



ΓΕΩΠΟΝΙΚΟ ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΑΘΗΝΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΑΞΙΟΠΟΙΗΣΗΣ ΦΥΣΙΚΩΝ ΠΟΡΩΝ & ΓΕΩΡΓΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΙΚΗΣ

**ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΤΗΣ ΧΡΗΣΗΣ ΦΥΤΙΚΩΝ ΕΛΑΙΩΝ ΩΣ ΚΑΥΣΙΜΩΝ ΣΕ
ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΑΝΑΦΛΕΞΗΣ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ ΓΕΩΡΓΙΚΟΥ ΕΛΚΥΣΤΗΡΑ**

ΑΘΑΝΑΣΙΟΣ ΘΩΜΑ ΜΠΑΛΑΦΟΥΤΗΣ

ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ

ΑΘΗΝΑ, 2012



ΓΕΩΠΟΝΙΚΟ ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΑΘΗΝΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΑΞΙΟΠΟΙΗΣΗΣ ΦΥΣΙΚΩΝ ΠΟΡΩΝ & ΓΕΩΡΓΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΙΚΗΣ

ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΓΕΩΡΓΙΚΗΣ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

**ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΤΗΣ ΧΡΗΣΗΣ ΦΥΤΙΚΩΝ ΕΛΑΙΩΝ ΩΣ ΚΑΥΣΙΜΩΝ ΣΕ
ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΑΝΑΦΛΕΞΗΣ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ ΓΕΩΡΓΙΚΟΥ ΕΛΚΥΣΤΗΡΑ**

Διδακτορική διατριβή

Υποβληθείσα από τον

ΑΘΑΝΑΣΙΟ ΘΩΜΑ ΜΠΑΛΑΦΟΥΤΗ

Επιβλέπων Καθηγητής

Καθ. ΓΕΩΡΓΙΟΣ ΠΑΠΑΔΑΚΗΣ

Αθήνα, Μάιος 2012

**Πειραματική Διερεύνηση της Χρήσης Φυτικών Ελαίων ως Καυσίμων σε Κινητήρα
Ανάφλεξης Συμπιεσης Γεωργικού Ελκυστήρα**

Διδακτορική Διατριβή του Αθανάσιου Θωμά Μπαλαφούτη

Τμήμα Αξιοποίησης Φυσικών Πόρων & Γεωργικής Μηχανικής

Γεωπονικό Πανεπιστήμιο Αθηνών, ΓΠΑ

© Αθανάσιος Θωμά Μπαλαφούτης, 2012

Στον Πατέρα μου, Θωμά και την Μητέρα μου, Ελευθερία

Εξεταστική Επιτροπή

Δρ. Γεώργιος Παπαδάκης, Καθηγητής

Επιβλέπων

Γεωπονικό Πανεπιστήμιο Αθηνών

Τμήμα Αξιοποίησης Φυσικών Πόρων & Γεωργικής Μηχανικής

Δρ. Θεοφάνης Γέμτος, Καθηγητής

Τριμελής Επιτροπή Παρακολούθησης

Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Σχολή Γεωπονικών Επιστημών

Τμήμα Φυτικής Παραγωγής & Αγροτικού Περιβάλλοντος

Δρ. Μόσχος Πολυσιού, Καθηγητής

Τριμελής Επιτροπή Παρακολούθησης

Γεωπονικό Πανεπιστήμιο Αθηνών

Γενικό Τμήμα

Δρ. Θεοχάρης Τσούτσος, Αναπληρωτής Καθηγητής

Πολυτεχνείο Κρήτης

Τμήμα Μηχανικών Περιβάλλοντος

Δρ. Αθανάσιος Νάτσης, Επίκουρος Καθηγητής

Γεωπονικό Πανεπιστήμιο Αθηνών

Τμήμα Αξιοποίησης Φυσικών Πόρων & Γεωργικής Μηχανικής

Δρ. Σπυρίδων Φουντάς, Επίκουρος Καθηγητής

Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Σχολή Γεωπονικών Επιστημών

Τμήμα Φυτικής Παραγωγής & Αγροτικού Περιβάλλοντος

Δρ. Παναγιώτης Γραμμέλης, Ερευνητής Β'

Εθνικό Κέντρο Έρευνας και Τεχνολογικής Ανάπτυξης

Ινστιτούτο Τεχνολογίας και Εφαρμογών Στερεών Καυσίμων

Περίληψη

Το αντικείμενο της παρούσας διατριβής ήταν η τεχνική διερεύνηση της χρήσης φυτικών ελαίων ως καυσίμων σε ένα κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης γεωργικού ελκυστήρα με σκοπό την πλήρη ή μερική ανεξαρτητοποίηση μιας ελληνικής γεωργικής εκμετάλλευσης από τα υγρά ορυκτά καύσιμα και την μείωση του περιβαλλοντικού της αντίκτυπου. Δοκιμάστηκαν φυτικά έλαια ελληνικής προελεύσεως σε κινητήρα τυπικού για την ελληνική γεωργία γεωργικού ελκυστήρα και αναλύθηκαν οι επιπτώσεις τους στις επιδόσεις του και τους εκπεμπόμενους ρύπους.

Σχεδιάστηκε και αναπτύχθηκε πειραματική διάταξη δοκιμών κινητήρα 74 kW και καταγράφηκαν μεταξύ άλλων παραμέτρων η ισχύς, η ροπή, η κατανάλωση καυσίμου, τα NO_x και το CO₂.

Έγιναν μετρήσεις του κινητήρα με καύσιμο πετρέλαιο κίνησης (καύσιμο αναφοράς). Έγιναν μετρήσεις του κινητήρα με χρήση τριών φυτικών ελαίων (ηλιέλαιο, κραμβέλαιο, βαμβακέλαιο) και σε μίγματα τους με πετρέλαιο (20/80, 40/60, 70/30 κατ' όγκο) και έγινε σύγκριση μεταξύ τους και ως προς το καύσιμο αναφοράς, αναδεικνύοντας το κραμβέλαιο ως το καλύτερο φυτικό έλαιο ως καύσιμο.

Επιλέχθηκε το ηλιέλαιο για περαιτέρω διερεύνηση, κυρίως λόγω της αδυναμίας της ελαιοκράμβης να εγκατασταθεί και να έχει σταθερή απόδοση στην ελληνική ύπαιθρο. Επιλέχθηκαν να διαφοροποιηθούν ο χρονισμός και το βάθος έγχυσης του καυσίμου κατά ± 2 °CA και ± 0.5 mm αντίστοιχα και δοκιμάστηκε το καθαρό ηλιέλαιο και 3 μίγματα του με πετρέλαιο (20/80, 40/60, 70/30 κατ' όγκο) για να βρεθεί πιθανή θετική επίδραση των παραμέτρων αυτών στην λειτουργία του κινητήρα με τα καύσιμα ηλιελαίου.

Έγινε ολοκληρωμένη Ανάλυση Κύκλου Ζωής ως προς την ενεργειακή κατανάλωση και την παραγωγή αερίων του θερμοκηπίου για την παραγωγή και κατανάλωση ηλιελαίου από γεωργικό ελκυστήρα εντός μιας ελληνικής γεωργικής εκμετάλλευσης.

Στη συνέχεια, έγινε πολυκριτηριακή ανάλυση των αποτελεσμάτων των εκτενών δοκιμών με ηλιέλαιο με δύο μεθόδους (AHP και TOPSIS) για την επιλογή της βέλτιστης λύσης τύπου καυσίμου-χρονισμού έγχυσης-βάθους έγχυσης που ήταν το μίγμα 70/30 με χρονισμό έγχυσης +2 °CA και βάθος έγχυσης του κατασκευαστή.

Τέλος, έγινε δοκιμή διάρκειας του κινητήρα για 42 h με τον επιλεγμένο συνδυασμό και διαπιστώθηκε πως δεν παρουσιάστηκαν σημαντικές αλλαγές στην λειτουργία του.

Επιστημονική Περιοχή: Γεωργική Μηχανική

Λέξεις Κλειδιά: Φυτικά Έλαια, Ηλιέλαιο, Κραμβέλαιο, Βαμβακέλαιο, Βιοκαύσιμα, Κινητήρας ανάφλεξης συμπίεσης, Γεωργικός Ελκυστήρας, Επιδόσεις, Αέριοι Ρύποι, LCA, AHP, TOPSIS

Agricultural University of Athens
Department of Natural Resources & Agricultural Engineering

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF VEGETABLE OILS USE AS FUELS IN A
COMPRESSION IGNITION ENGINE OF AN AGRICULTURAL TRACTOR

PhD Thesis by Athanasios Balafoutis

Abstract

The objective of this study was to investigate vegetable oil use as fuel in a compression ignition engine of an agricultural tractor to achieve full or partial independence of a Greek farm from liquid fossil fuels and reduce its environmental impact. Vegetable oils of Greek origin were tested in a standard tractor engine for Greek agriculture and their impact on performance and emissions was analyzed.

An experimental apparatus was designed and developed using a diesel engine of 74 kW and many parameters were recorded including power, torque, fuel consumption, NO_x and CO₂.

Primarily, testing was conducted using diesel fuel (reference fuel). Later, measurements of the engine using three vegetable oils (sunflower oil, rapeseed oil, cottonseed oil) and blends with diesel fuel (20/80, 40/60, 70/30 by volume) were taken and compared with each other and the reference fuel. Rapeseed oil was shown to be the best vegetable oil as fuel.

Sunflower oil was selected for further investigation, mainly due to the inability of rapeseed to be installed and have a solid performance in the Greek countryside. It was chosen to differentiate the fuel injection timing by $\pm 2^\circ\text{CA}$ and injector protrusion by $\pm 0.5\text{mm}$ of the engine and pure sunflower oil and 3 blends with diesel fuel (20/80, 40/60, 70/30 by volume) were tested to investigate possible positive impact of these parameters on engine operation using sunflower oil fuels.

A complete Life Cycle Analysis on energy consumption and greenhouse gas emissions through the production of sunflower oil and its consumption by an agricultural tractor was conducted.

Subsequently, multicriteria analysis was applied to the results of the extensive sunflower oil tests with two methods (AHP and TOPSIS) to select the best combination between fuel type, injection timing and injector protrusion. The optimal configuration was the blend 70/30 with injection timing 2°CA and manufacturer's injector protrusion.

Finally, an endurance test of the engine for 42 h was executed using the selected combination and it was found that there were no significant changes in operation.

Scientific Area: Agricultural Engineering

Keywords: Vegetable Oils, Sunflower oil, Rapeseed oil, Cottonseed oil, Biofuels, Compression Ignition Engine, Agricultural tractor, Performance, Emissions, LCA, AHP, TOPSIS

Εκτενής Περίληψη

Η παρούσα διατριβή σχετίζεται με την διερεύνηση της χρήσης φυτικών ελαίων ως καυσίμων σε κινητήρα γεωργικού ελκυστήρα μιας Ελληνικής γεωργικής εκμετάλλευσης, με σκοπό την πλήρη ή μερική ανεξαρτητοποίησή της από τα υγρά ορυκτά καύσιμα και την μείωση του περιβαλλοντικού της αντίκτυπου. Βασικός καταναλωτής υγρών καυσίμων σε ένα ελληνικό αγρόκτημα είναι ο γεωργικός ελκυστήρας. Επιλέχθηκε να δοκιμασθούν φυτικά έλαια ελληνικής προελεύσεως ως καύσιμα σε ένα κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης (Diesel) γεωργικού ελκυστήρα και να αναλυθούν οι επιπτώσεις που έχουν τα εναλλακτικά αυτά καύσιμα στην λειτουργία του κινητήρα ως προς την απόδοση και τους εκπεμπόμενους ρύπους.

Στο πλαίσιο αυτό, σχεδιάστηκε και αναπτύχθηκε πειραματική διάταξη δοκιμών κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης γεωργικού ελκυστήρα τυπικού για την ελληνική γεωργία (74 kW). Ο κινητήρας συνδέθηκε με υδραυλικό δυναμόμετρο για την μεταβολή του φορτίου του και την καταγραφή της παραγόμενης ροπής και ισχύος και με αναλυτή καυσαερίων για την μέτρηση των εκπεμπόμενων οξειδίων του αζώτου (NO_x) και του διοξειδίου του άνθρακα (CO_2). Επίσης, στη γραμμή παροχής καυσίμου εγκαταστάθηκε μια διάταξη μέτρησης της κατανάλωσης του καυσίμου, ενώ τοποθετήθηκαν αισθητήρες θερμοκρασίας και πίεσης σε επιλεγμένα σημεία του κινητήρα για την παρακολούθηση της κανονικής λειτουργίας του.

Αρχικά, έγιναν μετρήσεις της λειτουργίας του κινητήρα με τις ρυθμίσεις του κατασκευαστή και καύσιμο συμβατικό πετρέλαιο κίνησης και τα αποτελέσματα χρησιμοποιήθηκαν ως σημείο αναφοράς για τις περαιτέρω μετρήσεις με καύσιμα φυτικά έλαια.

Αργότερα, έγιναν μετρήσεις της απόδοσης και των ρύπων του κινητήρα με χρήση τριών φυτικών ελαίων ελληνικής προέλευσης (ηλιέλαιο, κραμβέλαιο, βαμβακέλαιο) και έγινε σύγκριση των αποτελεσμάτων μεταξύ τους και ως προς το καύσιμο αναφοράς (πετρέλαιο κίνησης). Επιλέχθηκαν δύο τρόποι μείωσης του ιξώδους των φυτικών ελαίων, που αποτελεί τη βασική τροχοπέδη για τη χρήση τους ως καύσιμα. Συγκεκριμένα, ο πρώτος τρόπος ήταν η χρήση μιγμάτων του εκάστοτε ελαίου με πετρέλαιο κίνησης και ο δεύτερος η προθέρμανση του εκάστοτε εναλλακτικού καυσίμου πριν την εισαγωγή του στην αντλία τροφοδοσίας καυσίμου. Έτσι, για κάθε φυτικό έλαιο, δοκιμάστηκαν τρία (3) προθερμασμένα μίγματα ελαίου/πετρελαίου κίνησης (σε αναλογίες κατ' όγκο 20/80, 40/60, 70/30) και αμιγές προθερμασμένο έλαιο. Τα αποτελέσματα των ανωτέρω δώδεκα (12) δοκιμών και της δοκιμής με πετρέλαιο κίνησης ανέδειξαν το κραμβέλαιο ως

το καύσιμο με την καλύτερη θερμική απόδοση (αυξημένη ισχύς με ταυτόχρονη μειωμένη κατανάλωση καυσίμου) με ταυτόχρονη μειωμένη παραγωγή NO_x στη σύγκριση μεταξύ των ελαίων. Όσον αφορά τα άλλα δύο έλαια, το ηλιέλαιο υπερτερεί ελάχιστα του βαμβακελαίου. Συγκρίνοντας τα φυτικά έλαια με το συμβατικό πετρέλαιο κίνησης, αποδείχθηκε πως όλα τα φυτικά έλαια παρήγαγαν μεγαλύτερη ροπή και ισχύ, με ταυτόχρονη αυξημένη ειδική κατανάλωση καυσίμου, ενώ τα NO_x και το CO₂ που μετρήθηκαν είχαν σημαντική αύξηση.

Παρόλο που το κραμβέλαιο έδειξε τα καλύτερα αποτελέσματα, έγινε περαιτέρω διερεύνηση της λειτουργίας του κινητήρα χρησιμοποιώντας ως καύσιμο το ηλιέλαιο και τα μίγματά του με πετρέλαιο κίνησης, με κύριο λόγο την αδυναμία παραγωγής ελαιοκράμβης, άρα και κραμβελαίου, στην πλειονότητα των ελληνικών γεωργικών περιοχών, σε αντίθεση με τον ηλιάνθο που έχει δείξει θετικά αποτελέσματα παραγωγικότητας στο μεγαλύτερο μέρος της ελληνικής επικράτειας και αποτελεί υποσχόμενη καλλιέργεια είτε για παραγωγή βιοκαυσίμων, είτε για εδώδιμη χρήση. Η κύρια αιτία της απόρριψης του βαμβακελαίου ήταν η υπάρχουσα, αλλά και αναμενόμενη περαιτέρω μείωση των εκτάσεων καλλιέργειας βάμβακος που φαίνεται στατιστικά στην Ελλάδα, λόγω του μειωμένου κέρδους για την εκμετάλλευση (μείωση επιδοτήσεων).

Το πρώτο βήμα της περαιτέρω διερεύνησης του καθαρού ηλιελαίου ως καύσιμο ήταν να γίνει μια ολοκληρωμένη Ανάλυση Κύκλου Ζωής (AKZ) του συγκεκριμένου προϊόντος από το πρώτο στάδιο παραγωγής του ηλιάνθου έως και το δοχείο καυσίμου του γεωργικού ελκυστήρα (Well-to-Tank) για να διαπιστωθεί πόσο φιλική προς το περιβάλλον θα ήταν η χρήση του ως καύσιμο. Αυτή η ανάλυση περιελάμβανε την καταγραφή όλων των ενεργειακών καταναλώσεων και των σχετικών εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου μέχρι την παραγωγή του ηλιελαίου και είχε ως σκοπό την σύγκριση τους με τις αντίστοιχες τιμές που αφορούν το παραδοσιακό πετρέλαιο κίνησης. Έτσι, έγινε υπολογισμός του ποσοστού εξοικονόμησης ενέργειας (76.5%) και μείωσης εκπομπών CO₂ (79.5%) όταν παράγεται ίδιας θερμικής αξίας ηλιέλαιο και πετρέλαιο κίνησης. Τα παραπάνω ποσοστά δείχνουν πως υπάρχουν σημαντικοί ενεργειακοί και περιβαλλοντικοί λόγοι για να επιλεγεί το ηλιέλαιο για χρήση ως καύσιμο, ιδιαίτερος σε απομακρυσμένες γεωργικές περιοχές.

