπου πλάκας (plate) για το εργαζόμενο μέσο σε περιβάλλον GT-Power

Στο Σχήμα 3.18 αναφέρονται τα χαρακτηριστικά του καναλιού (channel) σε περιβάλλον GT-Power. Το κανάλι (channel) του εργαζόμενου μέσου έχει επιλεγθεί χωρίς

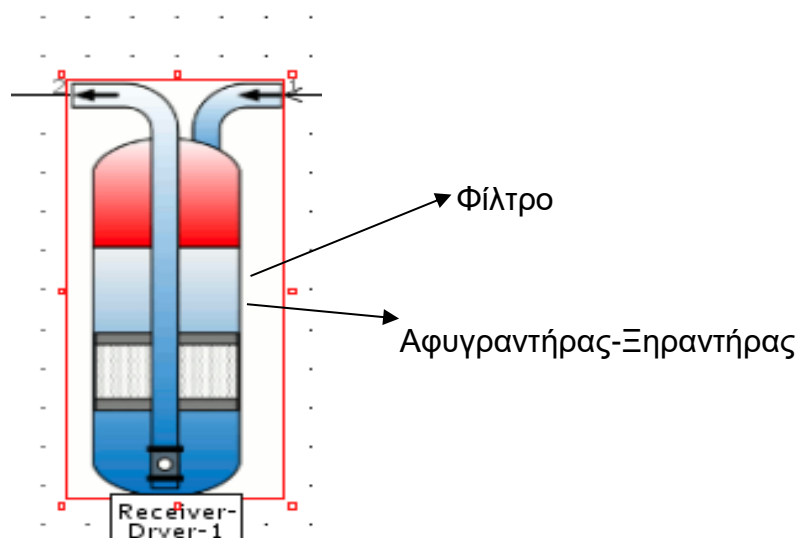
εσωτερικά πτερύγια ενώ οι συντελεστές Heat Transfer Area Multiplier (on Basic Geometry) και Flow Area Multiplier (on Basic Geometry) πολλαπλασιάζονται με την βασική γεωμετρία του καναλιού που έχει εισαχθεί για μια περισσότερο ακριβή προσέγγιση της επιφάνειας μεταφοράς θερμότητας και της επιφάνειας ροής αντίστοιχα. Φυσικά πρόκειται για μια εκτίμηση των επιφανειών μεταφοράς θερμότητας και ροής καθώς ο ακριβής προσδιορισμός τους είναι δύσκολο να προσεγγιστεί.

3.3.2.6 Δοχείο Υποδοχής Υγρού Εργαζόμενου Μέσου σε Περιβάλλον GT-Power

Το δοχείο υποδοχής του υγρού εργαζόμενου μέσου χρησιμοποιείται (Receiver Dryer Refrigerant) στην πλευρά χαμηλής πίεσης και μετά το συμπυκνωτή του κύκλου Rankine. Το δοχείο σχεδιάζεται (Σχήμα 3.19) πρωτίστως για την αποθήκευση του πλεονάζοντος υγρού εργαζόμενου μέσου, ή στην περίπτωση **μη εισόδου κορεσμένου υγρού** από τον συμπυκνωτή, να παρέχει κορεσμένο υγρό στην αντλία μέχρι το όριο που έχει οριστεί. Το όριο που έχει οριστεί στην παρούσα διπλωματική εργασία είναι 10% κατόγκο, δηλαδή πάνω από αυτό το όριο η αντλία αναρροφά υγρό εργαζόμενο μέσο ενώ κάτω από αυτό το όριο διφασικό. Φυσικά η λειτουργία της αντλίας στη διφασική περιοχή πρέπει να αποφεύγεται καθώς μειώνεται η απόδοσή της ενώ επιπλέον προκύπτουν προβλήματα μηχανικής διάβρωσης λόγω δημιουργίας φυσαλίδων. Τα χαρακτηριστικά του δοχείου είναι τα παρακάτω:

- Όγκος του δοχείου: 3 L
- Όριο ανάμειξης: 10%.

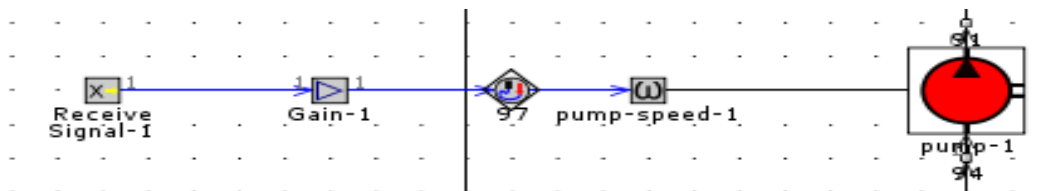
Το δοχείο αναπαρίσταται σε περιβάλλον GT-Power στο παρακάτω Σχήμα 3.19.



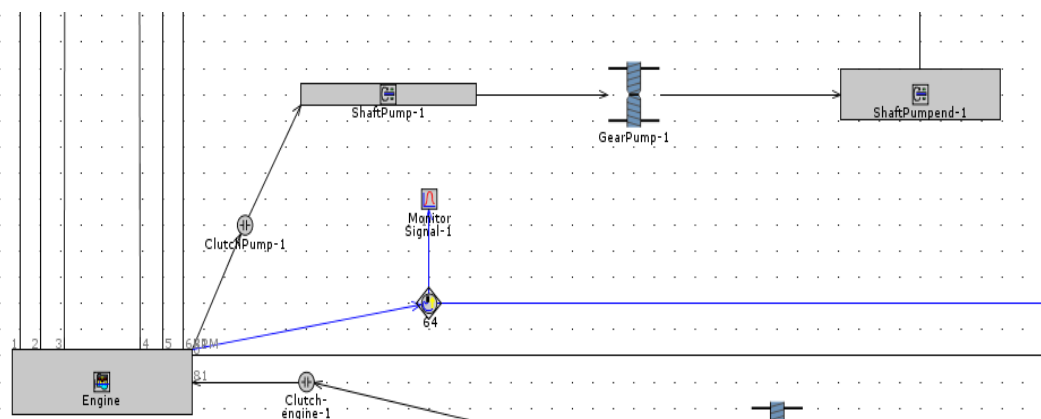
Σχήμα 3.19: Δοχείο υποδοχής υγρού εργαζόμενου μέσου, αιθανόλης, στο περιβάλλον εργασίας GT-Power

3.3.2.7 Σύνδεση Αντλίας και Εκτονωτή με τον Κινητήρα σε Περιβάλλον GT-Power

Η αντλία για την κίνησή της θεωρείται ότι απορροφάει ενέργεια από έναν ηλεκτροκινητήρα (δεν προσομοιώνεται) ο οποίος διαθέτει σύστημα μεταβλητών στροφών inverter. Το πρόγραμμα δίνει τη δυνατότητα, με το εργαλείο Receive signal-1, να παρέχονται οι στροφές του κινητήρα με τρόπο ασύρματο (wireless) και στη συνέχεια με το μαθηματικό εργαλείο Gain να μεταβάλλονται με σταθερό λόγο 1:2,666 (μειωτήρας στροφών). Στη συνέχεια, μέσω επενεργητή, το σήμα οδηγείται στο εργαλείο pump-speed-1 το οποίο περιστρέφει την αντλία. Ουσιαστικά πρόκειται για απλή προσομοίωση συστήματος inverter-ηλεκτροκινητήρα το οποίο «διαβάζει» τις στροφές του κινητήρα και τις μειώνει με ένα λόγο στροφών 1:2,666. Η συγκεκριμένη τιμή λόγου στροφών επιλέχθηκε κατόπιν δοκιμών του όλου συστήματος στο προγραμματιστικό περιβάλλον για συνθήκες μόνιμης λειτουργίας, προκειμένου να προκύπτουν λογικά αποτελέσματα και σύγκλιση του κώδικα. Μετά την δοκιμή για κατάσταση συνθηκών μόνιμης λειτουργίας η εφαρμογή έτρεξε για δυναμικό κύκλο πόλης WTVC.



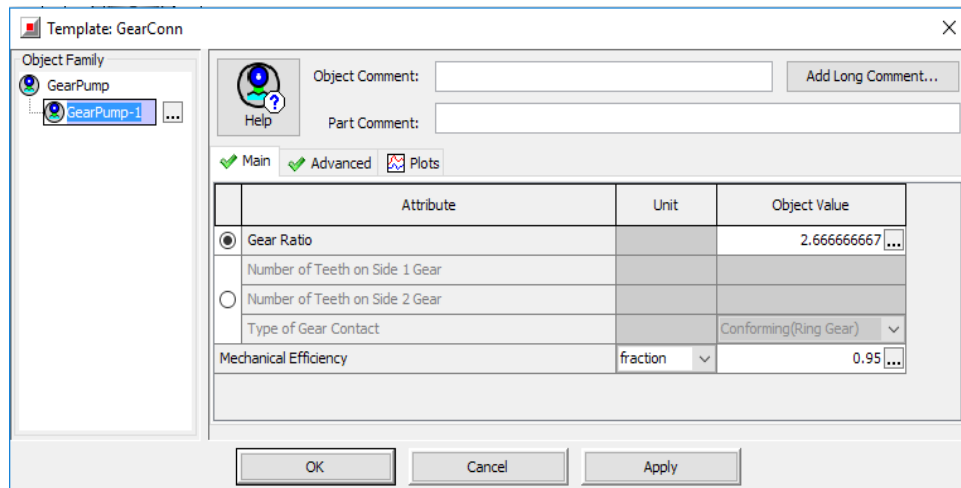
Σχήμα 3.20: Απεικόνιση συστήματος μετάδοσης κίνησης στην αντλία στο περιβάλλον GT-Power



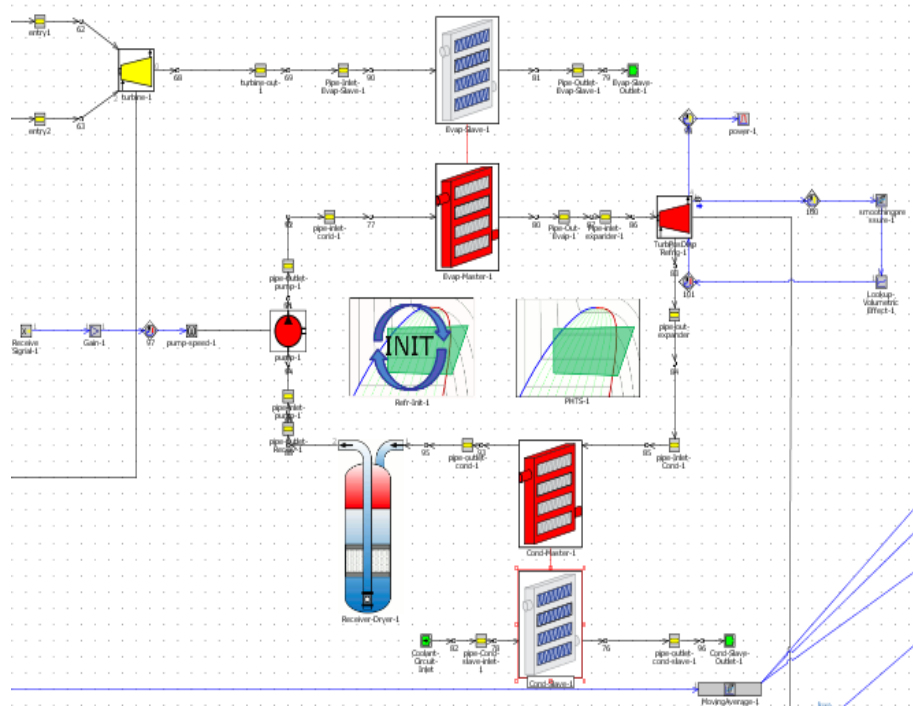
Σχήμα 3.21: Σύστημα αύξησης στροφών συνδεδεμένο με κινητήρα στο περιβάλλον GT-Power

Η παραγόμενη ενέργεια από τον εκτονωτή μπορεί να αξιοποιηθεί είτε μηχανικά είτε ηλεκτρικά. Με τον ηλεκτρικό τρόπο θα μπορούσε να προσαρμοστεί μια γεννήτρια η οποία θα μετέτρεπε την κινητική ενέργεια του εκτονωτή σε ηλεκτρική, η οποία θα αποθηκευόταν σε μπαταρίες για μετέπειτα αξιοποίησή της σε βοηθητικές συσκευές του κινητήρα. Στην παρούσα διπλωματική εργασία χρησιμοποιείται ο μηχανικός τρόπος κατά τον οποίο η ενέργεια που

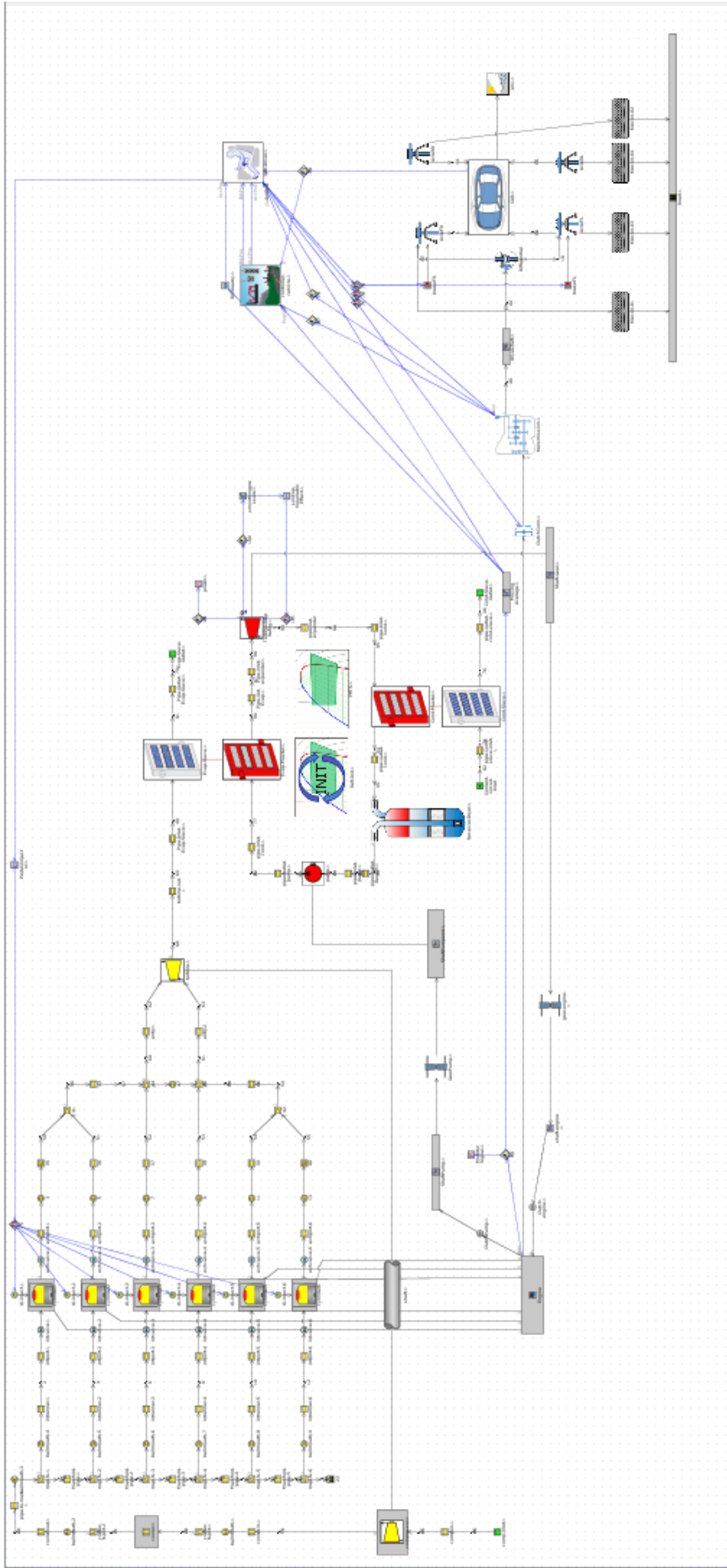
λαμβάνεται από τον εκτονωτή δίνεται μέσω αύξησης στροφών (κιβώτιο) στον κινητήρα. Ο λόγος αύξησης των στροφών είναι 1:1,33 ενώ ο μηχανικός βαθμός απόδοσης είναι 95%. Το κιβώτιο φαίνεται στο Σχήμα 3.21 και τα δεδομένα του κιβωτίου στο Σχήμα 3.22. Το σύστημα ORC απεικονίζεται στο Σχήμα 3.23. Στο Σχήμα 3.24 φαίνεται ολόκληρο το μοντέλο, με το σύστημα ORC προσαρμοσμένο στον κινητήρα Diesel και την παραγόμενη ενέργεια να οδηγείται μηχανικά στη στροφαλοφόρο άτρακτο.



Σχήμα 3.22: Εισαγωγή δεδομένων στο σύστημα αύξησης στροφών στο περιβάλλον GT-Power



Σχήμα 3.23: Σύστημα ORC στο περιβάλλον GT-Power

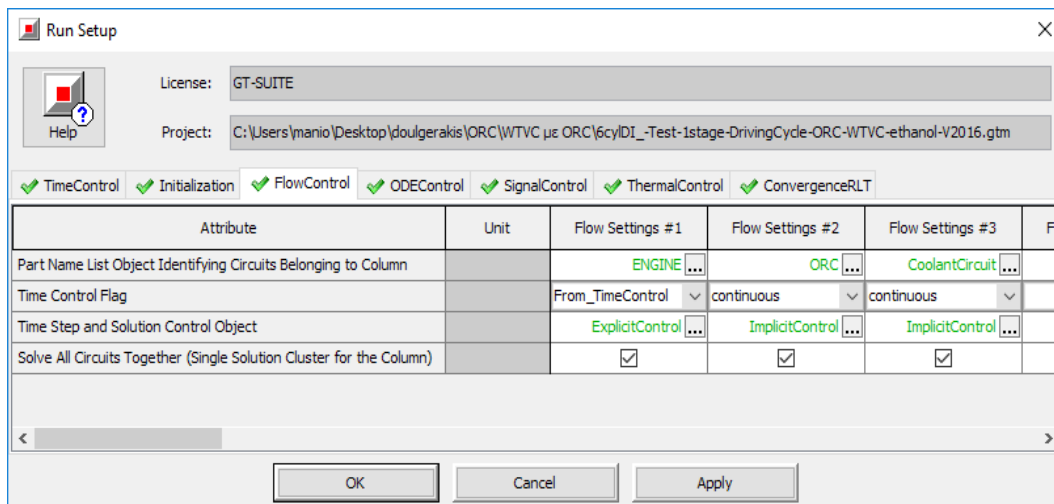


Σχήμα 3.24: Σύστημα ORC προσαρμοσμένο σε κινητήρα Diesel με σύστημα μετάδοσης κίνησης και ελέγχου στο περιβάλλον GT-Power

3.3.2.8 Μέθοδος Επίλυσης Συστήματος ORC και Ψυκτικού Κυκλώματος σε Περιβάλλον GT-Power

Για την επίλυση του συστήματος ORC και του ψυκτικού κυκλώματος χρησιμοποιήθηκε άλλο εργαλείο επίλυσης (template) σε σχέση με αυτό του κινητήρα του οχήματος και του συστήματος μετάδοσης κίνησης.

Όσον αφορά το σύστημα ORC και το ψυκτικό κύκλωμα χρησιμοποιήθηκε η έμμεση μέθοδος επίλυσης, δηλαδή το εργαλείο Implicit solver, ενώ για το υπόλοιπο σύστημα η άμεση μέθοδος επίλυσης, δηλαδή το εργαλείο explicit solver, όπως φαίνεται στο παρακάτω Σχήμα 3.25.



Σχήμα 3.25: Επιλογή εργαλείου επίλυσης της ροής του κινητήρα, του συστήματος ORC και του ψυκτικού κυκλώματος σε περιβάλλον GT-Power

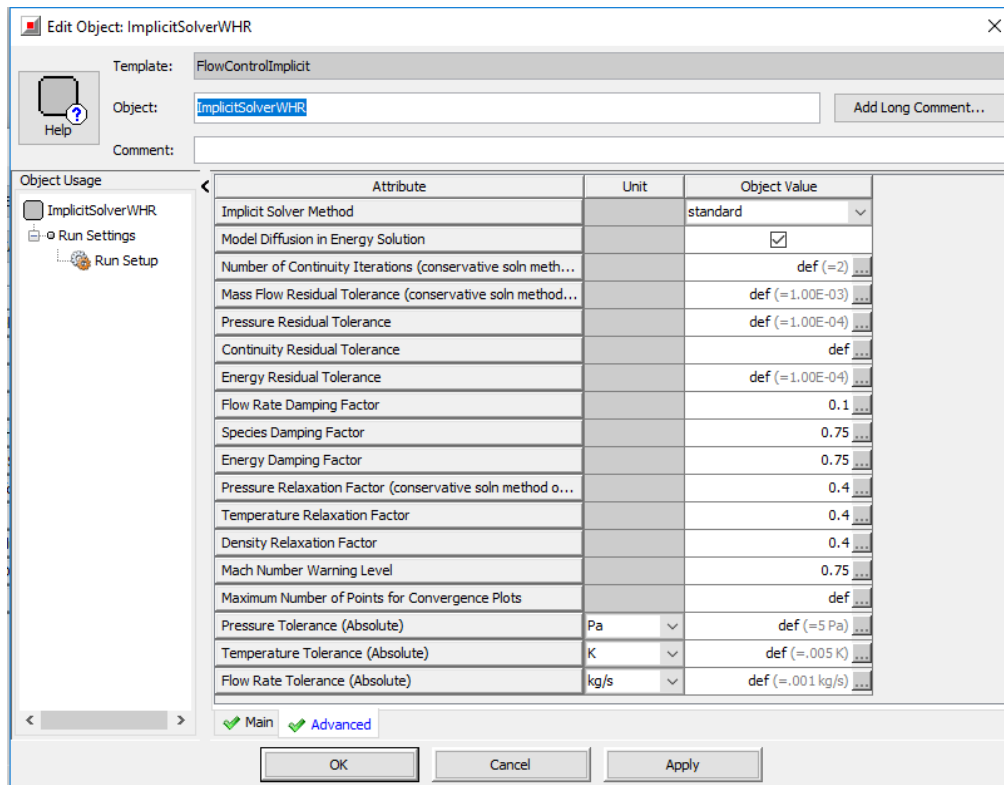
Ο τρόπος επίλυσης που ακολουθείται στον κινητήρα σε σχέση με αυτόν που ακολουθείται στο σύστημα ORC και το ψυκτικό κύκλωμα είναι διαφορετικός καθώς, σύμφωνα και με τα προτεινόμενα από τα tutorials του προγράμματος, ο explicit solver χρησιμοποιείται όπου η δυναμική κυμάτων (wave dynamics) είναι σημαντική και επηρεάζει τα αποτελέσματα. Ο ψεκασμός καυσίμου, η παρόχη και η ροή του καυσίμου, οι πιέσεις στον κύκλινδρο και στην πολλαπλή εξαγωγής, η παροχή και η ταχύτητα του καυσαερίου κτλ. είναι μεγέθη που παρουσιάζονται σε μορφή κυμάτων και γενικά που απαιτούν άλλο μοντέλο επίλυσης. Για αυτό και χρησιμοποιείται ο explicit solver.

Απο την άλλη το ψυκτικό κύκλωμα και το σύστημα ORC επειδή αφορούν την επίλυση ρευστού που ακόμα και κατά την ατμοποίηση του εργαζόμενου μέσου στο σύστημα ORC οι ταχύτητες Mach είναι χαμηλές, η δυναμική των κυμάτων (wave dynamics) δεν παίζει σημαντικό ρόλο και δεν επηρεάζει σημαντικά τα αποτελέσματα. Για αυτό το λόγο χρησιμοποιείται ο implicit solver.

Το βήμα επίλυσης των δύο κυκλωμάτων, ORC και ψυκτικού, για τα οποία χρησιμοποιείται ο implicit solver, είναι πολύ μεγαλύτερο από το βήμα του explicit solver. Αυτό συμβάλλει στην μείωση του απαιτούμενου χρόνου επίλυσης και της χρησιμοποιούμενης μνήμης του υπολογιστή (δηλαδή μειωμένο υπολογιστικό κόστος) χωρίς όμως να «κοστίζει» στην ακρίβεια των αποτελεσμάτων καθώς η περιγραφή των μεταβολών των δύο κυκλωμάτων δεν απαιτεί τόσο μικρό χρονικό βήμα όσο του κυκλώματος του κινητήρα.

Ειδικά για το κύκλωμα του ORC έχουν γίνει αλλαγές στα χαρακτηριστικά του implicit solver, τα οποία είναι προτεινόμενα από τα tutorials του προγράμματος, προκειμένου να υπάρχει όσο γίνεται μικρότερο ποσοστό χρονικών βημάτων (επί του συνόλου) για τα οποία δεν έχει επιτευχθεί σύγκλιση στις εξισώσεις διατήρησης ενέργειας και μάζας του κυκλώματος. Έτσι, όσο μικρότερο είναι το ποσοστό των μη συγκλινόμενων χρονικών βημάτων τόσο περισσότερο αξιόπιστα είναι τα αποτελέσματα. Οι αλλαγές (Σχήμα 3.26) οι οποίες έγιναν, σε σχέση με τον implicit solver του ψυκτικού κυκλώματος, παρουσιάζονται παρακάτω:

- Number of iterations: 300 (ORC) σε σχέση με 100 (ψυκτικό κύκλωμα).
- Maximum number of times to reduce timestep: 3 (ORC) σε σχέση με 1 (ψυκτικό κύκλωμα).
- Mach number warning level: 0.75 (ORC) σε σχέση με 0.3 (ψυκτικό κύκλωμα).
- Energy damping factor: 0.75 (ORC) σε σχέση με 0.01 (ψυκτικό κύκλωμα).
- Flow rate damping factor: 0.1 (ORC) το οποίο είναι ίσο με του ψυκτικού κυκλώματος.
- Species damping factor: 0.75 (ORC) σε σχέση με 0.01 (ψυκτικό κύκλωμα).
- Temperature relaxation factor: 0.4 (ORC) σε σχέση με 0.95 (ψυκτικό κύκλωμα).
- Density relaxation factor: 0.4 (ORC) σε σχέση με 0.95 (ψυκτικό κύκλωμα).
- Pressure relaxation factor: 0.4 (ORC) σε σχέση με 0.95 (ψυκτικό κύκλωμα).



Σχήμα 3.26: Χαρακτηριστικά *implicit solver* για το σύστημα ORC στο περιβάλλον GT-Power

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

Παγκόσμιος Κύκλος Βαρέων Οχημάτων, WTVS

4.1 Γενικά

Από τη δεκαετία του '60, τα οχήματα (αρχικά βενζινοκίνητα και στη συνέχεια και πετρελαιοκίνητα) ξεκίνησαν να εξετάζονται ως προς τις εκπομπές των καυσαερίων τους πριν πάρουν έγκριση τύπου (homologation) για να κυκλοφορήσουν στο δρόμο. Για τον έλεγχο εκπομπών είναι απαραίτητη η χρήση τυποποιημένων μεταβατικών δοκιμών (μεταβατικοί κύκλοι πόλης – driving cycles). Κύρια χαρακτηριστικά των δοκιμών αυτών αποτελούν τόσο η μακρά διάρκεια (μέχρι 30 λεπτά) όσο και οι αλλαγές ταχύτητας και φορτίων κάτω από ποικίλες συνθήκες λειτουργίας. Ένας μεταβατικός κύκλος πόλης (transient driving cycle) περιλαμβάνει μια ακολουθία «δοκιμαστικών» σημείων, καθένα από τα οποία ορίζει μια ταχύτητα οχήματος που το όχημα πρέπει να ακολουθήσει κατά τη δοκιμή ή μια καθορισμένη ταχύτητα ή ροπή στις οποίες πρέπει να δοκιμαστεί ο κινητήρας κάτω από μεταβατικές συνθήκες. Τα δοκιμαστικά σημεία είναι διαιρεμένα σε χρονικά βήματα, συνήθως δευτερόλεπτα, κατά τη διάρκεια των οποίων η επιτάχυνση θεωρείται σταθερή. Μια τέτοιου είδους τυποποίηση κρίνεται απαραίτητη έτσι ώστε να είναι εφικτή η σύγκριση διαφορετικών οχημάτων ή κινητήρων που πραγματοποιούν την ίδια λειτουργία [24].

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

- Ψυχρή και θερμή εκκίνηση.
- Συχνές επιταχύνσεις και επιβραδύνσεις.
- Μεταβολές του φορτίου
- Συνθήκες άφορτης λειτουργίας (“ρελαντί”) χαρακτηριστικές του αστικού κύκλου οδήγησης.
- Οδήγηση σε αυτοκινητόδρομο.