Έχοντας επιλέξει το καύσιμο και έχοντας διαπιστώσει το θετικό του αντίκτυπο σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης, σκοπός ήταν να βρεθούν κατάλληλες ρυθμίσεις του κινητήρα ώστε να βελτιστοποιηθεί η λειτουργία του με το νέο καύσιμο. Αφού, οι βασικοί παράγοντες επίδρασης της απόδοσης ενός κινητήρα είναι το είδος του καυσίμου, ο ψεκασμός του και τα χαρακτηριστικά της καύσης, επιλέχθηκαν να διαφοροποιηθούν ο χρονισμός και το βάθος έγχυσης του καυσίμου, δύο

βασικές ρυθμίσεις που σχετίζονται με την διασπορά του καυσίμου στο θάλαμο καύσης που ταυτόχρονα μπορούν να διενεργηθούν από τον γεωργό με χαμηλό κόστος και σχετική ευκολία.

Ο μητρικός χρονισμός έγχυσης στον συγκεκριμένο κινητήρα ήταν στο άνω νεκρό σημείο (ΑΝΣ) και διαφοροποιήθηκε κατά ± 2 μοίρες γωνίας στροφαλοφόρου άξονα (± 2 °CA). Η επιλογή της αυξομείωσης του χρονισμού βασίστηκε στο γεγονός ότι παρόλο που βάσει παλαιότερων μελετών η πρόοδος του χρονισμού έχει πάντα θετικό αντίκτυπο στην απόδοση του κινητήρα, τα NO_x παρουσίαζαν ταυτόχρονα σημαντική αύξηση. Όσον αφορά το ποσοστό αυξομείωσης, οι δύο μοίρες επιλέχθηκαν βάσει παλαιότερων μελετών, αλλά και βάσει των δυνατοτήτων ομαλής λειτουργίας του συγκεκριμένου κινητήρα.

Το βάθος έγχυσης επιλέχθηκε να διαφοροποιηθεί κατά ± 0.5 mm, αλλάζοντας το πάχος της ροδέλας των εγχυτήρων. Η παράμετρος αυτή είναι σημαντική, διότι επηρεάζει το ακριβές σημείο πρόσκρουσης του καυσίμου στο τοίχωμα του κοιλώματος του εμβόλου, που με την σειρά της επιδρά στην ανάμιξή του με τον αέρα για την βελτιστοποίηση της καύσης. Το συγκεκριμένο ποσοστό αλλαγής οφείλεται αποκλειστικά στους περιορισμούς που έθετε το μητρικό πάχος ροδέλας των εγχυτήρων.

Έγιναν δοκιμές του κινητήρα με τρία (3) προθερμασμένα μίγματα ηλιελαίου/πετρελαίου κίνησης (σε αναλογία κατ' όγκο 20/80, 40/60, 70/30) και με αμιγές προθερμασμένο ηλιέλαιο για κάθε συνδυασμό των τριών (3) χρονισμών έγχυσης (μητρικός και ± 2 °CA) και των τριών (3) βαθών έγχυσης (μητρικό και ± 0.5 mm). Οι τριάντα έξι (36) συνδυασμοί Καυσίμου/Χρονισμού Έγχυσης/Βάθους Έγχυσης συγκρίθηκαν μεταξύ τους και με τον μητρικό συνδυασμό αναφοράς με καύσιμο το πετρέλαιο κίνησης ως προς την απόδοση του κινητήρα και τους εκπεμπόμενους ρύπους. Διαπιστώθηκε πως η πρόοδος του χρονισμού κατά 2 °CA προκάλεσε σημαντική αύξηση παραγόμενης ροπής και ισχύος σε όλα τα μίγματα και το αμιγές ηλιέλαιο, με χαρακτηριστική μείωση του καταναλισκόμενου καυσίμου σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης. Επομένως, η θερμική απόδοση ήταν χαρακτηριστικά καλύτερη με τον προοδευμένο χρονισμό. Παρόλα αυτά, ταυτόχρονα εντοπίστηκε σημαντική αύξηση των NO_x, που αποτελεί πολύ επικίνδυνο ρύπο. Αντιθέτως, η υστέρηση του χρονισμού έγχυσης προκάλεσε μείωση της θερμικής απόδοσης του κινητήρα, αλλά τα NO_x έπεσαν σε χαμηλότερα επίπεδα. Όσον αφορά την επίδραση του βάθους έγχυσης, τα αποτελέσματα ήταν συγκεχυμένα. Δεν παρατηρήθηκε μια συγκεκριμένη τάση βελτίωσης της επίδοσης και των ρύπων του κινητήρα, με βασική αιτία την αλληλοεπίδραση της παραμέτρου αυτής με τον χρονισμό έγχυσης που είναι πολύ περισσότερο σημαίνων.

Ολοκληρώνοντας όλες τις επιμέρους δοκιμές, έπρεπε να γίνει η επιλογή του βέλτιστου συνδυασμού Καυσίμου/Χρονισμού Έγχυσης/Βάθους Έγχυσης. Όμως, λόγω των πολλών παραμέτρων που επιδρούσαν στο τελικό αποτέλεσμα, έπρεπε να γίνει πολυκριτηριακή ανάλυση των πειραματικών δεδομένων. Από μια πλειάδα μεθόδων, επιλέχθηκε να εφαρμοσθούν η Αναλυτική Διαδικασία Ιεράρχησης (Analytical Hierarchy Process, AHP) και η Τεχνική Ταξινόμησης Προτίμησης βάσει Ομοιότητας με την Ιδανική Κατάσταση (Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Situation, TOPSIS), οι οποίες βιβλιογραφικά έχουν εφαρμοσθεί σε πολλές περιπτώσεις πολυκριτηριακής επιλογής με επιτυχία, αλλά όχι σε αντίστοιχη εφαρμογή.

Δημιουργήθηκε ερωτηματολόγιο πέντε (5) ερωτήσεων-κριτηρίων που αξιολογήθηκαν βάσει πέντε (5) χαρακτηριστικών που μετρήθηκαν στις πειραματικές μετρήσεις (ροπή, ειδική κατανάλωση καυσίμου, θερμική απόδοση, NO_x , CO_2). Το ερωτηματολόγιο αυτό απαντήθηκε από εννέα (9) ειδικούς εμπειρογνώμονες σχετικά με τους κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης διεθνούς κύρους. Οι δύο τεχνικές πολυκριτηριακής ανάλυσης δοκιμάσθηκαν χρησιμοποιώντας τρία (3) σενάρια κριτηρίων, τα οποία οδηγούσαν σε τρία (3) αποτελέσματα-στόχους: επικέντρωση στη μέγιστη απόδοση του κινητήρα, επικέντρωση στην ελάχιστη περιβαλλοντική επιβάρυνση και τέλος μια μέση λύση μεταξύ των δύο πρώτων. Έτσι, κάθε τεχνική πολυκριτηριακή ανάλυσης έδωσε τρία (3) αποτελέσματα κατάταξης συνδυασμών Καυσίμου/Χρονισμού Έγχυσης/Βάθους Έγχυσης.

Συγκρίνοντας τις δύο τεχνικές πολυκριτηριακής ανάλυσης (AHP και TOPSIS), φάνηκε ότι έδωσαν παρόμοια αποτελέσματα κατάταξης των ανωτέρων συνδυασμών για κάθε σενάριο κριτηρίων, γεγονός που δείχνει πως και οι δύο τεχνικές πολυκριτηριακής ανάλυσης μπορούν να βρουν εφαρμογή σε τέτοιου είδους πολυκριτηριακές επιλογές, αλλά επίσης αναδείχθηκαν και οι αδυναμίες τους. Πιο συγκεκριμένα, και οι δύο τεχνικές ανέδειξαν για το 1^ο Σενάριο κριτηρίων την θερμική απόδοση ως το πιο σημαντικό χαρακτηριστικό, για το 2^ο Σενάριο το CO_2 , ενώ για το 3^ο Σενάριο τα NO_x . Σε όλες τις περιπτώσεις, εκτός της περίπτωσης όπου χρησιμοποιήθηκε η τεχνική TOPSIS στο 2^ο Σενάριο, ιδανικός συνδυασμός Καυσίμου/Χρονισμού Έγχυσης/Βάθους Έγχυσης αναδείχθηκε το μίγμα ηλιελαίου/πετρελαίου 70/30, ο προοδευμένος χρονισμός έγχυσης (+2 °CA) και το μητρικό βάθος έγχυσης (0 mm). Στην περίπτωση του 2^{ου} Σεναρίου κριτηρίων χρησιμοποιώντας την μέθοδο TOPSIS, ο ιδανικός συνδυασμός ήταν πάλι το μίγμα 70/30, αλλά με υστερημένο χρονισμό έγχυσης (-2 °CA) και ρηχό βάθος έγχυσης (-0.5 mm), γεγονός που οφείλονταν στον διαφορετικό τρόπο υπολογισμού της βέλτιστης λύσης με την μέθοδο αυτή σε σχέση με την AHP, που δεν έγινε τόσο αισθητός στα δύο άλλα Σενάρια. Συγκεκριμένα, η μέθοδος

TOPSIS δίνει συντελεστή μηδέν (0) στο λιγότερο σημαντικό χαρακτηριστικό (που στην περίπτωση αυτή ήταν η ροπή), που σημαίνει ότι πολλαπλασιάζοντας τον συντελεστή αυτόν με τις μετρούμενες τιμές για την ροπή από την πειραματική διαδικασία, αυτές δεν λαμβάνονται υπόψη στην τελική επιλογή είτε είναι μεγάλη η τιμή τους είτε όχι.

Παραβλέποντας αυτή την μοναδική περίπτωση που έδωσε διαφορετικά αποτελέσματα και λαμβάνοντας υπόψη πως στόχος της διατριβής αυτής ήταν μία μέση λύση ικανοποιητικής απόδοσης και μειωμένων αέριων ρύπων, επιλέχθηκε ως βέλτιστος συνδυασμός το μίγμα ηλιελαίου/πετρελαίου 70/30, ο προοδευμένος χρονισμός έγχυσης (+2 °CA) και το μητρικό βάθος έγχυσης (0 mm).

Για να επιβεβαιωθεί ή όχι η πιθανότητα μια γεωργική εκμετάλλευση να χρησιμοποιεί αυτόν τον συνδυασμό για μακροχρόνια χρήση, έγινε μία δοκιμή διάρκειας του κινητήρα με τον συνδυασμό αυτόν για 42 h. Ο κινητήρας συντηρήθηκε πλήρως, ο χρονισμός έγχυσης ρυθμίστηκε στις +2 °CA και οι εγχυτήρες καθαρίστηκαν από εγκεκριμένο συνεργείο και επανατοποθετήθηκαν με ροδέλες του μητρικού πάχους. Τα αποτελέσματα ήταν ενθαρρυντικά, παρόλο που η χρονική διάρκεια που επιλέχθηκε δεν είναι αρκετή για ασφαλή συμπεράσματα. Πιο συγκεκριμένα, δεν παρουσιάστηκε μείωση της αποδιδόμενης ισχύος και ροπής, ούτε μεγάλη διακύμανση στην κατανάλωση καυσίμου. Όσον αφορά τους αέριους ρύπους, παρέμειναν σε επίπεδα που οι διαφορές τους από την αρχή του πειράματος δεν ήταν στατιστικά σημαντικές, εκτός από τα NO_x που έδειξαν στατιστικά σημαντική αύξηση. Οι αποθέσεις άνθρακα στους εγχυτήρες, ενώ ήταν αυξημένες δεν είχαν επηρεάσει το μέγεθος και το σχήμα των οπών. Τέλος, το λιπαντικό έλαιο του κινητήρα δεν ξεπέρασε την κρίσιμη τιμή του ιξώδους του που επιβάλουν αντικατάσταση του.

Συμπερασματικά, η χρήση των τριών φυτικών ελαίων (ηλιέλαιο, κραμβέλαιο, βαμβακέλαιο) ως καυσίμων σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης έδειξε θετικά αποτελέσματα. Η αλλαγή στον χρονισμό έγχυσης επέδρασε καταλυτικά στη λειτουργία του κινητήρα, ενώ η αλλαγή του βάθους έγχυσης έδωσε συγκεκριμένα αποτελέσματα. Οι δύο επιλεγμένες μέθοδοι πολυκριτηριακής ανάλυσης έδωσαν ως ιδανικό καύσιμο το μίγμα ηλιελαίου/πετρελαίου κίνησης 70/30. Η χρήση του επιλεγμένου μίγματος ως καυσίμου σε κινητήρα γεωργικού ελκυστήρα έδειξε να είναι τεχνικά εφικτή με τις μετατροπές που προτάθηκαν. Απαιτείται περαιτέρω διερεύνηση πιθανών μεθόδων μείωσης των NO_x (ανακύκλωση καυσαερίων, EGR και επιλεκτική καταλυτική μείωση, SCR) που ήταν το βασικό μειονέκτημα των φυτικών ελαίων ως καυσίμων. Επίσης, προτείνεται η αύξηση της

πίεσης έγχυσης των εγχυτήρων ως πιθανή λύση στην κακή ατμοποίηση των φυτικών ελαίων που επιδρά σημαντικά σε όλες τις παραμέτρους της λειτουργίας του κινητήρα.

Κατάλογος Δημοσιεύσεων

Σε Διεθνή Περιοδικά

- 1 **Athanasios Balafoutis**, Spyros Fountas, Athanasios Natsis, and George Papadakis, “Performance and emissions of sunflower, rapeseed and cottonseed oils as fuels in an agricultural tractor engine”, *ISRN Renewable Energy*, Volume 2011 (2011), Article ID 531510, 12 pages, doi:10.5402/2011/531510
- 2 **A.T. Balafoutis**, E. Papageorgiou, Z. Dikopoulou, S. Fountas, G. Papadakis, “Sunflower oil fuel for diesel engines: Experimental investigation and optimum engine setting evaluation using MCDM approach”, (Submitted to *International Journal of Green Energy*, 2011)
- 3 **A.T. Balafoutis**, F. Freire, S. Rozakis, G. Papadakis, “Life Cycle Assessment of Sunflower oil produced in Greece and used as fuel in tractor diesel engines”, (Submitted to *Biosystems Engineering*, 2012)

Σε Διεθνή Συνέδρια

- 1 **Athanasios Balafoutis**, Elpiniki Papageorgiou, Zoumpoulia Dikopoulou, Spyros Fountas, Athanasios Natsis, George Papadakis, “Application of expert systems to determine optimal biofuel type - engine tuning configuration”, *Proceedings of the 19th European Biomass Conference & Exhibition*, Berlin, Germany, June 2011.
- 2 **Athanasios Balafoutis**, Fausto Freire, George Papadakis, “Life Cycle Assessment of Sunflower oil produced in Greece and used as fuel in tractor diesel engines”, *Proceedings of the European Conference on Agricultural Engineering*, Clermont-Ferrand, France, September 2010.
- 3 **Athanasios Balafoutis**, Loukia Geronikolou, Athanasios Natsis, George Papadakis, “Injection Timing and Injector Protrusion tuning in a diesel engine of an agricultural tractor for optimization of the use of sunflower oil based fuels using a multi-criterion model”, *Proceedings of the 17th European Biomass Conference & Exhibition*, Hamburg, Germany, June 2009.
- 4 **Athanasios Balafoutis**, Athanasios Natsis, Dimitrios Lois, George Papadakis, “Injection timing impact on an agricultural tractor engine performance using sunflower oil blends with diesel as fuel”, *Proceedings of the International Conference RENEWABLE ENERGY 2008*, Busan, Korea, October 2008.
- 6 **Athanasios Balafoutis**, Athanasios Natsis, Dimitrios Lois, George Papadakis, “Injector protrusion impact on an agricultural tractor engine performance using sunflower oil blends with diesel as fuel”, *Proceedings of the European Conference on Agricultural Engineering*, Crete, Greece, June 2008.

- 8 **Athanasios Balafoutis**, Dionysios Melas, Athanasios Natsis, Areti Papagianopoulou, George Papadakis, "Comparison of the use of sunflower, cotton and rape seed crude oils as fuels in compression ignition engines", Proceedings of the 3rd International Bioenergy Conference and Exhibition, Jyväskylä, Finland, September 2007.
- 9 **Athanasios Balafoutis**, Dionysios Melas, Athanasios Natsis, Areti Papagianopoulou, George Papadakis, "Experimental investigation of the use of sunflower crude oil as fuel in a compression ignition engine", Proceedings of the 15th European Biomass Conference & Exhibition, Berlin, Germany, May 2007.
- 10 **Athanasios Balafoutis**, Dionysios Melas, Athanasios Natsis, Areti Papagianopoulou, George Papadakis, "Experimental investigation on the use of sunflower crude oil as fuel in a compression ignition engine", Proceedings of the World Congress of Agricultural Engineering, Bonn, Germany, September 2006.

Σε Εθνικά Συνέδρια

- 1 **Αθανάσιος Μπαλαφούτης**, Διονύσιος Μελάς, Αθανάσιος Νάτσης, Αρετή Παπαγιαννοπούλου, Γεώργιος Παπαδάκης, «Πειραματική Διερεύνηση της χρήσης μιγμάτων ηλιελαίου με πετρέλαιο σε σύγκριση με το πετρέλαιο ως καυσίμων σε κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης», 5^ο Εθνικό Συνέδριο Γεωργικής Μηχανικής, Λάρισα, 18-20 Οκτωβρίου 2007
- 2 **Αθανάσιος Μπαλαφούτης**, Διονύσιος Μελάς, Αρετή Παπαγιαννοπούλου, Λουκία Γερονικολού, Αθανάσιος Νάτσης, Γεώργιος Παπαδάκης, «Βελτιστοποίηση της χρήσης καθαρού ηλιελαίου ως καυσίμου σε κινητήρα πετρελαίου με μεταβολή του χρονισμού και του βάθους έγχυσης και χρήση πολυκριτηριακού μοντέλου»

Ευχαριστίες

Με την ολοκλήρωση και συγγραφή της διατριβής αυτής, δράττομαι της ευκαιρίας να εκφράσω τις ευχαριστίες μου σε ανθρώπους που βρέθηκαν δίπλα μου κατά την διάρκεια των διδακτορικών μου σπουδών.