Κατά την εφαρμογή ενός μεταβατικού κύκλου για τη δοκιμή νέων οχημάτων, πραγματοποιούνται δοκιμές σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα και όχι μόνο στα σημεία λειτουργίας μέγιστης ισχύος ή ροπής. Επιπρόσθετα, λαμβάνονται υπ' όψιν οι έντονες ανακολουθίες που παρατηρούνται σε χρονικές στιγμές απότομης επιτάχυνσης και στις οποίες οι εκπομπές αέριων και στερεών ρύπων ξεπερνούν στιγμιαία κατά πολύ τα προβλεπόμενα όρια. Το φαινόμενο αυτό παρατηρείται σε στροβιλο-υπερπληρωμένους κινητήρες και οφείλεται στο φαινόμενο της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή γνωστό και ως turbocharger lag. Πρέπει, πάντως, να σημειωθεί πως ο πρωταρχικός στόχος της διαδικασίας ενός μεταβατικού κύκλου είναι ο προσδιορισμός της συνολικής ποσότητας εκπομπών παρά να υποδειχθούν τα σημεία ή οι συνθήκες όπου αυτές οι εκπομπές δημιουργούνται. Επιπλέον, οι θεσμοθετημένοι κύκλοι δοκιμής υποθέτουν ευθείς δρόμους με μηδενική κλίση, κατά συνέπεια δεν υπάρχει αναφορά στην αντίστοιχη ροπή αντίστασης που εξαρτάται από την κλίση του οδοστρώματος [24].

Οι μεταβατικοί κύκλοι απαιτούν ιδιαίτερα περίπλοκες πειραματικές εγκαταστάσεις (πλήρως αυτοματοποιημένες, με ηλεκτρονικά ελεγχόμενο δυναμόμετρο, συσκευές ανάλυσης καυσαερίων με γρήγορη απόκριση, σήραγγες αραίωσης κ.λπ.) προκειμένου να υπάρχει ακριβής αναπαράσταση, καθώς και σύνθετα υπολογιστικά μοντέλα για την προσομοίωση αυτών.

Τα επιβατικά οχήματα και τα ελαφρού τύπου εμπορικά οχήματα υποβάλλονται συνήθως σε δυναμομέτρηση σύμφωνα με ένα κύκλο δοκιμής που συσχετίζει την ταχύτητα του οχήματος με το χρόνο και τα αποτελέσματα των εκπεμπόμενων ρύπων εκφράζονται σε g/km (chassis dynamometer). Αντίθετα στα βαρέος τύπου οχήματα, στα οποία η δυναμομέτρηση ολόκληρου του οχήματος είναι πολύ πιο σύνθετη, η διαδικασία πιστοποίησης των εκπομπών βασίζεται συνήθως σε ένα κύκλο κινητήρα (engine dynamometer). Αυτός πραγματοποιείται σε μία πέδη δοκιμής κινητήρων, όπου ο υπό μελέτη κινητήρας ακολουθεί μία καθορισμένη διαδικασία κύκλου που συσχετίζει ταχύτητα περιστροφής ή ροπή με το χρόνο, και τα αποτελέσματα της δοκιμής εκφράζονται συνήθως σε g/kWh [24].

4.2 Δυναμόμετρα

Το δυναμόμετρο είναι μια συσκευή που επιτρέπει την εφαρμογή ελεγχόμενης ταχύτητας και συνθηκών φορτίων σε ένα κινητήρα ή όχημα. Τα δυναμόμετρα μπορούν να διαχωριστούν σε δύο κατηγορίες:

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

Στα δυναμόμετρα πλαισίων (chassis dynamometer) ολόκληρο το όχημα τοποθετείται στους κυλίνδρους έλξης, στους οποίους οδηγούνται οι κινητήριοι τροχοί του οχήματος και χειρίζεται από έναν οδηγό. Ένα επιβατικό αυτοκίνητο σε ένα πεδίο δοκιμών δυναμόμετρου πλαισίου παρουσιάζεται στο Σχήμα 4.1. Το όχημα δένεται στο πάτωμα και στις δύο άκρες του για να αποτραπεί η μετακίνησή του. Τα καυσαέρια συλλέγονται μέσω του συστήματος δειγματοληψίας. Μια οθόνη υπολογιστή ορατή μέσα από το μπροστινό τζάμι του αυτοκινήτου παρέχει τις πληροφορίες ταχύτητας στον οδηγό, ο οποίος καλείται να ακολουθήσει τον καθορισμένο Κύκλο Δοκιμής με όσο το δυνατόν μεγαλύτερη ακρίβεια.

Ο στόχος του δυναμόμετρου είναι να προσομοιάσει το φορτίο κατά την κίνηση του οχήματος στο δρόμο και τη μαζική ροπή αδράνειας του οχήματος. Για την προσομοίωση της αντίστασης των επιταχύνσεων και επιβραδύνσεων του οχήματος γίνεται χρήση μάζας κατάλληλης μαζικής ροπής αδράνειας (στον άξονα των κυλίνδρων έλξης).

Τα δυναμόμετρα πλαισίων χρησιμοποιούνται συνήθως για τη δοκιμή των επιβατικών αυτοκινήτων και άλλων ελαφρού τύπου οχημάτων. Σε ορισμένες περιπτώσεις εφαρμόζονται και σε οχήματα βαρέος τύπου (Η.Π.Α.), όπως στην περίπτωση που αναλύεται στην παρούσα διπλωματική εργασία.



Σχήμα 4.1: Επιβατικό αυτοκίνητο στο δυναμόμετρο πλαισίων [24]

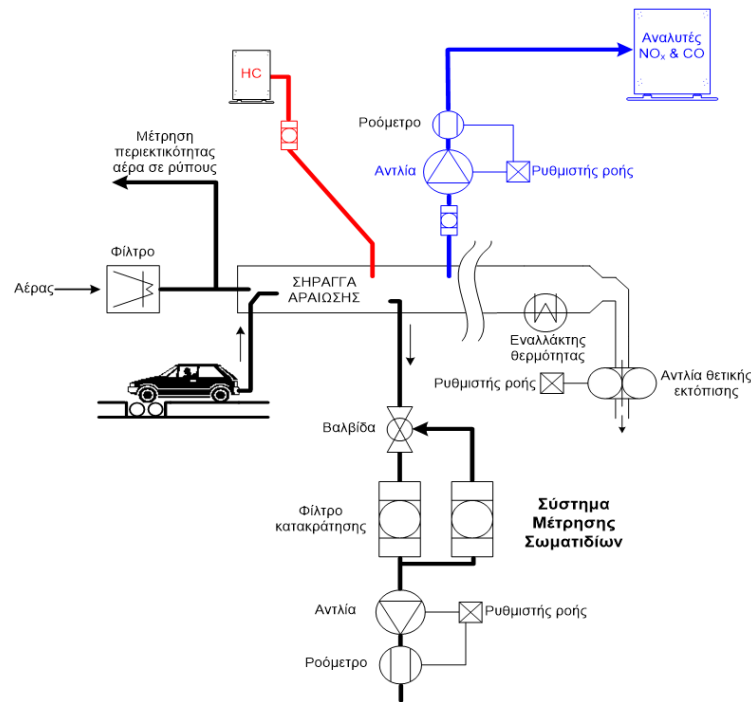
Στα δυναμόμετρα κινητήρων (engine dynamometer) ο κινητήρας συνδέεται άμεσα σε μία πέδη. Σε αυτήν τη διαμόρφωση, το δυναμόμετρο πρέπει να μιμηθεί τη συμπεριφορά ολόκληρου του οχήματος καθώς και του συστήματος μετάδοσης, συμπεριλαμβανομένης της εξαιρετικά γρήγορης απόκρισης ροπής και ταχύτητας κατά τη διάρκεια της μεταβατικής λειτουργίας. Ηλεκτρικά δυναμόμετρα (συνεχούς ή εναλλασσόμενου ρεύματος) απαιτούνται για τους κύκλους δοκιμής που περιλαμβάνουν τμήματα ετεροκίνησης, όπου το δυναμόμετρο

«οδηγεί» τον κινητήρα, όπως στον Αμερικανικό μεταβατικό κύκλο FTP ή στον παγκόσμιο κύκλο WHTC (σε χρήση στην Ευρωπαϊκή Ένωση από το 2014). Τα δυναμόμετρα κινητήρων χρησιμοποιούνται συνήθως για τη δοκιμή των βαρέος τύπου κινητήρων [24].

4.3 Γενικά περί Μετρήσεων Εκπομπών Ρύπων κατά τη Διάρκεια των Μεταβατικών Κύκλων

Η διαδικασία μέτρησης των καυσαερίων που χρησιμοποιείται κατά τη διάρκεια των μεταβατικών κύκλων είναι η τεχνική της δειγματοληψίας σταθερού όγκου CVS (constant volume sampling) που φαίνεται και στο Σχήμα 4.2. Η μέθοδος αυτή έχει γίνει αποδεκτή από την ισχύουσα νομοθεσία σε πολλές χώρες ως η επίσημα αναγνωρισμένη μεθοδολογία δειγματοληψίας για την πιστοποίηση των ελαφρών και βαρέων κινητήρων/οχημάτων. Στην περίπτωση πιστοποίησης επιβατικών ή οχημάτων ελαφρού τύπου, οι εγκαταστάσεις CVS συνδυάζονται με την ύπαρξη δυναμόμετρου πλαισίου.

Η διαδικασία CVS συνίσταται στην αραίωση της ολικής ποσότητας ανεπεξέργαστου καυσαερίου με καθαρό αέρα περιβάλλοντος σε μία σήραγγα αραίωσης (dilution tunnel). Η αραίωση γίνεται προκειμένου να αποφευχθεί οποιαδήποτε συμπύκνωση υδρατμών στην εγκατάσταση. Η ανάμειξη αυτή γίνεται με τη χρήση μιας περιστροφικής αντλίας θετικής εκτόπισης ή αντλία κενού κρίσιμης ροής “Venturi”, η οποία αναρροφά το ισχυρώς αραιωμένο σε αέρα καυσαέριο με μια σταθερή παροχή όγκου, την οποία και μετρά. Η σταθερή ροή διευκολύνει τον ακριβή υπολογισμό των εκπομπών με βάση τη μάζα τους. Προαιρετικά, μπορεί να εγκατασταθεί και ένας εναλλάκτης θερμότητας για αναλογική δειγματοληψία σωματιδίων και για τον καθορισμό της ροής. Η κυρίως σήραγγα είναι ένας θερμαινόμενος ανοξειδωτος σωλήνας από ασάλι και πρέπει να έχει αρκετό μήκος έτσι ώστε να επιτρέπει πλήρη ανάμειξη του καυσαερίου με τον αέρα. Η διάμετρος της σήραγγας εξαρτάται από την ροή των καυσαερίων και είναι αρκετά μικρή για να προκαλεί τυρβώδη ροή ($Re > 4000$). Για βαρέος τύπου κινητήρες Diesel είναι της τάξης των 250 έως 300 mm. Η ποσότητα του αραιωμένου αέρα πρέπει να είναι αρκετή για να ψύχει το μίγμα καυσαερίου-αέρα σε όλες τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα και σε θερμοκρασία χαμηλότερη από 325 K.



Σχήμα 4.2: Τυπικό σύστημα δειγματοληψίας σταθερού όγκου CVS με αντλία θετικής εκτόπισης για την πιστοποίηση των οχημάτων [24]

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

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

Για τη μέτρηση των σωματιδίων, ένα δείγμα της συνολικής ροής από τη σήραγγα ανάμειξης εξάγεται και περνά είτε κατευθείαν ή μέσω δεύτερης ανάμειξης στο σύστημα δειγματοληψίας σωματιδίων, όπου τα σωματίδια συλλέγονται με φίλτρα από fiber-glass

επικαλυμμένα με τεφλόν. Για την εξασφάλιση της δυνατότητας να επιτευχθεί η μέτρηση ασταθών συστατικών που απορροφώνται από το φίλτρο, είναι απαραίτητο το φίλτρο να επέρχεται σε ισορροπία σε ορισμένη θερμοκρασία και επίπεδο υγρασίας. Η εκπομπή σωματιδίων καθορίζεται από την ολική μάζα που συλλέγεται στα φίλτρα κατά τη διάρκεια του μεταβατικού κύκλου. Από τα σωματίδια που έχουν συλλεγεί μετράται η αιθάλη και το οργανικό κλάσμα το οποίο έχει επικίνδυνα χαρακτηριστικά για την υγεία των ζωντανών οργανισμών.

Για σύγκριση με τα όρια των προτύπων, υπολογίζεται μια μέση τιμή κατά το μεταβατικό κύκλο (g/km ή g/kWh) και για τις δύο εκπομπές, αέριες και σωματιδίων. Η χρήση του συστήματος CVS απαιτεί μεγάλο χώρο και κόστος. Είναι φανερό ότι με αυτή την μεθοδολογία, ο υπολογισμός της συνολικής ποσότητας καυσαερίων επιτυγχάνεται χωρίς υπόδειξη ούτε των προσωρινών σημείων μεγιστοποίησης των εκπομπών (overshoots) ούτε και του χρονικού «παραθύρου» στη δοκιμή, όπου οι εκπομπές κυρίως δημιουργούνται [24].

4.4 Ο Μεταβατικός Κύκλος WTVC Βαρέων Οχημάτων

Τον Ιούνιο του 1997 στο 34ο Συνέδριό της, η ομάδα ειδικών για την μόλυνση και την ενέργεια (GRPE) της UNECE, εξουσιοδότησε την ομάδα WHDC με την ανάπτυξη σχεδίου παγκόσμιας εναρμονισμένης πιστοποίησης βαρέος τύπου οχημάτων [24]. Ο στόχος του ερευνητικού προγράμματος ήταν να αναπτύξει έναν παγκόσμια εναρμονισμένο κύκλο δοκιμής κινητήρων για την πιστοποίηση εκπομπών ρύπων βαρέος τύπου οχημάτων/κινητήρων ο οποίος:

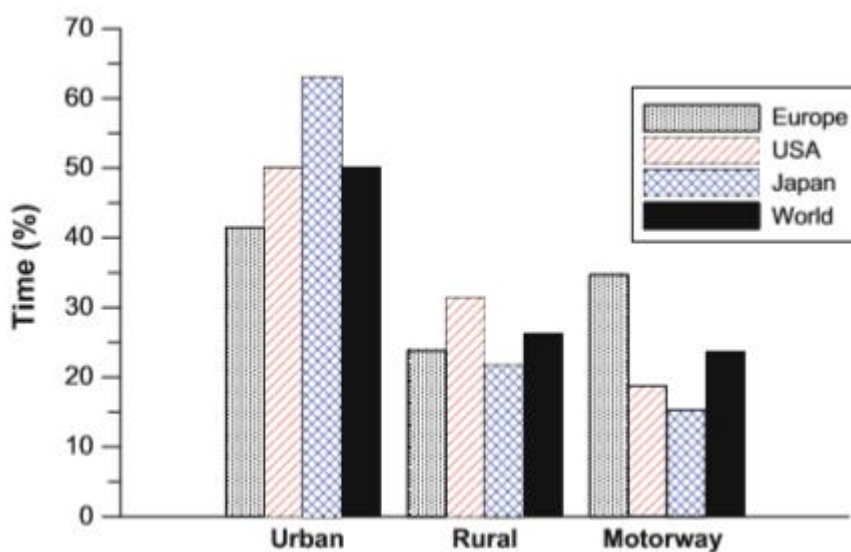
- Θα γινόταν μια παγκόσμια «φόρμα» βάσης για την πιστοποίηση εκπομπών καυσαερίων.
- Θα ήταν αντιπροσωπευτικός παγκοσμίως για πραγματικές συνθήκες λειτουργίας βαρέος τύπου κινητήρων.
- Θα έδινε την καλύτερη προοπτική ελέγχου των εκπομπών ρύπων για πραγματικές συνθήκες λειτουργίας.
- Θα ήταν εφαρμόσιμος σε μελλοντικές τεχνολογίες.
- Θα συσχέτιζε τις εκπομπές, διαφορετικών κινητήρων/τεχνολογιών, για την ακριβή ταξινόμηση τους.

Για να προχωρήσει το σχέδιο του παγκόσμια εναρμονισμένου κύκλου δοκιμής κινητήρων, η ομάδα έρευνας των Ηνωμένων Εθνών αρχικά διαχειρίστηκε τόσο την συγκέντρωση και ανάλυση δεδομένων οδηγικής συμπεριφοράς όσο και την στατιστική έρευνα χρησιμοποίησης βαρέος τύπου οχημάτων σε διαφορετικές περιοχές του κόσμου. Σε αντίθεση με τα ελαφρού

τύπου οχήματα, οι εφαρμογές βαρέος τύπου οχημάτων ποικίλουν, με το προσωπικό στίλ οδήγησης να παίζει δευτερεύοντα ρόλο καθώς ο λόγος της ισχύος προς την μάζα του οχήματος είναι μικρότερος σε σχέση με τα ελαφρού τύπου οχήματα. Ειδικά, οι εταιρείες ΤΟΝ και ΤΥΝ, οι οποίες ήταν οι υπεύθυνες για την συλλογή δεδομένων οδηγικής συμπεριφοράς, συνέλεξαν δεδομένα για 65 διαφορετικά οχήματα από Αυστραλία, Ευρώπη, Ιαπωνία και ΗΠΑ. Αυτή η βάση δεδομένων περιελάμβανε [24]:

- 10 ελαφρού τύπου φορτηγά (μέγιστη μάζα < 7500 kg) για συνολική διανυθείσα απόσταση 2850 km.
- 20 φορτηγά (μέγιστη μάζα ≥ 7500 kg) με πηγά (coach) για συνολική διανυθείσα απόσταση 13430 km.
- 23 φορτηγά με τράκτορα (trailer) για συνολική διανυθείσα απόσταση 61370 km.
- 11 λεωφορεία δημόσιας μεταφοράς για συνολική διανυθείσα απόσταση 2500 km.

Τα δεδομένα συμπεριλαμβάνουν οδήγηση από: α) ποικίλες κατηγορίες δρόμων (υπαίθριους, αστικούς και αυτοκινητόδρομους) (Σχήμα 4.3), β) ποικίλες κλάσεις οχημάτων, γ) διαφορετικά φορτία και λόγους ισχύος προς μάζας οχημάτων.



Σχήμα 4.3: Κατηγορίες δρόμων κατά τη διάρκεια του κύκλου ζωής των οχημάτων στην Ευρώπη, στις USA, στην Ιαπωνία και Παγκοσμίως [24]

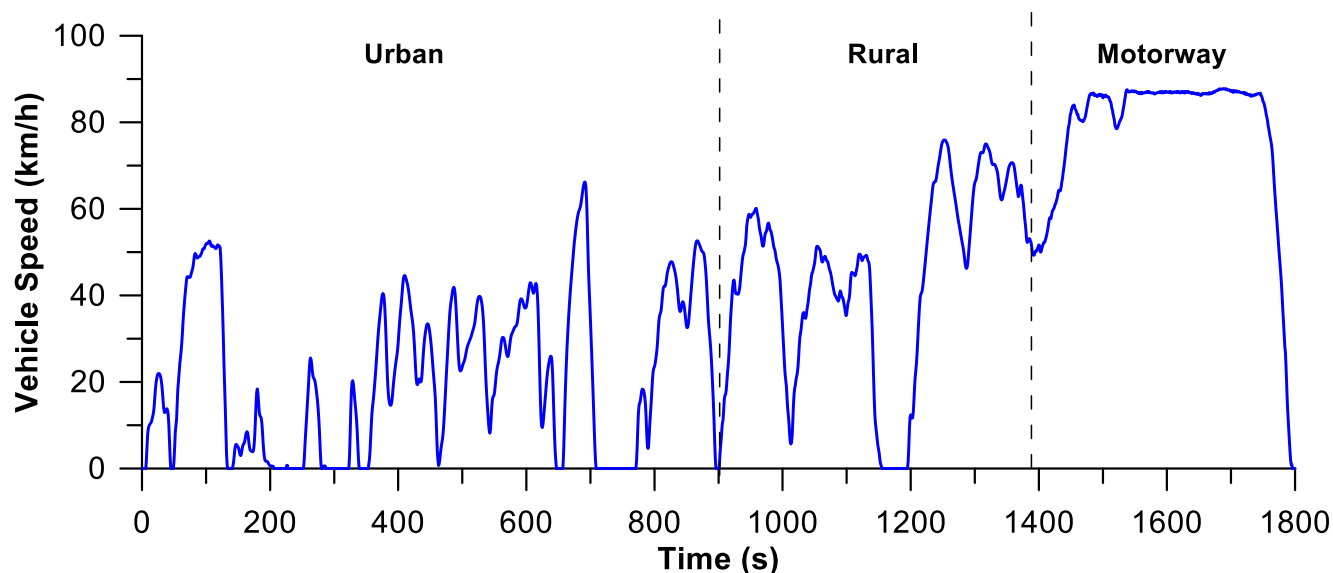
Ενδιαφέρον παρουσιάζει το γεγονός ότι, η Ευρωπαϊκή βάση δεδομένων περιλαμβάνει υψηλό ποσοστό του χρόνου ζωής των οχημάτων σε αυτοκινητόδρομους (Σχήμα 4.3) με την μέση ισχύ και ταχύτητα των οχημάτων να είναι σχετικά υψηλότερες σε σχέση με αυτές των

άλλων περιοχών. Κατά συνέπεια, οι τιμές της επιτάχυνσης ήταν σημαντικά χαμηλότερες. Σε αντίθεση με την Ευρώπη, η Ιαπωνική βάση δεδομένων περιλαμβάνει σημαντικό ποσοστό του χρόνου ζωής σε αστικές περιοχές, με υψηλότερες τιμές επιτάχυνσης. Από την άλλη μεριά, οι παράμετροι της βάσης δεδομένων των ΗΠΑ ήταν περισσότερο κοντά στη παγκόσμια βάση δεδομένων. Τεχνικά χαρακτηριστικά των δεδομένων ανά περιοχή συγκρινόμενα με αυτά της παγκόσμιας βάσης παρουσιάζονται στον πίνακα 4.1.

Πίνακας 4.1: Βάση δεδομένων τεχνικών χαρακτηριστικών ανά περιοχή [24]

Περιοχή	Μέση Ταχύτητα Οχήματος (km/h)	Στάσεις ανά km	Μέσος χρόνος στάσης (s)	Χρόνος Επιτάχυνσης (%)	Χρόνος Επιβράδυνσης (%)	Χρόνος κανονικής οδήγησης (%)	Χρόνος αδράνειας (%)	Μέση τιμή Επιτάχυνση (m/s ²)
Ευρώπη	47,2	0,40	17,6	23,9	20,8	46,1	9,3	0,08
USA	39,6	0,52	21,4	24,0	20,3	43,3	12,4	0,09
Ιαπωνία	30,2	1,12	18,0	24,0	20,6	38,6	16,9	0,12
Παγκόσμια	40,0	0,59	18,8	24,0	20,6	43,1	12,3	0,09

Ο επόμενος στόχος ήταν να καθοριστούν οι παράγοντες βαρύτητας για κάθε συνδυασμό περιοχής, κλάσης οχήματος, λόγου ισχύος προς μάζας και κατηγορίας δρόμου. Αυτοί ορίστηκαν με βάση το συνολικό χρόνο λειτουργίας της πραγματικής ζωής των βαρέος τύπου οχημάτων ενώ προέκυψαν από στατιστικά δεδομένα που αφορούσαν τη χρήση των βαρέος τύπου οχημάτων παγκοσμίως. Σε αυτό το στάδιο εξωτερική βοήθεια δόθηκε από συμβουλευτικές εταιρείες για την κυκλοφορία, από συλλόγους μεταφοράς και από την βιομηχανία βαρέος τύπου οχημάτων.



Σχήμα 4.4: Προφίλ ταχύτητας του WTVC [24]

Με βάση τα ανωτέρω, προέκυψε ο παγκόσμιος μεταβατικός κύκλος οχημάτων (WTVC) ή παγκόσμιος εναρμονισμένος κύκλος οχημάτων (WHVC). Ο WTVC είναι ένας κύκλος

δυναμόμετρου πλαισίου διάρκειας 1800 s, με μέση ταχύτητα 40 km/h (46,1 km/h ταχύτητα οδήγησης), ο οποίος αποτελείται από τρία μέρη, την προσομοίωση οδήγησης σε αστική περιοχή (900 s), σε υπαίθρια περιοχή (480 s) και σε αυτοκινητόδρομο (420 s). Το προφίλ ταχύτητας φαίνεται στο Σχήμα 4.4 ενώ τα ειδικά χαρακτηριστικά του κύκλου ανά τομέα στον Πίνακα 4.2.

Πίνακας 4.2: Τεχνικά Χαρακτηριστικά για κάθε περιοχή οδήγησης και για ολόκληρο τον κύκλο WTVC [24]

Κύκλος	Διάρκεια (s)	Απόσταση (m)	Μέγιστη Ταχύτητα (km/h)	Μέση Ταχύτητα (km/h)	Ταχύτητα Οδήγησης (km/h)	Μέγιστη Επιτάχυνση (m/s ²)	Χρόνος αδράνειας (%)	Μέση τιμή Επιτάχυνσης (m/s ²)
Urban	900	5320	66,2	21,3	27,0	1,59	20,9	0,181
Rural	480	5810	75,9	43,6	47,7	1,17	8,5	0,134
Motorway	420	8940	87,8	76,6	77,4	0,41	1,0	0,070
WTVC	1800	20072	87,8	40,1	46,1	1,59	12,9	0,107

Ο κύκλος WTVC δεν είναι θεσμοθετημένος αλλά αποτέλεσε τη βάση για την ανάπτυξη των δύο θεσμοθετημένων κύκλων πιστοποίησης κινητήρων βαρέων οχημάτων WHTC και WHSC, μεταβατικής και μόνιμης λειτουργίας αντίστοιχα [24]. Οι κύκλοι WHTC και WHSC είναι σε ισχύ στην Ευρωπαϊκή Ένωση από το Πρότυπο εκπομπών ρύπων Euro VI (2014) καθώς και σε άλλες χώρες (Κίνα, Ν. Κορέα κλπ).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

Μελέτη Επιδόσεων, Εκπομπών και Χαρακτηριστικών ORC Κινητήρα Diesel κατά τη Διάρκεια του Κύκλου Πόλης WTVС

5.1 Δεδομένα Προσομοίωσης Οχήματος

5.1.1 Κινητήρας Diesel

Ο κινητήρας που θεωρήθηκε στην παρούσα μελέτη βασίζεται στον 4-Χ κινητήρα Diesel Mercedes-Benz OM-366LA του εργαστηρίου ΜΕΚ του Ε.Μ.Π., και έχει τα εξής χαρακτηριστικά:

Αριθμός κυλίνδρων: $z=6$

Διάμετρος εμβόλου: $D=97,5 \text{ mm}$

Διαδρομή εμβόλου: $s=2r=133 \text{ mm}$, άρα ακτίνα στροφάλου $r=66,5 \text{ mm}$

Μήκος διωστήρα: $L=230 \text{ mm}$

Βαθμός συμπίεσης: $\varepsilon=18$

Άρα, ο όγκος εμβολισμού ενός κυλίνδρου είναι: $V_h = \left(\frac{\pi D^2}{4}\right)s = 993,003 \text{ cm}^3$. Επομένως, ο συνολικός όγκος εμβολισμού του κινητήρα είναι:

$$V_H = zV_h = 5958,01 \text{ cm}^3$$

Η σειρά ανάφλεξης του είναι η 1-5-3-6-2-4 που εξασφαλίζει τέλεια (εγγενή) ζυγοστάθμιση, καθώς και «βολική» σύνδεση των κυλίνδρων στην πολλαπλή εξαγωγής του κινητήρα από χωροταξική άποψη. Δηλαδή, η διάταξη των κυλίνδρων είναι ανά τρεις συνδεδεμένοι στην ίδια πολλαπλή εξαγωγής (1-2-3 και 4-5-6) [21].

5.1.2 Χαρακτηριστικά Οχήματος

Τα χαρακτηριστικά του υπό μελέτη οχήματος συνοψίζονται στον Πίνακα 5.1 και απεικονίζονται στο Σχήμα 5.1:



Σχήμα 5.1 : Απεικόνιση βασικών διαστάσεων ενός οχήματος βαρέος τύπου

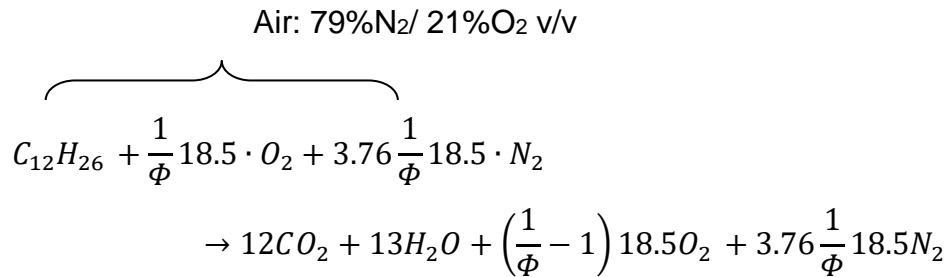
Πίνακας 5.1 Χαρακτηριστικά ονομαστικού οχήματος

Όχημα	
Μάζα (m)	8.0 tn
Μετωπική Επιφάνεια (A_f)	3 m ²
Συντελεστής Αεροδυναμικής Αντίστασης (c_d)	0.5
Μεταξόνιο (wheelbase)	3.7 m
Σχέσεις Μετάδοσης Κιβωτίου Ταχυτήτων (i_g)	1 ^η - 9.201:1 2 ^η - 5.2301:1 3 ^η - 3.145:1 4 ^η - 2.034:1 5 ^η - 1.374:1 6 ^η - 1.000:1
Σχέση Μετάδοσης Διαφορικού (i_b)	2.666:1
Ακτίνα Τροχού (r_{wheel})	0.4131 m

Όσον αφορά στην τραχύτητα του οδοστρώματος, αυτή ορίζεται μέσω του κατάλληλου συντελεστή τριβής (CRF), ο οποίος παίρνει την τιμή $CRF=0,0115$, που αντιστοιχεί σε φυσιολογικών χαρακτηριστικών οδόστρωμα.

5.2 Εκπομπές CO₂

Θεωρώντας μία πρώτη προσέγγιση βασισμένη στην παρακάτω χημική εξίσωση και υποθέτοντας πλήρη καύση με λόγο καυσίμου-αέρα $\Phi < 1$ και αμελώντας τη διάσταση των προϊόντων της καύσης, η κατανάλωση καυσίμου Diesel 170 kg/h ($1 \cdot 170$ kg/kmol είναι το μοριακό βάρος του καυσίμου) δίνει 528 kg/h CO₂ ($12 \cdot 44 = 528$ kg/kmol). Με απλή μέθοδο των τριών το 1 kg/h C₁₂H₂₆ δίνει 3,106 kg/h CO₂.



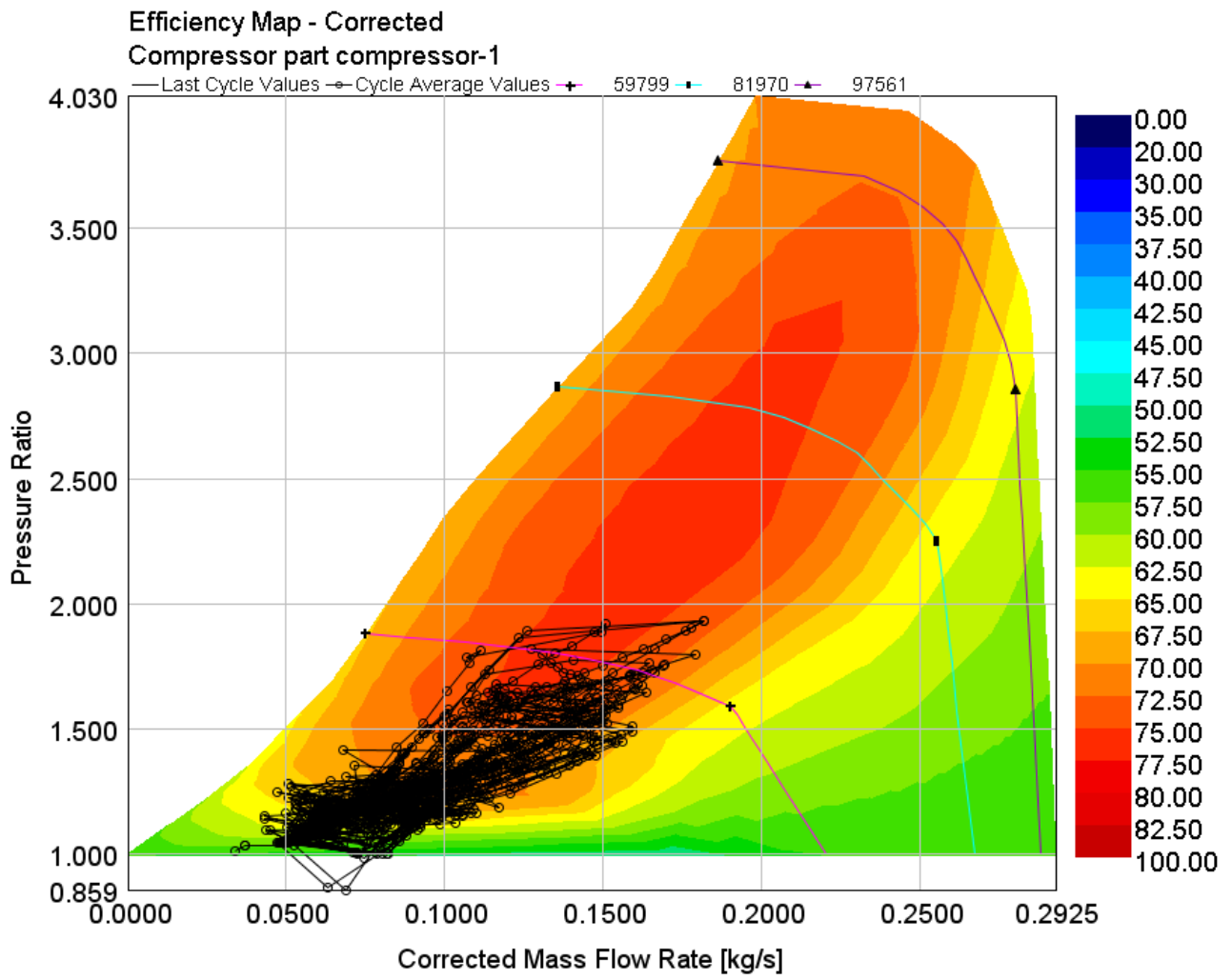
Συνεπώς, προκύπτει το απλό συμπέρασμα, ότι οι εκπομπές CO₂ εξαρτώνται άμεσα από τη κατανάλωση καυσίμου και αναμένεται οι καμπύλες των μεγεθών αυτών να είναι ίδιας μορφής.

5.3 Επιδόσεις και Εκπομπές

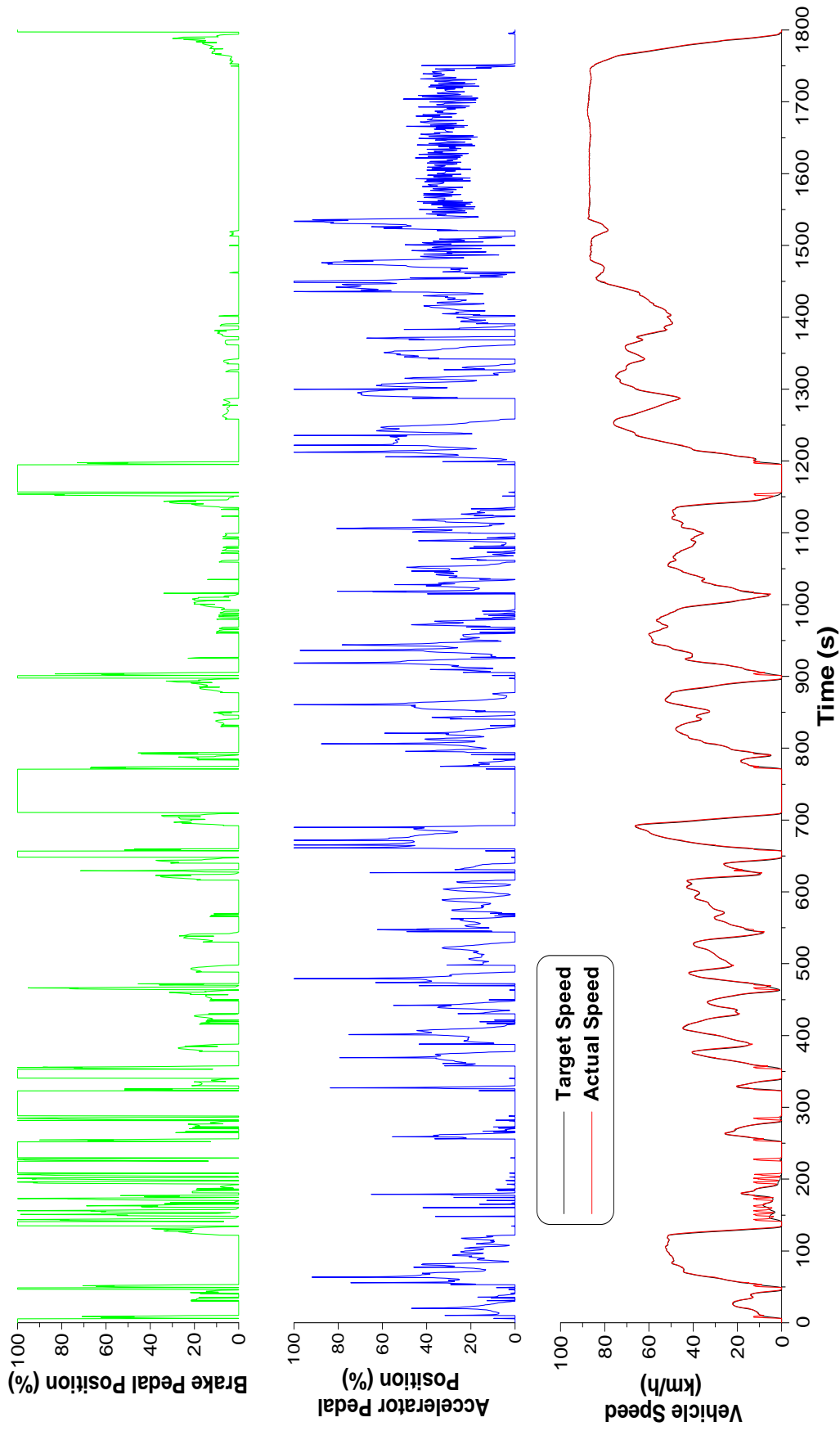
Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης αφορούν κυρίως μεγέθη απόδοσης του κινητήρα Diesel, όπως είναι η ειδική κατανάλωση καυσίμου (bsfc), η στιγμιαία κατανάλωση καυσίμου, η παραγόμενη ισχύς, η μέση πραγματική πίεση κτλ. τα οποία συγκρίνονται (Κεφάλαιο 6) με αντίστοιχα του ίδιου κινητήρα Diesel χωρίς σύστημα ORC. Παράλληλα γίνεται μελέτη των χαρακτηριστικών απόδοσης του συστήματος ORC όπως είναι ο βαθμός απόδοσης, η παραγόμενη ισχύς από τον εκτονωτή, η απορροφόμενη ισχύς από την αντλία, τα διαγράμματα θερμοκρασιών των εναλλακτών κτλ με την εξαγωγή σημαντικών συμπερασμάτων.

Μετά την ολοκλήρωση του τρεξίματος, το οποίο διαρκεί περίπου 9 ώρες (με επεξεργαστή (CPU) i5 στα 2.67 GHz και μνήμη RAM 4 GB), λαμβάνονται τα αποτελέσματα που παρατίθεται παρακάτω. Τα διαγράμματα συνδυάζονται με το διάγραμμα ταχύτητας οχήματος του κύκλου πώλης WTVC έτσι ώστε να μπορεί να παρατηρηθεί η μεταβολή στις επιδόσεις και στις εκπομπές σε συνδυασμό με τις επιταχύνσεις και τις επιβραδύνσεις του οχήματος κατά τη διάρκεια του Κύκλου. Τα Διαγράμματα που προέκυψαν από τα επιλεγμένα μεγέθη φαίνονται στα Σχήματα 5.2 έως 5.13:

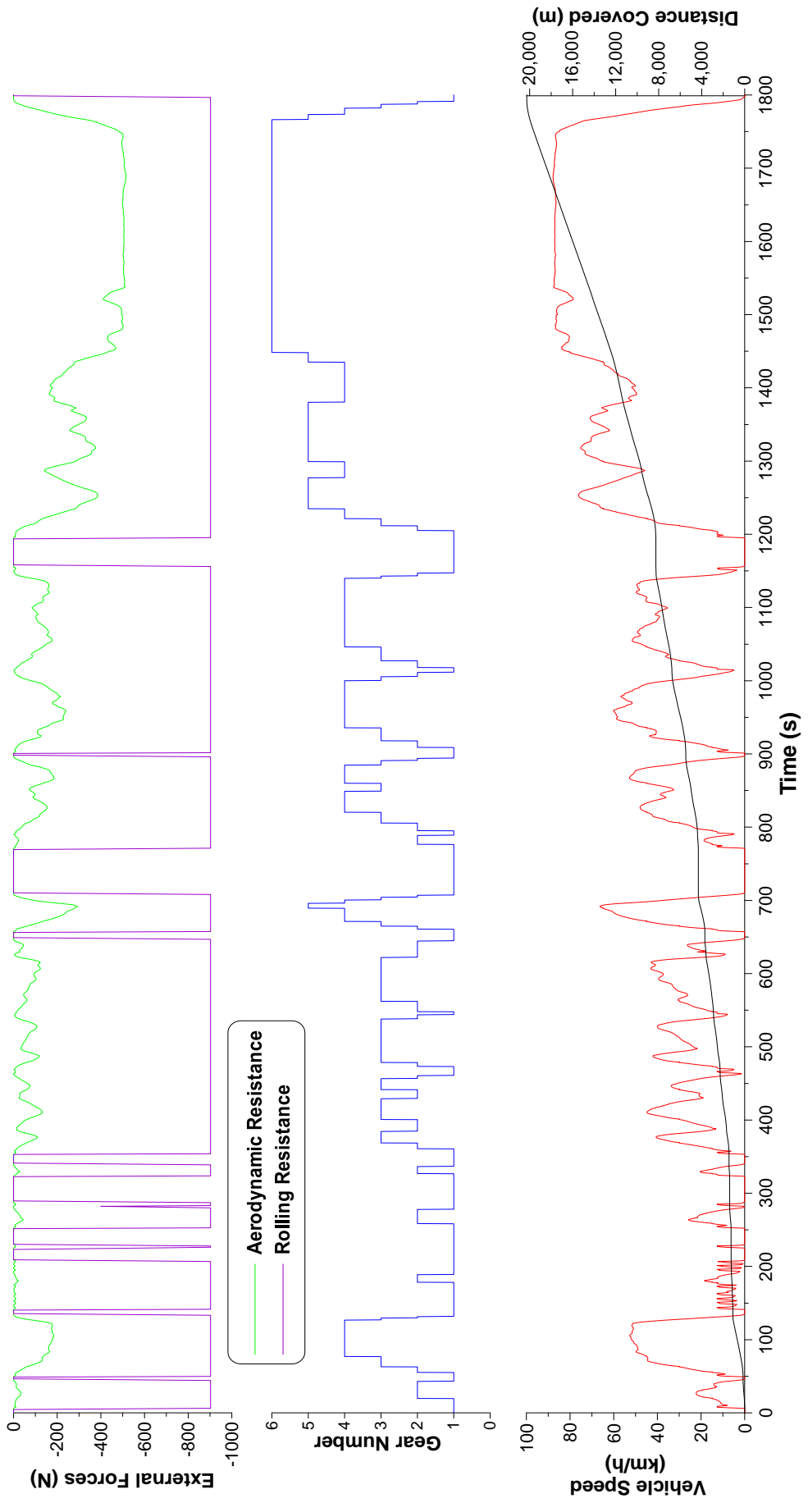
1. Πεδίο λειτουργίας κινητήρα με σύστημα ORC σε χάρτη συμπίεστή, Σχήμα 5.2.
2. Απόκριση οχήματος (target, actual vehicle speed) και πατήματα πεντάλ επιτάχυνσης και φρένου, Σχήμα 5.3.
3. Μετατόπιση οχήματος (distance covered), επιλεγμένη ταχύτητα κιβωτίου (gear number), αντίσταση κύλισης οχήματος (rolling resistance force) και αεροδυναμική αντίσταση οχήματος (aerodynamic resistance force), Σχήμα 5.4.
4. Ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (engine speed) και λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου (λ), Σχήμα 5.5.
5. Συνολική κατανάλωση καυσίμου, ειδική κατανάλωση καυσίμου bsfc (brake specific fuel consumption) και στιγμιαία κατανάλωση καυσίμου, Σχήμα 5.6.
6. Μέγιστη πίεση κυλίνδρου (maximum cylinder pressure) και ισχύς κινητήρα (brake power), Σχήμα 5.7.
7. Μέση πραγματική πίεση (brake mean effective pressure-bmep) και ροπή κινητήρα (brake torque), Σχήμα 5.8.
8. Εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα (CO_2) και κατανάλωση καυσίμου (fueling) σε, Σχήμα 5.9.
9. Ταχύτητα περιστροφής του ζεύγους υπερπλήρωσης (turbocharger speed), Σχήμα 5.10.
10. Λόγος πίεσης και ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεστή, Σχήμα 5.11.
11. Λόγος πίεσης και ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου, Σχήμα 5.12.
12. Εκπομπές αιθάλης και NO_x , Σχήμα 5.13.



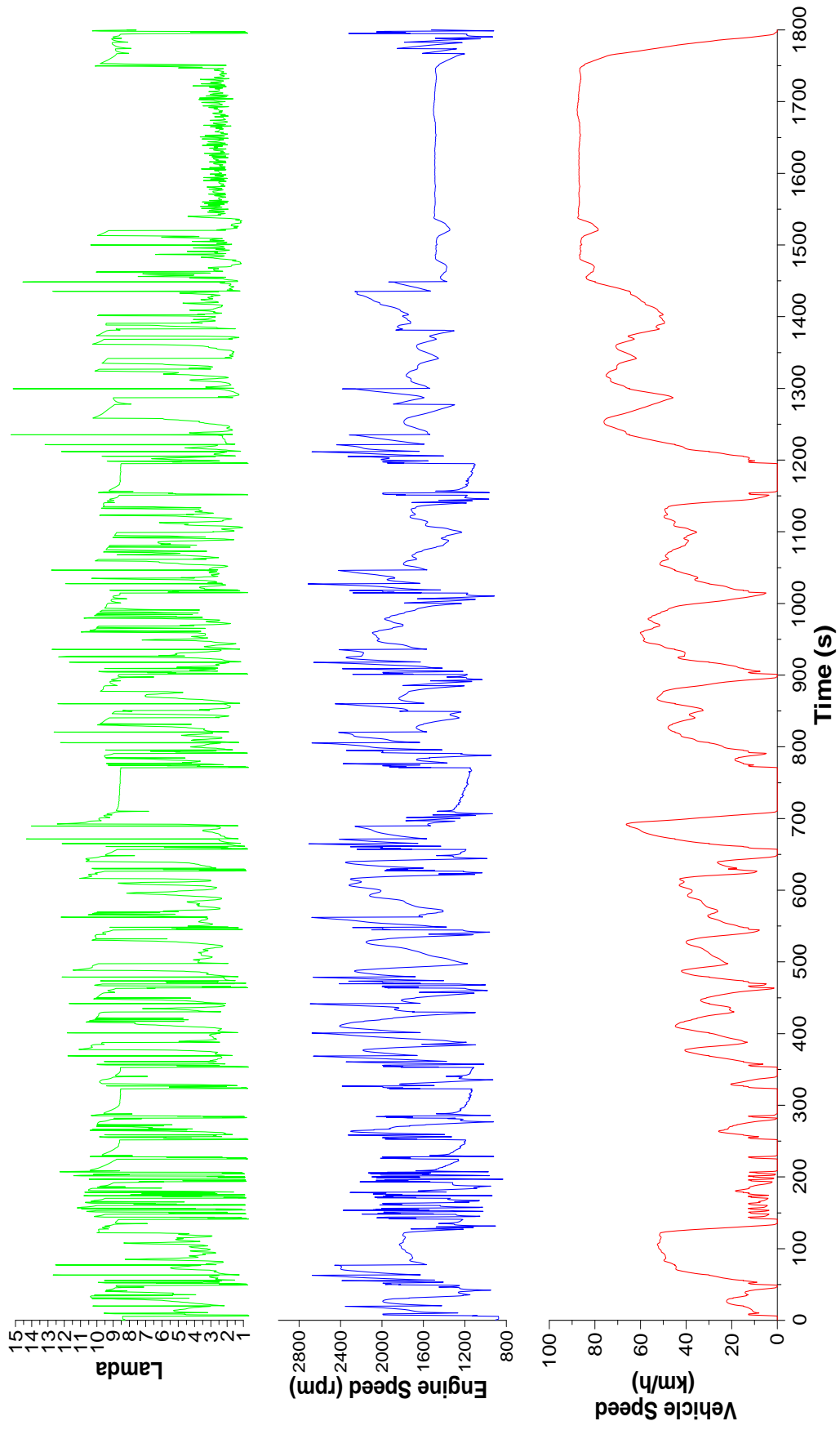
Σχήμα 5.2: Πεδίο λειτουργίας κινητήρα με σύστημα ORC σε χάρτη συμπίεσής κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC



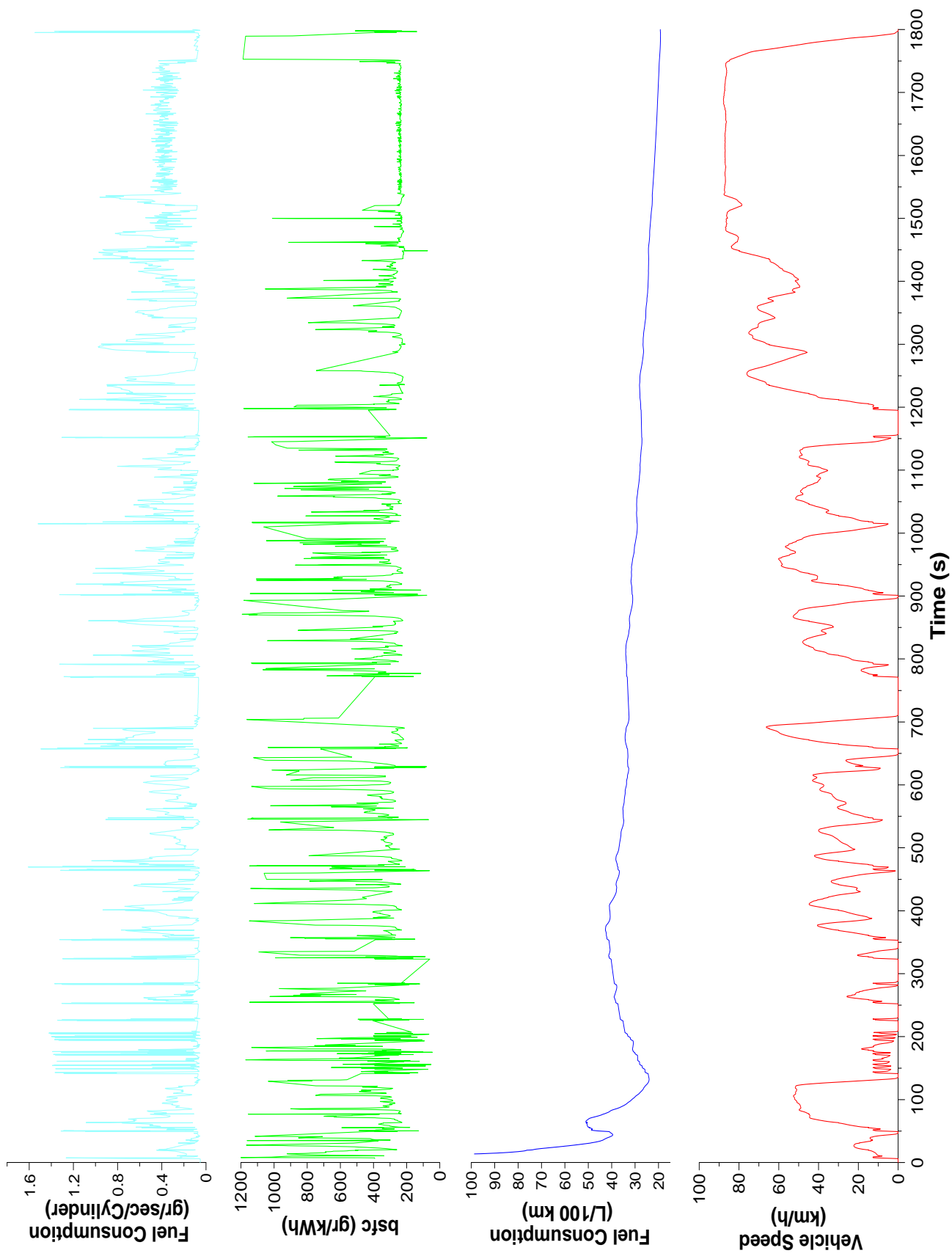
Σχήμα 5.3 : Απόκριση οχήματος με σύστημα ORC και πατήματα πεντάλ επιτάχυνσης και φρένου κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC



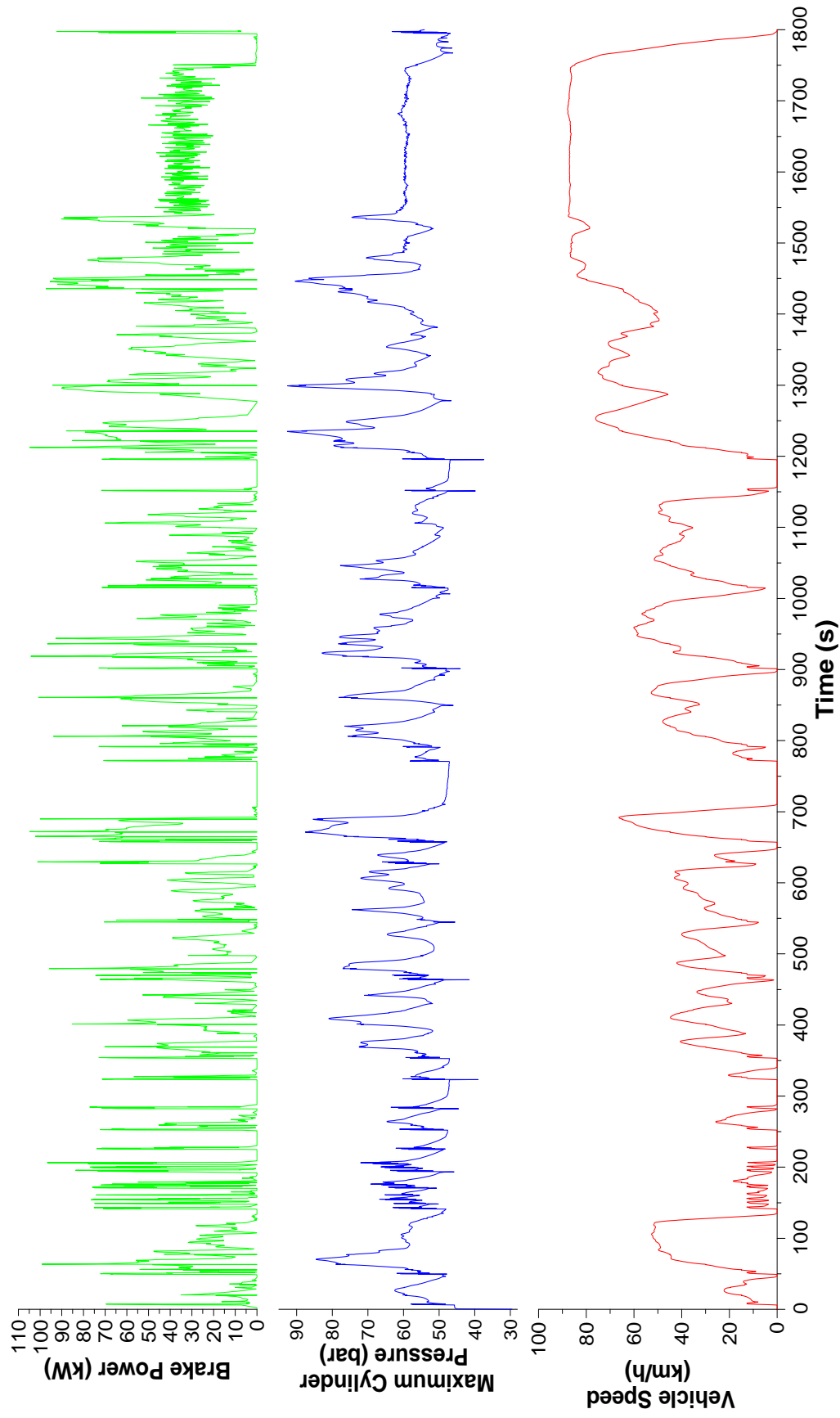
Σχήμα 5.4 : Μετατόπιση οχήματος με σύστημα ORC, επιλεγμένη ταχύτητα κιβωτίου, αντίσταση κύλισης και αεροδυναμική αντίσταση οχήματος κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTCV