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα Καθηγητή μου κ. Γεώργιο Παπαδάκη, για την πολύτιμη καθοδήγηση του κατά την διάρκεια των σπουδών μου, χωρίς την οποία δεν θα ήταν δυνατή η ολοκλήρωση της διατριβής αυτής. Επίσης, θα ήθελα να επισημάνω την αμέριστη οικονομική συνεισφορά του με την επιλογή μου στην ερευνητική ομάδα πολλών ερευνητικών έργων και την χρηματοδότηση πολλών συμμετοχών μου σε διεθνή συνέδρια, που συνέβαλαν καθοριστικά στην εμπειρία μου ως ερευνητή.

Επίσης, ευχαριστώ πολύ τα δύο άλλα μέλη της τριμελούς επιτροπής της διατριβής μου, Καθηγητή του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας κ. Θεοφάνη Γέμτο και Καθηγητή του Γεωπονικού Πανεπιστημίου Αθηνών κ. Μόσχο Πολυσιού για την συμβολή τους στην επίβλεψη και διόρθωση της παρούσας μελέτης.

Ευχαριστώ ιδιαίτερος τον Επίκουρο Καθηγητή του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας κ. Σπύρο Φουντά, ο οποίος συνετέλεσε καθοριστικά στην συγγραφή τριών επιστημονικών εργασιών που ανέδειξαν τα αποτελέσματα της διατριβής αυτής σε διεθνές επίπεδο. Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Επίκουρο Καθηγητή του Γεωπονικού Πανεπιστημίου Αθηνών κ. Αθανάσιο Νάτση για τη συμβολή του στη συγγραφή δέκα επιστημονικών εργασιών. Επίσης, ευχαριστώ τον Επίκουρο Καθηγητή του Πανεπιστημίου της Coimbra στην Πορτογαλία κ. Fausto Freire για την φιλοξενία του στο πλαίσιο του προγράμματος Erasmus για 6 μήνες και την συμβολή του στην συγγραφή δύο επιστημονικών εργασιών. Τέλος, την Καθηγήτρια Εφαρμογών του ΤΕΙ Λαμίας κ. Ελπινίκη Παπαγεωργίου για την συμβολή της στην συγγραφή δύο επιστημονικών εργασιών.

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τα μέλη της επιταμελούς εξεταστικής επιτροπής, Αναπληρωτή Καθηγητή κ. Θεοχάρη Τσούτσο και τον Ερευνητή Β. του ΙΤΕΣΚ/ΕΚΕΤΑ κ. Παναγιώτη Γραμμέλη για τη συμμετοχή τους στην επιτροπή και τα σχόλια τους για το περιεχόμενο της διατριβής αυτής.

Θα ήθελα να ευχαριστήσω το προσωπικό του Ινστιτούτου Γεωργικών Μηχανών & Κατασκευών του Εθνικού Ιδρύματος Αγροτικής Έρευνας και ιδιαίτερος τον Διευθυντή Δρ. Γεώργιο Παρισσόπουλο, το Προϊστάμενο Συνεργείων κ. Δημήτριο Λόη και τον τεχνίτη κ. Χρήστο Κανατάκη

για την παραχώρηση των εγκαταστάσεων του Ινστιτούτου για την εγκατάσταση της πειραματικής διάταξης και τη συμμετοχή τους στην διενέργεια των πειραμάτων.

Ευχαριστώ επίσης την εταιρία Π.Ι.Κοντέλλης Α.Ε.Β.Ε. για την δωρεά του κινητήρα των δοκιμών και ιδιαιτέρως τον κ. Μιχάλη Τσαγκαρόπουλο για την συνεχή τεχνική υποστήριξη και για τις συζητήσεις μας για τα αποτελέσματα των πειραμάτων.

Θα ήθελα να ευχαριστήσω το εξουσιοδοτημένο συνεργείο της Bosch, ΠΕΑΚ Α.Ε. και ιδιαίτερα τον κ. Γιάννη Κανέλλο για την βοήθεια τους στον καθαρισμό των εγχυτήρων για την διεξαγωγή των πειραμάτων.

Ευχαριστώ επίσης την εταιρία ΕΚΟ Α.Β.Ε.Ε. για την δωρεά 1000 λίτρων πετρελαίου κίνησης πιστοποιημένων προδιαγραφών για την διενέργεια των πειραμάτων της διατριβής αυτής.

Σημαντική ήταν η προσφορά του Δρ. Διονύση Μελά που η επιστημονική του γνώση σε θέματα καύσης σε κινητήρες εσωτερικής καύσης ήταν πολύ σημαντική για την ολοκλήρωση της διατριβής αυτής.

Θα ήθελα επίσης να ευχαριστήσω όλο το προσωπικό του εργαστηρίου Γεωργικής Μηχανολογίας του Γεωπονικού Πανεπιστημίου Αθηνών και ιδιαιτέρως τους συναδέλφους κ. Σταματία Βουλγαράκη, κ. Γεώργιο Κυριακαράκο, κ. Λουκία Γερονικολού, Δρ. Εσάμ Μοχάμεντ και Δρ. Δημήτρη Μανωλάκο και τον φοιτητή κ. Παναγιώτη Λιανό.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω της οικογένεια μου και τους κοντινούς μου φίλους για την αμέριστη συμπαράσταση από την αρχή της εργασία αυτής μέχρι σήμερα.

Πίνακας Περιεχομένων

1	Εισαγωγή.....	2
1.1	Τα Ορυκτά Καύσιμα και οι επιπτώσεις τους.....	2
1.1.1	Εισαγωγή.....	2
1.1.2	Εξάντληση Ορυκτών Καυσίμων.....	3
1.1.3	Περιβαλλοντικές Επιπτώσεις Χρήσης Ορυκτών Καυσίμων.....	6
1.1.4	Οικονομικές Επιπτώσεις Χρήσης Ορυκτών Καυσίμων.....	8
1.2	Ποιά είναι τα Εναλλακτικά Καύσιμα;.....	10
1.2.1	Εισαγωγή.....	10
1.2.2	Βιοαιθανόλη.....	11
1.2.3	Βιοαέριο.....	11
1.2.4	Βιομεθανόλη.....	11
1.2.5	Βιοδιμεθυλαιθέρας.....	11
1.2.6	Βιο-ΕΤΒΕ.....	11
1.2.7	Βιο-ΜΤΒΕ.....	11
1.2.8	Συνθετικά Βιοκαύσιμα.....	11
1.2.9	Βιοϋδρογόνο.....	12
1.2.10	Αμιγή Φυτικά Έλαια.....	12
1.2.11	Βιοντίζελ.....	12
1.3	Ενεργειακή αυτάρκεια των γεωργικών εκμεταλλεύσεων.....	12
1.4	Τα φυτικά έλαια ως βιοκαύσιμα.....	13
1.4.1	Εισαγωγή.....	13
1.4.2	Η μετεστεροποίηση.....	14
1.4.3	Παραγωγή Βιοντίζελ.....	15
1.4.4	Η άμεση χρήση των ακατέργαστων (μπρούτο) φυτικών ελαίων.....	17
2	Στόχοι και Μεθοδολογία Διατριβής.....	19
2.1	Στόχοι.....	19
2.2	Μεθοδολογία.....	20
3	Βιβλιογραφική ανασκόπηση (Υφιστάμενη κατάσταση προόδου).....	23
3.1	Γενικά Χαρακτηριστικά Συστήματος Καύσης Κινητήρων Ανάφλεξης Συμπιέσης.....	23
3.1.1	Εισαγωγή.....	23
3.1.2	Τύποι συστημάτων καύσης κινητήρων ανάφλεξης συμπιέσης (diesel).....	23
3.1.3	Η καύση στους κινητήρες ανάφλεξης συμπιέσης άμεσης έγχυσης.....	24
3.1.4	Περιδίνηση - Στροβιλισμός αέρα εφραπτομενικά στον θάλαμο καύσης (Swirl).....	27
3.1.5	Επίδραση της περιδίνησης (Swirl) στην καύση.....	29
3.1.6	Επίδραση της σύνθλιψης (Squish) στην καύση.....	31
3.1.7	Τυρβώδης ροή στο θάλαμο καύσης (Turbulence).....	32
3.2	Δομές εγχύσεων.....	33
3.3	Παράμετροι σχεδιασμού κοιλώματος εμβόλου.....	37
3.4	Εκπομπές Ρύπων σε κινητήρες ανάφλεξης συμπιέσης.....	39
3.4.1	Οξείδια του Αζώτου (NO _x).....	39
3.4.2	Μονοξειδίο του Άνθρακα (CO).....	41
3.4.3	Αιθάλη και Μικροσωματίδια (PM).....	42
3.4.4	Άκαυστοι Υδρογονάνθρακες (HC).....	44

3.5	Προβλήματα χρήσης φυτικών ελαίων ως καυσίμων σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης	45
3.5.1	Εισαγωγή	45
3.5.2	Προβλήματα συστήματος τροφοδοσίας καυσίμου	46
3.5.3	Προβλήματα καύσης καυσίμου	48
3.5.4	Προβλήματα ρύπανσης του ελαίου λίπανσης	53
3.6	Δοκιμές φυτικών ελαίων ως καυσίμων σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης	53
3.6.1	Αρχικές μελέτες	53
3.6.2	Νεότερες μελέτες	57
3.7	Συμπεράσματα	84
4	Σχεδιασμός και Περιγραφή Πειραματικής Διάταξης	88
4.1	Εισαγωγή	88
4.2	Κινητήρας	89
4.3	Υδραυλικό Δυναμόμετρο	90
4.4	Δοχεία καυσίμου	96
4.5	Μετρητική διάταξη κατανάλωσης καυσίμου	96
4.6	Διάταξη προθέρμανσης εναλλακτικών καυσίμων	98
4.7	Αισθητήρες παρακολούθησης ομαλής λειτουργίας	100
4.7.1	Εισαγωγή	100
4.7.2	Θερμοζεύγη	101
4.7.3	Μεταδότες Πίεσης	102
4.7.4	Θερμικό Ροόμετρο	104
4.8	Καταγραφείς Δεδομένων	105
4.8.1	Καταγραφέας Θερμοκρασίας TC-09	106
4.8.2	Καταγραφέας γενικής χρήσης ADC-24	107
4.9	Αναλυτής καυσαερίων	108
4.10	Έκθλιψη Φυτικών Ελαίων	113
4.11	Φιλτράρισμα Φυτικών Ελαίων	114
4.12	Μέτρηση Ιξώδους	116
5	Πειραματική Διαδικασία	118
5.1	Ροπή (Nm)	119
5.2	Ταχύτητα Περιστροφής Κινητήρα (rpm)	119
5.3	Ισχύς (kW)	119
5.4	Ωριαία και ειδική κατανάλωση καυσίμου	120
5.5	Ατμοσφαιρική πίεση (kPa) και θερμοκρασία (°C) ατμοσφαιρικού αέρα	120
5.6	Θερμική Απόδοση	121
5.7	Σχέση αέρα/ καυσίμου	122
5.8	Εκπομπές αερίων	124
5.9	Θερμοκρασία και πίεση σε προκαθορισμένα σημεία	125
5.10	Ιξώδες	125
6	Συγκριτική Δοκιμή Ηλιελαίου – Κραμβελαίου – Βαμβακελαίου σε κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης γεωργικού ελκυστήρα	127

6.1	Εισαγωγή	127
6.2	Ιδιότητες των φυτικών ελαίων ως καυσίμων	128
6.3	Δοκιμή με Πετρέλαιο Κίνησης	131
6.3.1	Εισαγωγή	131
6.3.2	Ισχύς και Ροπή	132
6.3.3	Ωριαία και Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου	132
6.3.4	Θερμική Απόδοση	133
6.3.5	Αέριοι Ρύποι	134
6.4	Σύγκριση Πετρελαίου κίνησης με Ηλιέλαιο, Κραμβέλαιο και Βαμβάκελαιο	135
6.4.1	Εισαγωγή	135
6.4.2	Σύγκριση Ισχύος και Ροπής	136
6.4.3	Σύγκριση Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου	138
6.4.4	Σύγκριση Θερμικής Απόδοσης	140
6.4.5	Σύγκριση θερμοκρασίας καυσαερίων	142
6.4.6	Σύγκριση Αερίων Ρύπων	143
6.5	Συνολική Σύγκριση των τριών φυτικών ελαίων	146
6.6	Επιλογή βέλτιστου καυσίμου για τις ελληνικές συνθήκες	147
7	Εκτενείς δοκιμές του επιλεγμένου φυτικού ελαίου - Ηλιελαίου	149
7.1	Επιλογή τροποποιήσεων στο κινητήρα για βελτιστοποίηση της λειτουργίας του με καύσιμα βασισμένα στο ηλιέλαιο	149
7.2	Επίδραση Χρονισμού Έγχυσης & Βάθους Έγχυσης στην απόδοση του κινητήρα	151
7.2.1	Εισαγωγή	151
7.2.2	Ροπή & Ισχύς	151
7.2.3	Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου (BSFC)	156
7.2.4	Θερμική Απόδοση (ΘΑ)	158
7.3	Επίδραση Χρονισμού Έγχυσης & Βάθους Έγχυσης στους Αέριους Ρύπους	160
7.3.1	Όξειδια του Αζώτου (NO _x)	160
7.3.2	Διοξείδιο του Άνθρακα (CO ₂)	162
7.4	Συμπεράσματα	164
8	Ανάλυση Κύκλου Ζωής Ηλιελαίου	167
8.1	Εισαγωγή	167
8.2	Μοντελοποίηση κύκλου ζωής ηλιελαίου από τρεις ελληνικές γεωργικές εκμεταλλεύσεις	167
8.2.1	Στόχος	167
8.2.2	Γεωργική εκμετάλλευση ηλιάνθου	168
8.2.3	Μη ανανεώσιμες ενεργειακές απαιτήσεις	169
8.2.4	Εκτίμηση εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου (GHGs)	170
8.3	Ανάλυση κύκλου ζωής Well-to-Tank	171
8.3.1	Εισερχόμενα και εξερχόμενα παραγωγής ηλιελαίου	171
8.3.2	Πηγές δεδομένων και σημαντικές υποθέσεις	173
8.3.3	Εκτίμηση ενέργειας και εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου	174
8.4	Ανάλυση κύκλου ζωής Tank-to-Wheels	179
8.4.1	Δοκιμές κινητήρα	179
8.4.2	Απαιτούμενη ενέργεια σε κάθε σενάριο	179
8.5	Ολική ανάλυση κύκλου ζωής (Well-to-Wheels)	180
8.5.1	Εισαγωγή	180

8.5.2	Ολική εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας	181
8.5.3	Ολική εξοικονόμηση εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου	182
8.6	Συμπεράσματα	183
9	Πολυκριτηριακή Ανάλυση	186
9.1	Μέθοδοι πολυκριτηριακής ανάλυσης	186
9.2	Επιλεγμένες μέθοδοι πολυκριτηριακής ανάλυσης	186
9.2.1	Αναλυτική Διαδικασία Ιεράρχησης (Analytical Hierarchy Process, AHP)	190
9.2.2	Τεχνική ταξινόμηση κατά ομοιότητα με την ιδανική κατάσταση (Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Situation, TOPSIS)	193
9.3	Εφαρμογή πολυκριτηριακής ανάλυσης για την επιλογή του βέλτιστου συνδυασμού καυσίμου - χρονισμού έγχυσης - βάθους έγχυσης	195
9.3.1	Εφαρμογή AHP	195
9.3.2	Εφαρμογή TOPSIS	201
9.3.3	Σύγκριση των μεθόδων πολυκριτηριακής ανάλυσης	209
9.3.4	Συμπεράσματα	211
10	Δοκιμή Διαρκείας	215
10.1	Εισαγωγή	215
10.2	Πειραματική Διαδικασία	215
10.3	Αποτελέσματα	218
10.3.1	Παράμετροι λειτουργίας του κινητήρα	218
10.3.2	Ροπή	220
10.3.3	Ισχύς	222
10.3.4	Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου (BSFC)	223
10.3.5	Θερμική Απόδοση (Θ_A)	225
10.3.6	Οξειδία του Αζώτου (NO_x)	226
10.3.7	Διοξείδιο του Άνθρακα (CO_2)	228
10.3.8	Σύστημα Τροφοδοσίας Καυσίμου	229
10.3.9	Λιπαντικό Έλαιο	233
10.4	Συμπεράσματα	234
11	Σύνοψη Αποτελεσμάτων - Γενικά Συμπεράσματα Διατριβής - Προτάσεις Μελλοντικής Έρευνας	236
11.1	Εισαγωγή	236
11.2	Συγκριτική δοκιμή Ηλιελαίου - Κραμβελαίου - Βαμβακελαίου	236
11.3	Εκτενής δοκιμή Ηλιελαίου	238
11.4	Ανάλυση Κύκλου Ζωής	238
11.5	Πολυκριτηριακή Ανάλυση	240
11.6	Δοκιμή διαρκείας με Ηλιέλαιο	241
11.7	Γενικά Συμπεράσματα	242
11.8	Προτάσεις Μελλοντικής Έρευνας	243
	Βιβλιογραφία	247
	Παράρτημα Α	261
	Παράρτημα Β	266
	Παράρτημα Γ	267