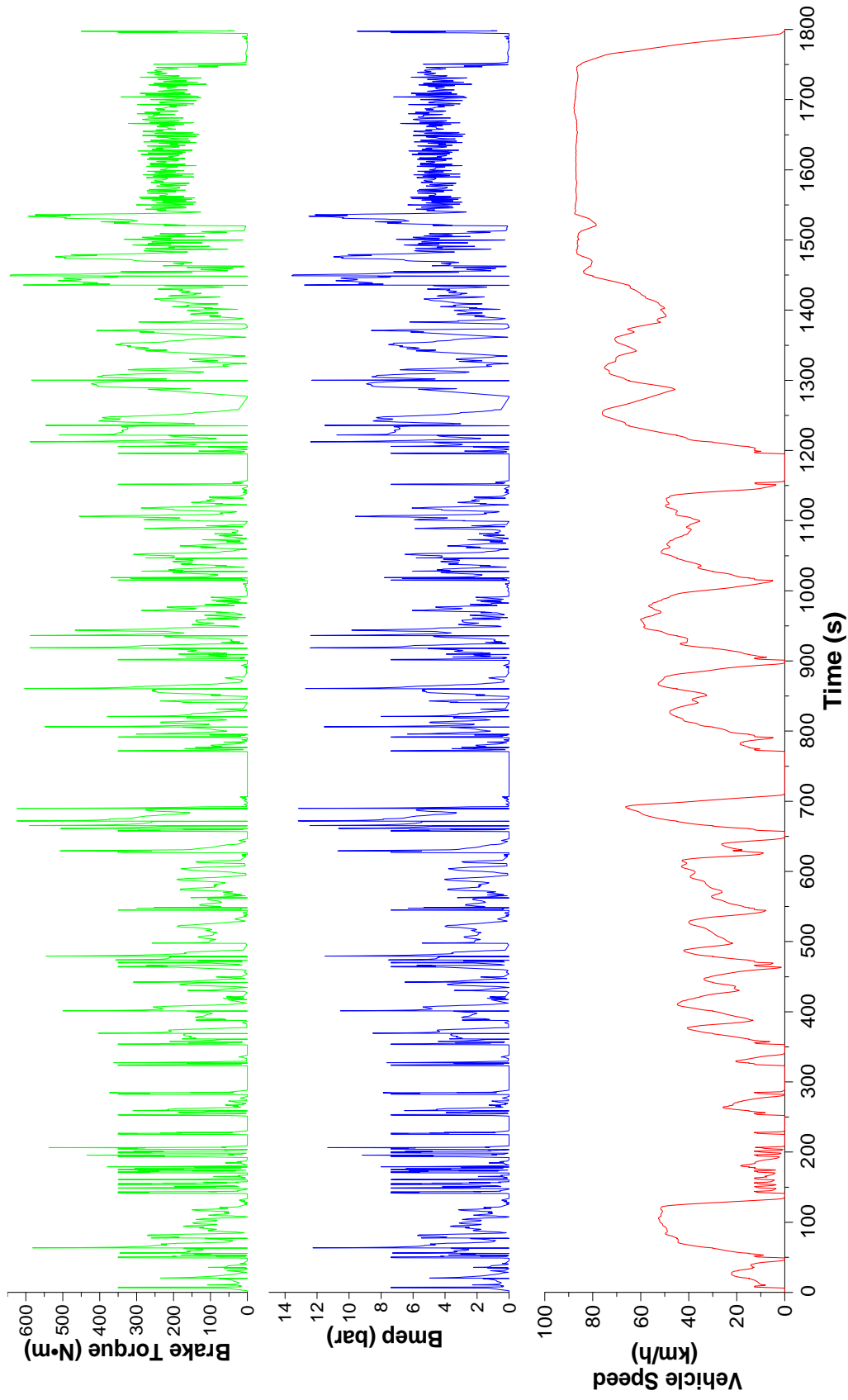
Σχήμα 5.5 : Ταχύτητα περιστροφής κινητήρα με σύστημα ORC και λόγος ισοδυναμίας αέρα-καυσίμου (lambda) κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC



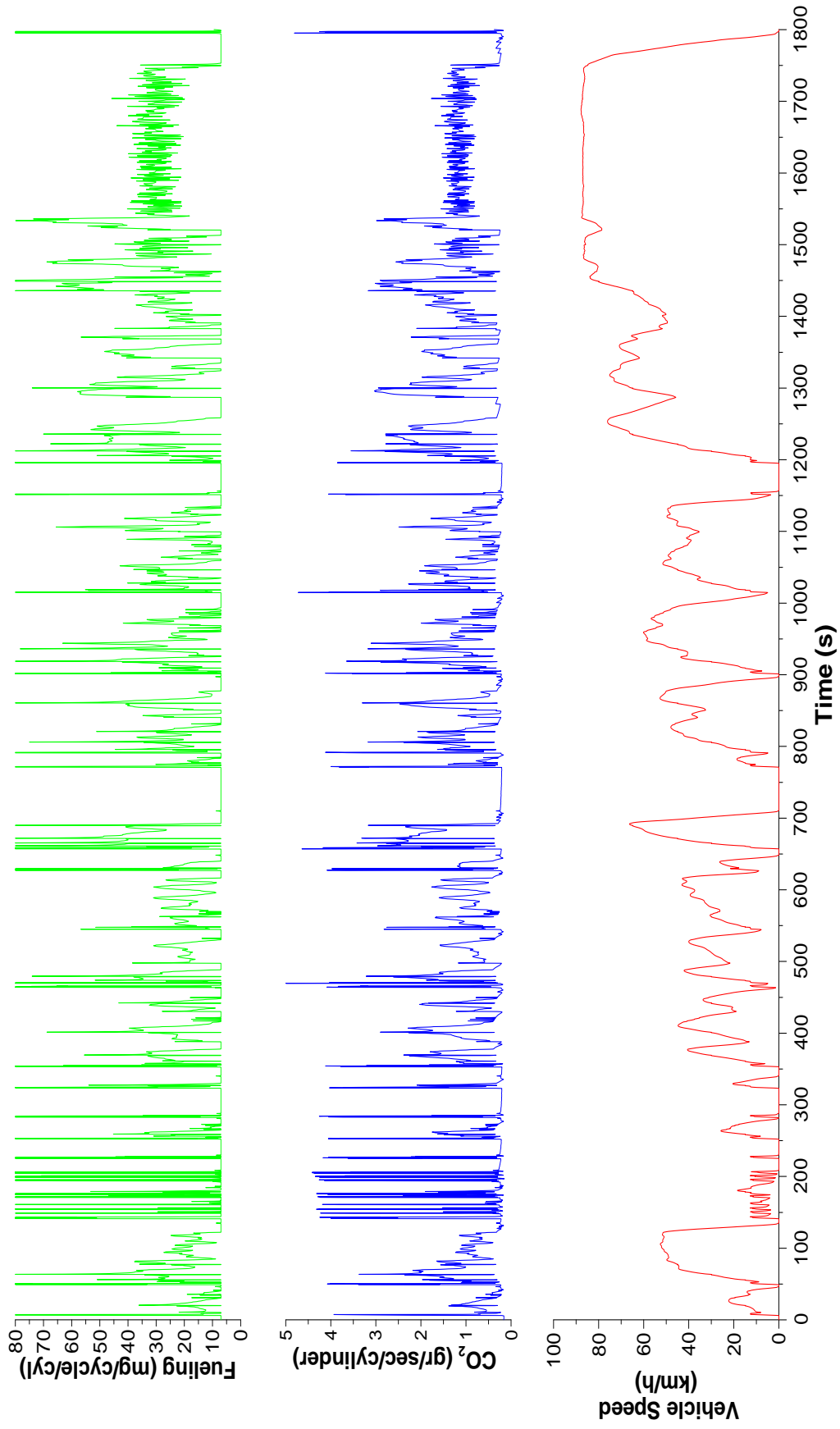
Σχήμα 5.6: Συνολική κατανάλωση καυσίμου, ειδική κατανάλωση καυσίμου και στιγμιαία κατανάλωση καυσίμου οχήματος με σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC



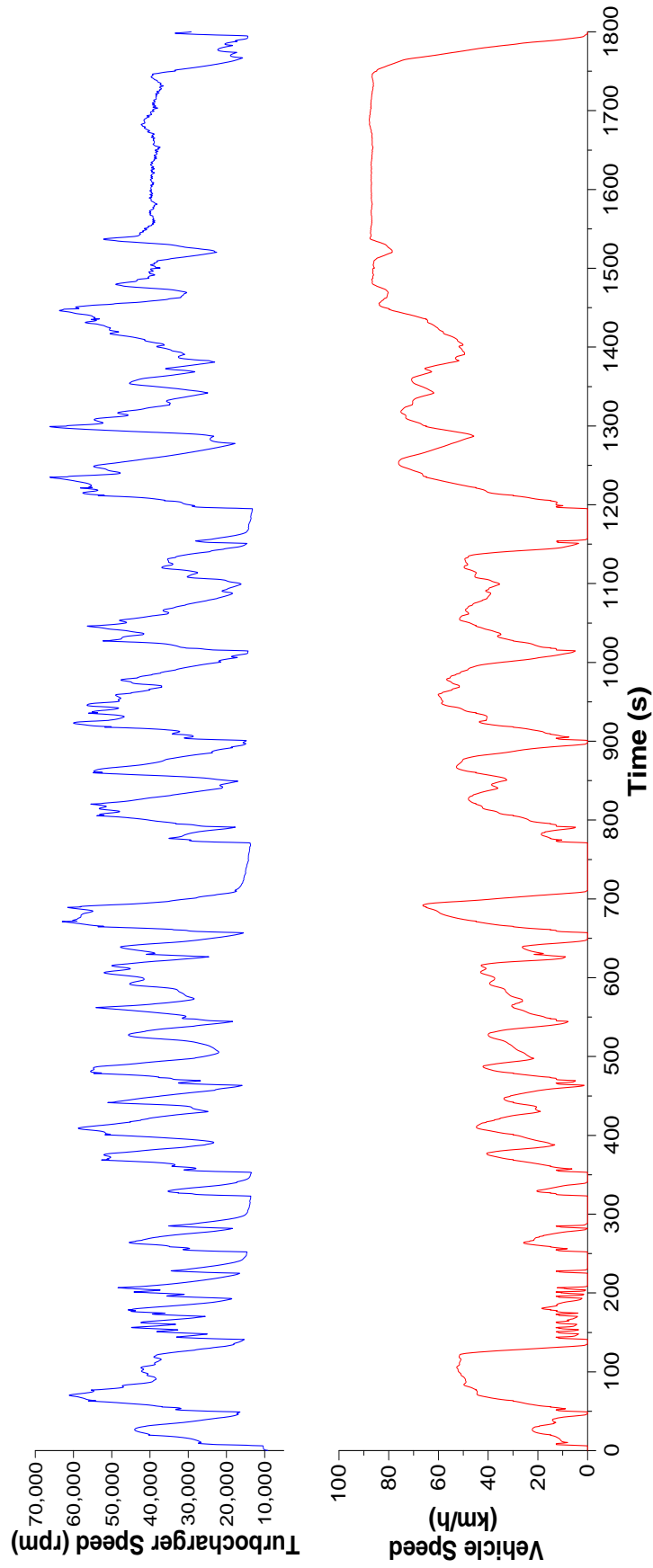
Σχήμα 5.7 : Μέγιστη πίεση κυλίνδρου και ισχύς κινητήρα με σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC



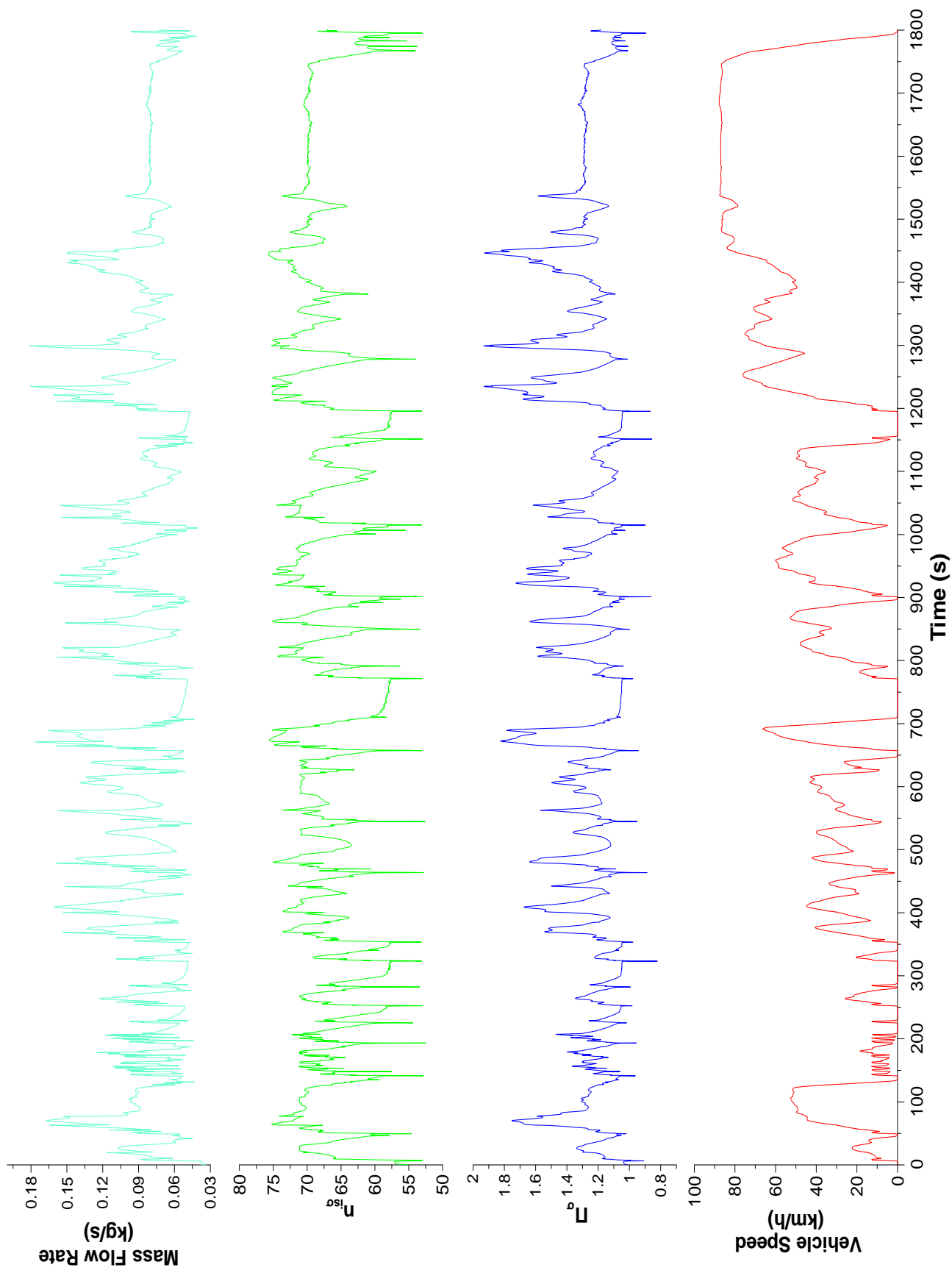
Σχήμα 5.8: Μέση πραγματική πίεση (bmpcr), ροπή κινητήρα με σύστημα ORC κατά τη διάρκεια παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC



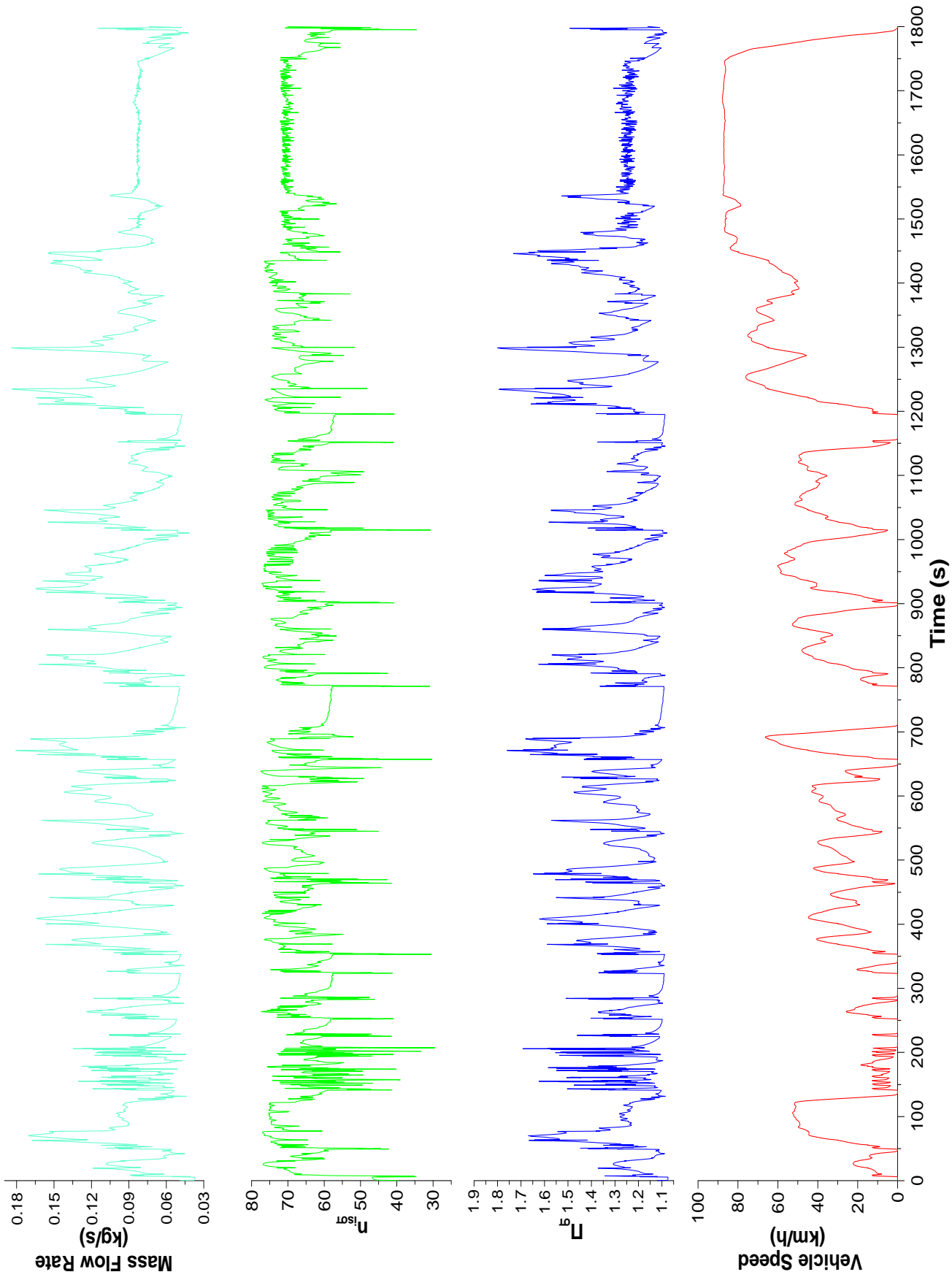
Σχήμα 5.9: Εκπομπές CO₂ και κατανάλωση καυσίμου ανά κύκλο και ανά κύλινδρο κινητήρα με σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVTC



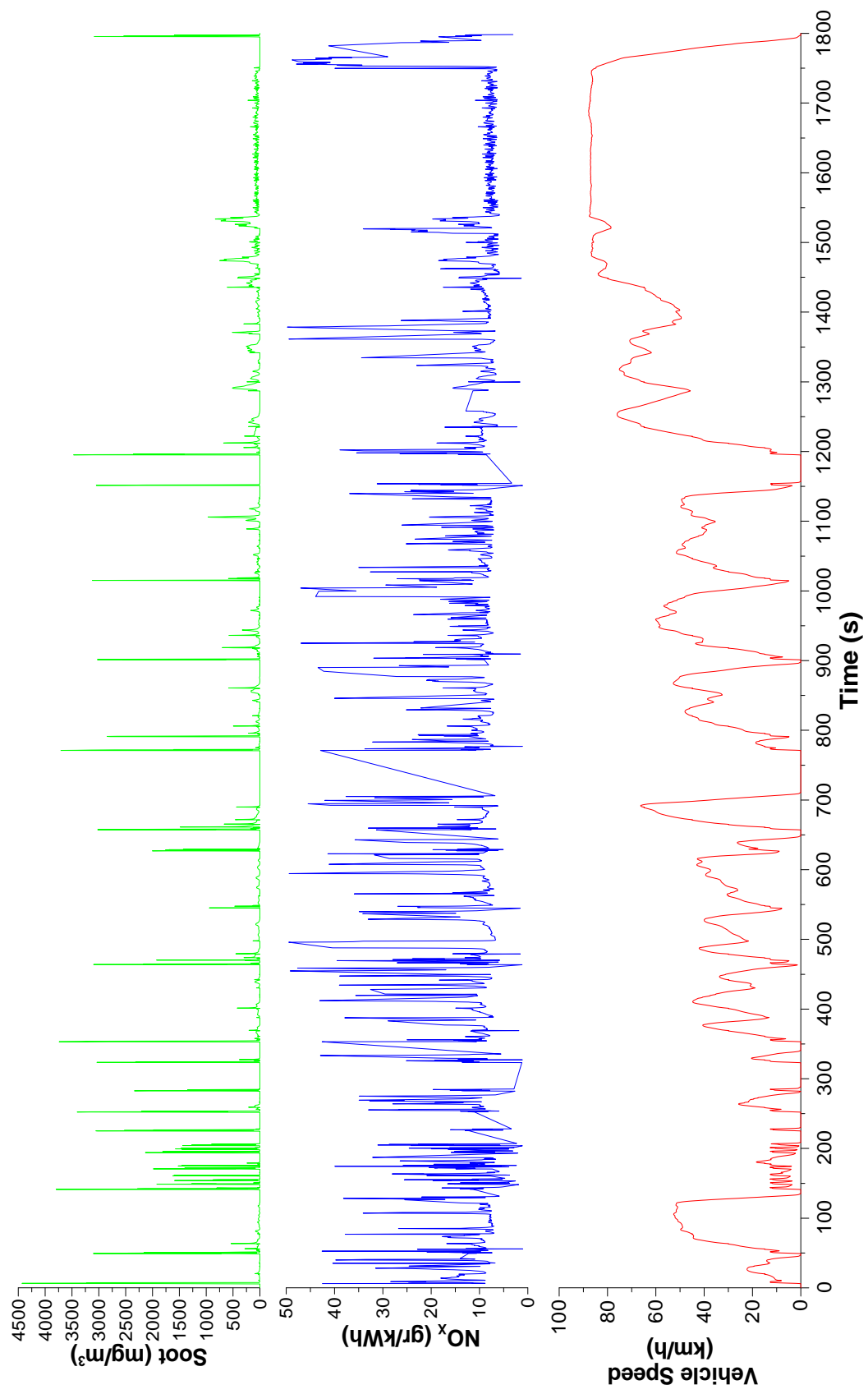
Σχήμα 5.10: Ταχύτητα ζεύγους στροβίλο-υπερπληρωτή κινητήρος με σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTC



Σχήμα 5.11: Λόγος πίεσης, ισεντροπικός βαθμός απόδοσης και παροχή μάζας για τον συμπιεστή κινήτρα Diesel με σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του Παγκόσμιου Κύκλου Πολής WTVC



Σχήμα 5.12: Λόγος πίεσης, ισεντροπικός βαθμός απόδοσης και παροχή μάζας του στροβίλου κινητήρα Diesel με σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC



Σχήμα 5.13: Εκπομπές αιθάλης και NO_x κινητήρα Diesel με σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTCV

5.4 Συμπεράσματα

Η μελέτη των Διαγραμμάτων 5.2 έως 5.13 μπορεί να οδηγήσει στα παρακάτω συμπεράσματα.

Στο Σχήμα 5.2 παρουσιάζεται το ταίριασμα του κινητήρα με τον συμπιεστή στο χάρτη λειτουργίας του συμπιεστή¹. Όπως μπορεί να διαπιστωθεί πρόκειται για ένα σχετικά καλό ταίριασμα καθώς ο συμπιεστής λειτουργεί μακριά από την γραμμή πάλμωσης ενώ ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης κυμαίνεται σε καλές τιμές από 52% στα χαμηλά φορτία-στροφές του κινητήρα και φτάνει μέχρι 77% στα υψηλά φορτία-στροφές. Βέβαια, όπως έχει αναλυθεί, ο κύκλος WTVC συνδυάζει συνθήκες οδήγησης που αντιπροσωπεύουν πόλη, υπαίθρο και αυτοκινητόδρομο με τη διάρκεια και τη μέση ταχύτητα σε κάθε περίπτωση να είναι 900 sec με 21.3 km/h, 480 sec με 43.6 km/h και 420 sec με 76.6 km/h αντίστοιχα. Δηλαδή περίπου το 77% του χρόνου (αστική και υπαίθρια περιοχή) αφορά όχι και τόσο κατάλληλες συνθήκες λειτουργίας για τη διαδικασία ταιριάσματος του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης με τον κινητήρα καθώς, όπως φαίνεται και από το διάγραμμα του κύκλου WTVC, υπάρχουν έντονες μεταβατικές-αδρανείς καταστάσεις (επιβραδύνσεις-επιταχύνσεις-στάσεις) σε μεγάλο ποσοστό του χρόνου, που αποδεδειγμένα δυσκολεύουν τη συγκεκριμένη διαδικασία. Αντίθετα στον αυτοκινητόδρομο οι μεταβατικές καταστάσεις είναι λιγότερης χρονικής διάρκειας και λιγότερο έντονες όπως φαίνεται και από τον Πίνακα 4.2.

Στο Σχήμα 5.3 φαίνεται η απόκριση του οχήματος όσον αφορά τον κύκλο WTVC καθώς και η ενεργοποίηση των πεντάλ γκαζιού και φρένου. Παρατηρείται ότι πέρα από το διάστημα 130 sec με 250 sec περίπου, όπου το όχημα προσεγγίζει τον κύκλο WTVC με κάποιες όμως διαφοροποιήσεις, στο υπόλοιπο χρονικό διάστημα ο οδηγός προσεγγίζει σχεδόν ακριβώς τις συνθήκες του κύκλου. Έτσι και αλλιώς οι μεταβολές κατά το διάστημα 130 με 250 sec είναι δύσκολο να προσεγγισθούν ακριβώς, ακόμη και από πραγματικό οδηγό, εξαιτίας των έντονων επιταχύνσεων-επιβραδύνσεων σε μικρές ταχύτητες.

Στο Σχήμα 5.4 φαίνεται ότι η αεροδυναμική αντίσταση είναι αρκετά μικρότερη από την αντίσταση του οδοστρώματος (σχεδόν τάξη μεγέθους σε κάποια σημεία). Επίσης, όπως είναι λογικό, όσο αυξάνεται η ταχύτητα του οχήματος τόσο αυξάνονται και οι δύο αντιστάσεις που δέχεται ενώ διαπιστώνεται ότι η αντίσταση του οδοστρώματος έχει ένα πιο σταθερό προφίλ σε σχέση με την αεροδυναμική. Επιπρόσθετα, όπως είναι αναμενόμενο, παρατηρείται έντονη εναλλαγή ταχυτήτων κιβωτίου κατά τις επιταχύνσεις-επιβραδύνσεις ενώ διαπιστώνεται σταθερός επιλεγμένη σχέση κιβωτίου για σταθερό προφίλ ταχύτητας του κύκλου WTVC.

Στο Σχήμα 5.5 οι στροφές του κινητήρα είναι σε “λογικά” πλαίσια για το συγκεκριμένο κινητήρα, καθώς φτάνουν τις 2714 rpm. Επιπλέον, οι μέσες τιμές ανά περιοχή αλλά και για

¹ Η θεωρία που αφορά το ταίριασμα του κινητήρα με τον συμπιεστή παρουσιάζεται στην Παραπομπή [21].

ολόκληρο τον κύκλο παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.2, όπου διαπιστώνεται ότι η αστική και η υπαίθρια περιοχή έχουν περίπου ίδια μέση τιμή στροφών κινητήρα ενώ ο αυτοκινητόδρομος έχει χαμηλότερη. Αυτά τα αποτελέσματα θα αξιοποιηθούν και σε επόμενη ανάλυση όπου σε συνδυασμό με την παροχή μάζας των καυσαερίων αλλά και τις μέσες τιμές της θερμοκρασίας εισόδου των καυσαερίων προσδιορίζουν το θερμικό δυναμικό των καυσαερίων για το σύστημα ORC. Παράλληλα, ο λόγος ισοδυναμίας αέρα καυσίμου λα πέφτει σε κάποια σημεία κάτω από το 1.2-1.8, που είναι και το αποδεκτό εύρος για την παραγωγή αιθάλης, λόγω του φαινομένου της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή (turbocharger lag) που οδηγεί στην απουσία οξειδωτικού μέσου για επίτευξη πλήρους καύσης.

Πίνακας 5.2: Μέση τιμή ταχύτητας περιστροφής κινητήρα ανά περίοδο.

Μέγεθος	Urban	Rural	Motorway	WTVC
Mean Engine Speed (rpm)	1738.57	1737.02	1553.57	1697.54

Στο Σχήμα 5.6 φαίνονται οι καταναλώσεις καυσίμου του κινητήρα, στιγμιαίες και αθροιστικές. Η αθροιστική κατανάλωση στο τέλος του κύκλου φτάνει τα 19.22 L/100 km. Επιπλέον μπορεί να διαπιστωθεί ότι στα πρώτα 130 περίπου δευτερόλεπτα, όπου ο χρόνος αδρανούς λειτουργίας είναι ελάχιστος και το προφίλ ταχύτητας του κύκλου σχετικά σταθερό, η κατανάλωση παρουσιάζει μια φθίνουσα πορεία που φτάνει μέχρι και τα 25 L/100 km. Στη συνέχεια, για το διάστημα 130-350 sec, λόγω των έντονων επιταχύνσεων-επιβραδύνσεων αλλά και του υψηλού ποσοστού (σε χρόνο) αδρανών καταστάσεων, αυξάνεται και φτάνει μέχρι και τα 44-45 L/100 km περίπου, ενώ από εκεί μέχρι και το τέλος του κύκλου η αθροιστική κατανάλωση παρουσιάζει πτωτική πορεία λόγω κυρίως του περισσότερο σταθερού προφίλ ταχύτητας αλλά και των μικρής χρονικής διάρκειας «αδρανών» καταστάσεων.

Βέβαια, η στιγμιαία μέση κατανάλωση καυσίμου αυξάνεται από τα 0.296 gr/sec/cyl τα πρώτα 900 sec (αστική περιοχή) στα 0.336 gr/sec/cyl στα επόμενα 480 sec (υπαίθρια περιοχή) ενώ καταλήγει στα 0.372 gr/sec/cyl (αυτοκινητόδρομος) πράγμα το οποίο είναι αντίθετο με την μέση ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (Πίνακας 5.2). Δηλαδή ενώ η μέση τιμή της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα παραμένει περίπου ίδια για τις δύο περιοχές (αστική και υπαίθρια) και μειώνεται στον αυτοκινητόδρομο αντίθετα η μέση τιμή της στιγμιαίας κατανάλωσης αυξάνεται. Αυτό δικαιολογείται από το γεγονός ότι:

- η κατανάλωση δεν συνδέεται μόνο με την ταχύτητα περιστροφής αλλά και με το φορτίο (σε κάθε ταχύτητα).
- η αστική περιοχή έχει μεγαλύτερες περιόδους αδράνειας του οχήματος, σε ποσοστό χρόνου, σε σχέση με την υπαίθρια περιοχή και τον αυτοκινητόδρομο.

- κατά τις περιόδους αδράνειας μπορεί να μην παράγεται ισχύς από τον κινητήρα αλλά και η κατανάλωση είναι πολύ μικρή.

Πίνακας 5.3: Μέση τιμή στιγμιαίας κατανάλωσης ανά κύλινδρο και ανά περίοδο

Μέγεθος	Urban	Rural	Motorway	WTVC
Mean Instant Fuel Consumption (gr/sec/cylinder)	0.296	0.336	0.372	0.324

Στο Σχήμα 5.7 παρουσιάζεται η μέγιστη πίεση αερίου ανά κύκλο στον κύλινδρο, καθώς και η παραγόμενη ισχύς του κινητήρα. Η μέγιστη πίεση καύσης παρουσιάζει λογικές τιμές για κινητήρα Diesel με την μέγιστη να φτάνει τα 92 bar. Όσον αφορά τη μέση παραγόμενη ισχύ, κατά περιόδους αυτή είναι 22.4 kW στην αστική περιοχή, ενώ αυξάνεται στα 31.1 kW στα επόμενα 480 sec (900-1380 sec) και καταλήγει στα 34.0 kW στον αυτοκινητόδρομο. Δηλαδή αν θεωρηθεί ως σημείο αναφοράς η παραγόμενη ισχύς της αστικής περιοχής τότε ο κινητήρας στην υπαίθρια περιοχή παρουσιάζει αύξηση της μέσης ισχύος της τάξεως του 39% ενώ η αύξηση στον αυτοκινητόδρομο είναι 52%.

Στο Διάγραμμα της παραγόμενης ροπής και της μέσης πραγματικής πίεσης του κινητήρα, Σχήμα 5.8, διαπιστώνεται ότι, όπως ήταν αναμενόμενο και από την Σχέση 5.1

$$M_{\sigma} = \frac{\bar{p}_e \cdot V_H}{4 \cdot \pi} \quad (5.1)$$

τα δύο μεγέθη είναι ανάλογα, επομένως έχουν την ίδια ακριβώς μορφή. Η μέγιστη τιμή της μέσης πραγματικής πίεσης φτάνει τα 13.56 bar, η οποία είναι λογική τιμή για μονοβάθμια υπερπλήρωση [21] (από το Σχήμα 5.11 ο μέγιστος λόγος πίεσης δεν ξεπερνά το 2), ενώ η μέγιστη ροπή φτάνει τα 643.27 Nm.

Στο Διάγραμμα 5.9 φαίνεται η κατανάλωση καυσίμου ανά κύλινδρο και ανά κύκλο, για την οποία έχει ρυθμιστεί η μέγιστη τιμή της να είναι 80 mg/cycle/cyl και η ελάχιστη 7 mg/cycle/cyl αναλόγως του φορτίου και των επιταχύνσεων-επιβραδύνσεων. Οι εκπομπές CO₂ είναι άμεσα εξαρτημένες από την κατανάλωση καυσίμου καθώς όπως έχει αποδειχθεί στην Παράγραφο 5.2, 1 kg καυσίμου δίνει 3.106 kg CO₂. Επομένως, το διάγραμμα CO₂ μοιάζει και με την κατανάλωση καυσίμου/κύκλο/κύλινδρο αλλά πολύ περισσότερο με την στιγμιαία κατανάλωση του Σχήματος 5.6. Βέβαια, όπως είναι λογικό, οι μέγιστες εκπομπές CO₂ παρουσιάζονται κατά τις περιόδους έντονων επιταχύνσεων λόγω του αυξημένου φορτίου για την υπερνίκηση της αδράνειας (inertia) του οχήματος.

Στα υπόλοιπα διαγράμματα, Σχήματα 5.10, 5.11 και 5.12, που αφορούν μεγέθη του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης αξίζει να παρατηρηθεί ότι οι τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή είναι αρκετά λογικές 50-77% ενώ είναι παρόμοιες με του στροβίλου. Επίσης, ο λόγος πίεσης του συμπιεστή δεν ξεπερνάει το 2 λόγω κυρίως των επιπρόσθετων απωλειών πίεσης που προσθέτει το σύστημα ORC στην εξαγωγή και δεν «αφήνει» το στρόβιλο να αναπτύξει μεγαλύτερους λόγους αποτόνωσης. Αυτό θα φανεί και στην σύγκριση με τον συμπιεστή του κινητήρα Diesel χωρίς σύστημα ORC (Πίνακας 6.8).

Πίνακας 5.4: Μέσες τιμές ισεντροπικών βαθμών απόδοσης, παροχών μάζας και λόγων πιέσεων του ζεύγους στροβιλο-υπερπλήρωσης

Μεγέθη	Urban	Rural	Motorway	WTVC
Compressor mass flow rate (kg/s)	0.091	0.095	0.085	0.091
Turbine mass flow rate (kg/s)	0.093	0.097	0.087	0.093
$\eta_{is,\sigma}$	67.40	68.45	69.16	68.07
$\eta_{is,\sigma T}$	67.14	68.70	69.15	68.01

Τέλος στο Σχήμα 5.13 διαπιστώνεται ότι οι εκπομπές αιθάλης και NO_x ξεπερνούν κατά πολύ (overshoot) τις συνηθισμένες τιμές τους, που σημειώνονται κατά τη διάρκεια του υπόλοιπου Κύκλου WTVC. Η δημιουργία αιθάλης (καθώς επίσης και η κατανάλωση καυσίμου, επομένως και οι εκπομπές CO₂) εξαρτάται κυρίως από το φορτίο του κινητήρα. Αυξανόμενου του φορτίου, εγχύεται περισσότερο καύσιμο εντός των κυλίνδρων, οδηγώντας έτσι σε αύξηση των θερμοκρασιών στις πλούσιες (σε καύσιμο) ζώνες. Επιπρόσθετα, η διάρκεια της καύσης διάχυσης αυξάνεται, ευνοώντας το σχηματισμό αιθάλης ενώ τόσο ο χρόνος που απομένει μετά την καύση (μέχρι το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής) όσο και το διαθέσιμο οξυγόνο μειώνονται με αποτέλεσμα η οξειδωση της αιθάλης να μην είναι η επιθυμητή [22].

Το φαινόμενο αυτό, σε χρονικές περιόδους έντονων επιταχύνσεων, ενισχύεται σημαντικά εξαιτίας των πολύ χαμηλών τιμών του λόγου αέρα-καυσίμου που δημιουργούνται τοπικά στον κύλινδρο εξαιτίας της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή, ακόμη και χαμηλότερων του στοιχειομετρικού ($\lambda_a < 1$), όπως φαίνεται και στο Σχήμα 5.5 (το αποδεκτό όριο αιθάλης ορίζεται για λόγο αέρα-καυσίμου μεγαλύτερο του 1.5). Κατά συνέπεια, η υπερακόντιση στις τιμές της αιθάλης που παρατηρείται μετά από κάθε επιτάχυνση του οχήματος (δηλαδή αύξηση του φορτίου του κινητήρα) οφείλεται κατά κύριο λόγο στην προσωρινή έλλειψη αέρα εξαιτίας της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή αλλά και πιθανότατα στην απότομη αύξηση της

καθυστέρησης ανάφλεξης που εμφανίζεται στους πρώτους κύκλους λειτουργίας του κινητήρα κατά τη διάρκεια μιας μεταβατικής λειτουργίας αυτού [22].

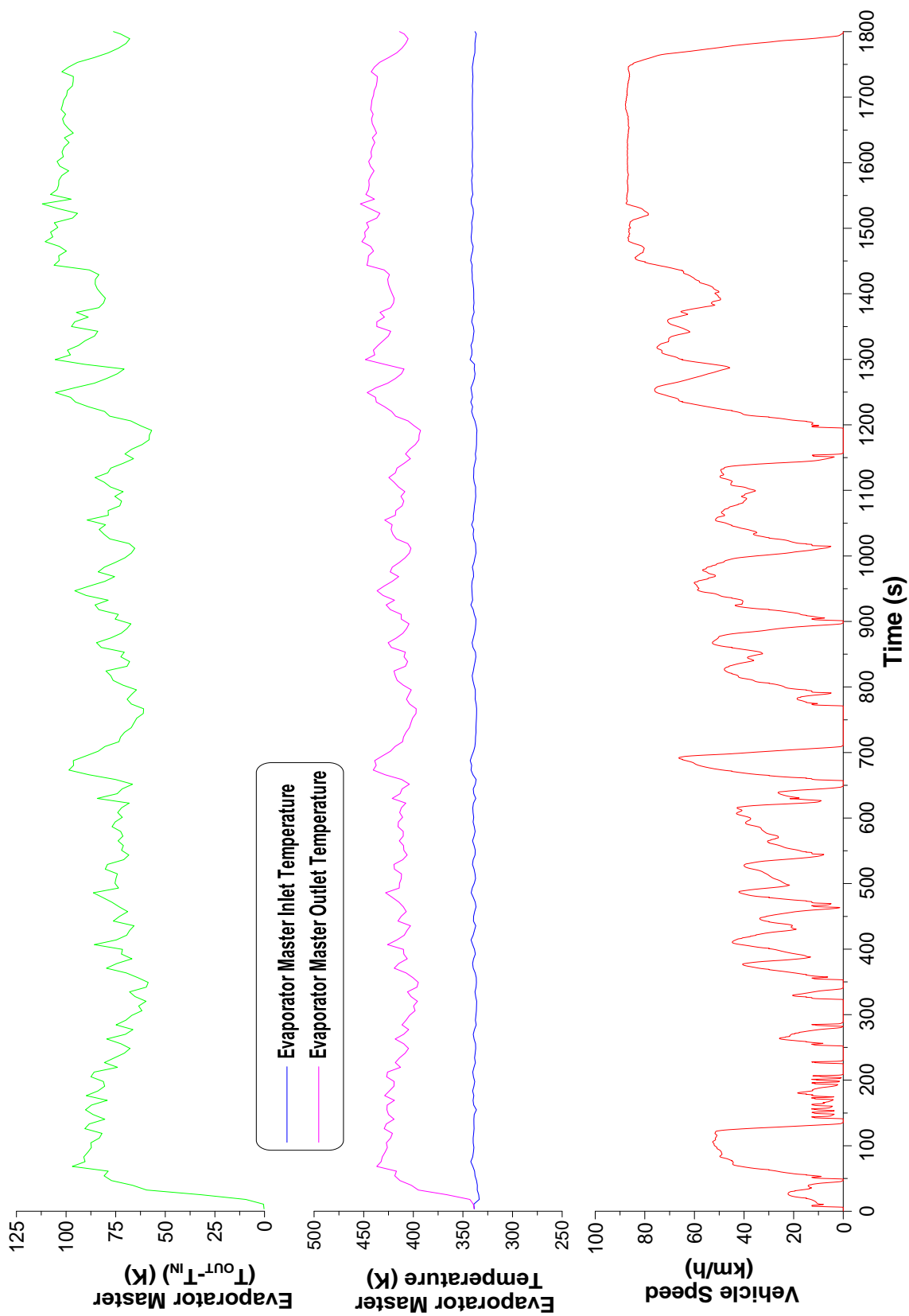
Όσον αφορά στις αυξημένες εκπομπές NO_x (Σχήμα 5.13) τις ίδιες χρονικές στιγμές (δηλαδή κατά τη διάρκεια απότομων επιταχύνσεων του οχήματος), αυτές οφείλονται ξανά στο φαινόμενο της υστέρησης του στροβιλο-υπερπληρωτή, δηλαδή την ανακολουθία ανάμεσα στην αυξημένη ποσότητα καυσίμου που εγχύεται εντός του κυλίνδρου και την ανεπαρκή ποσότητα αέρα λόγω της καθυστερημένης απόκρισης του συμπιεστή του ζεύγους υπερπλήρωσης. Οι υψηλές θερμοκρασίες που επικρατούν τοπικά εξαιτίας της ύπαρξης μείγματος με σχεδόν στοιχειομετρική αναλογία αέρα-καυσίμου είναι αυτές που οδηγούν σε αυξημένες εκπομπές οξειδίων του αζώτου στους κύκλους λειτουργίας που επηρεάζονται από την υστέρηση του στροβιλο-υπερπληρωτή [22].

5.5 Χαρακτηριστικά του Προσαρμοσμένου σε Κινητήρα Diesel Συστήματος ORC κατά τη Διάρκεια του Παγκόσμιου Κύκλου Πόλης WTVC

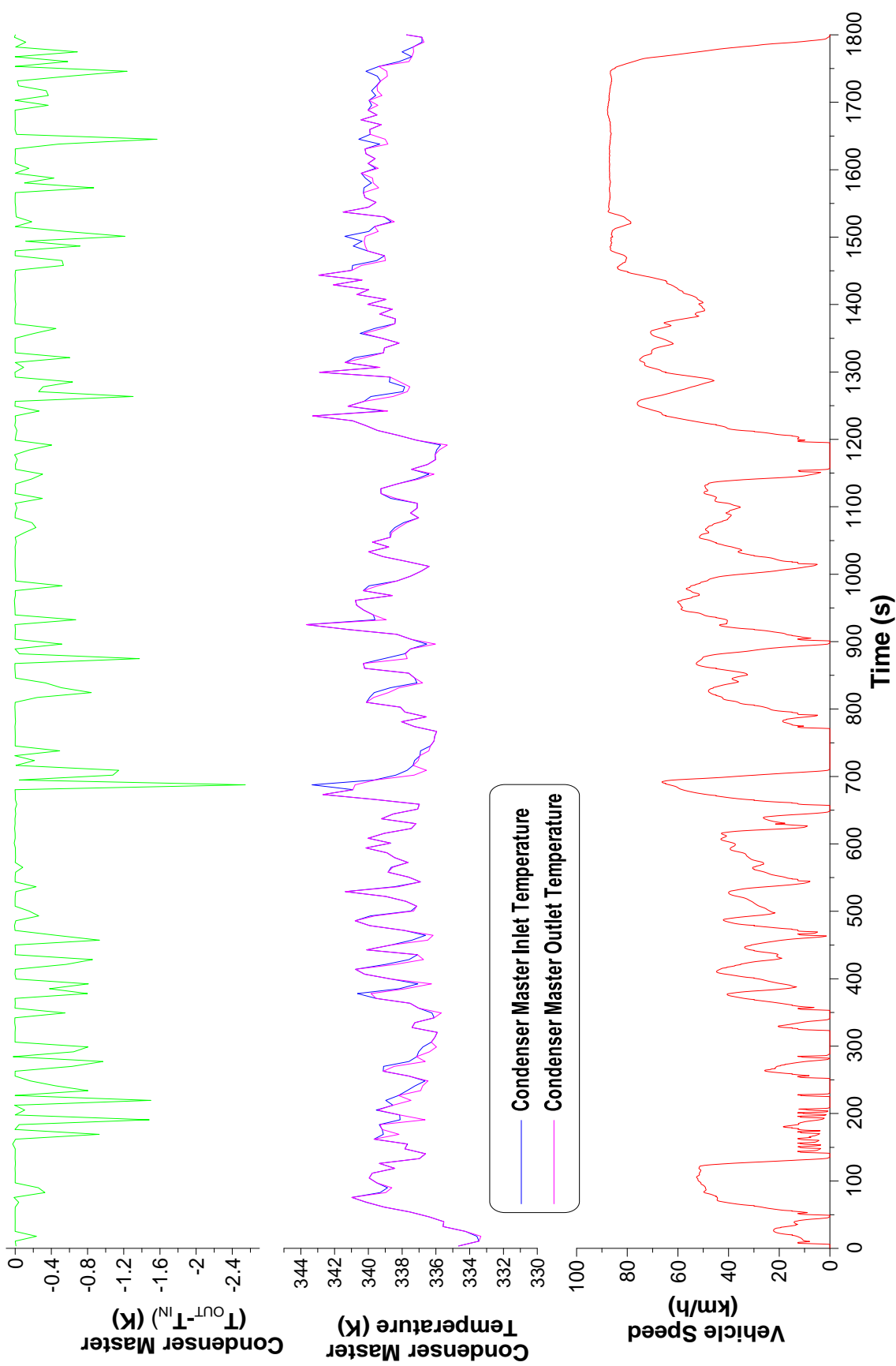
Στα παρακάτω Σχήματα 5.14 έως 5.23 παρουσιάζονται οι μεταβολές βασικών χαρακτηριστικών μεγεθών για τις συνιστώσες του συστήματος ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC. Οι ποσότητες αυτές προέρχονται από τον implicit solver του συστήματος ORC. Τα Σχήματα είναι τα παρακάτω:

1. Στο Σχήμα 5.14 παρουσιάζεται η θερμοκρασία εισόδου, η θερμοκρασία εξόδου και η διαφορά τους για το εργαζόμενο μέσο (αιθανόλη) στον ατμοποιητή.
2. Στο Σχήμα 5.15 παρουσιάζεται η θερμοκρασία εισόδου, η θερμοκρασία εξόδου και η διαφορά τους για το εργαζόμενο μέσο (αιθανόλη) στον συμπυκνωτή.
3. Στο Σχήμα 5.16 παρουσιάζεται η θερμοκρασία εισόδου, η θερμοκρασία εξόδου και η διαφορά τους για τα καυσαέρια στον ατμοποιητή.
4. Στο Σχήμα 5.17 παρουσιάζεται η θερμοκρασία εισόδου, η θερμοκρασία εξόδου και η διαφορά τους για το ψυκτικό μέσο (eg1-5050) στον συμπυκνωτή.
5. Στο Σχήμα 5.18 παρουσιάζεται η παραγόμενη ισχύς του εκτονωτή, η απορροφόμενη ισχύς από την αντλία καθώς και η καθαρή παραγόμενη ισχύς (η διαφορά τους) που προσδίδεται στον κινητήρα.
6. Στο Σχήμα 5.19 παρουσιάζεται η αύξηση της πίεσης του εργαζόμενου μέσου από την αντλία και ο λόγος πίεσής του στον εκτονωτή.

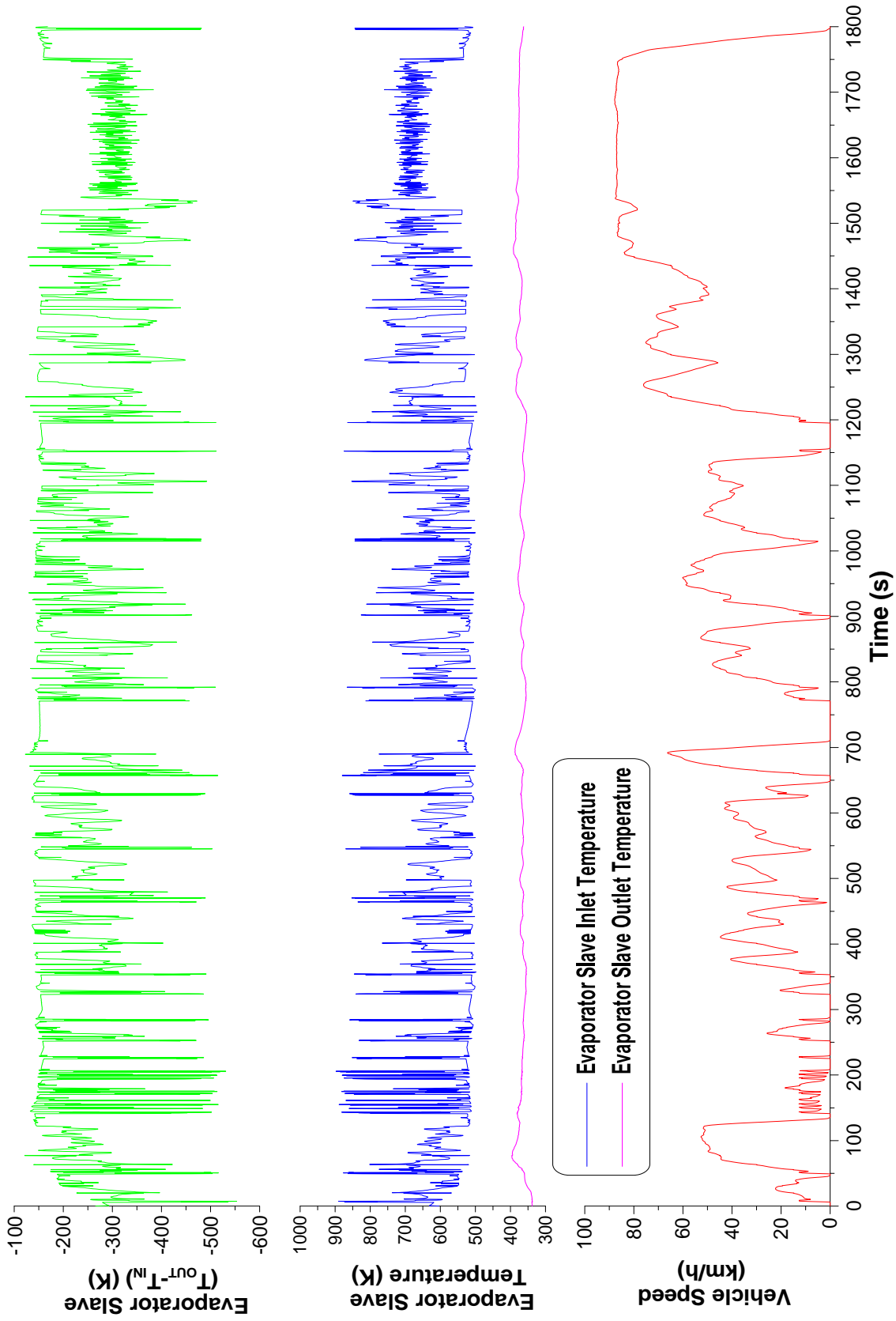
7. Στο Σχήμα 5.20 παρουσιάζεται η ταχύτητα περιστροφής της αντλίας, η ταχύτητα περιστροφής του εκτονωτή και η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου στην αντλία.
8. Στο Σχήμα 5.21 παρουσιάζεται η θερμοκρασία εξόδου, η θερμοκρασία εισόδου και η διαφορά τους για το εργαζόμενο μέσο στον εκτονωτή.
9. Στο Σχήμα 5.22 παρουσιάζεται η πίεση εξόδου και η πίεση εισόδου για το εργαζόμενο μέσο στον εκτονωτή.
10. Στο Σχήμα 5.23 παρουσιάζεται ο βαθμός απόδοσης του συστήματος ORC.