Παράρτημα Δ	270
Παράρτημα Ε.....	273

Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 3-1 Συγκεντρωτικός πίνακας δοκιμών στον τομέα των φυτικών ελαίων ως καυσίμων την περίοδο 1977 - 1992.....	54
Πίνακας 4-1 Χαρακτηριστικά κινητήρα πειράματος.....	90
Πίνακας 4-2 Χαρακτηριστικά του καταγραφέα θερμοκρασιών TC-09 της εταιρίας PICO Technology, UK. .	106
Πίνακας 4-3 Γενικά Χαρακτηριστικά του καταγραφέα γενικής χρήσης ADC-24 της εταιρίας PICO Technology, UK.	107
Πίνακας 4-4 Γενικά χαρακτηριστικά του αναλυτή καυσαερίων MRU Delta 1600L.....	109
Πίνακας 6-1 Τύποι καυσίμου υπό δοκιμή	128
Πίνακας 6-2 Φυσικές και χημικές ιδιότητες του πετρελαίου κίνησης και τριών φυτικών ελαίων (ηλιέλαιο, κραμβέλαιο, βαμβακέλαιο).....	129
Πίνακας 6-3 Περιεχόμενο ελεύθερων λιπαρών οξέων (FFA) των τριών υπό δοκιμή φυτικών ελαίων (Food Standards Agency, 1991).....	141
Πίνακας 8-1 Γεωργικά και βιομηχανικά εισερχόμενα και εξερχόμενα στις τρεις γεωργικές εκμεταλλεύσεις .	171
Πίνακας 8-2 Χαρακτηριστικά μηχανικής έκθλιψης ηλιελαίου.....	172
Πίνακας 8-3 Πρωτογενής ενέργεια και αέρια του θερμοκηπίου (GHG) κατά την καλλιέργεια του ηλιανθου και την παραγωγή ηλιελαίου	173
Πίνακας 8-4 Κατανάλωση μη-ανανεώσιμης πρωτογενής ενέργειας των τριών γεωργικών εκμεταλλεύσεων .	176
Πίνακας 8-5 Εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου (GHG) στις τρεις γεωργικές εκμεταλλεύσεις.....	176
Πίνακας 8-6 Σύνολο ενεργειακού περιεχομένου της παραγωγής των τριών γεωργικών εκμεταλλεύσεων	177
Πίνακας 8-7 Ειδική κατανάλωση καυσίμου (BSFC) και ενεργειακές απαιτήσεις καυσίμου ανά kWh παραγωγής ενέργεια από τον κινητήρα	180
Πίνακας 8-8 Πρωτογενής Ενεργειακή απαίτηση για τα τέσσερα καύσιμα και τις τρεις εκμεταλλεύσεις	181
Πίνακας 8-9 Πρωτογενής παραγωγή αερίων του θερμοκηπίου (GHG) για τα τέσσερα καύσιμα και τις τρεις εκμεταλλεύσεις.....	182
Πίνακας 9-1 Συνδυασμοί Καυσίμου/IT/IP υπό σύγκριση.....	187
Πίνακας 9-2 Κλίμακα σύγκρισης ζευγών (Saaty, 1977, Saaty, 2004).....	192
Πίνακας 9-3 Ιεραρχία των κριτηρίων για τους συνδυασμούς Καύσιμο/IT/IP	195
Πίνακας 9-4 Μήτρα σύγκρισης ανά ζεύγος (PWCM) για τα επιλεγμένα κριτήρια	196
Πίνακας 9-5 Κανονικοποιημένη μήτρα σύγκρισης ανά ζεύγος	196
Πίνακας 9-6 Eigenvector X	196
Πίνακας 9-7 PWCM για το Κριτήριο 1	197
Πίνακας 9-8 Κανονικοποιημένο PWCM για το Κριτήριο 1	197
Πίνακας 9-9 Οι Eigenvectors για τις τρεις περιπτώσεις.....	198
Πίνακας 9-10 Κατάταξη χαρακτηριστικών	198
Πίνακας 9-11 Κατάταξη Χαρακτηριστικών χρησιμοποιώντας την μέθοδο AHP (Σενάριο 2)	199
Πίνακας 9-12 Κατάταξη Χαρακτηριστικών χρησιμοποιώντας την μέθοδο AHP (Σενάριο 3)	199
Πίνακας 9-13 Μήτρα αποφάσεων D μεγέθους 5×3	202
Πίνακας 9-14 Υπολογισμός R	202
Πίνακας 9-15 Κανονικοποιημένη μήτρα αποφάσεων	203
Πίνακας 9-16 Σταθμισμένη Κανονικοποιημένη Μήτρα Αποφάσεων	203
Πίνακας 9-17 Ιδανικό Σημείο.....	204
Πίνακας 9-18 Αρνητικό Ιδανικό Σημείο.....	204
Πίνακας 9-19 Διαφορές S_i^+	204
Πίνακας 9-20 Σχετική εγγύτητα στο ιδανικό σημείο.....	205
Πίνακας 9-21 Κατάταξη Χαρακτηριστικών χρησιμοποιώντας την μέθοδο TOPSIS (Σενάριο 2)	206
Πίνακας 9-22 Κατάταξη Χαρακτηριστικών χρησιμοποιώντας την μέθοδο TOPSIS (Σενάριο 3)	206

Πίνακας 9-23 Κατάταξη Χαρακτηριστικών με τις μεθόδους AHP και TOPSIS (στο βέλτιστο χαρακτηριστικό αποδίδεται το 1, στο χειρίστο χαρακτηριστικό αποδίδεται το 5)	209
Πίνακας 9-24 Κατάταξη συνδυασμών Καυσίμου/ΙΤ/ΙΡ με τις μεθόδους AHP και TOPSIS.....	210
Πίνακας 10-1 Μετρούμενες ιδιότητες λιπαντικών ελαίων (Basinger et al., 2010a)	217
Πίνακας 10-2 Κρίσιμες τιμές επιλεγμένων ιδιοτήτων (Basinger et al., 2010a)	218
Πίνακας 10-3 Συντελεστές με εξαρτημένη μεταβλητή την Ροπή	222
Πίνακας 10-4 Συντελεστές με εξαρτημένη μεταβλητή την Ισχύ.....	223
Πίνακας 10-5 Συντελεστές με εξαρτημένη μεταβλητή την BSFC	225
Πίνακας 10-6 Συντελεστές με εξαρτημένη μεταβλητή την Θερμική Απόδοση	226
Πίνακας 10-7 Συντελεστές με εξαρτημένη μεταβλητή τα Οξείδια του Αζώτου	227
Πίνακας 10-8 Συντελεστές με εξαρτημένη μεταβλητή τα Οξείδια του Αζώτου	229
Πίνακας Γ-0-1 Τυχαίος Δείκτης Συνοχής (RI)	268

Κατάλογος Εικόνων

Εικόνα 1-1 Κύκλος του άνθρακα.....	10
Εικόνα 1-2 Ηλιέλαιο, Κραμβέλαιο, Βιοντίζελ και Γλυκερίνη	16
Εικόνα 3-1 Διαφορές κινητήρων ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης και έμμεσης έγχυσης	23
Εικόνα 3-2 Ανάπτυξη περιδίνησης σε ένα κινητήρα άμεσης έγχυσης της Ford 2,5 λίτρων (Stone, 1992).....	28
Εικόνα 3-3 Ροή του τυρβώδους μίγματος εισαγωγής και ανάλυση της τυρβώδους ροής με την περιδίνηση (Heisler, 1995)	33
Εικόνα 3-4 Παράσταση έγχυσης με όλες τις παραμέτρους της (Heywood, 1988)	34
Εικόνα 3-5 Επίδραση της γωνίας πρόσκρουσης καυσίμου στη δημιουργία ψεκασμών τοιχώματος (Naber and Reitz, 1988)	35
Εικόνα 3-6 Σχηματική παράσταση του ψεκασμού μέσα στην ροή περιδίνησης (Heywood, 1988)	36
Εικόνα 3-7 Αλληλεπίδραση ψεκασμού με τα τοιχώματα του κυλίνδρου (πίεση έγχυσης 60 MPa. Οι αριθμοί αντιπροσωπεύουν 12 διαδοχικές φωτογραφίες κάμερας υψηλής ταχύτητας) (Heywood, 1988)	36
Εικόνα 3-8 Κύρια σημεία ενός κοιλώματος εμβόλου (Melas, 2003)	38
Εικόνα 3-9 Έμβολο κινητήρα Ford Puma με τα σημεία πρόσκρουσης των έξι οπών του εγχυτήρα (Melas, 2003)	39
Εικόνα 3-10 Δημιουργία αιθάλης. $\Phi = 0,7 - 1 \text{ mm}$ (πλούσια σχέση ισορροπίας, σύμφωνα με τη σχέση $\phi = (A/F)/(A/F)_{st}$ (Melas, 2003).....	43
Εικόνα 3-11 Στάδια δημιουργίας σωματιδίων (Heywood, 1988).....	44
Εικόνα 3-12 Μητρικό και μονωμένο έμβολο (Higelin and Charlet, 1995)	58
Εικόνα 3-13 Κατανομή θερμοκρασίας στο μητρικό και το μονωμένο έμβολο (Higelin and Charlet, 1995).....	59
Εικόνα 4-1 Διάγραμμα πειραματικής διάταξης (1 - Υδραυλικό Δυναμόμετρο, 2 - Κινητήρας, 3 - Αναλυτής Καυσαερίων, 4 - Φίλτρο Αέρος, 5 - Αντλία Καυσίμου, 6 - Μετρητής Κατανάλωσης Καυσίμου, 7 - Δοχείο Καυσίμου Πετρελαίου, 8 - Δοχείο Εναλλακτικού Καυσίμου, 9 - Αισθητήρας μέτρησης ροής αέρα, 10 - Αισθητήρας θερμοκρασίας ελαίου λιπανσης κινητήρα, 11 - Αισθητήρας θερμοκρασίας καυσαερίων, 12 - Μετρητής ταχύτητας περιστροφής κινητήρα).....	88
Εικόνα 4-2 Κινητήρας πειραματικής διάταξης	89
Εικόνα 4-3 Υδραυλικό Δυναμόμετρο σε σχέση με τον κινητήρα.....	90
Εικόνα 4-4 Αρχή λειτουργίας υδραυλικού δυναμομέτρου	91
Εικόνα 4-5 Δυναμοκυψέλη του υδραυλικού δυναμομέτρου	92
Εικόνα 4-6 Βάση ελέγχου δυναμομέτρου.....	93
Εικόνα 4-7 Αισθητήρας εγγύτητας καταγραφής της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα	93
Εικόνα 4-8 Οπτικός μετρητής καταγραφής της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα	94
Εικόνα 4-9 Ψηφιακό βαρόμετρο	95
Εικόνα 4-10 Θερμοζεύγη για καταγραφή της ατμοσφαιρικής θερμοκρασίας.....	95
Εικόνα 4-11 Σταυροειδής άξονας σύνδεσης υδραυλικού δυναμομέτρου και κινητήρα	95
Εικόνα 4-12 Δοχείο Πετρελαίου (Αριστερά) και δοχείο εναλλακτικού καυσίμου (Δεξιά).....	96
Εικόνα 4-13 Μετρητική Διάταξη κατανάλωσης καυσίμου	97
Εικόνα 4-14 Ογκομετρικός σωλήνας	98
Εικόνα 4-15 Χρονόμετρο χειρός	98
Εικόνα 4-16 Συσκευή προθέρμανσης φυτικού ελαίου.....	99
Εικόνα 4-17 Εγκατεστημένα Θερμοζεύγη.....	101
Εικόνα 4-18 Λειτουργία των πιεζοστατών (strain-gauges)	103
Εικόνα 4-19 Εγκατεστημένοι Μεταδότες Πίεσεως	103
Εικόνα 4-20 Λειτουργία θερμικού αισθητήρα ροής	104
Εικόνα 4-21 Θερμικό ροόμετρο	105
Εικόνα 4-22 Καταγραφείς Δεδομένων και πάροχος ηλεκτρικού ρεύματος 24V	105
Εικόνα 4-23 Καταγραφέας θερμοκρασιών TC-09 της εταιρίας PICO Technology, UK.	106
Εικόνα 4-24 Καταγραφέας γενικής χρήσης ADC-24 της εταιρίας PICO Technology, UK.	107

Εικόνα 4-25 Αναλυτής Καυσαερίων.....	108
Εικόνα 4-26 Αισθητήρας NDIR.....	110
Εικόνα 4-27 Θερμοζεύγος μέτρησης θερμοκρασίας αέρα περιβάλλοντος (α) ανιχνευτής (probe) (β) τοποθετημένος ανιχνευτής στην οπή πρόσθεση λιπαντικού ελαίου.....	111
Εικόνα 4-28 Θερμοζεύγος μέτρησης θερμοκρασίας καυσαερίων (α) ανιχνευτής (probe) (β) τοποθετημένος ανιχνευτής στην εξάτμιση.....	111
Εικόνα 4-29 Θερμοζεύγος μέτρησης θερμοκρασίας λιπαντικού ελαίου (α) ανιχνευτής (probe) (β) τοποθετημένος ανιχνευτής στην οπή πρόσθεση λιπαντικού ελαίου.....	111
Εικόνα 4-30 Προσαρμογή σωλήνα δειγματοληψίας.....	112
Εικόνα 4-31 Μηχανή έκθλιψης φυτικών ελαίων.....	113
Εικόνα 4-32 Μηχανισμός έκθλιψης φυτικού ελαίου από ελαιούχους σπόρους με ατέρμονα κοχλία.....	114
Εικόνα 4-33 Φίλτρο πολλαπλών επιπέδων ελάχιστης διαμέτρου οπών 1μm.....	114
Εικόνα 4-34 Διάταξη φιλτραρίσματος φυτικών ελαίων.....	115
Εικόνα 4-35 Ιξωδόμετρο Ubbelohde.....	116
Εικόνα 5-1 Μηχανισμός παραγωγής ενέργειας.....	121
Εικόνα 9-1 Ιεραρχική δομή της κατάταξης του συνδυασμού Καυσίμου/IT/IP (3 Σενάρια, 5 Κριτήρια, 5 Χαρακτηριστικά για κάθε κριτήριο).....	189
Εικόνα 9-2 Παράδειγμα δένδρου ιεραρχίας, όπου στην κορυφή της ιεραρχίας τίθεται ο στόχος του προβλήματος, το οποίο διαιρείται σε 4 υπο-προβλήματα (κριτήρια). Κάθε κριτήριο αποτελείται από 3 χαρακτηριστικά.....	191
Εικόνα 10-1 Υδατοπαγίδες πριν (α) και μετά (β) την δοκιμή διάρκειας 42 h.....	229
Εικόνα 10-2 Φίλτρο καυσίμου μετά την δοκιμή διάρκειας 42 h.....	230
Εικόνα 10-3 Ακροφύσιο του εγχυτήρα του κυλίνδρου Α σε τρεις μεγεθύνσεις μετά τη δοκιμή διάρκειας 42 h.....	231
Εικόνα 10-4 (α) Συσκευή μέτρησης πίεσης έγχυσης των εγχυτήρων (β) δοκιμή των τεσσάρων εγχυτήρων μετά τη δοκιμή διάρκειας 42 h.....	232
Εικόνα 10-5 Αποσυναρμολογημένοι εγχυτήρες μετά την δοκιμή 42 h.....	232
Εικόνα 10-6 Βελόνα των τεσσάρων εγχυτήρων μετά τη δοκιμή διάρκειας 42 h.....	233
Εικόνα 11-1 Σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR).....	244
Εικόνα 11-2 Σύστημα επιλεκτικής καταλυτικής μείωσης (SCR).....	244
Εικόνα 11-3 Συνδυασμένη χρήση ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR) και επιλεκτικής καταλυτικής μείωσης (SCR).....	245
Εικόνα E-0-1 Ακροφύσιο του εγχυτήρα του κυλίνδρου Β σε τρεις μεγεθύνσεις μετά τη δοκιμή διάρκειας 42 h.....	273
Εικόνα E-0-2 Ακροφύσιο του εγχυτήρα του κυλίνδρου Γ σε τρεις μεγεθύνσεις μετά τη δοκιμή διάρκειας 42 h.....	274
Εικόνα E-0-3 Ακροφύσιο του εγχυτήρα του κυλίνδρου Δ σε τρεις μεγεθύνσεις μετά τη δοκιμή διάρκειας 42 h.....	275

Κατάλογος Διαγραμμάτων

Διάγραμμα 1-1 Κατανάλωση Ενέργειας ανά τομέα για την ΕΕ-25 για την περίοδο 1990 – 2006.....	3
Διάγραμμα 1-2 Παγκόσμια κατανάλωση Πετρελαίου	4
Διάγραμμα 1-3 Παγκόσμια μείωση αποθεμάτων ανά χώρα παραγωγής	5
Διάγραμμα 1-4 Μεταβολή των παγκόσμιων πετρελαϊκών αποθεμάτων σύμφωνα με τον Hubbert	6
Διάγραμμα 1-5 Εξέλιξη της ατμοσφαιρικής συγκέντρωσης σε CO ₂ (1960 – 2010).....	7
Διάγραμμα 1-6 Θερμοκρασιακή ανωμαλία λόγω ανθρώπινης παρέμβασης στο περιβάλλον	7
Διάγραμμα 1-7 Συνδυαστικό γράφημα θερμοκρασιακής ανόδου και αύξησης της συγκέντρωσης CO ₂ στην ατμόσφαιρα (η μπλε γραμμή αναπαριστά την αύξηση του CO ₂ , ενώ η κόκκινη γραμμή αναπαριστά την αύξηση θερμοκρασίας)	8
Διάγραμμα 1-8 Τιμή αργού πετρελαίου (Περιοδικότητας τιμών κατά προσέγγιση)	9
Διάγραμμα 3-1 Ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας ενός τυπικού κινητήρα άμεσης έγχυσης ανάφλεξης συμπίεσης, όπου διαχωρίζονται οι τρεις φάσεις (α. έναρξη έγχυσης, a-b. περίοδος υστέρησης ανάφλεξης, b-c. φάση προμεμιγμένης καύσης, c-d. φάση καύσης ελεγχόμενης μίξης, d-e. φάση βραδείας καύσης). Το SOI είναι η έναρξη της έγχυσης και το EOI είναι το τέλος της έγχυσης (Heywood, 1988)	26
Διάγραμμα 3-2 Επίδραση περιδίνησης στην μέγιστη πίεση κυλίνδρου (όσο αυξάνει η περιδίνηση, αυξάνει και η πίεση κυλίνδρου) (Ricardo and Hempson, 1968)	30
Διάγραμμα 3-3 Εξέλιξη της απόστασης δρομέα – στάτη σε μια περιστρεφόμενη αντλία καυσίμου σε σχέση με τον χρόνο σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας (Higelin, 1992)	47
Διάγραμμα 3-4 Διακύμανση τιμής πετρελαίου στην περίοδο 1861 – 2007.....	54
Διάγραμμα 4-1 Διάγραμμα λειτουργίας εξωτερικής διάταξης προθέρμανσης του εναλλακτικού καυσίμου ..	100
Διάγραμμα 6-1 Μέτρηση ιξώδους για πετρέλαιο κίνησης και τρία φυτικά έλαια (ηλιέλαιο, κραμβέλαιο, βαμβακέλαιο).....	130
Διάγραμμα 6-2 Ισχύς & Ροπή του κινητήρα με καύσιμο πετρέλαιο κίνησης	132
Διάγραμμα 6-3 Ωριαία Κατανάλωση Καυσίμου (BHFC) και Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου (BSFC) του κινητήρα με καύσιμο πετρέλαιο κίνησης.....	133
Διάγραμμα 6-4 Θερμική Απόδοση του κινητήρα με καύσιμο πετρέλαιο κίνησης.....	134
Διάγραμμα 6-5 Εκπομπές οξειδίων του αζώτου & διοξειδίου του άνθρακα του κινητήρα με καύσιμο πετρέλαιο κίνησης.....	134
Διάγραμμα 6-6 Περιεκτικότητα οξυγόνου στα καυσαέρια και συντελεστής Lambda του κινητήρα με καύσιμο πετρέλαιο κίνησης.....	135
Διάγραμμα 6-7 Σύγκριση παραγωγής ισχύος μεταξύ πετρελαίου κίνησης και των τριών φυτικών ελαίων....	136
Διάγραμμα 6-8 Σύγκριση παραγωγής ροπής μεταξύ πετρελαίου κίνησης και των τριών φυτικών ελαίων	137
Διάγραμμα 6-9 Σύγκριση ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (BSFC) μεταξύ πετρελαίου κίνησης και των τριών φυτικών ελαίων	139
Διάγραμμα 6-10 Σύγκριση θερμικής απόδοσης του κινητήρα (ΘΑ) μεταξύ πετρελαίου κίνησης και των τριών φυτικών ελαίων	140
Διάγραμμα 6-11 Σύγκριση θερμοκρασίας καυσαερίων του κινητήρα (EGT) μεταξύ πετρελαίου κίνησης και των τριών φυτικών ελαίων.....	142
Διάγραμμα 6-12 Σύγκριση οξειδίων του αζώτου του κινητήρα (NO _x) μεταξύ πετρελαίου κίνησης και των τριών φυτικών ελαίων	143
Διάγραμμα 6-13 Σύγκριση διοξειδίου του άνθρακα του κινητήρα (CO ₂) μεταξύ πετρελαίου κίνησης και των τριών φυτικών ελαίων	145
Διάγραμμα 7-1 Σύγκριση παραγόμενης ισχύος των εναλλακτικών καυσίμων σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης για τις εννέα (9) διαφορετικές ρυθμίσεις κινητήρα	153
Διάγραμμα 7-2 Σύγκριση παραγόμενης ροπής των εναλλακτικών καυσίμων σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης για τις εννέα (9) διαφορετικές ρυθμίσεις κινητήρα	154
Διάγραμμα 7-3 Σύγκριση Ειδικής Κατανάλωσης (BSFC) των εναλλακτικών καυσίμων σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης για τις εννέα (9) διαφορετικές ρυθμίσεις κινητήρα.....	157

Διάγραμμα 7-4 Σύγκριση παραγόμενης Θερμικής Απόδοσης (ΘΑ) των εναλλακτικών καυσίμων σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης για τις εννέα (9) διαφορετικές ρυθμίσεις κινητήρα.....	159
Διάγραμμα 7-5 Σύγκριση εκπομπών NO _x των εναλλακτικών καυσίμων σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης για τις εννέα (9) διαφορετικές ρυθμίσεις κινητήρα.....	161
Διάγραμμα 7-6 Σύγκριση εκπομπών CO ₂ των εναλλακτικών καυσίμων σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης για τις εννέα (9) διαφορετικές ρυθμίσεις κινητήρα.....	163
Διάγραμμα 8-1 Διάγραμμα ροής της αλυσίδας κύκλου ζωής παραγωγής και κατανάλωσης ηλιελαίου (Well to Wheel).....	168
Διάγραμμα 8-2 Ενεργειακές απαιτήσεις (MJ πρωτογενή/MJ ηλιελαίου) για τις τρεις εκμεταλλεύσεις.....	177
Διάγραμμα 8-3 Εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου (GHG) (g CO ₂ eq/MJ ηλιελαίου) για τις τρεις εκμεταλλεύσεις σύμφωνα με την μέθοδο ενεργειακής κατανομής.....	179
Διάγραμμα 8-4 Συνολική εξοικονόμηση ενέργειας (%) για τα καύσιμα ηλιελαίου όταν αντικαθιστούν το πετρέλαιο κίνησης (τρεις εκμεταλλεύσεις και τέσσερα εναλλακτικά καύσιμα).....	182
Διάγραμμα 8-5 Σύνολο εξοικονόμησης εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου (%) για τις τρεις εκμεταλλεύσεις και τα τέσσερα εναλλακτικά καύσιμα σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης.....	183
Διάγραμμα 9-1 Κατάταξη συνδυασμών Καυσίμου/ΙΤ/ΙΡ χρησιμοποιώντας την μέθοδο AHP (Σενάριο 1) ..	200
Διάγραμμα 9-2 Κατάταξη συνδυασμών Καυσίμου/ΙΤ/ΙΡ χρησιμοποιώντας την μέθοδο AHP (Σενάριο 2) ..	200
Διάγραμμα 9-3 Κατάταξη συνδυασμών Καυσίμου/ΙΤ/ΙΡ χρησιμοποιώντας την μέθοδο AHP (Σενάριο 3) ..	201
Διάγραμμα 9-4 Κατάταξη συνδυασμών Καυσίμου/ΙΤ/ΙΡ χρησιμοποιώντας την μέθοδο TOPSIS (Σενάριο 1) ..	207
Διάγραμμα 9-5 Κατάταξη συνδυασμών Καυσίμου/ΙΤ/ΙΡ χρησιμοποιώντας την μέθοδο TOPSIS (Σενάριο 2) ..	208
Διάγραμμα 9-6 Κατάταξη συνδυασμών Καυσίμου/ΙΤ/ΙΡ χρησιμοποιώντας την μέθοδο TOPSIS (Σενάριο 3) ..	208
Διάγραμμα 10-1 Μεταβολή Θερμοκρασίας Ψυκτικού Υγρού κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h.....	219
Διάγραμμα 10-2 Μεταβολή Θερμοκρασίας Λιπαντικού Ελαίου κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h ..	219
Διάγραμμα 10-3 Μεταβολή Θερμοκρασίας Καυσαερίων κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h	220
Διάγραμμα 10-4 Μεταβολή Ροπή Στρέψης κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h.....	221
Διάγραμμα 10-5 Μεταβολή Ροπή Στρέψης κατά τη διάρκεια των τελευταίων 35 h.....	221
Διάγραμμα 10-6 Μεταβολή Ισχύος κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h.....	222
Διάγραμμα 10-7 Μεταβολή Ισχύος κατά τη διάρκεια των τελευταίων 35 h	223
Διάγραμμα 10-8 Μεταβολή BSFC κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h.....	224
Διάγραμμα 10-9 Μεταβολή BSFC κατά τη διάρκεια των τελευταίων 35 h	224
Διάγραμμα 10-10 Μεταβολή Θερμικής Απόδοσης κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h	225
Διάγραμμα 10-11 Μεταβολή Θερμικής Απόδοσης κατά τη διάρκεια των τελευταίων 35 h	226
Διάγραμμα 10-12 Μεταβολή Οξειδίων του Αζώτου (NO _x) κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h	227
Διάγραμμα 10-13 Μεταβολή Οξειδίων του Αζώτου (NO _x) κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 35 h	227
Διάγραμμα 10-14 Μεταβολή Διοξειδίου του Άνθρακα (CO ₂) κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h ..	228
Διάγραμμα 10-15 Μεταβολή Διοξειδίου του Άνθρακα (CO ₂) κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h ..	228

Κατάλογος Συμβόλων

C	Άνθρακας	Carbon
CH ₄	Μεθάνιο	Methane
CO	Μονοξείδιο του Άνθρακα	Carbon Monoxide
CO ₂	Διοξείδιο του Άνθρακα	Carbon Dioxide
d	Πυκνότητα	Density
H	Υδρογόνο	Hydrogen
H ₂ O	Νερό	Water
HC	Άκαυστοι Υδρογονάνθρακες	HydroCarbons
K ₂ O	Οξείδιου του Καλίου	Potassium Oxide
m	Mass	Μάζα
N	Άζωτο	Nitrogen
N ₂	Μόριο αζώτου	Nitrogen molecule
N ₂ O	Νιτρώδες Οξείδιο	Nitrous Oxide
NO	Μονοξείδιο του Αζώτου	Nitrogen Monoxide
NO ₂	Διοξείδιο του Αζώτου	Nitrogen Dioxide
NO _x	Οξείδια του Αζώτου	Nitrogen Oxides
O	Οξυγόνο	Oxygen
O ₂	Μόριο Οξυγόνου	Oxygen Molecule
P ₂ O ₅	Πεντοξείδιο του Φωσφόρου	Phosphorus Pentoxide
P	Ισχύς	Power
T	Ροπή	Torque
V	Τάση	Voltage
v	Ταχύτητα	Velocity

Κατάλογος Συντομογραφιών

Λατινικά

AHP	Αναλυτική Διαδικασία Ιεράρχησης	Analytic Hierarchy Process
ARTEMIS	Μοντέλα Αξιολόγησης και Αξιοπιστίας Εκπομπών Μεταφορών και Συστήματα Απογραφής	Assessment and Reliability of Transport Emission Models and Inventory Systems
BFCE	Απόδοση Μετατροπής Καυσίμου	Brake Fuel Conversion Efficiency
BHFC	Ωριαία Κατανάλωση Καυσίμου	Brake Hourly Fuel Consumption
BMEP	Μέση αποδοτική πίεση	Brake Mean Effective Pressure
BSFC	Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου	Brake Specific Fuel Consumption
CA	Γωνία Στροφαλοφόρου Άξονα	Crank Angle
CI	Ανάφλεξη Συμπιέσης	Compression Ignition
CI	Δείκτης Συνέπειας	Consistency Index
CJC	Αντιστάθμιση Κρύου Κόμβου	Cold Junction Compensation
CR	Αναλογία Συνέπειας	Consistency Ratio
DI	Άμεσης Έγχυσης	Direct Injection
DM	Λήπιτης Αποφάσεων	Decision Maker
EGR	Ανακυκλοφορία Καυσαερίων	Exhaust Gas Recirculation
$E_{in, Fossil, Prim}$	Μη ανανεώσιμη Πρωτογενής Ενεργειακή Απαιτήση	Introduced fossil primary energy
E_{req}	Ενεργειακές Απαιτήσεις	Energy Requirements
ETBE	Αιθυλο-Τριτοταγής-Βουτυλαιθέρας	Ethyl Tertiary Butyl Ether
FAME	Μεθυλεστέρες Λιπαρών Οξέων	Fatty Acid Methyl Ester
FEC	Τελικό Περιεχόμενο Ενέργειας Βιοκαυσίμου	Fuel Energy Content
FU	Λειτουργική Μονάδα	Functional Unit
GHGs	Αέρια του Θερμοκηπίου	Greenhouse Gases
GWP	Πιθανότητα Υπερθέρμανσης του Πλανήτη	Global Warming Potential
HHV	Ανώτερη Θερμογόνος Δύναμη	Higher Heating Value
IDI	Έμμεσης Έγχυσης	Indirect Injection
IP	Βάθος Έγχυσης	Injector Protrusion
IPCC	Διακοβερνητική Επιτροπή για την Κλιματική Αλλαγή	Intergovernmental Panel on Climate Change
IT	Χρονισμός Έγχυσης	Injection Timing
K_2O	Οξείδιο του Καλίου	Potassium Oxide

LCIA	Αξιολόγηση Επιπτώσεων Κύκλου Ζωής	Life Cycle Impact Assessment
MCDM	Πολλαπλών Κριτηρίων Λήψη Αποφάσεων	Multi Criteria Decision Making
MTBE	Μεθυλο-Τριτοταγής-Βουτυλαιθέρας	Methyl Tertiary Butyl Ether
NDIR	Υπέρυθρη Ακτινοβολία μη Διασποράς	Non Dispersive Infra Red
NEDC	Νέος Ευρωπαϊκός Κύκλος Οδήγησης	New European Driving Cycle
NIS	Αρνητική Ιδανική Λύση	Negative Ideal Solution
P ₂ O ₅	Πεντοξειδίο του Φωσφόρου	Phosphorus Pentoxide
PIS	Θετική Ιδανική Λύση	Positive Ideal Solution
PM	Μικροσωματίδια	Particulate Matter
ppm	Μέρη στο Εκατομμύριο	Parts per Million
PWCM	Μήτρα Σύγκρισης ανά Ζεύγος	PairWise Comparison Matrix
P _{αέρα}	Πίεση Ατμοσφαιρικού αέρα	
RDP	Περιστροφική αντλία καυσίμου	Rotary Distribution Pump
RFI	Συντελεστή Κατάταξης	Ranking Index Factor
rpm	Στροφές ανά Λεπτό	Revolutions per Minute
SCR	Επιλεκτική καταλυτική μείωση	Selective Catalytic Reduction
TDC	Άνω Νεκρό Σημείο	Top Dead Centre
TOPSIS	Ταξινόμησης κατά ομοιότητα με την ιδανική κατάσταση	Technique for Order Preference by Similarity to the Ideal Solution
T _{water}	Θερμοκρασία Ψυκτικού Υγρού	
T _{gas}	Θερμοκρασία Καυσαερίων	
T _{oil}	Θερμοκρασία Λιπαντικού Ελαίου	
T _{αέρα}	Θερμοκρασία Ατμοσφαιρικού Αέρα	

Ελληνικά

A/K	Σχέση Αέρα/Καυσίμου
AKZ	Ανάλυση Κύκλου Ζωής
AΦΕ	Αμιγή Φοτικά Έλαια
BM	Βαμβακέλαιο
ΕΕ	Ευρωπαϊκή Ένωση
ΗΛ	Ηλιέλαιο
ΘΑ	Θερμική Απόδοση
ΚΡ	Κραμβέλαιο
ΠΚ	Πετρέλαιο Κίνησης

Κεφάλαιο 1:

Εισαγωγή

1 Εισαγωγή

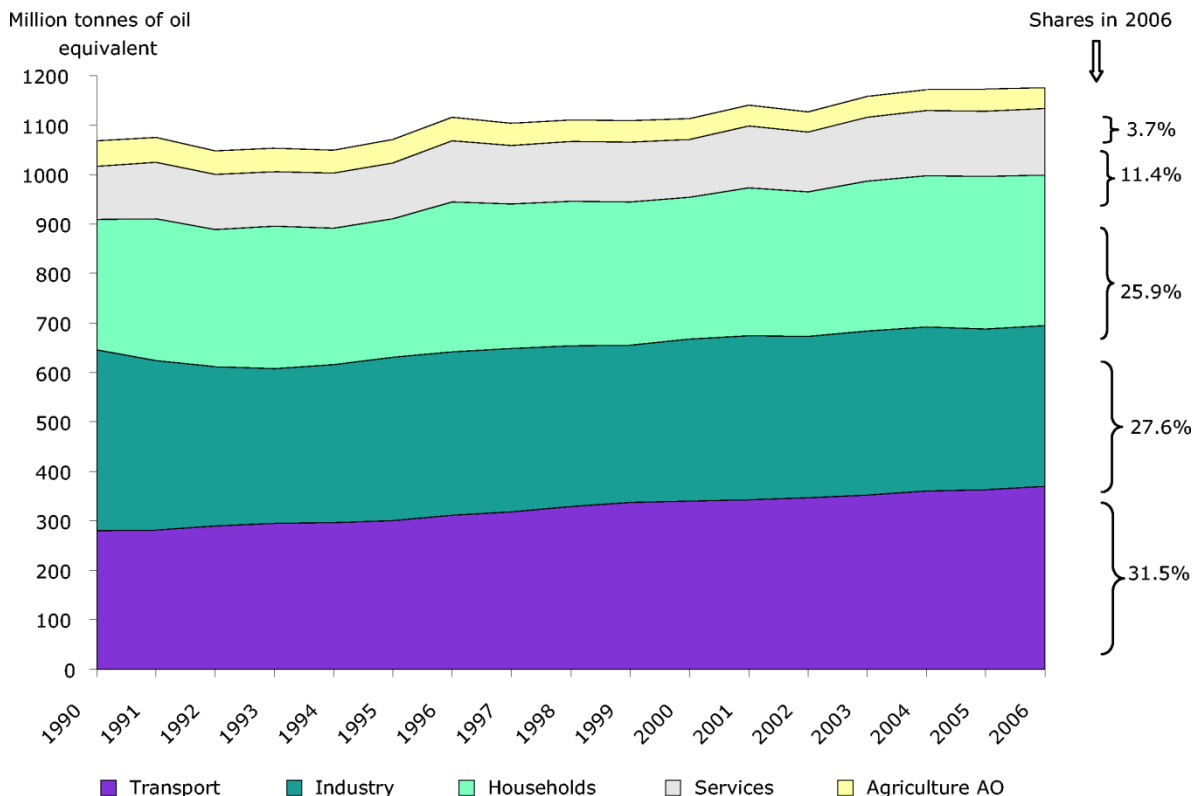
1.1 Τα Ορυκτά Καύσιμα και οι επιπτώσεις τους

1.1.1 Εισαγωγή

Τα ορυκτά καύσιμα έκαναν αισθητή την παρουσία τους κατά την βιομηχανική επανάσταση στα μέσα του 18^{ου} αιώνα (1760 και μετά). Αρχικά, χρησιμοποιήθηκε ο άνθρακας για την παραγωγή θερμότητας και ενέργειας, ενώ στις μεταφορές εμφανίστηκε η ατμομηχανή που ήταν ένα κινητήρα εξωτερικής καύσης που χρησιμοποιούσε άνθρακα για να ατμοποιήσει νερό, του οποίου ο ατμός ήταν το μέσο κίνησης ενός εμβόλου που παλινδρομώντας περιέστρεφε τους τροχούς του οχήματος μέσω ενός στρόφαλου τμήματος.