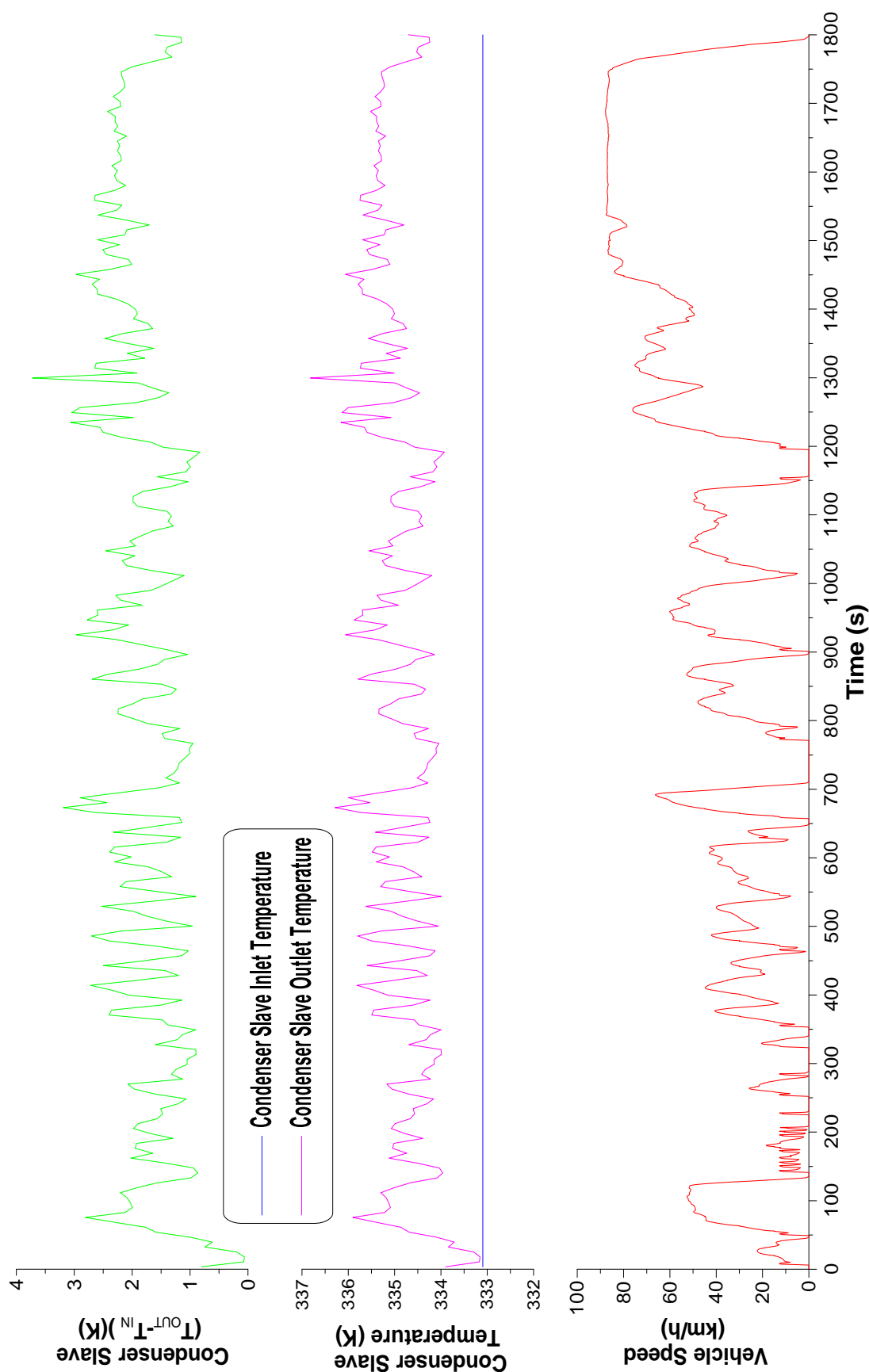
Σχήμα 5.14: Μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου της αιθανόλης, της θερμοκρασίας εξόδου της αιθανόλης και της διαφοράς των δύο θερμοκρασιών στον ατμοποιητή κατά τη διάρκεια του πανκόσμιου κύκλου πόλης WTVG



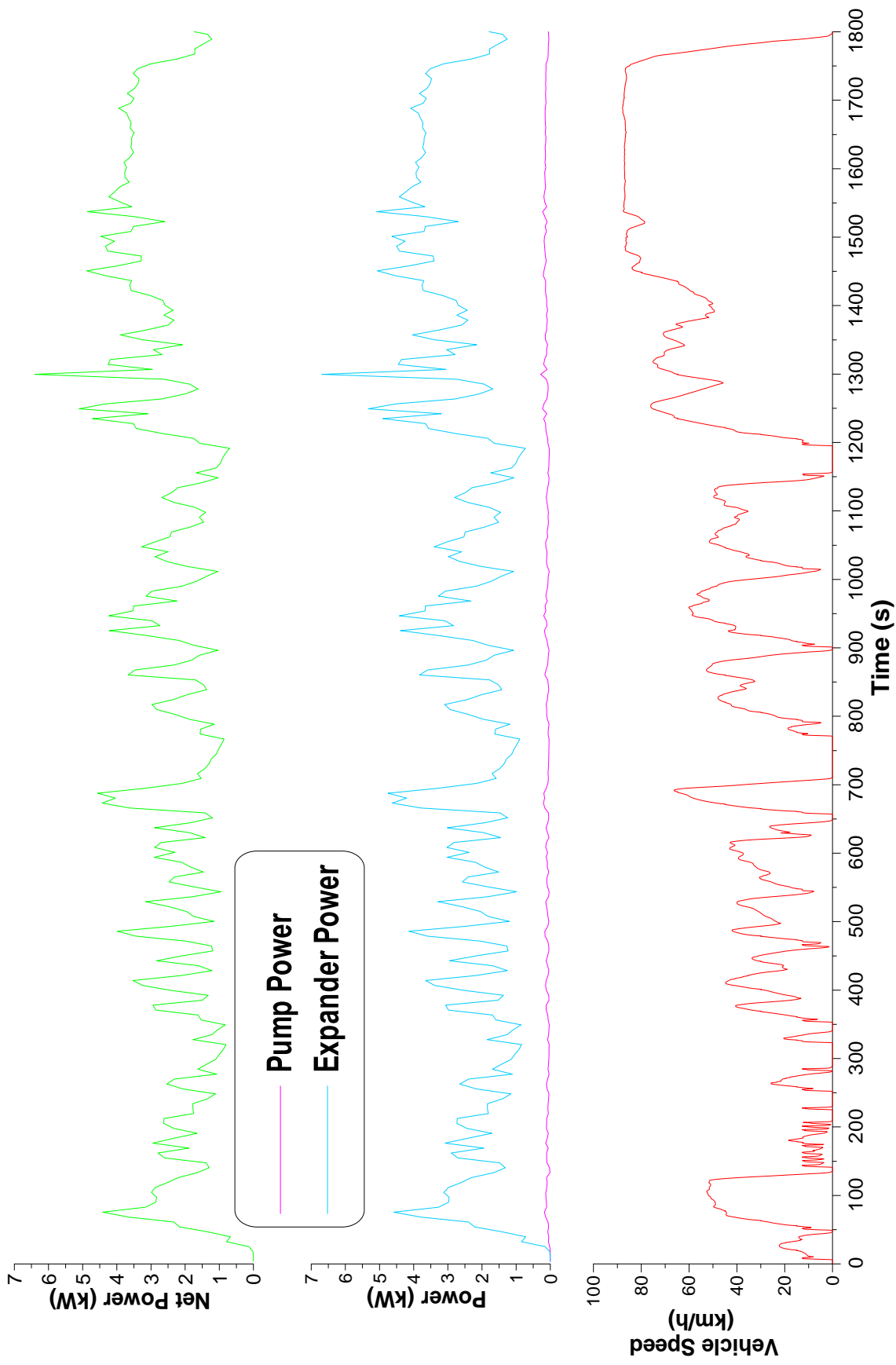
Σχήμα 5.15: Μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου της αιθανόλης, της θερμοκρασίας εξόδου της αιθανόλης και της διαφοράς των δύο θερμοκρασιών στο συμπυκνωτή κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVG



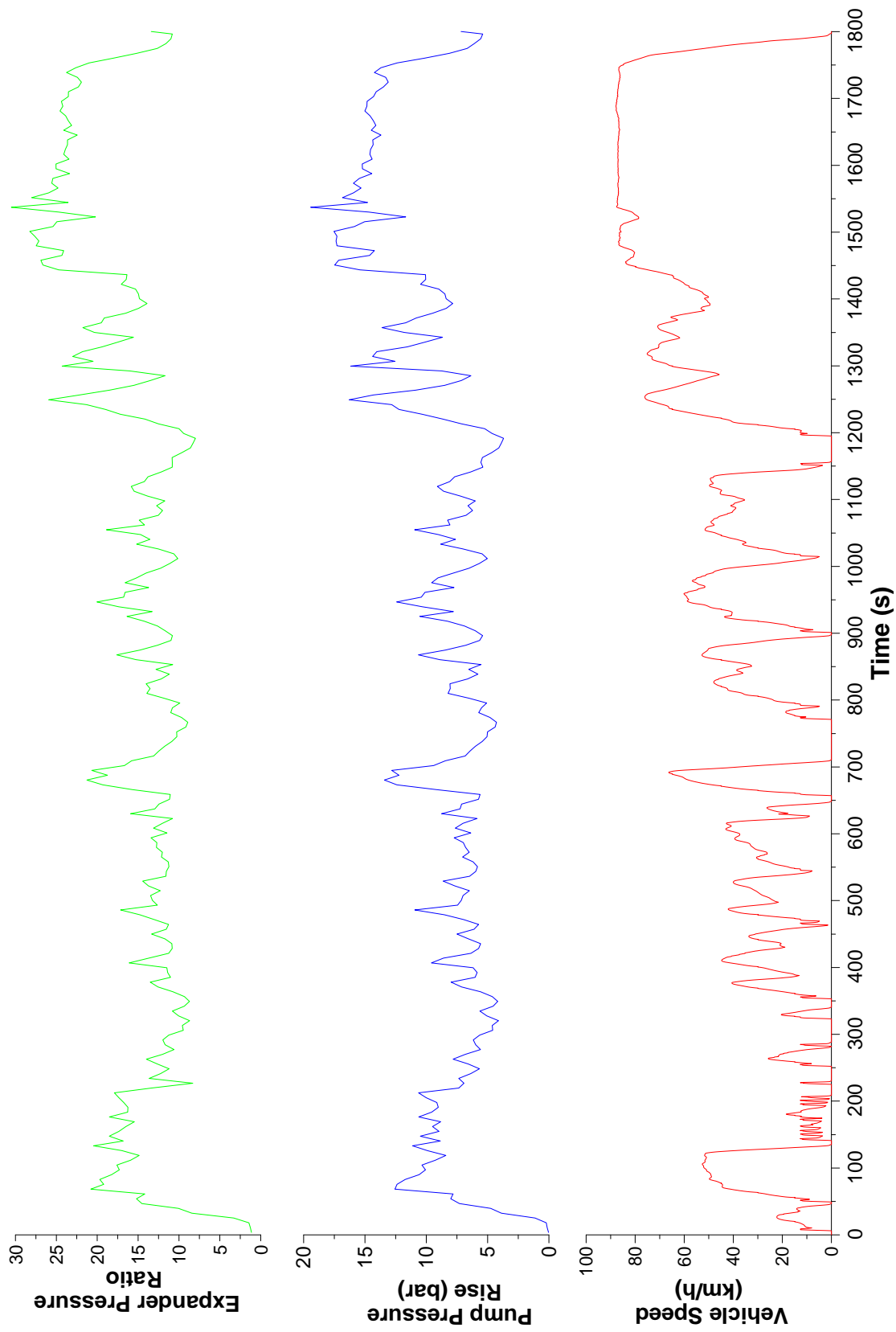
Σχήμα 5.16: Μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου των καυσαερίων, της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων και της διαφοράς των δύο θερμοκρασιών στον ατμοποιητή κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVG



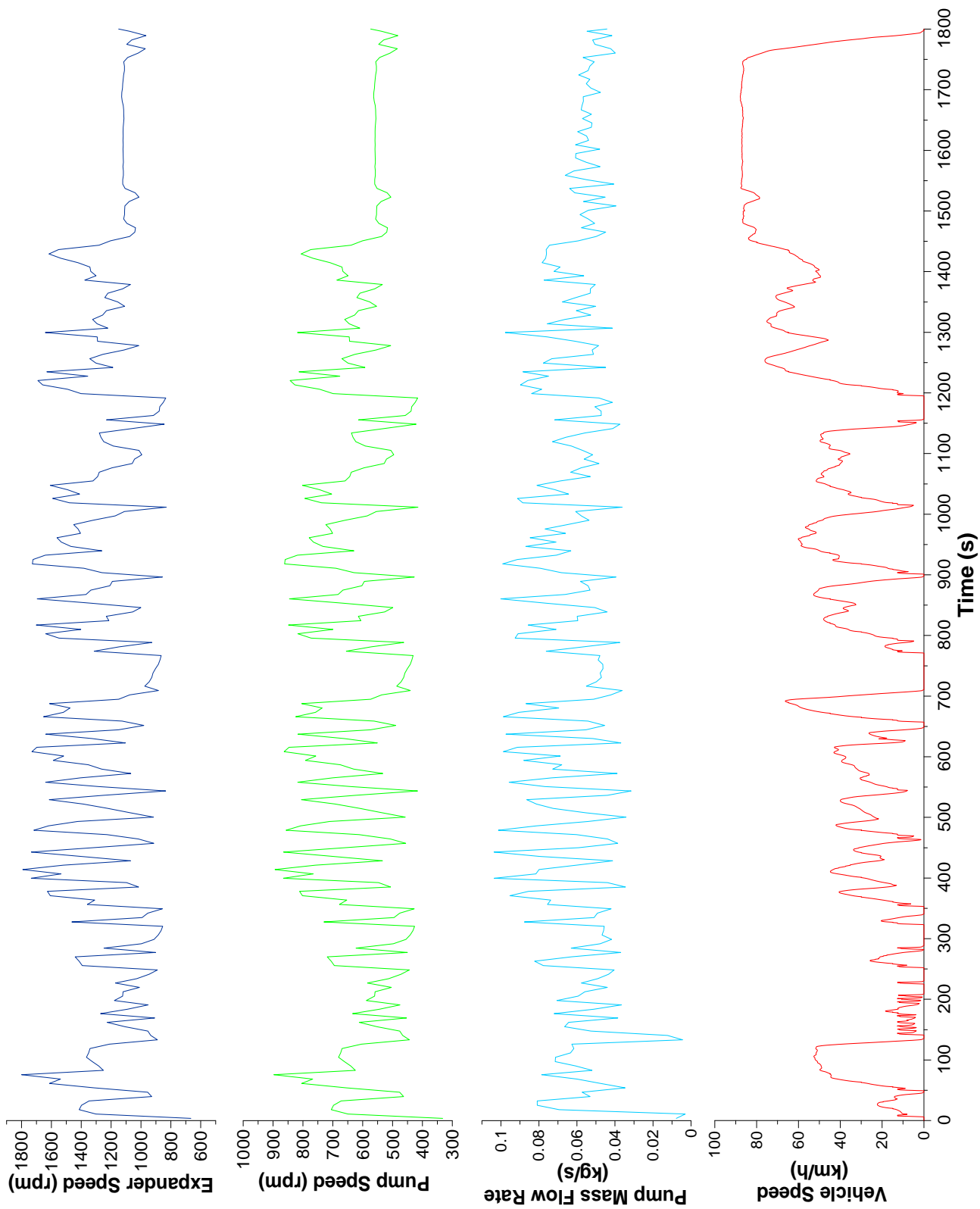
Σχήμα 5.17: Μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου του ψυκτικού μέσου (egl-5050), της θερμοκρασίας εξόδου του ψυκτικού μέσου (egl-5050) και της διαφοράς των δύο θερμοκρασιών στο συμπυκνωτή κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVG



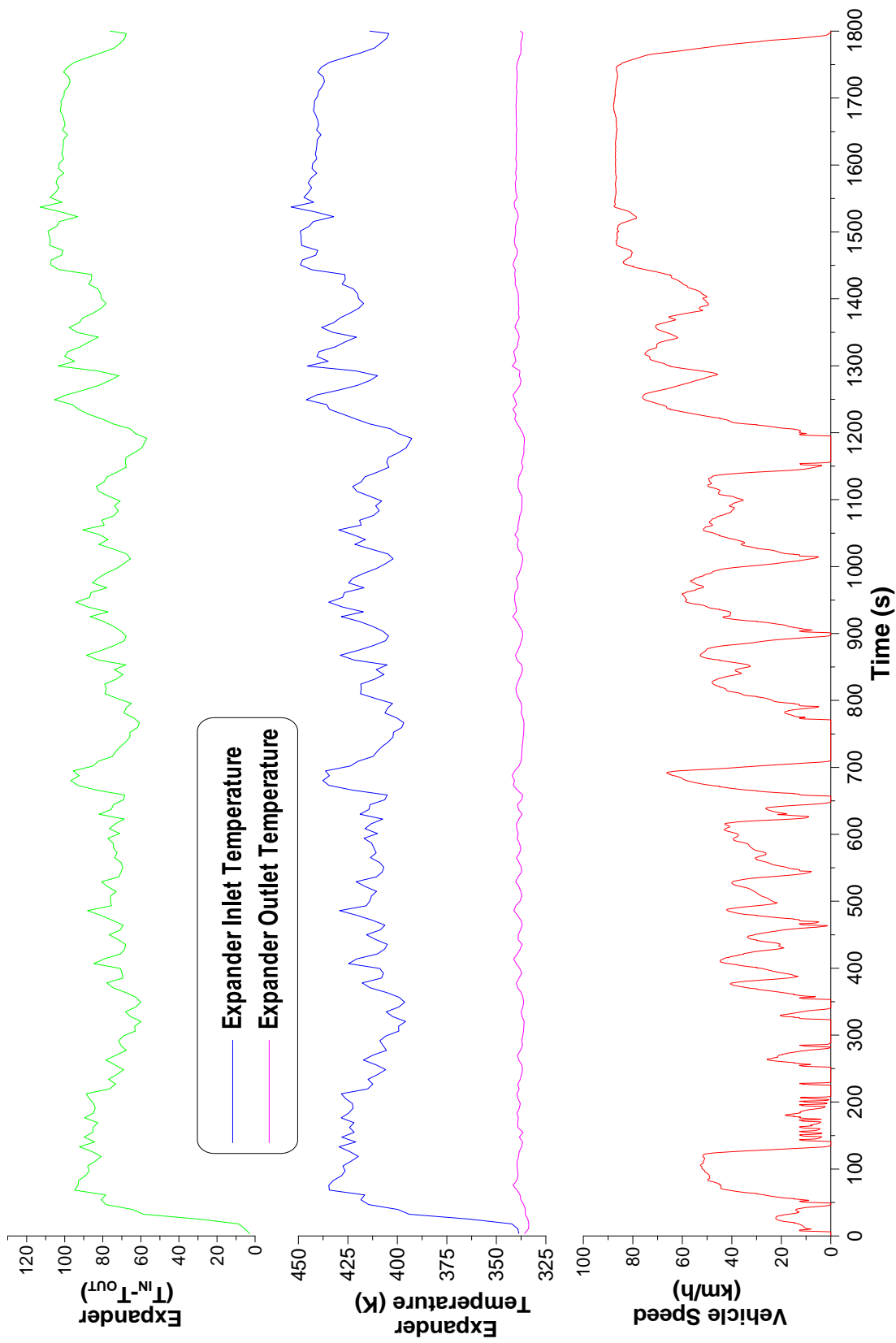
Σχήμα 5.18: Παραγόμενη ισχύς από τον εκτονωτή, απορροφούμενη ισχύς από την αντλία και καθαρή παραγόμενη ισχύς από το σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC



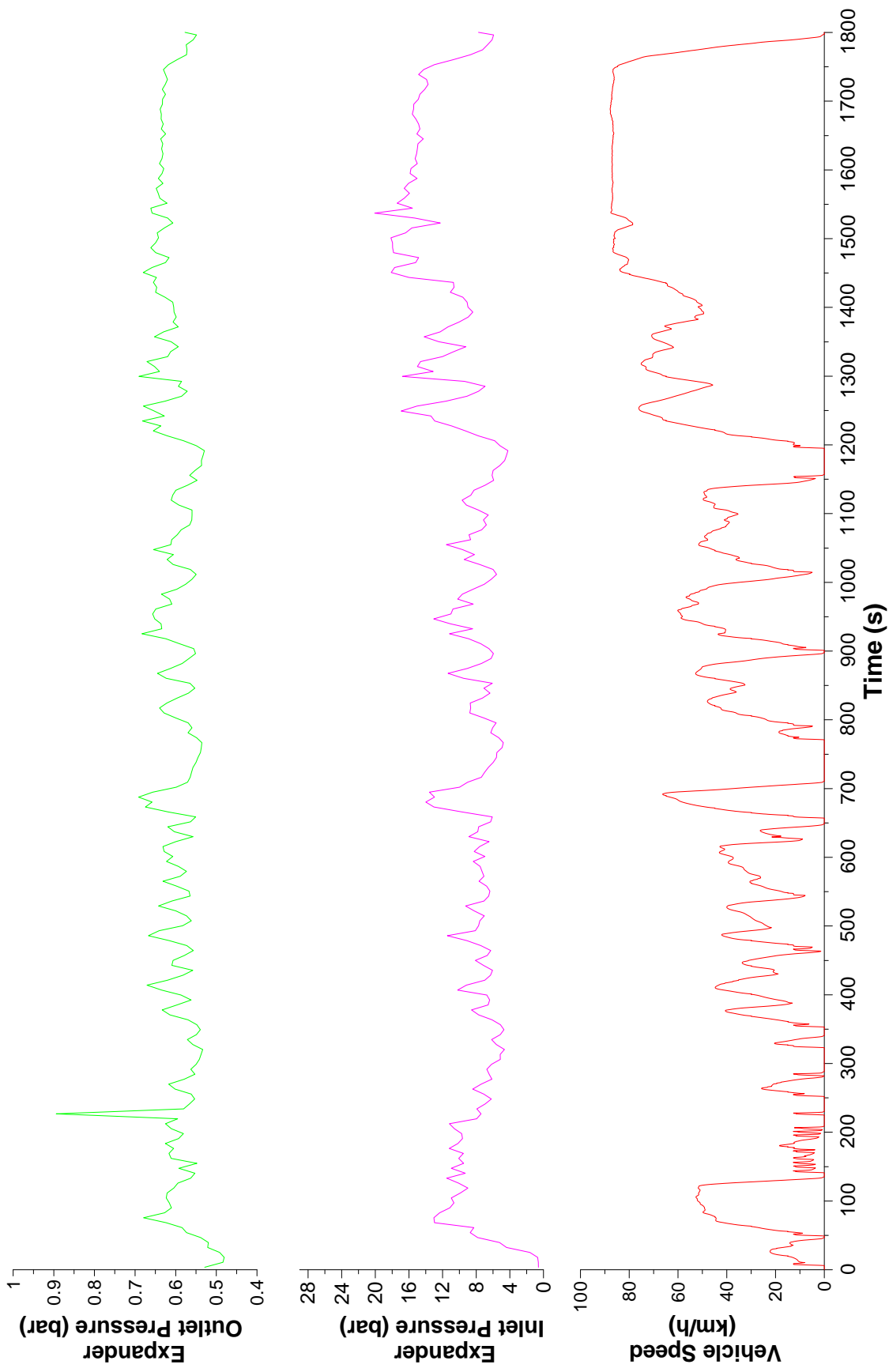
Σχήμα 5.19: Αύξηση πίεσης από την αντλία και λόγος αποτόνωσης από τον εκτονωτή κατά την διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTC



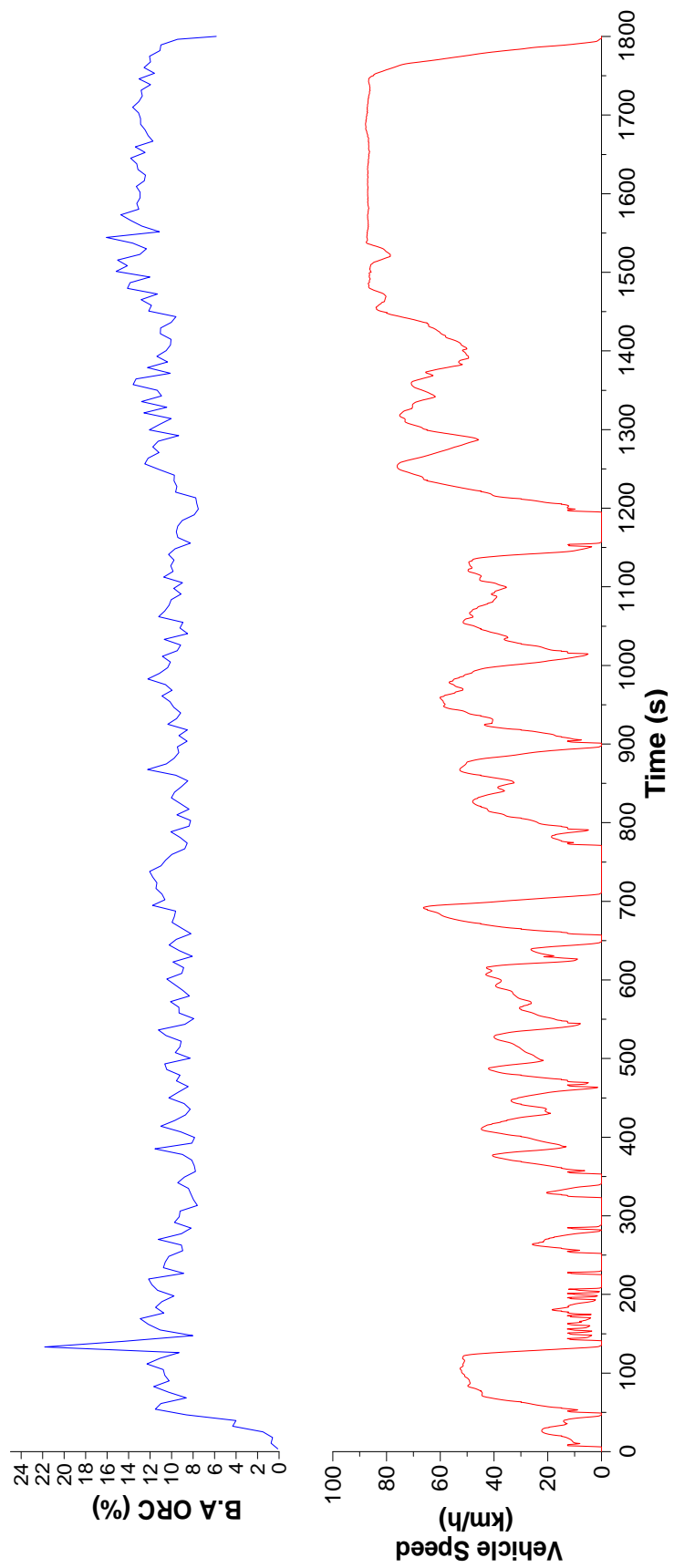
Σχήμα 5.20: Ταχύτητα περιστροφής αντλίας, εκτονωτή και παροχή μάζας αντλίας κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVG



Σχήμα 5.21: Μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου της αιθανόλης, της θερμοκρασίας εξόδου της αιθανόλης και της διαφοράς των δύο θερμοκρασιών στον εκτονωτή κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVS



Σχήμα 5.22: Πίεση εισόδου και πίεση εξόδου της αιθανόλης στον εκτονωτή κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVG



Σχήμα 5.23: Βαθμός απόδοσης συστήματος ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC

5.6 Συμπεράσματα

Στην παρούσα παράγραφο μελετώνται τα Σχήματα 5.14 έως 5.23 που αφορούν την αναπαράσταση των κύριων χαρακτηριστικών του συστήματος ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC.

Στο Σχήμα 5.14 διαπιστώνεται ότι η θερμοκρασία εξόδου της αιθανόλης στον ατμοποιητή είναι πάντα μεγαλύτερη από την θερμοκρασία εισόδου σε αυτόν καθ' όλη τη διάρκεια του WTVC, πράγμα το οποίο «εξασφαλίζει» ότι ο κύκλος ORC λειτουργεί με την ορθή διαδικασία. Φυσικά εάν δεν πραγματοποιούνταν η ορθή διαδικασία όσον αφορά τον ατμοποιητή, δηλαδή η προθέρμανση-ατμοποίηση-υπερθέρμανση της αιθανόλης, τότε δεν θα μπορούσε να αυξηθεί το ενεργειακό δυναμικό του εργαζόμενου μέσου, με αποτέλεσμα να είναι αδύνατη η διαδικασία αποτόνωσης και επομένως και η παραγωγή ενέργειας στον εκτονωτή. Ο εκτονωτής με αυτόν τρόπο θα απορροφούσε ενέργεια από το σύστημα καθώς είναι μηχανικά συζευγμένος με την στροφαλοφόρο άτρακτο. Επιπλέον, η μέγιστη θερμοκρασία της αιθανόλης δεν ξεπερνάει τους 455 K (συγκεκριμένα 453.42 K), η οποία είναι χαμηλότερη από την κρίσιμη θερμοκρασία $T_c=241.56^\circ\text{C}=514.71\text{ K}$ και από την θερμοκρασία αυτανάφλεξης $T=362^\circ\text{C}=635.15\text{ K}$ άρα πρόκειται για υποκρίσιμο κύκλο ORC πράγμα το οποίο είναι και το επιθυμητό. Η αιθανόλη εξαιτίας κυρίως της αναφλεξιμότητάς της (δείκτης 3 από την υπηρεσία NFPA στο Σχήμα 2.5) δεν μπορεί, σαν εργαζόμενο μέσο, να οδηγείται σε υπερκρίσιμους κύκλους όπως για παράδειγμα το CO_2 το οποίο είναι αδρανές (χρησιμοποιείται και σαν μέσο πυρόσβεσης). Η χρησιμοποίηση της αιθανόλης απαιτεί αυστηρά μέτρα αποφυγής διαρροών καθώς τυχόν διαρροή της θα σήμαινε την ανάμειξη της με καυσαέρια υψηλών θερμοκρασιών όπως θα παρατηρηθεί σε παρακάτω σχήμα.