Όμως, η εκτενής είσοδος των ορυκτών καυσίμων στις μεταφορές άρχισε με τον σχεδιασμό και εφαρμογή των κινητήρων εσωτερικής καύσης που είχαν την δυνατότητα προσαρμογής τους σε οχήματα μικρού μεγέθους. Ο Nikolaus August Otto σχεδίασε και παρήγαγε τον πρώτο κινητήρα εσωτερικής καύσης ανάφλεξης σπινθήρα με καύσιμο την βενζίνη (1876), ενώ ο Rudolf Diesel εφηύρε τον κινητήρα εσωτερικής καύσης ανάφλεξης συμπίεσης με καύσιμο το πετρέλαιο (1893), οι οποίοι είναι και οι κινητήρες που έχουν κυριαρχήσει στις μεταφορές μέχρι σήμερα.

Η χρήση ορυκτών καυσίμων στις μεταφορές, σε συνδυασμό με την αύξηση των αυτοκινούμενων οχημάτων παγκοσμίως, είχαν ως αποτέλεσμα την σημαντική αύξηση του μεριδίου των μεταφορών στην κατανάλωση ενέργειας, η οποία άγγιξε το 2006 το 31.5% της συνολικής ενέργειας στην Ευρωπαϊκή Ένωση (Διάγραμμα 1-1). Αν αναλογιστούμε ότι σε αυτόν τον τομέα κατανάλωσης, σχεδόν όλη η ενέργεια αφορά υγρά ορυκτά καύσιμα, μπορούμε να καταλάβουμε τη σημασία που έχει στα αποθέματα αυτών των καυσίμων, αλλά και στην επίδρασή τους στο περιβάλλον.



Διάγραμμα 1-1 Κατανάλωση Ενέργειας ανά τομέα για την ΕΕ-25 για την περίοδο 1990 - 2006

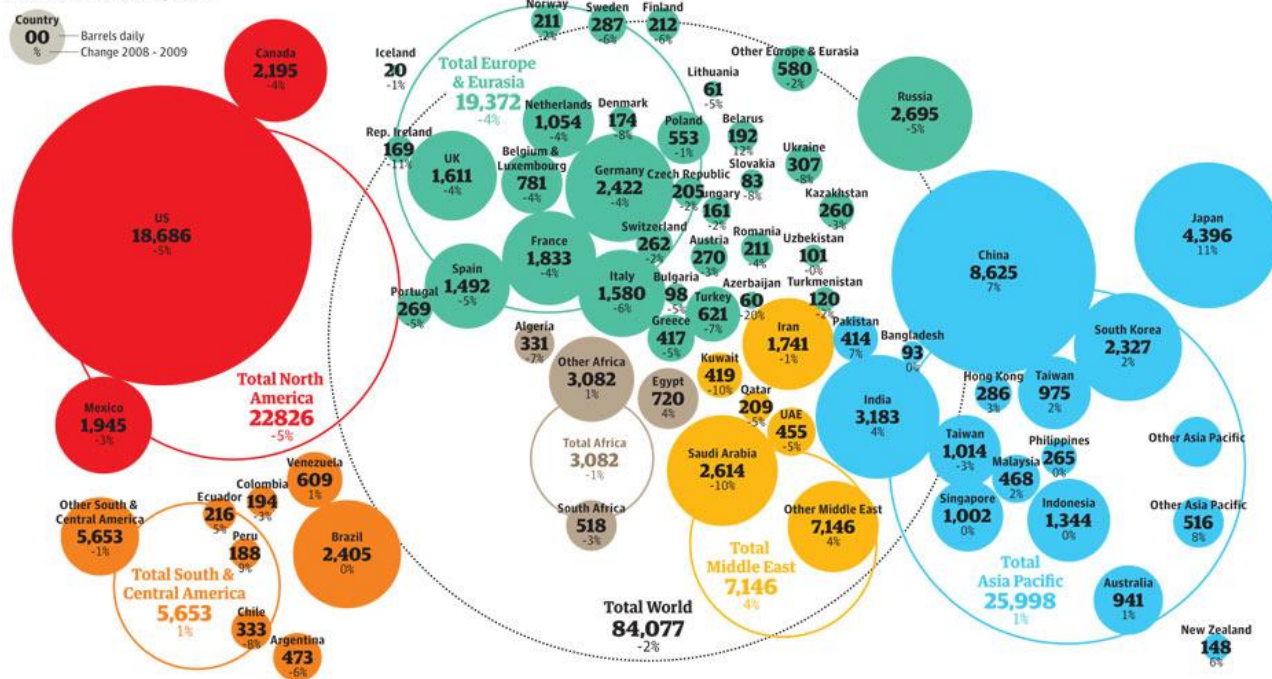
Πηγή: <http://www.eea.europa.eu/data-and-maps/figures/final-energy-consumption-by-sector-in-the-eu-27-1990-2006>

1.1.2 Εξάντληση Ορυκτών Καυσίμων

Ο κλάδος των μεταφορών, σε συνδυασμό με τους υπόλοιπους καταναλωτές υγρών καυσίμων είναι η αιτία μείωσης των αποθεμάτων πετρελαίου παγκοσμίως. Όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 1-2, η παγκόσμια κατανάλωση πετρελαίου είχε σημαντικές διακυμάνσεις στην περίοδο 1965 - 2009, οι οποίες όμως δεν επηρέασαν την συνολική τάση αύξησης της κατανάλωσής του. Έτσι, το 2009 έφτασε τα 84077 εκατομμύρια βαρέλια, με τις Ηνωμένες Πολιτείες της Αμερικής να κρατούν τα ινία στην κατανάλωση παγκοσμίως με 22.2% του συνόλου, ακολουθούμενες από την Ευρωπαϊκή Ένωση (14.5%), την Κίνα (10.2%) και την Ιαπωνία (5.2%). Αυτή η αναλογία δείχνει πως οι τέσσερις αυτοί καταναλωτές αντιστοιχούν σε περισσότερο από το 50% το συνόλου της κατανάλωσης.

Oil consumption around the world

Thousand barrels daily 2009



SOURCE: BP STATISTICAL REVIEW OF WORLD ENERGY

World oil consumption
Thousand barrels daily, 1965 - 2009

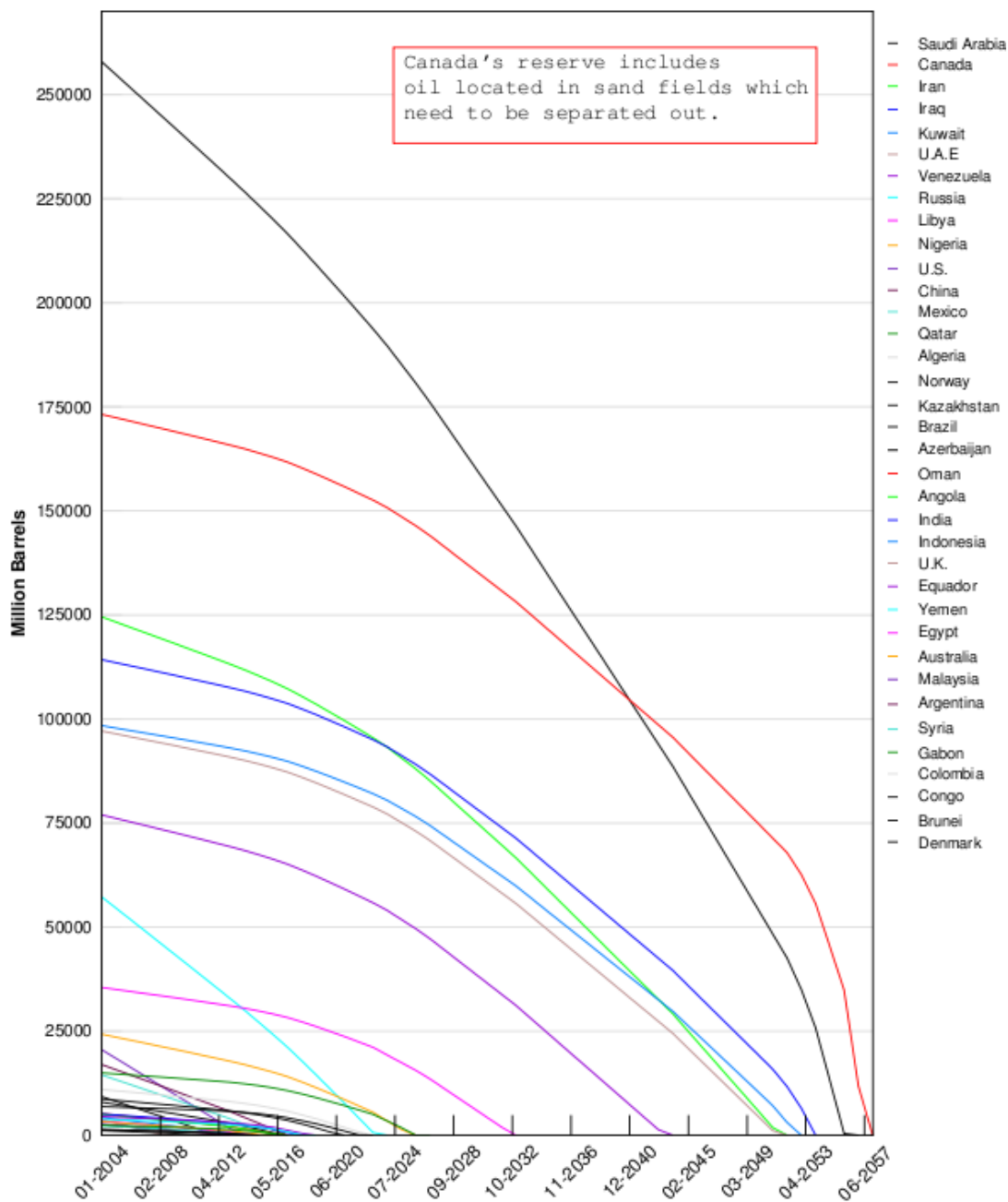


Διάγραμμα 1-2 Παγκόσμια κατανάλωση Πετρελαίου
Πηγή: http://energyissues.blogharbor.com/blog/_archives/2011/10/20/4922902.html

Σύμφωνα με ένα μοντέλο του περιοδικού National Geographic (Διάγραμμα 1-3), η μείωση των παγκόσμιων αποθεμάτων είναι σταθερή και προβλέπεται πως η εξάντληση των αποθεμάτων θα συμβεί περί το 2057. Συγκεκριμένα, το μοντέλο αυτό κάνει την υπόθεση ότι η κατανάλωση πετρελαίου παραμένει σταθερή στα επίπεδα του 2004 των 80 εκατομμυρίων βαρελιών ανά ημέρα. Ωστόσο, η παγκόσμια κατανάλωση του πετρελαίου (Διάγραμμα 1-2) έχει ξεπεράσει τα 84 εκατομμύρια βαρέλια ανά ημέρα. Το μοντέλο αυτό επίσης προϋποθέτει την αύξηση παραγωγής στις χώρες μεγάλων αποθεμάτων όταν εξαντληθούν τα αποθέματα των χωρών χαμηλού δυναμικού.

World Oil Depletion Per Major Producer

Reserves: 1,250B; Depletion: 23.3B/year; Source: 'National Geographic' 6/2004

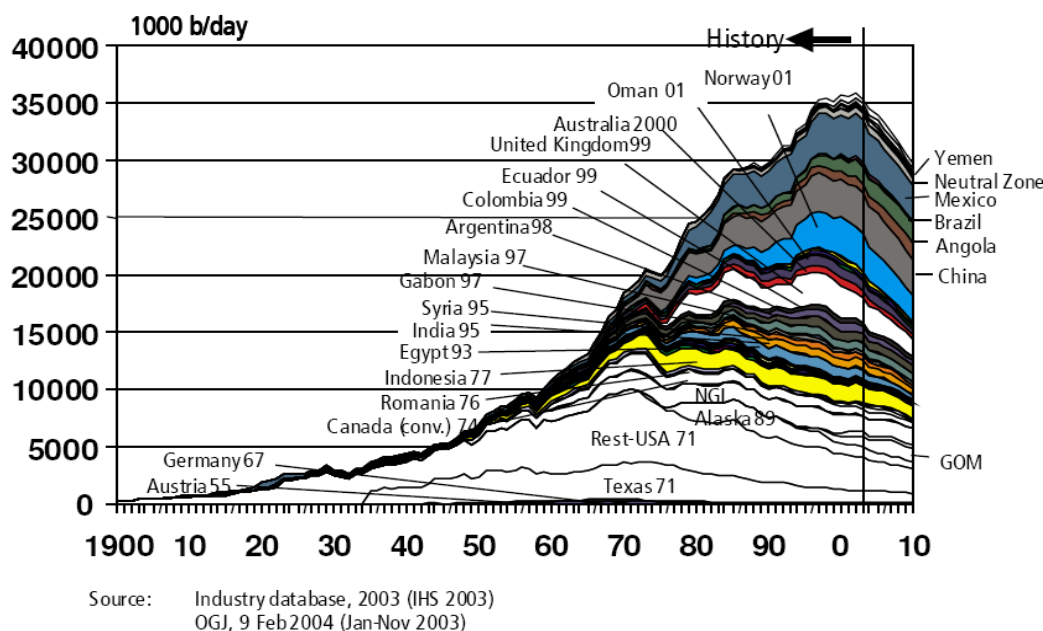


Διάγραμμα 1-3 Παγκόσμια μείωση αποθεμάτων ανά χώρα παραγωγής

Πηγή: http://en.wikipedia.org/wiki/Oil_depletion

Μια άλλη μελέτη που έγινε από την Information Handling Services Inc. (IHS) το 2003 και βασίστηκε στην θεωρία του Hubbert (Oil Peak Theory) έδειξε πως για τις χώρες

εκτός OPEC και πρώην Σοβιετικής Ένωσης η μείωση των αποθεμάτων τους είναι αναπόφευκτη (Διάγραμμα 1-4).



Διάγραμμα 1-4 Μεταβολή των παγκόσμιων πετρελαϊκών αποθεμάτων σύμφωνα με τον Hubbert

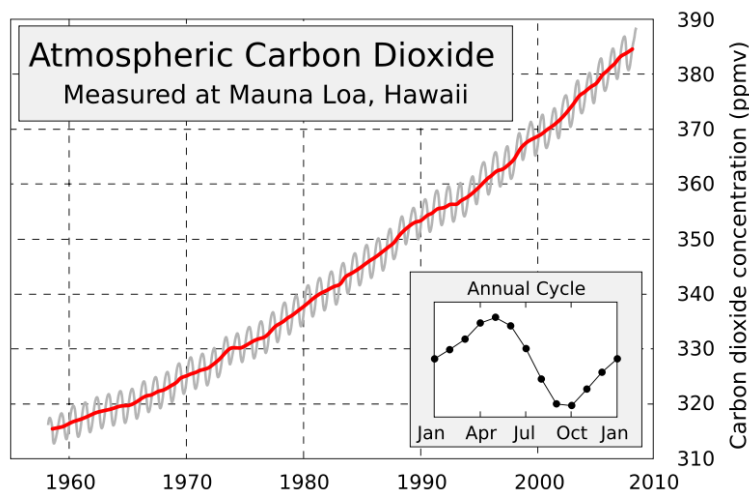
Πηγή: IHS, 2003

Έτσι, φαίνεται πως η εξάντληση των φυσικών πόρων σε ορυκτά καύσιμα είναι πολύ πιθανή και ο μακροχρόνιος ενεργειακός σχεδιασμός της ανθρωπότητας δεν μπορεί να βασιστεί αποκλειστικά σε αυτό τον πόρο.

1.1.3 Περιβαλλοντικές Επιπτώσεις Χρήσης Ορυκτών Καυσίμων

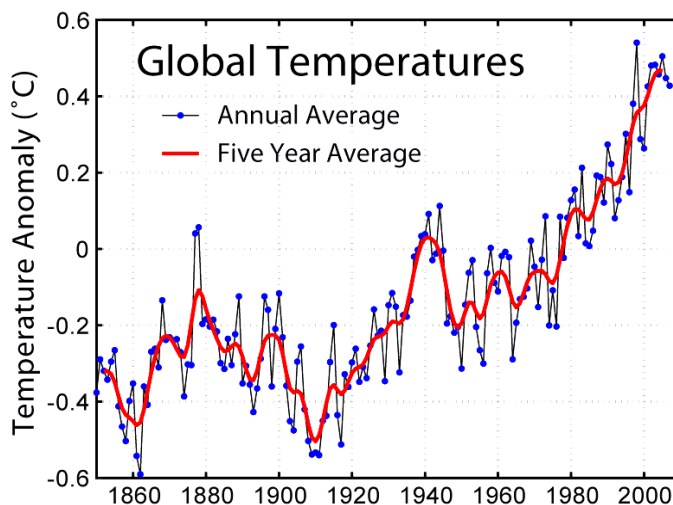
Επίσης, πρέπει να αναφερθεί πως η καύση των ορυκτών καυσίμων απελευθερώνει στην ατμόσφαιρα διοξείδιο του άνθρακα (CO_2). Η ποσότητα του CO_2 που υπάρχει στην ατμόσφαιρα επιδρά άμεσα στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Η έρευνα της συγκέντρωσης του CO_2 στην ατμόσφαιρα στις πολικές περιοχές έδειξε καθαρά πως υπάρχει αύξηση της συγκέντρωσής του, η οποία εξελίσσεται με εκθετικό ρυθμό μετά την έναρξη της βιομηχανικής επανάστασης.

Σύμφωνα με μετρήσεις που διενεργήθηκαν στο παρατηρητήριο Mauna Loa της Χαβάης η αύξηση του CO_2 έφτασε το 21.5% την περίοδο 1960 - 2008 (Διάγραμμα 1-5).