Στο Σχήμα 5.15 μπορεί να διαπιστωθεί ότι η θερμοκρασία εισόδου της αιθανόλης στον συμπυκνωτή είναι πάντα μεγαλύτερη ή ίση της θερμοκρασίας εξόδου. Αυτό φαίνεται και από τα δύο διαγράμματα του σχήματος και ιδιαίτερα από το διάγραμμα της διαφοράς θερμοκρασιών $T_{\text{out}}-T_{\text{in}}$ όπου παίρνει πάντα μηδενικές ή αρνητικές τιμές. Αυτό συνεπάγεται την αποτόνωση του εργαζόμενου μέσου πολύ κοντά (αρνητικές τιμές) ή εντός (μηδενικές τιμές) του ορίου διφασικής περιοχής της καμπάνας (σημείο 4 στο Σχήμα 2.7α), άρα και την δημιουργία στοιχείων υγρής φάσης εντός του εκτονωτή. Φυσικά, ο εκτονωτής επειδή είναι θετικής εκτόπισης δεν φθείρεται τόσο όσο ένας δυναμικής ροής, του οποίου η πτερωτή σε βάθος χρόνου καταστρέφεται, γι' αυτό και έγινε η συγκεκριμένη επιλογή. Επιπλέον, η μέση τιμή της θερμοκρασίας εξόδου της αιθανόλης, καθ' όλη τη διάρκεια του WTVC, από τον συμπυκνωτή είναι 338.53 K δηλαδή υπάρχει μια διαφορά θερμοκρασίας $\Delta T=5.435\text{ K}$ (φυσιολογική) από την θερμοκρασία εισόδου $T=333.095\text{ K}$ του ψυκτικού μέσου egl-5050 στον συμπυκνωτή. Εδώ

μπορεί να γίνει αντιληπτό ότι όσο χαμηλότερη είναι η θερμοκρασία εισόδου του ψυκτικού R134a στον συμπυκνωτή τόσο πιο χαμηλή θα γίνει και η θερμοκρασία συμπύκνωσης, επομένως και ο εκτονωτής θα μπορεί να αποτονώσει σε χαμηλότερη θερμοκρασιακή στάθμη (επομένως και πίεση) άρα και να παράξει περισσότερη ενέργεια.

Στα διαγράμματα του Σχήματος 5.16 διαπιστώνεται ότι, όπως αναμενόταν, καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου WTVC τα καυσαέρια ψύχονται με αποτέλεσμα την μεταφορά ενέργειας με την μορφή θερμότητας από αυτά στο εργαζόμενο μέσο. Αξίζει να παρατηρηθεί ότι οι μεταβολές στην θερμοκρασία τους είναι από $\Delta T = -121.20$ K έως $\Delta T = -553.25$ K δηλαδή πολύ μεγαλύτερες από αυτές του εργαζόμενου μέσου που είναι της τάξεως περίπου των 100 K (Σχήμα 5.14). Επιπλέον, εδώ φαίνεται ξεκάθαρα ότι λόγω των υψηλών θερμοκρασιών των καυσαερίων, που φτάνουν μέχρι και τους 897 K, είναι απαραίτητη η λήψη αυστηρών και επομένως ακριβών μέτρων διαρροών της αιθανόλης. Επίσης, διαπιστώνεται (Πίνακας 5.5) ότι η μέση τιμή της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων από τον ατμοποιητή καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου WTVC αλλά και ανά περιοχή είναι οριακά εντός των ορίων των θερμοκρασιών 363.15-393.15 K για την αποφυγή του όξινου σημείου δρόσου (υποπαράγραφος 2.7.1).

Πίνακας 5.5: Μέσες θερμοκρασίες καυσαερίων εισόδου και εξόδου στον ατμοποιητή καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου και ανά περιοχή

Μέγεθος	Urban	Rural	Motorway	WTVC
$\bar{T}_{g,in}$ (K)	589.74	605.56	658.87	609.28
$\bar{T}_{g,out}$ (K)	366.48	369.66	376.42	369.54

Στο Σχήμα 5.17 μπορεί να διαπιστωθεί ότι η θερμοκρασία του ψυκτικού R134a αυξάνεται διαμέσου του συμπυκνωτή καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου WTVC που ήταν και το αναμενόμενο. Βέβαια το πιο σημαντικό είναι ότι η μέση τιμή της θερμοκρασίας εξόδου είναι $T = 334.92$ K = 61.77 °C, το οποίο σημαίνει ότι δεν δυσχεραίνεται τόσο η απορρόφηση των θερμικών φορτίων από τον κινητήρα και επομένως η ψύξη του. Δηλαδή στην περίπτωση που διαπιστώνονταν μεγαλύτερες μεταβολές θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου, της τάξης των 10-20 K, και έφτανε η θερμοκρασία τους τους 70-80°C, τότε θα υπήρχαν μικρότερα περιθώρια ψύξης του κινητήρα καθώς το ψυκτικό δεν είναι ασφαλές να φτάσει πάνω από τα όρια των 100-110°C.

Στο Σχήμα 5.18 παρατηρείται ότι η απορρόφηση ισχύος από την αντλία είναι πολύ μικρότερη από την παραγωγή ισχύος από τον εκτονωτή. Πράγματι, η μέση τιμή της απορροφούμενης ισχύος από την αντλία είναι $W_{fin} = 0.09$ kW και η μέση τιμή της παραγόμενης ισχύος από τον εκτονωτή είναι $W_{fout} = 2.57$ kW δηλαδή δύο τάξεις μεγέθους μεγαλύτερη, ενώ

αφορούν όλη τη διάρκεια του κύκλου WTVC. Η καθαρή παραγόμενη ισχύς ανά περιοχή και για όλο τον κύκλο WTVC φαίνεται στον παρακάτω Πίνακα 5.6. Διασπιστώνεται λοιπόν ότι στον αυτοκινητόδρομο δημιουργούνται οι ευνοϊκότερες συνθήκες για την λειτουργία ORC με μέση παραγωγή καθαρής ισχύος 3.38 kW. Γενικά στην υπαίθρια περιοχή παράγεται 2.55 kW μέση καθαρή ισχύς η οποία είναι κατά 28% μεγαλύτερη από την αστική περιοχή ενώ στον αυτοκινητόδρομο παράγεται καθαρή ισχύς κατά 69% μεγαλύτερη σε σχέση με την αστική περιοχή και κατά 32.1% μεγαλύτερη σε σχέση με την υπαίθρια. Ο λόγος που η παραγωγή ισχύος στον αυτοκινητόδρομο είναι μεγαλύτερη σε σύγκριση με τις άλλες δύο περιοχές είναι διότι :

- Ο χρόνος αδράνειας του οχήματος σε ποσοστό χρόνου είναι μηδενικός.
- Οι μεταβολές (επιταχύνσεις/επιβραδύνσεις) είναι λιγότερες (Πίνακας 4.2).
- Το δυναμικό των καυσαερίων όσον αφορά την θερμοκρασία (Πίνακας 5.5) είναι υψηλότερο ενώ όσον αφορά την παροχή (Πίνακας 5.4 παροχή καυσαερίων στο στρόβιλο) είναι χαμηλότερο.

Πίνακας 5.6: Καθαρή παραγωγή ισχύος συστήματος ORC κατά τη διάρκεια του κύκλου πόλης WTVC και ανά περιοχή

Μέγεθος		Urban	Rural	Motorway	WTVC
Mean	Net				
Power (KW)		2.00	2.55	3.38	2.47

Το Σχήμα 5.19 είναι σε άμεση συσχέτιση με το Σχήμα 5.18 καθώς η αύξηση της πίεσης στην αντλία και ο λόγος πίεσης στον εκτονωτή δηλώνουν έμμεσα την απορρόφηση και την παραγωγή ισχύος αντίστοιχα. Ο Πίνακας 5.7 απεικονίζει τις μέσες τιμές αύξησης της πίεσης στην αντλία και του λόγου πίεσης στον εκτονωτή ανά περιοχή και για ολόκληρο τον κύκλο WTVC. Έτσι στην υπαίθρια περιοχή διαπιστώνεται αύξηση κατά 21.26% στην μέση αύξηση της πίεσης στην αντλία σε σχέση με την αστική περιοχή ενώ στον αυτοκινητόδρομο κατά 84.96%. Όμοια διαπιστώνεται αύξηση του λόγου πίεσης στον εκτονωτή στην υπαίθρια περιοχή κατά 16.66% σε σχέση με την αστική περιοχή και στον αυτοκινητόδρομο κατά 69.34%. Επιπλέον οι τιμές, όσον αφορά την ρεαλιστικότητα τους, έχουν συγκριθεί με αυτές της βιβλιογραφίας όπου αναφέρεται από τους Kunte and Seume το 2013 [9] ότι για τους εκτονωτές έχουν επιτευχθεί λόγοι πίεσης σε δυναμικής ροής πάνω από 40:1, ενώ σε άλλη μελέτη [2], η οποία αφορά κατάσταση πλήρους φορτίου σε μόνιμες συνθήκες λειτουργίας με εργαζόμενο μέσο το R245ca, διαπιστώνονται λόγοι πίεσης από 16.5-55. Όσον αφορά την αντλία, έχουν

διαπιστωθεί [2] τιμές ίδιας τάξης μεγέθους για την απορροφούμενη ισχύ, τους λόγους πίεσης και την παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου.

Πίνακας 5.7: Μέση τιμή αύξησης πίεσης στην αντλία και μέση τιμή λόγου πίεσης στον εκτονωτή κατά τη διάρκεια του κύκλου WTVC και ανά περιοχή

Μέγεθος	Urban	Rural	Motorway	WTVC
Μέση Αύξηση Πίεσης στην αντλία (bar)	7.17	8.70	13.27	9.01
Μέσος Λόγος Πίεσης στον Εκτονωτή	12.97	15.13	21.97	15.66

Όσον αφορά το Σχήμα 5.20 διαπιστώνεται ότι τα δύο διαγράμματα μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής της αντλίας και του εκτονωτή έχουν ακριβώς την ίδια μορφή με διαφορετικό εύρος στροφών το κάθε ένα. Ο εκτονωτής έχει μεγαλύτερο εύρος στροφών (666-1799 rpm) σε σχέση με την αντλία (332-897 rpm). Οι δύο συνιστώσες έχουν ίδια μορφή διαγραμμάτων καθώς, όπως έχει ειπωθεί (υποπαράγραφος 3.3.2.7), είναι συνδεδεμένες με συγκεκριμένους σταθερούς λόγους στροφών με τον κινητήρα. Ουσιαστικά αν συγκριθούν με το διάγραμμα της μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (Σχήμα 5.5) θα διαπιστωθεί μεγάλη ομοιότητα παρόλο που τα χρονικά βήματα των δύο επιλυτών (solvers) είναι διαφορετικά. Η αντλία επιλέχθηκε να περιστρέφεται σε χαμηλότερο εύρος ταχυτήτων περιστροφής σε σχέση με τον εκτονωτή καθώς συμπιέζει ασυμπιέστο ρευστό, υψηλότερης δηλαδή πυκνότητας από το συμπιεστό ρευστό που αποτονώνεται με αποτέλεσμα να χρειάζονται λιγότερες στροφές για να ισορροπήσει το σύστημα όσον αφορά την παροχή μάζας. Η παροχή μάζας κυμαίνεται στο εύρος 0.003-0.103 kg/s με μέση τιμή τα $\dot{m}_f = 0.06$ kg/s που είναι λογική βάση της βιβλιογραφίας [2,9].

Στο Σχήμα 5.21 παρουσιάζεται η μεταβολή των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου στον εκτονωτή οι οποίες, όπως αναμένονταν, είναι πολύ κοντά με το Σχήμα 5.14 (διάγραμμα θερμοκρασιών εισόδου εξόδου στον ατμοποιητή) καθώς οι απώλειες θερμότητας είναι πολύ μικρές (στην πραγματικότητα το σύστημα είναι θερμικά μονωμένο).

Στο Σχήμα 5.22 παρουσιάζεται η μεταβολή των πιέσεων εισόδου και εξόδου στον εκτονωτή. Ειδικά όσον αφορά την πίεση εξόδου, φαίνεται ότι η εκτόνωση πραγματοποιείται σε υποπιέσεις καθ' όλη τη διάρκεια του κύκλου πόλης WTVC, οι οποίες οδηγούν σε αυξημένες απαιτήσεις στεγανότητας του συστήματος ORC (ειδικά του Receiver) προκειμένου να επιτευχθούν.

Τέλος όσον αφορά το Σχήμα 5.23 και την απόδοση του συστήματος ORC, οι μέσες τιμές φαίνονται στον Πίνακα 5.8. Όπως αναμένονταν, λόγω ευνοϊκότερων συνθηκών, στον αυτοκινητόδρομο διαπιστώνεται υψηλότερη μέση απόδοση. Γενικά οι τιμές είναι χαμηλές αλλά λογικές. Φυσικά τον κατασκευαστή τον ενδιαφέρει περισσότερο η παραγόμενη ισχύς από το σύστημα ORC και όχι τόσο ο βαθμός απόδοσής του, μεγέθη τα οποία δεν μεγιστοποιούνται απαραίτητα στο ίδιο σημείο λειτουργίας.

Πίνακας 5.8: Μέσες τιμές απόδοσης του συστήματος ORC κατά η διάρκεια του κύκλου WTVC και ανά περιοχή

Μέγεθος	Urban	Rural	Motorway	WTVC
Μέσος Βαθμός Απόδοσης ORC (%)	9.5	10.2	12.3	10.4

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

Σύγκριση των Επιδόσεων και των Εκπομπών CO₂ Κινητήρα Diesel με Σύστημα ORC σε Σχέση με Απλό Κινητήρα

6.1 Γενικά

Ο σκοπός του παρόντος κεφαλαίου είναι η σύγκριση των επιδόσεων του κινητήρα Diesel με και χωρίς σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του Παγκόσμιου Κύκλου Πόλης WTVС. Παράλληλα με τις επιδόσεις γίνεται σύγκριση και των εκπομπών CO₂ που είναι άμεσα συνυφασμένες με την κατανάλωση καυσίμου όπως έχει ήδη αναλυθεί. Κατά τις αναλύσεις, ο κύκλος WTVС χωρίζεται στα τρία μέρη τα οποία αντιπροσωπεύει, δηλαδή στην οδήγηση σε: αστική περιοχή, υπαίθρια περιοχή και αυτοκινητόδρομο.

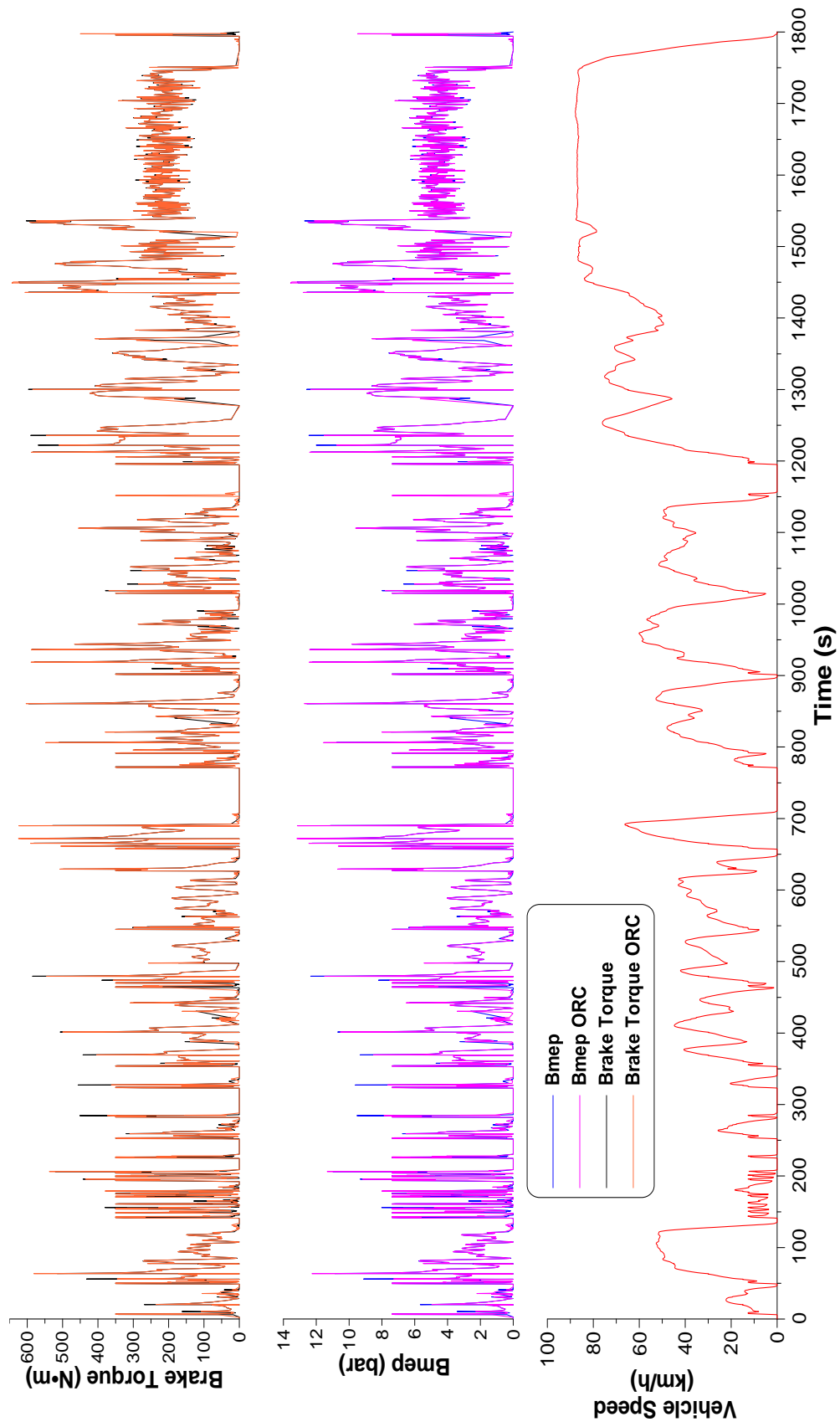
6.2 Σύγκριση Επιδόσεων και Εκπομπών CO₂ Κινητήρα Diesel με και χωρίς σύστημα ORC

Στα παρακάτω Σχήματα 6.1 έως 6.4 γίνεται η σύγκριση μεταξύ των κυριότερων μεγεθών απόδοσης του κινητήρα. Τα Σχήματα είναι:

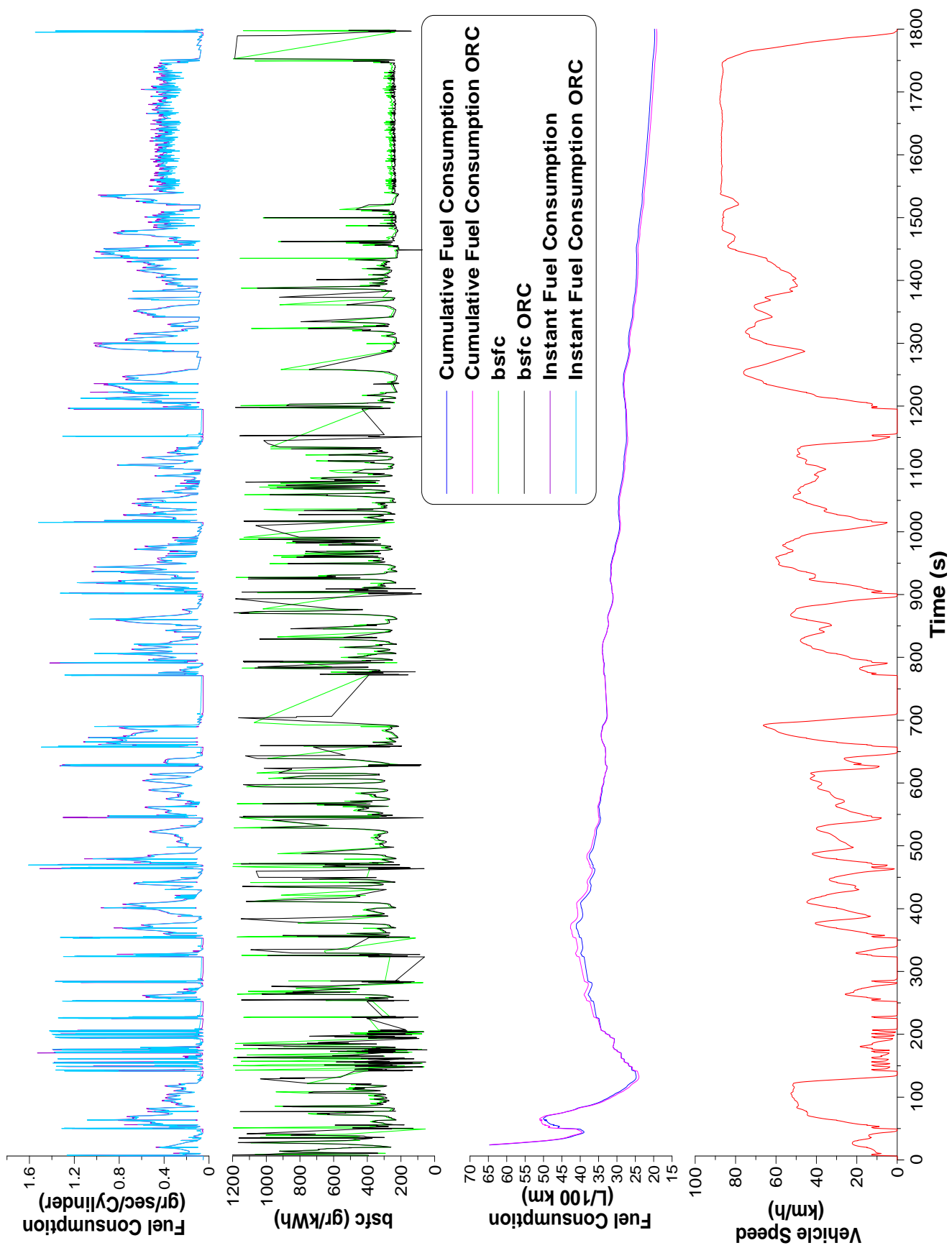
1. Σχήμα 6.1 σύγκριση μέσης πραγματικής πίεσης και ροπής κινητήρα Diesel με σύστημα ORC και χωρίς.
2. Σχήμα 6.2 σύγκριση στιγμιαίας, αθροιστικής και ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κινητήρα Diesel με σύστημα ORC και χωρίς.
3. Σχήμα 6.3 σύγκριση της παραγόμενης ισχύος και της μέγιστης πίεσης κυλίνδρου κινητήρα Diesel με σύστημα ORC και χωρίς.

4. Σχήμα 6.4 σύγκριση στιγμιαίων και αθροιστικών εκπομπών CO₂ κινητήρα Diesel με σύστημα ORC και χωρίς.
5. Σχήμα 6.5 σύγκριση της παροχής μάζας, του λόγου πίεσης και του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή κινητήρα Diesel με και χωρίς σύστημα ORC.
6. Σχήμα 6.6 χάρτης συμπιεστή κινητήρα Diesel χωρίς σύστημα ORC.

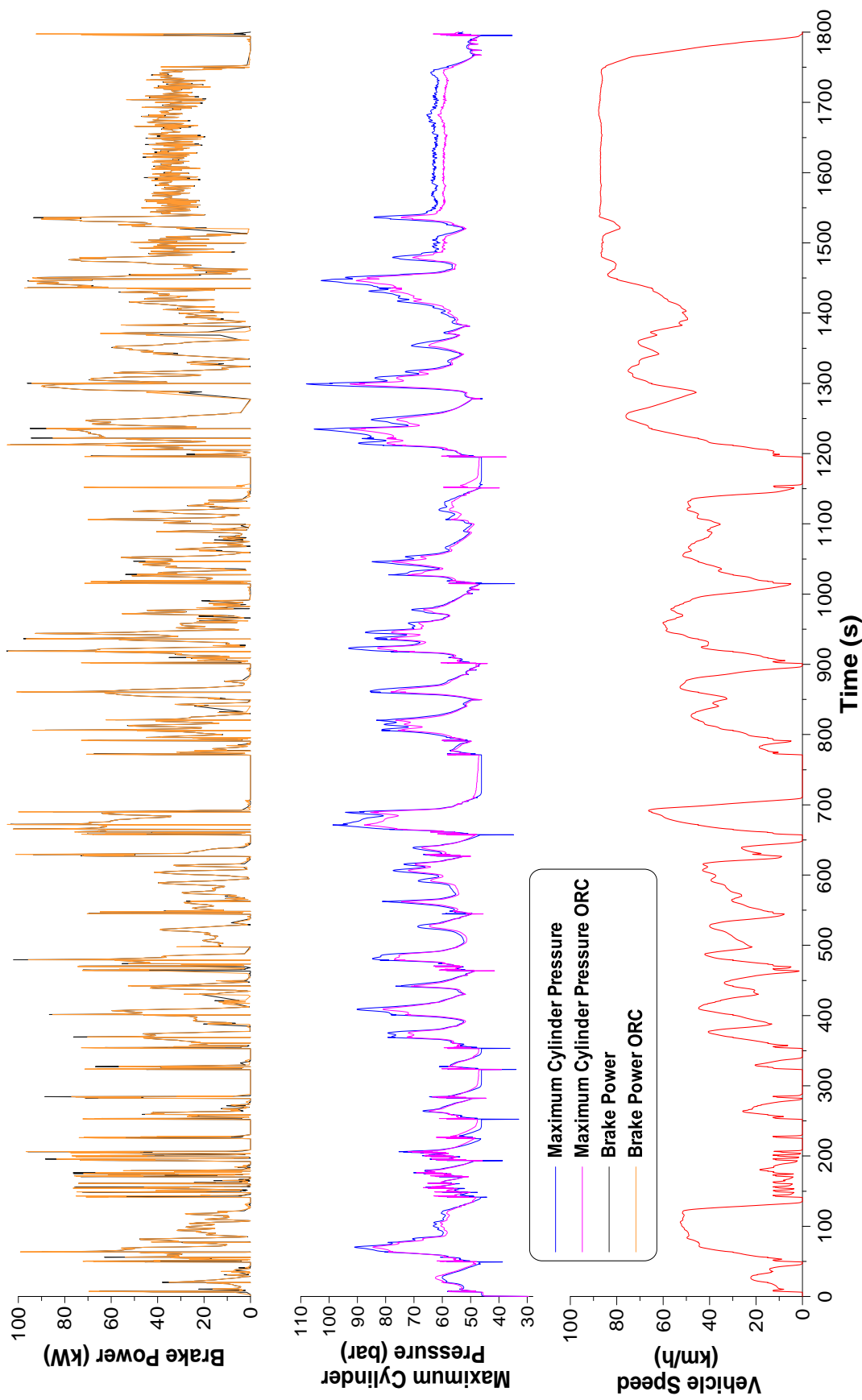
Αξίζει να σημειωθεί ότι τα αποτελέσματα που προκύπτουν δεν έχουν ακριβώς το ίδιο χρονικό βήμα με αποτέλεσμα να δυσχεραίνεται η άμεση σύγκρισή τους. Γι' αυτό το λόγο γίνεται σύγκριση των μέσων τιμών των μεγεθών πέραν από την οπτική σύγκριση που φαίνεται μέσω των διαγραμμάτων.