Διάγραμμα 1-5 Εξέλιξη της ατμοσφαιρικής συγκέντρωσης σε CO₂ (1960 – 2010)
 Πηγή: http://en.m.wikipedia.org/wiki/File:Mauna_Loa_Carbon_Dioxide-en.svg

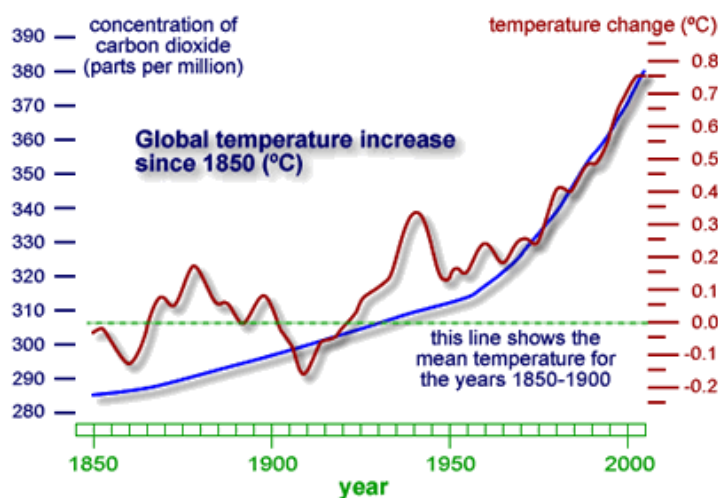
Στις αρχές της δεκαετίας του 1990, οι πιο απαισιόδοξοι επιστήμονες (Higelin, 1992) επισήμαιναν ότι αν συνεχιστεί η αύξηση της συγκέντρωσης του CO₂ με το υφιστάμενο ρυθμό, τότε θα αυξηθεί η θερμοκρασία της Γης κατά 1 °C μέχρι το 2010. Μια τέτοια θερμοκρασιακή μεταβολή θα επέφερε τήξη των πάγων στους πόλους της Γης και θα μετέβαλε σημαντικά την οικολογική ισορροπία του πλανήτη. Η πρόβλεψη αυτή έχει σχεδόν επιβεβαιωθεί (Διάγραμμα 1-6).



Διάγραμμα 1-6 Θερμοκρασιακή ανωμαλία λόγω ανθρώπινης παρέμβασης στο περιβάλλον
 Πηγή: http://www.newscientist.com/data/images/ns/cms/dn11639/dn11639-2_808.jpg

Η αντιστοιχηση της συγκέντρωσης του CO₂ και της θερμοκρασιακής ανόδου φαίνεται καλύτερα στο Διάγραμμα 1-7. Το διάγραμμα δείχνει την αυξητική τάση της

συγκέντρωσης CO₂ από το 1850 έως το 2000 και την αντίστοιχη τάση της θερμοκρασίας κατά την ίδια περίοδο.



Διάγραμμα 1-7 Συνδυαστικό γράφημα θερμοκρασιακής ανόδου και αύξησης της συγκέντρωσης CO₂ στην ατμόσφαιρα (η μπλε γραμμή αναπαριστά την αύξηση του CO₂, ενώ η κόκκινη γραμμή αναπαριστά την αύξηση θερμοκρασίας)

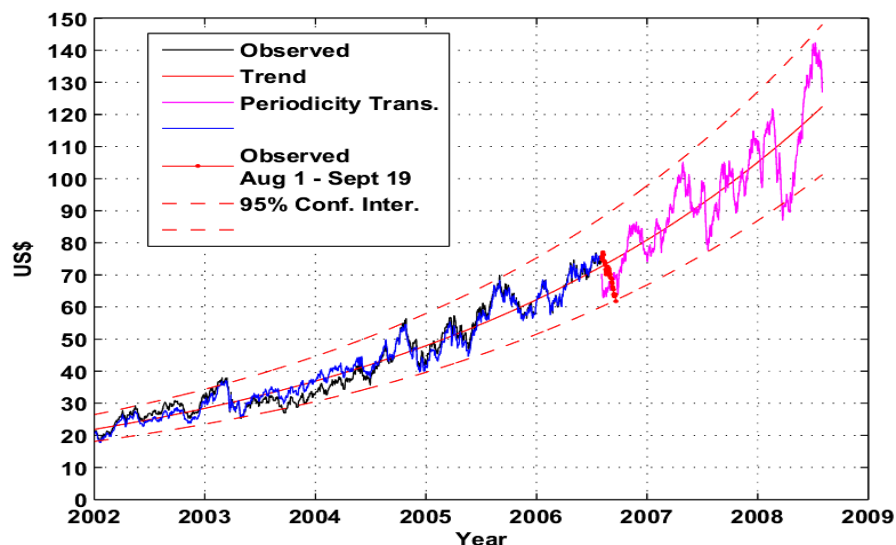
Πηγή: <http://www.climatechoices.org.uk/pages/cchange3.htm>

1.1.4 Οικονομικές Επιπτώσεις Χρήσης Ορυκτών Καυσίμων

Το γεγονός ότι στις ημέρες μας οι οικονομικές παράμετροι αποτελούν βασικό παράγοντα επιλογών, ακόμα και αν επηρεάζουν σημαντικά ή ακόμα και αναπόφευκτα το περιβάλλον, κάνει τις παραπάνω παρατηρήσεις ακόμα πιο δυσσιώπες για το μέλλον του πλανήτη.

Όμως, τα τελευταία χρόνια η τιμή του αργού πετρελαίου έχει αυξηθεί σημαντικά και παρ' όλες τις περιοδικές μειώσεις, η γενική τάση είναι συνεχώς αυξητική (Διάγραμμα 1-8), κυρίως λόγω της μείωσης των συνολικών αποθεμάτων (Διάγραμμα 1-3 και Διάγραμμα 1-4).

Ιδιαίτερως, οι οικονομίες των αναπτυσσόμενων χωρών επηρεάζονται δραστικά από την τιμή του πετρελαίου. Το γεγονός ότι τα ορυκτά καύσιμα είναι στα χέρια μικρού μέρους του συνόλου των χωρών του πλανήτη και διακινούνται με βάση το διαθέσιμο κεφάλαιο των διαφόρων χωρών, κάνει τις οικονομίες των αναπτυσσόμενων χωρών πολύ εύθραυστες, μιας και είναι εξαρτώμενες από τις αλλαγές των τιμών των ορυκτών καυσίμων και από τις σχέσεις τους με τις χώρες παραγωγής.

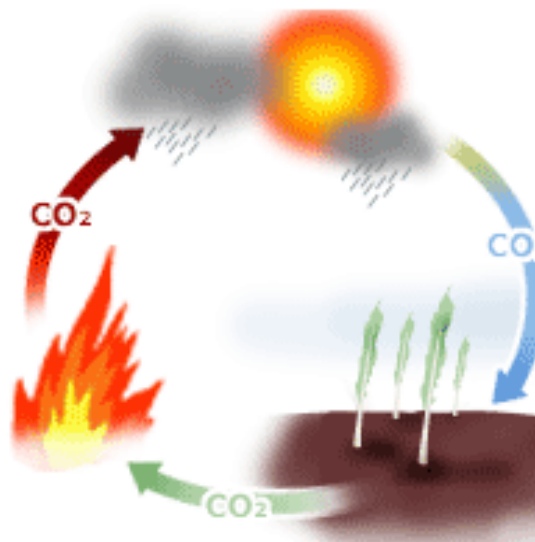


Διάγραμμα 1-8 Τιμή αργού πετρελαίου (Περιοδικότητας τιμών κατά προσέγγιση)

Πηγή: <http://www.theoil Drum.com/story/2006/9/21/102525/040>

Ο συνδυασμός της μείωσης των αποθεμάτων πετρελαίου, των περιβαλλοντικών επιπτώσεων και των συνεχώς αυξανόμενων τιμών των ορυκτών καυσίμων, οδήγησε στην επανέναρξη των διαφόρων μελετών αναφορικά με εναλλακτικά καύσιμα φυτικής προέλευσης, διότι η νέα πραγματικότητα τα καθιστά πολύ ενδιαφέρουσες ενεργειακές πηγές.

Ένα από τα βασικότερα πλεονεκτήματα των εναλλακτικών καυσίμων με βάση αλυσίδες άνθρακα φυτικής προέλευσης, είναι ότι μπορεί να συμβάλει στην μη περαιτέρω αύξηση της ατμοσφαιρικής συγκέντρωσης CO₂. Αυτό οφείλεται στον «κύκλο του άνθρακα», δηλαδή στο γεγονός πως το CO₂ που απελευθερώνεται κατά την καύση αυτών των εναλλακτικών καυσίμων απορροφούνται από τα φυτά, από τα οποία προέρχεται, μέσω της φωτοσύνθεσης (Εικόνα 1-1).



Εικόνα 1-1 Κύκλος του άνθρακα

Πηγή: <http://econstruct.weebly.com/betaiotaomicronmu940zetaalpha.html>

1.2 Ποιά είναι τα Εναλλακτικά Καύσιμα;

1.2.1 Εισαγωγή

Υπάρχουν πολλά εναλλακτικά καύσιμα για αντικατάσταση των κλασμάτων του πετρελαίου. Όμως, σημαντική παράμετρος για την επιλογή ενός αντικαταστάτη είναι η προέλευση του. Για να επιτευχθεί ο στόχος της μείωσης των εκπεμπόμενων αερίων του θερμοκηπίου θα πρέπει η προέλευσή τους να είναι βιολογική, δηλαδή να προέρχονται από προϊόντα που ανακυκλώνουν τα αέρια του θερμοκηπίου. Βάσει αυτής της λογικής, αναφερόμαστε στα λεγόμενα βιοκαύσιμα, των οποίων ο ορισμός κατατίθεται παρακάτω.

Με τον όρο βιοκαύσιμο εννοούμε κάθε καύσιμο υλικό, στερεό, υγρό ή αέριο που προέρχεται από βιομάζα. Εξειδικεύοντας στα καύσιμα μεταφορών, τα οποία αφορούν την παρούσα μελέτη, θα πρέπει να περιοριστούμε στα αέρια και κυρίως στα υγρά βιοκαύσιμα που μπορούν να αντικαταστήσουν τα συμβατικά καύσιμα μεταφορών (βενζίνη, πετρέλαιο, υγραέριο, συμπιεσμένο φυσικό αέριο).

Τα βιοκαύσιμα έχουν κατηγοριοποιηθεί και αναφέρονται στην ευρωπαϊκή και εθνική νομοθεσία (Νόμος_3423, 2005).

1.2.2 Βιοαιθανόλη

Η αιθανόλη που παράγεται από βιομάζα ή από το βιοαποικοδομήσιμο κλάσμα αποβλήτων, για χρήση ως βιοκαύσιμο.

1.2.3 Βιοαέριο

Το καύσιμο αέριο που παράγεται από βιομάζα ή από το βιοαποικοδομήσιμο κλάσμα βιομηχανικών και αστικών αποβλήτων, το οποίο μπορεί να καθαριστεί και αναβαθμιστεί σε ποιότητα φυσικού αερίου, για χρήση ως βιοκαύσιμο, ή το ξυλαέριο.

1.2.4 Βιομεθανόλη

Η μεθανόλη που παράγεται από βιομάζα, για χρήση ως βιοκαύσιμο.

1.2.5 Βιοδιμεθυλαιθέρας

Ο διμεθυλαιθέρας που παράγεται από βιομάζα, για χρήση ως Βιοκαύσιμο.

1.2.6 Βιο-ETBE

Ο αιθυλο-τριτοταγής-βουτυλαιθέρας (Ethyl Tertiary Butyl Ether - ETBE) που παράγεται από βιοαιθανόλη, για χρήση ως βιοκαύσιμο. Το κατ' όγκο ποσοστό του Βιο-ETBE που υπολογίζεται ως βιοκαύσιμο είναι 47% επί του συνόλου του.

1.2.7 Βιο-MTBE

Ο μεθυλο-τριτοταγής-βουτυλαιθέρας (Methyl Tertiary Butyl Ether - MTBE) που παράγεται από βιομεθανόλη, για χρήση ως βιοκαύσιμο. Το κατ' όγκο ποσοστό του Βιο-MTBE που υπολογίζεται ως Βιοκαύσιμο είναι 36% επί του συνόλου του.

1.2.8 Συνθετικά Βιοκαύσιμα

Οι συνθετικοί υδρογονάνθρακες ή τα μίγματα συνθετικών υδρογονανθράκων που παράγονται από βιομάζα.

1.2.9 Βιοϋδρογόνο

Το υδρογόνο που παράγεται από βιομάζα ή βιοαποικοδομήσιμο κλάσμα βιομηχανικών και αστικών αποβλήτων, για χρήση ως βιοκαύσιμο. Το υδρογόνο θεωρείται απλά μέσο ενέργειας.

1.2.10 Αμιγή Φυτικά Έλαια

Τα έλαια που παράγονται από ελαιούχα φυτά μέσω συμπίεσης, έκθλιψης, εκχύλισης ή ανάλογων μεθόδων, φυσικά ή εξευγενισμένα αλλά μη χημικώς τροποποιημένα, όταν είναι συμβατά με τον τύπο του χρησιμοποιούμενου κινητήρα ή εξοπλισμού και τις αντίστοιχες απαιτήσεις εκπομπών αερίων ρύπων, σύμφωνα με την κείμενη νομοθεσία.

1.2.11 Βιοντίζελ

Οι μεθυλεστέρες λιπαρών οξέων (Fatty Acid Methyl Ester – FAME) που παράγονται με μετεστεροποίηση φυτικών ελαίων ή ζωικών ελαίων και λιπών και είναι ποιότητας πετρελαίου κίνησης, για χρήση ως βιοκαύσιμο.

1.3 Ενεργειακή αυτάρκεια των γεωργικών εκμεταλλεύσεων

Το σύνολο των γεωργικών εφαρμογών σε μια γεωργική εκμετάλλευση, που χρειάζονται για την γεωργική παραγωγή, απαιτούν ενέργεια. Οι πρακτικές που εφαρμόζονται σήμερα στα αγροκτήματα είναι βασισμένες κατά το μεγαλύτερο ποσοστό στη χρήση πετρελαίου κίνησης. Όμως, είναι γνωστό πως είναι δυνατή η παραγωγή ενέργειας στο εσωτερικό του κάθε αγροκτήματος, από καλλιέργειες των οποίων το κύριο προϊόν, είτε τα παραπροϊόντα του χρησιμοποιούνται ως ενεργειακά μέσα.

Έτσι, είναι δυνατόν να παραχθεί εντός ενός αγροκτήματος το ποσό ενέργειας που απαιτείται για τις ανάγκες της ίδιας της εκμετάλλευσης, δημιουργώντας μια μορφή αυτονομίας που αποδεσμεύει τον παραγωγό από την διαθεσιμότητα και τις εναλλαγές των τιμών του πετρελαίου.

Η γεωργία στις ανεπτυγμένες χώρες, η οποία βρίσκεται σε καμπή, θα μπορούσε έτσι να βρει νέες δυνατότητες για την βελτίωση του γεωργικού εισοδήματος. Ένας τρόπος θα μπορούσε να είναι η μερική χρήση της γης του αγροκτήματος για παραγωγή της απαιτούμενης από την εκμετάλλευση ενέργειας. Άλλοι τρόποι είναι, η χρήση εδαφών που είτε δεν αποτελούσαν μέρος της εκμετάλλευσης λόγω χαμηλής παραγωγικότητας, είτε βρίσκονται σε αγρανάπωση, διότι δεν προσέφεραν ικανοποιητική οικονομική πρόσοδο στον καλλιεργητή, λόγω της αδυναμίας διοχέτευσης των παραγόμενων προϊόντων στην αγορά.

Μελέτες έχουν δείξει ότι σε ένα αγρόκτημα, το ενεργειακό περιεχόμενο των παραγόμενων προϊόντων και των υπολειμμάτων τους είναι πέντε (5) έως δέκα (10) φορές μεγαλύτερο της απαιτούμενης ενέργειας για την παραγωγή τους (Higelin, 1992, Balafoutis et al., 2006, Grau et al., 2010). Έτσι, αφού το ενεργειακό ισοζύγιο είναι πολύ θετικό, εκμεταλλεόμενοι το 10 - 20% της καλλιεργούμενης επιφάνειας για την παραγωγή καυσίμων, μια γεωργική εκμετάλλευση θα μπορούσε να λειτουργήσει σε πλήρη ή μερική αυτονομία (Gemtos et al., 2009).

Σημαντική παράμετρος για να εφαρμοστεί ένα τέτοιο σύστημα είναι η μελέτη νέων τεχνολογιών ή υπαρχουσών με μερικές διαφοροποιήσεις που θα επιτρέψουν στον καλλιεργητή να συνεχίσει απρόσκοπτα την λειτουργία του αγροκτήματός του χωρίς προβλήματα στον μηχανολογικό του εξοπλισμό.

Από τα παραπάνω βιοκαύσιμα, αυτά που αφορούν την ελληνική γεωργία, είναι οι αντικαταστάτες του πετρελαίου κίνησης (βασικό καύσιμο κίνησης στους γεωργικούς ελκυστήρες και τα λοιπά οχήματα γεωργίας). Έτσι, μας αφορούν κυρίως τα φυτικά έλαια και το παράγωγό τους, βιοντίζελ.

1.4 Τα φυτικά έλαια ως βιοκαύσιμα

1.4.1 Εισαγωγή

Τα φυσικοχημικά χαρακτηριστικά των φυτικών ελαίων είναι πολύ κοντά στα αντίστοιχα του πετρελαίου, γεγονός που τα κάνει να είναι συμβατά στην χρήση τους σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης (Diesel), δίνοντας παρόμοια αποτελέσματα με το

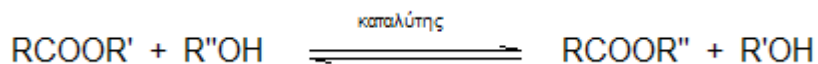
συμβατικό πετρέλαιο. Κατόπιν τούτου, τα φυτικά έλαια μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως καύσιμα είτε αυτόνομα είτε σε μίγματα με πετρέλαιο σε κάθε αναλογία. Μεταξύ όλων των εξεταζόμενων λύσεων, τα φυτικά έλαια αποτελούν μια καλή λύση αντικατάστασης του παραδοσιακού πετρελαίου, λόγω της απλότητας και φυσικότητας τους, ιδιαίτερα στην περίπτωση των γεωργικών εκμεταλλεύσεων.