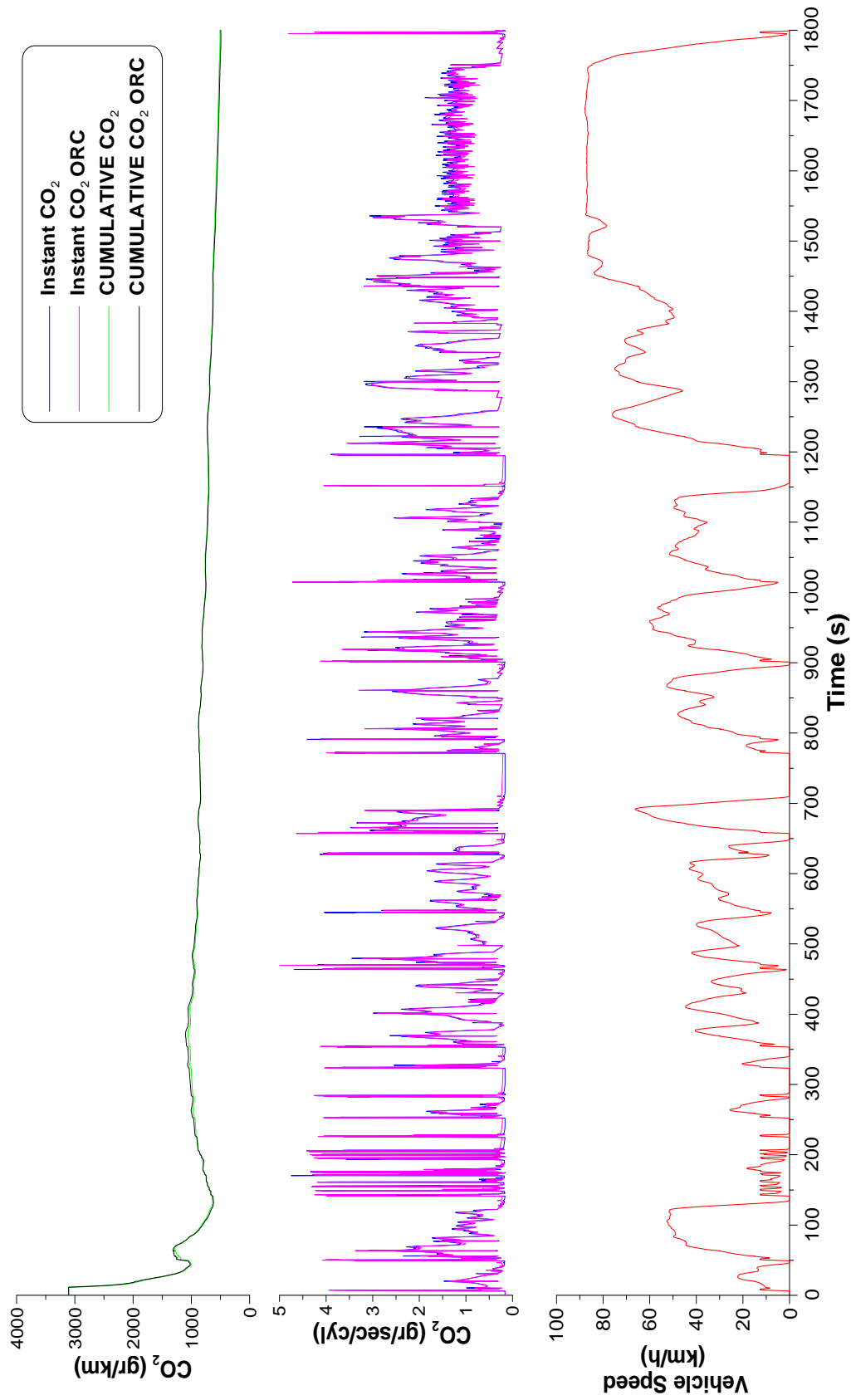
Σχήμα 6.1: Σύγκριση μέσης πραγματικής πίεσης και ροπής κινητήρα Diesel με και χωρίς σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC



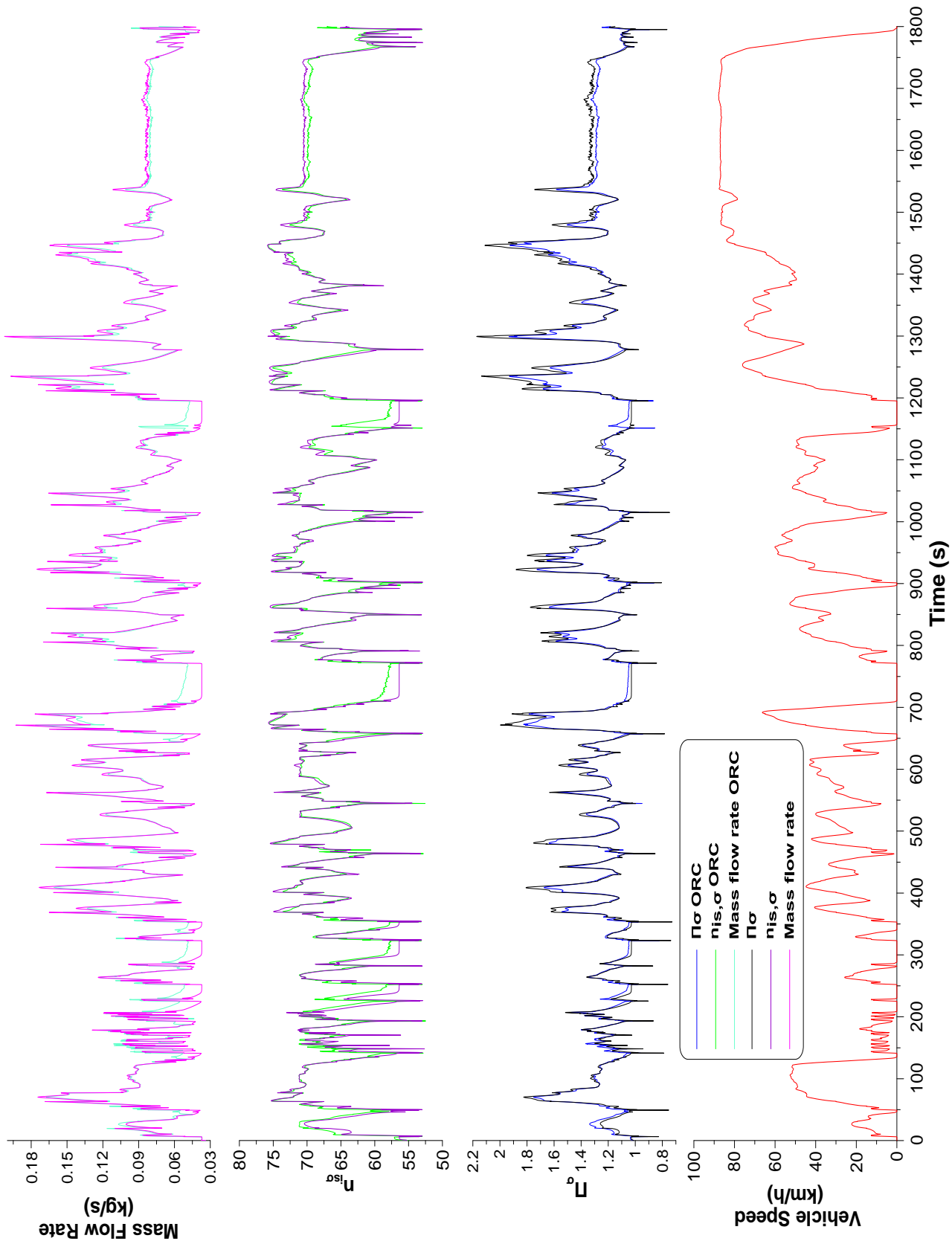
Σχήμα 6.2 : Σύγκριση αθροιστικής, στιγμιαίας και ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κινητήρα Diesel με και χωρίς σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC



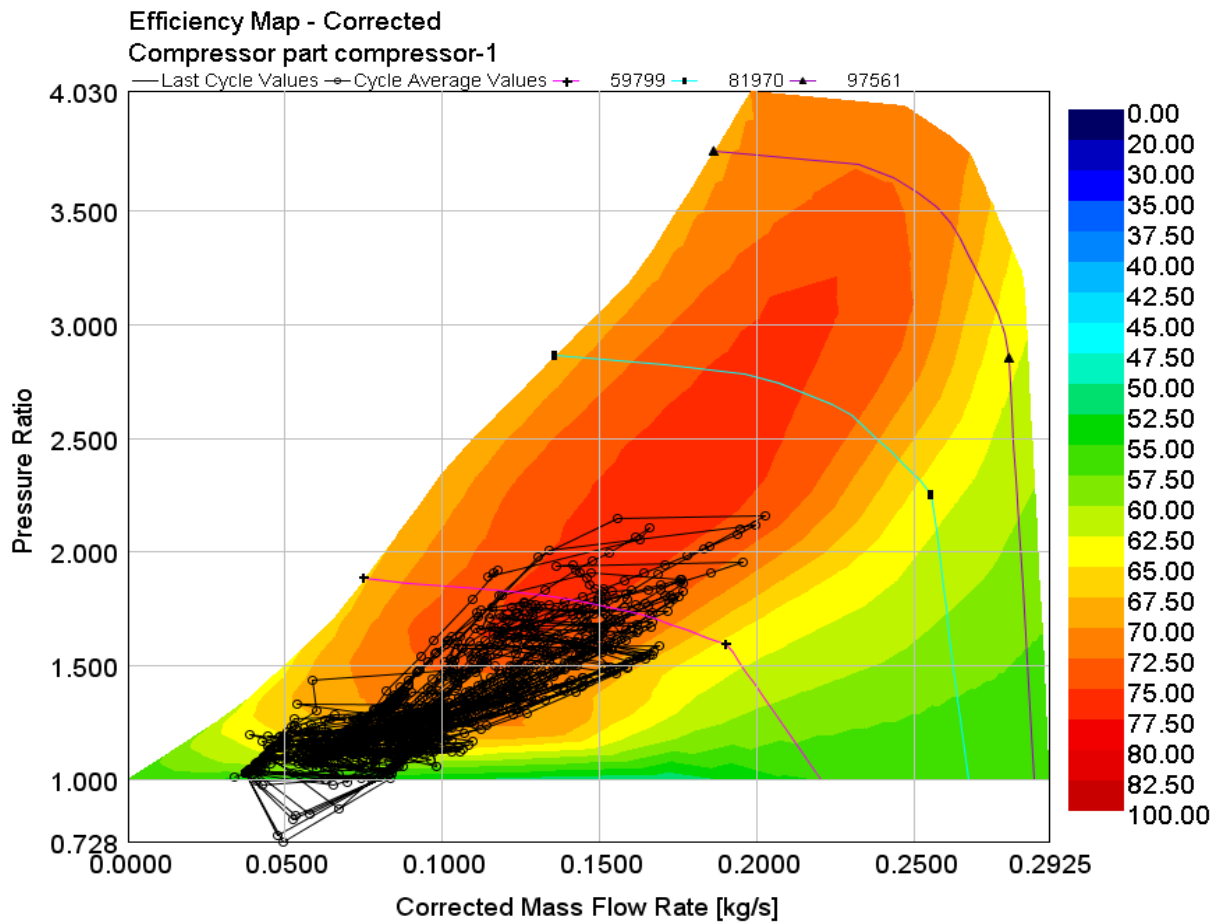
Σχήμα 6.3: Σύγκριση ισχύος και μέγιστης πίεσης κυλίνδρου κινητήρα Diesel με και χωρίς σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC



Σχήμα 6.4: Σύγκριση αθροιστικών και στιγμιαίων εκπομπών CO₂ κινητήρα Diesel με και χωρίς σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTCV



Σχήμα 6.5: Σύγκριση της παραχής μάζας, του λόγου πίεσης και του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή κινητήρα Diesel με και χωρίς σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTCV



Σχήμα 6.6: Χάρτης συμπίεση κινητήρα Diesel χωρίς σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC

6.3 Συμπεράσματα

Παρακάτω γίνεται μια ανάλυση ανά σχήμα που οδηγεί σε χρήσιμα συμπεράσματα. Η ανάλυση γίνεται ανά περιοχή οδήγησης του Παγκόσμιου Κύκλου Πόλης WTVC.

Στο Σχήμα 6.1 γίνεται η σύγκριση των μεγεθών \bar{p}_e , ροπής για κινητήρα Diesel με σύστημα ORC και χωρίς. Τα δύο διαγράμματα οπτικά δεν έχουν σημαντικές διαφορές όμως με την ανάλυση των αποτελεσμάτων προκύπτει ο παρακάτω Πίνακας 6.1.

Πίνακας 6.1: Σύγκριση της μέσης τιμής της μέσης πραγματικής πίεσης και της ροπής για κινητήρα Diesel με και χωρίς σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του Παγκόσμιου κύκλου Πόλης WTVC

Μεγέθη	Urban	Rural	Motorway	WTVC
$\bar{p}_{e, μέσο, ORC}$ (bar)	2.35	3.44	4.42	3.15
$\bar{p}_{e, μέσο}$ (bar)	2.38	3.53	4.63	3.25
$M_{\sigma, μέσο, ORC}$ (Nm)	111.61	163.10	209.56	149.58
$M_{\sigma, μέσο}$ (Nm)	112.99	167.48	219.68	154.08

Έχει ειπωθεί και στην Παράγραφο 5.4 ότι τα δύο μεγέθη θα έχουν την ίδια συμπεριφορά καθώς είναι ανάλογα. Έτσι οι παρακάτω διαπιστώσεις ισχύουν και για τα δύο.

Όπως παρατηρείται στον Πίνακα 6.1, η μέση τιμή της μέσης πραγματικής πίεσης και της ροπής για τον κινητήρα Diesel με σύστημα ORC είναι μικρότερη για κάθε περιοχή σε σχέση με κινητήρα Diesel χωρίς σύστημα ORC και επομένως και για όλο τον κύκλο WTVC. Πιο ειδικά στην αστική περιοχή παρατηρείται μείωση 1.2%, καθώς ο κινητήρας με σύστημα ORC πλησιάζει μια μέση τιμή των 2.35 bar σε σχέση με τα 2.38 bar που είναι για τον κινητήρα χωρίς ORC. Όμοια διαπιστώνεται μείωση περίπου 2.6% στην υπαίθρια περιοχή και 4.6% στον αυτοκινητόδρομο.

Γενικά μπορεί να ειπωθεί ότι επειδή τα χρονικά βήματα των αποτελεσμάτων είναι διαφορετικά μεταξύ των δύο προσομοιώσεων, δεν είναι ασφαλής η άμεση σύγκριση των αποτελεσμάτων που αφορούν τις μέσες τιμές της μέσης πραγματικής πίεσης και της ροπής. Ο συνδυασμός των διαγραμμάτων της μέσης πραγματικής πίεσης και της ροπής με αυτά των καταναλώσεων, που είναι παρακάτω στο Σχήμα 6.2, οδηγούν στο συμπέρασμα ότι ο κινητήρας με σύστημα ORC παράγει περίπου την ίδια (αν ήταν ίδια τα χρονικά βήματα) μέση πραγματική πίεση και ροπή αλλά με λιγότερη κατανάλωση καυσίμου. Η ανάλυση για την κατανάλωση καυσίμου γίνεται παρακάτω.

Χρήσιμα συμπεράσματα προκύπτουν από το Σχήμα 6.2 που αφορούν την κατανάλωση καυσίμου. Κατ' αρχάς όσον αφορά την αθροιστική κατανάλωση (Πίνακας 6.2) για τον κινητήρα με σύστημα ORC, φαίνεται ότι στο τέλος της αστικής περιοχής είναι μικρότερη κατά 0.33% περίπου. Στο τέλος της υπαίθριας περιοχής η μείωση είναι της τάξεως του 1.3% ενώ στο τέλος του κύκλου η μείωση είναι 2.8%. Φυσικά οι μεταβολές είναι μικρές (ιδιαίτερα στην αστική περιοχή), παρ' όλα αυτά αποδεικνύεται ότι όσο περισσότερο σταθερές συνθήκες λειτουργίας υπάρχουν τόσο πιο αποδοτική γίνεται η ανακόμιση θερμότητας.

Πίνακας 6.2: Σύγκριση αθροιστικής κατανάλωσης για κινητήρα Diesel με και χωρίς σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC

Μέγεθος	Urban (0-900 sec)	Urban and Rural (0-1380 sec)	WTVC (0-1800 sec)
Αθροιστική Κατανάλωση, ORC (lt/100km)	31.045	24.699	19.224
Αθροιστική Κατανάλωση, Χωρίς ORC (lt/100km)	31.149	25.024	19.777

Οι μέσες τιμές της στιγμιαίας κατανάλωση ανά κύλινδρο φαίνονται αναλυτικά στον Πίνακα 6.3. Διαπιστώνεται ότι στην αστική περιοχή υπάρχει μια βελτίωση στον κινητήρα με σύστημα ORC σε σχέση με τον απλό κινητήρα κατά 4.9% περίπου, στην υπαίθρια περιοχή κατά 5.5% και στον αυτοκινητόδρομο κατά 5.8%. Δηλαδή στον αυτοκινητόδρομο, όπου τα μεταβατικά φαινόμενα είναι λιγότερα σε σχέση με τις άλλες δύο περιοχές, η βελτίωση της κατανάλωσης είναι σημαντικότερη. Τέλος η βελτίωση της κατανάλωσης σε ολόκληρο τον κύκλο WTVC είναι περίπου 5.45%, ένα αξιόλογο ποσοστό.

Πίνακας 6.3: Σύγκριση της μέσης τιμής της στιγμιαίας κατανάλωσης για κινητήρα Diesel με και χωρίς σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC

Μεγέθη	Urban	Rural	Motorway	WTVC
Μέση Στιγμιαία Κατανάλωση Καυσίμου (gr/sec/cyl), Κινητήρας με ORC	0.296	0.336	0.372	0.324
Μέση Στιγμιαία Κατανάλωση Καυσίμου (gr/sec/cyl), Κινητήρας Απλός	0.312	0.355	0.394	0.342

Συμπερασματικά, ο κινητήρας με σύστημα ORC παρουσιάζει πιο συμφέρουσα συμπεριφορά σε σχέση με τον απλό κινητήρα και ιδιαίτερα κατά την περίοδο της κίνησης στον αυτοκινητόδρομο ενώ ταυτόχρονα παρουσιάζεται και η αδυναμία του συστήματος ORC στα έντονα μεταβατικά φαινόμενα, όπως εξάλλου περιγράφεται και στην βιβλιογραφία [1].

Επιπλέον, διαπιστώνεται ότι και μόνο με την εκμετάλλευση της θερμότητας καυσαερίων, οι τιμές βελτίωσης της κατανάλωσης είναι αρκετά ικανοποιητικές. Βέβαια με την συνδυασμένη ανάκτηση θερμότητας, δηλαδή από τα καυσαέρια και από το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR) (Παράγραφος 2.5), τα αποτελέσματα θα είναι προφανώς καλύτερα αλλά θα υπάρχουν και μειονεκτήματα όσον αφορά το επιπλέον κόστος του συστήματος, τον χώρο που θα καταλαμβάνει το σύστημα και το πιο σύνθετο σύστημα ελέγχου.

Η παραγόμενη ισχύς που αφορά τους δύο κινητήρες, Σχήμα 6.3, αντιμετωπίζεται όπως η μέση πραγματική πίεση και η ροπή και τα αποτελέσματα φαίνονται στον Πίνακα 6.4. Οι μεταβολές είναι πολύ μικρές μεταξύ των δύο κινητήρων καθώς η ισχύς που παράγεται είναι περίπου ίδια αλλά με μικρότερη κατανάλωση καυσίμου.

Πίνακας 6.4: Σύγκριση της μέσης τιμής της παραγόμενης ισχύος για κινητήρα Diesel με και χωρίς σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου Πόλης WTVC

Μεγέθη	Urban	Rural	Motorway	WTVC
Μέση Ισχύς με ORC (KW)	22.39	30.94	34.27	27.58
Μέση Ισχύς χωρίς ORC (KW)	22.57	31.86	35.57	28.28

Αντίθετα, στο διάγραμμα της μέγιστης πίεσης κυλίνδρου στο Σχήμα 6.3 είναι προφανής η διαφορά μεταξύ των δύο συστημάτων, καθώς με μια προσεκτική παρατήρηση οι μέγιστες τιμές της πίεσης του κυλίνδρου είναι κατά 10-15 bar περίπου μεγαλύτερες στον απλό κινητήρα σε σχέση με τον κινητήρα με ORC. Πιο ειδικά, όπως φαίνεται και στον Πίνακα 6.5, ο κινητήρας με το σύστημα ORC έχει μέση μέγιστη πίεση κυλίνδρου στην αστική περιοχή, στην υπαίθρια περιοχή και στον αυτοκινητόδρομο κατά 3.4%, 4.8% και 5.2% αντίστοιχα μικρότερη σε σχέση με τον κινητήρα χωρίς ORC ενώ για όλο τον κύκλο WTVC είναι μικρότερη κατά 4.2%. Αυτό δικαιολογείται από το γεγονός ότι λόγω μικρότερης εγχυόμενης ποσότητας καυσίμου στον κύλινδρο είναι μικρότερη και η μέγιστη πίεση που επιτυγχάνεται σε αυτόν (ουσιαστικά το μέγεθος που παίζει ρόλο είναι ο λόγος ισοδυναμίας αέρα καυσίμου (λ_a)). Δηλαδή φαίνεται έμμεσα ότι με μικρότερη κατανάλωση καυσίμου επιτυγχάνεται ίδια παραγόμενη ισχύς για τον κινητήρα με σύστημα ORC.

Πίνακας 6.5: Σύγκριση της μέσης τιμής της μέγιστης πίεσης κυλίνδρου για κινητήρα Diesel με και χωρίς σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC

Μεγέθη	Urban	Rural	Motorway	WTVC
Μέση Max Cyl Pressure με ORC (bar)	59.25	61.11	60.39	60.01
Μέση Max Cyl Pressure χωρίς ORC (bar)	61.32	64.22	63.70	62.61

Η στιγμιαία και αθροιστική εκπομπή CO₂ του Σχήματος 6.4 είναι άμεσα συνδεδεμένη, όπως έχει προαναφερθεί, με την κατανάλωση καυσίμου. Στους Πίνακες 6.6 και 6.7 παρουσιάζονται στοιχεία για την αθροιστική και την στιγμιαία εκπομπή CO₂ αντίστοιχα. Μετά από επεξεργασία, οι εκπομπές CO₂ στο τέλος της αστικής περιοχής, για την αθροιστική

κατανάλωση, είναι μικρότερες κατά 0.33% περίπου για τον κινητήρα με ORC, στο τέλος της υπαίθριας περιοχής η μείωση είναι της τάξεως του 1.46% και στο τέλος του κύκλου η μείωση είναι 2.8%. Επιπρόσθετα, όσον αφορά τις μέσες στιγμιαίες εκπομπές, η μείωση (για τον κινητήρα με σύστημα ORC) για την αστική περιοχή, την υπαίθρια περιοχή και τον αυτοκινητόδρομο είναι 4.9%, 5.5% και 5.8% αντίστοιχα ενώ για ολόκληρο τον κύκλο WTVC 5.45%.

Πίνακας 6.6: Σύγκριση αθροιστικών εκπομπών CO₂ για κινητήρα Diesel με και χωρίς σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC

Μέγεθος	Urban (0-900 sec)	Urban and Rural (0-1380 sec)	WTVC (0-1800 sec)
Αθροιστική Εκπομπή CO ₂ , με ORC (gr/km)	800.33	636.73	495.59
Αθροιστική Εκπομπή CO ₂ , Χωρίς ORC (gr/km)	802.94	646.18	509.87

Πίνακας 6.7: Σύγκριση της μέσης τιμής στιγμιαίων εκπομπών CO₂ για κινητήρα Diesel με και χωρίς σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC

Μέγεθος	Urban	Rural	Motorway	WTVC
Μέση Στιγμιαία Εκπομπή CO ₂ (gr/sec/cyl), Κινητήρας με ORC	0.919	1.044	1.155	1.006
Μέση Στιγμιαία Εκπομπή CO ₂ (gr/sec/cyl), Κινητήρας Απλός	0.969	1.103	1.224	1.062

Στο Σχήμα 6.5 διαπιστώνεται η επίδραση του συστήματος ORC στον συμπιεστή του κινητήρα Diesel. Η μελέτη των μεγεθών γίνεται για τον συμπιεστή εξαιτίας της ύπαρξης της γραμμής πάλμωσης που είναι μία σοβαρή παράμετρος για την λειτουργία του. Παρακάτω παρατίθεται ο Πίνακας 6.8 με τις μέσες τιμές ανά περιοχή αλλά και για ολόκληρο των κύκλο WTVC των διαγραμμάτων του Σχήματος 6.5. Διαπιστώνεται ότι η επίδραση στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του συμπιεστή είναι αμελητέα, το ίδιο όμως δεν συμβαίνει και με την παροχή μάζας, όπου διαπιστώνεται αύξηση για τον κινητήρα χωρίς σύστημα ORC κατά 1.08%, 2.06% και 2.30% σε αστική, υπαίθρια και αυτοκινητόδρομο αντίστοιχα ενώ για όλο τον κύκλο WTVC κατά 1.08%. Όμοια, διαπιστώνεται αύξηση στον λόγο πίεσης του συμπιεστή κατά 0.78%,

2.96% και 2.98% σε αστική, υπαίθρια και αυτοκινητόδρομο αντίστοιχα ενώ για όλο τον κύκλο WTVC κατά 1.52%.

Πίνακας 6.8: Σύγκριση της μέσης τιμής των μεγεθών της παροχής μάζας, του λόγου πίεσης και του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης για τον συμπιεστή κινητήρα Diesel με και χωρίς σύστημα ORC κατά τη διάρκεια του παγκόσμιου κύκλου πόλης WTVC

Μεγέθη	Urban	Rural	Motorway	WTVC
Compressor mass flow rate (kg/s) ORC	0.091	0.095	0.085	0.091
Compressor mass flow rate (kg/s)	0.092	0.097	0.087	0.092
$\eta_{is,\sigma}$ ORC	67.40	68.45	69.16	68.07
$\eta_{is,\sigma}$	67.15	68.55	69.57	68.09
Π_{σ} ORC	1.27	1.31	1.30	1.29
Π_{σ}	1.28	1.35	1.34	1.31

Από τα ανωτέρω προκύπτει ότι λόγω της προσθήκης του εναλλάκτη θερμότητας στην έξοδο του στροβίλου, οι απώλειες πίεσης για την έξοδο των καυσαερίων στο περιβάλλον αυξάνονται με αποτέλεσμα να μειώνεται ο λόγος αποτόνωσης του στροβίλου. Δηλαδή ο στροβίλος στην έξοδο, με την προσθήκη του εναλλάκτη, «βλέπει» πλέον συνεχώς μεγαλύτερη πίεση με άμεση συνέπεια την μείωση του λόγου πίεσης και της ταχύτητας περιστροφής του άρα αντίστοιχα και την μείωση του λόγου πίεσης, της ταχύτητας περιστροφής και της παροχής μάζας του συμπιεστή. Τέλος στο Σχήμα 6.6 δίνεται ο χάρτης του συμπιεστή του κινητήρα Diesel χωρίς σύστημα ORC ο οποίος μπορεί να συγκριθεί οπτικά με τον χάρτη του Σχήματος 5.2.

Βιβλιογραφία

- 1) S Lion, C.N. Michos, I. Vlaskos, C. Rouaud, R. Taccanic (2017) «A review of waste heat recovery and organic Rankine cycles (ORC) in on-off highway vehicle heavy duty Diesel engine applications».
- 2) A.M. Κατσάνος (2011) «Τεχνολογίες Εκμετάλλευσης της θερμότητας καυσαερίων σε κινητήρες Diesel» Διδακτορική Διατριβή, Ε.Μ.Π (επιβλέπων: Κ.Δ Χουντάλας).
- 3) http://www.heat2power.net/en__benchmark.php.
- 4) https://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/deer_2006/session6/2006_deer_vuk.pdf.
- 5) <https://inldigitallibrary.inl.gov/Reports/ANL-83-101.pdf>.
- 6) https://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/merit_review_2009/advanced_combustion/ace_41_nelson.pdf.
- 7) https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/07/f17/ace088_subramanian_2014o.pdf
- 8) J.R. Serrano, V. Dolz, R. Novella, A. García (2011). «HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 2: evaluation of alternative solutions».
- 9) V. Grelet, P. Dufour, M. Nadri, T. Reiche, V. Lemort (2015). «Modeling and control of Rankine based waste heat recovery systems for heavy duty trucks: topological optimization and model based control».
- 10) R. Cipollone, D. Di Battista, F. Bettoja (2017). «Performances of an ORC power unit for waste heat recovery on heavy duty engine.»
- 11) <https://www.dieselnet.com/standards/cycles/esc.php>.
- 12) V. Grelet (2016). «Rankine cycle based waste heat recovery system applied to heavy duty vehicles: topological optimization and model based control.»

- 13) [www.metal foam heat exchangers.com](http://www.metal-foam-heat-exchangers.com).
- 14) [www.shell-tube heat exchangers.com](http://www.shell-tube-heat-exchangers.com).
- 15) [www.plate heat exchangers.com](http://www.plate-heat-exchangers.com).
- 16) [www. Vane pump.com](http://www.vane-pump.com).
- 17) [www. Piston pump.com](http://www.piston-pump.com).
- 18) Α.Γ. Αλυσανδράτου (2013) «Απόκριση και εκπομπές ρύπων βαρέων οχημάτων κατά τη διάρκεια του κύκλου πόλης UDDS με χρήση του υπολογιστικού πακέτου GT-Power.» Διπλωματική Εργασία, Ε.Μ.Π (επιβλέπων: Ε.Γ Γιακουμής).
- 19) Gamma Technologies, Inc. (2015), «GT-SUITE AC and waste heat recovery tutorials».
- 20) <https://www.dieselnet.com/standards/cycles/whvc.php>.
- 21) Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής (2011) «Εναλλαγή αερίων και υπερπλήρωση ΜΕΚ», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 22) C.D. Rakopoulos, E.G. Giakoumis (2009) «Diesel engine transient operation», Springer, London.
- 23) Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας (1998) «Καύση ρύπανση εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης», Εκδόσεις «Γρηγ. Φούντας», Αθήνα.
- 24) E.G. Giakoumis (2017) «Driving and engine cycles», Springer, London.
- 25) <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/transport-emissions-of-greenhouse-gases/transport-emissions-of-greenhouse-gases-10>.
- 26) D.T. Hountalas, G.C. Mavropoulos, C. Katsanos, W. Knecht (2012). «Improvement of bottoming cycle efficiency and heat rejection for HD truck applications by utilization of EGR and CAC heat».