Υπάρχουν δύο τρόποι για να χρησιμοποιήσεις τα φυτικά έλαια ως καύσιμα σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης, οι οποίοι είναι η μετεστεροποίηση τους για παραγωγή του λεγόμενου βιοντίζελ και η απευθείας χρήση τους με την μορφή που έχουν. Οι δύο μέθοδοι έχουν πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα.

1.4.2 Η μετεστεροποίηση

Ο γενικός όρος μετεστεροποίηση χρησιμοποιείται για να περιγράψει την σημαντική κατηγορία οργανικών αντιδράσεων, όπου ένας εστέρας μετασχηματίζεται σε άλλον μέσω της ανταλλαγής ομάδας αλκοξυλίου.

Όταν ο αρχικός εστέρας αντιδρά με μία αλκοόλη, η διαδικασία μετεστεροποίησης καλείται αλκοόλυση και πραγματοποιείται κατά την παρακάτω γενική αντίδραση:

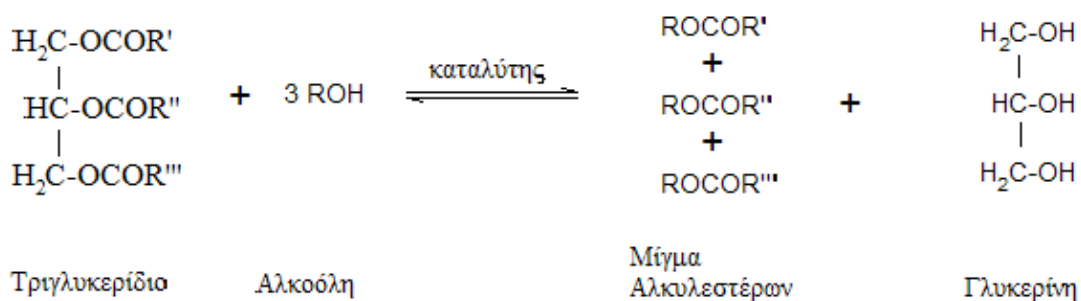


Σε αυτήν την περίπτωση, ο όρος μετεστεροποίηση είναι συνώνυμος της αλκοόλυσης των καρβοξυλικών εστέρων.

Η μετεστεροποίηση είναι μια αντίδραση που καταλήγει σε ισορροπία και ο μετασχηματισμός πραγματοποιείται ουσιαστικά με τη μίξη των αντιδραστηρίων. Εντούτοις, η παρουσία ενός καταλύτη (συνήθως ένα ισχυρό οξύ ή μια βάση) επιταχώνει αρκετά την διαδικασία. Προκειμένου να αυξηθεί η απόδοση της αντίδρασης και επομένως να επιτευχθεί υψηλή παραγωγή του εστέρα, η αλκοόλη πρέπει να είναι σε περίσσεια.

Κατά την μετεστεροποίηση των λιπών και ελαίων, ένα τριγλυκερίδιο αντιδρά με μία αλκοόλη παρουσία ενός ισχυρού οξέος ή μιας βάσης, παράγοντας ένα μίγμα αλκυλεστέρων λιπαρών οξέων και γλυκερίνης.

Η γενική διαδικασία είναι μια ακολουθία τριών διαδοχικών και αντιστρέψιμων αντιδράσεων, στις οποίες διγλυκερίδια και μονογλυκερίδια σχηματίζονται σαν ενδιάμεσα προϊόντα.



Η στοιχειομετρία της αντίδρασης απαιτεί 1 mol τριγλυκεριδίου και 3 mol αλκοόλης. Εντούτοις, χρησιμοποιείται περίσσεια αλκοόλης για να αυξηθεί η απόδοση και να επιτραπεί ο διαχωρισμός των αλκυλεστέρων από την γλυκερίνη που σχηματίζεται.

Διάφοροι παράγοντες, συμπεριλαμβανομένου του τύπου καταλύτη (αλκαλικού ή όξινου), της μοριακής αναλογίας φυτικού ελαίου - αλκοόλης, της θερμοκρασίας, της καθαρότητας των αντιδραστηρίων (κυρίως η περιεκτικότητα σε ύδωρ) και της περιεκτικότητας σε ελεύθερα λιπαρά οξέα έχουν μια επίδραση στην πορεία της μετεστεροποίησης, ανάλογα με τον τύπο του καταλύτη που χρησιμοποιείται.

1.4.3 Παραγωγή Βιοντίζελ

Η μετεστεροποίηση, στην περίπτωση της παραγωγής βιοντίζελ, είναι μια διαδικασία που επιτρέπει την μεταμόρφωση του φυτικού ελαίου σε ένα προϊόν πολύ κοντά στο πετρέλαιο από πλευράς ιδιοτήτων. Με την μετεστεροποίηση, οι μεγάλες αλυσίδες των εστέρων των φυτικών ελαίων μετατρέπονται σε μικρότερες και έτσι οι νέοι εστέρες έχουν ελαφρύτερη δομή, που αυτομάτως σημαίνει ότι μειώνεται η πυκνότητα και το ιξώδες του τελικού προϊόντος (Εικόνα 1-2).

Οι παραγόμενοι εστέρες χρησιμοποιούνται στις μέρες μας από όλους τους κινητήρες Diesel χωρίς καμία τροποποίησή τους. Όμως, υπάρχει το ζήτημα της υψηλής επένδυσης για την κατασκευή μονάδων μετατροπής, αλλά και το πολύ σημαντικό θέμα της διαχείρισης του υποπροϊόντος της διαδικασίας, της γλυκερίνης.



Εικόνα 1-2 Ηλιέλαιο, Κραμβέλαιο, Βιοντίζελ και Γλυκερίνη

Οι μεθυλικοί εστέρες που παρασκευάζονται όταν χρησιμοποιείται μεθανόλη στην αντίδραση της μετεστεροποίησης έχουν εξεταστεί διεξοδικά από πολλούς ερευνητές, με αποδεδειγμένη την καλή τους ποιότητα ως καύσιμα. Όταν χρησιμοποιείται αιθανόλη για την παρασκευή βιοντίζελ, τότε το τελικό προϊόν είναι καλύτερης ποιότητας, ιδιαιτέρως εάν δεν πρόκειται για άνυδρη αιθανόλη. Όμως, πρόκειται για πολύ ακριβότερη μέθοδο και για αυτό δεν ακολουθείται σε μεγάλη κλίμακα. Έτσι, επιλέγεται η μεθανόλη, η οποία όμως έχει ένα σημαντικό μειονέκτημα: είναι μη γεωργικό προϊόν (βιομηχανικής προέλευσης).

Το βιοντίζελ αποτελεί ήδη καύσιμο που περιλαμβάνεται στην αγορά καυσίμων στην Ελλάδα από το 2005. Όμως, μειονεκτεί ως προς την υποχρέωση της βιομηχανικής επεξεργασίας των φυτικών ελαίων πριν την δημιουργία του τελικού προϊόντος και ως προς την υποχρέωση διάθεσης του παραγόμενου βιοντίζελ μέσω της υπάρχουσας αγοράς καυσίμων. Αυτό σημαίνει αυτομάτως πως η επιθυμία για αυτονόμηση των γεωργικών εκμεταλλεύσεων συνίσταται αδύνατη.

1.4.4 Η άμεση χρήση των ακατέργαστων (μπρούτο) φυτικών ελαίων

Σε αυτή την περίπτωση, το έλαιο χρειάζεται μια απλή αποκομμίωση με μετάγγιση, η οποία είναι αρκετή για να κάνει το φυτικό έλαιο ικανό προς χρήση ως καύσιμο. Το πλεονέκτημα αυτού του καυσίμου είναι η απλή διαδικασία παραγωγής του (χρήση μηχανής σύνθλιψης με ατέρμονα κοχλία και αποκομμίωση με χρήση οξέος, συνήθως φωσφορικό οξύ ή κιτρικό οξύ, με ή χωρίς νερό) που μπορεί να γίνει εντός μιας γεωργικής εκμετάλλευσης. Όμως, η χρήση αυτών των καυσίμων, σύμφωνα με πολλούς ερευνητές, παρουσιάζει επιπλοκές στην λειτουργία του κινητήρα, στον οποίο χρησιμοποιούνται, ιδιαιτέρως σε μακροχρόνια χρήση. Έτσι έχουν γίνει πολλές μελέτες που αφορούν τις επιπλοκές αυτές και τις πιθανές λύσεις τους (βλέπε Κεφάλαιο 3).

Η χρήση ακατέργαστων φυτικών ελαίων δεν έχει προωθηθεί στην Ελλάδα, αλλά και στην Ευρωπαϊκή Ένωση γενικότερα, με κύριο λόγο την δυσκολία φορολόγησης του καυσίμου αυτού, αφού δεν περιλαμβάνεται στην παραδοσιακή εφοδιαστική αλυσίδα καυσίμων και καταναλώνεται από τον παραγωγό του (το αγρόκτημα).

Κεφάλαιο 2:

Στόχοι και Μεθοδολογία Διατριβής

2 Στόχοι και Μεθοδολογία Διατριβής

2.1 Στόχοι

Ο βασικός στόχος της παρούσας μελέτης ήταν η διερεύνηση της χρήσης αμιγών φυτικών ελαίων ως καυσίμων σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης που αποτελούν το μέσο κίνησης των περισσότερων γεωργικών μηχανημάτων και ιδιαιτέρως των γεωργικών ελκυστήρων. Έτσι, θα ήταν εφικτή η παραγωγή και άμεση χρήση των φυτικών ελαίων εντός μια ελληνικής γεωργικής εκμετάλλευσης για την κάλυψη των αναγκών της σε υγρά καύσιμα. Ο στόχος αυτός μπορούσε να επιτευχθεί με την ολοκλήρωση επιμέρους στόχων, όπως:

- Ολοκλήρωση δοκιμών μικρής διάρκειας σε κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης τυπικού γεωργικού ελκυστήρα με τρία φυτικά έλαια ελληνικής προέλευσης (ηλιέλαιο, βαμβάκελαιο, κραμβέλαιο) για την επιβεβαίωση της δυνατότητας χρήσης των φυτικών ελαίων ως καύσιμα.
- Επιλογή του καταλληλότερου για τις ελληνικές συνθήκες φυτικού ελαίου (ηλιέλαιο) για περαιτέρω διερεύνηση ως καύσιμο σε κινητήρα γεωργικού ελκυστήρα θεωρώντας τον ηλιάνθο ως πιθανή καλλιέργεια παραγωγής του καυσίμου μιας γεωργικής εκμετάλλευσης.
- Επιλογή κατάλληλων μικρών και φθηνών τροποποιήσεων (χρονισμός και βάθος έγχυσης καυσίμου) σε κινητήρες γεωργικού ελκυστήρα για την βελτιστοποίηση της χρήσης του ηλιελαίου ως καύσιμο χωρίς να επιδράσει καταλυτικά στην οικονομία της γεωργικής εκμετάλλευσης.
- Επιλογή του καταλληλότερου συνδυασμού καυσίμου/ρυθμίσεων κινητήρα για να καλυφθεί η γεωργική εκμετάλλευση ενεργειακά με ταυτόχρονη μείωση του περιβαλλοντικού αντίκτυπου της.
- Δοκιμή του κινητήρα γεωργικού ελκυστήρα για μεγάλη διάρκεια με το επιλεγμένο συνδυασμό καυσίμου/ρυθμίσεων για να επιβεβαιωθεί η δυνατότητα εφαρμογής του

τροποποιημένου κινητήρα για όλες τις ανάγκες της εκμετάλλευσης χωρίς προβλήματα στη διάρκεια του χρόνου.

2.2 Μεθοδολογία

- Βιβλιογραφική ανασκόπηση για την χρήση φυτικών ελαίων σε κινητήρες εσωτερικής καύσης. Αναζήτηση των προβλημάτων που δημιουργούν στον κινητήρα τα εναλλακτικά αυτά καύσιμα και των λύσεων που προτείνονται από τους διάφορους ερευνητές. Διερεύνηση των αλλαγών ή των προσθηκών που πρέπει να υποστεί ο κινητήρας για να είναι δυνατή η απροβλημάτιστη εφαρμογή φυτικών ελαίων ως καύσιμα. Εξέταση των πιθανών μετατροπών που θα μπορούσαν να βελτιώσουν την λειτουργία του κινητήρα όταν χρησιμοποιεί καύσιμα φυτικά έλαια.
- Προμήθεια κινητήρα πετρελαίου γεωργικού ελκυστήρα 74 kW, τυπικού για μια ελληνική γεωργική εκμετάλλευση. Σύνδεση του με υδραυλικό δυναμόμετρο και τοποθέτηση κατάλληλων μετρητικών διατάξεων για την κατανόηση της λειτουργίας του κινητήρα με καύσιμο είτε παραδοσιακό πετρέλαιο κίνησης, είτε φυτικά έλαια.
- Τοποθέτηση εξωτερικού συστήματος προθέρμανσης φυτικών ελαίων για την εξασφάλιση της άμεσης καύσης φυτικών ελαίων χωρίς προβλήματα.
- Δοκιμή τριών ειδών φυτικών ελαίων ελληνικής προέλευσης (ηλιέλαιο, βαμβακέλαιο, κραμβέλαιο) σε μίγματα με παραδοσιακό πετρέλαιο (20/80, 40/60, 70/30 κατ' όγκο) έως και αμιγές φυτικό έλαιο ως καύσιμα στον κινητήρα με τις μητρικές ρυθμίσεις και σύγκριση των αποτελεσμάτων επιδόσεων (Ισχύς, Ροπή, Ειδική κατανάλωση, Θερμική απόδοση) και εκπεμπόμενων ρύπων (NO_x , CO_2) με το συμβατικό πετρέλαιο κίνησης.
- Επιλογή του ηλιελαίου για περαιτέρω ανάλυση, βάσει των αποτελεσμάτων της συγκριτικής δοκιμής, των δεδομένων της βιβλιογραφίας και της δυναμικής που έχει ο ηλιανθος στις ελληνικές κλιματολογικές συνθήκες.
- Εύρεση, μέσω της βιβλιογραφίας, φθηνών και εύκολων τροποποιήσεων (όπως ο χρονισμός έγχυσης και το βάθος έγχυσης) που θα μπορούσαν να βελτιώσουν την

λειτουργία του κινητήρα με χρήση φυτικών ελαίων ως καύσιμα χωρίς περιπλοκές μετατροπές.

- Επέμβαση στον χρονισμό έγχυσης (± 2 °CA) και το βάθος των εγχυτήρων (± 0.5 mm) και διενέργεια πειραματικών δοκιμών μικρής διάρκειας στον κινητήρα με τρία μίγματα με παραδοσιακό πετρέλαιο (20/80, 40/60, 70/30 κατ' όγκο) και αμιγές ηλιέλαιο. Ολοκλήρωση 36 διαφορετικών συνδυασμών (4 καύσιμα x 3 χρονισμοί έγχυσης x 3 βάθη εγχυτήρα), των οποίων τα δεδομένα απόδοσης και ρύπων συγκρίθηκαν μεταξύ τους και ως προς τον συνδυασμό αναφοράς (πετρέλαιο κίνησης/μητρικός χρονισμός έγχυσης/μητρικό βάθος εγχυτήρα).
- Ανάλυση κύκλου ζωής της παραγωγής ηλιελαίου σε τρεις Ελληνικές γεωργικές εκμεταλλεύσεις σε όλο το εύρος της επικράτειας (Έβρος, Καρδίτσα, Φθιώτιδα) και της χρήσης του ηλιελαίου στον κινητήρα του γεωργικού ελκυστήρα υπό δοκιμή. Εύρεση της εξοικονόμησης ενέργειας και αερίων του θερμοκηπίου όταν αντικαθίσταται το συμβατικό πετρέλαιο κίνησης από ηλιέλαιο.
- Πολυκριτηριακή ανάλυση για την ιεράρχηση των 37 δοκιμασμένων συνδυασμών καυσίμου/χρονισμού έγχυσης/βάθους εγχυτήρα βάσει δύο μεθόδων (AHP και TOPSIS) και επιλογή του καλύτερου συνδυασμού, χρησιμοποιώντας τα αποτελέσματα της ανάλυσης κύκλου ζωής όσον αφορά τα αέρια του θερμοκηπίου.
- Δοκιμή διάρκειας 42 h συνεχούς λειτουργίας του κινητήρα χρησιμοποιώντας τον επλεγμένο συνδυασμό καυσίμου/χρονισμού έγχυσης/βάθους εγχυτήρα και αξιολόγηση της δυνατότητας μακροχρόνιας χρήσης του ηλιελαίου ως καυσίμου μέσω των παραμέτρων επιδόσεων, αερίων ρύπων, λιπαντικού ελαίου και της κατάστασης του συστήματος τροφοδοσίας καυσίμου μετά το πέρας της δοκιμής.

Κεφάλαιο 3:

Βιβλιογραφική Ανασκόπηση

3 Βιβλιογραφική ανασκόπηση (Υφιστάμενη κατάσταση προόδου)

3.1 Γενικά Χαρακτηριστικά Συστήματος Καύσης Κινητήρων Ανάφλεξης Συμπίεσης

3.1.1 Εισαγωγή

Αρχικά, θα γίνει μια ανάλυση της διαδικασίας καύσης στους κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης (diesel) για να γίνει κατανοητή η πιθανότητα να χρησιμοποιηθούν φυτικά έλαια ως καύσιμα στους κινητήρες αυτούς.

3.1.2 Τύποι συστημάτων καύσης κινητήρων ανάφλεξης συμπίεσης (diesel)

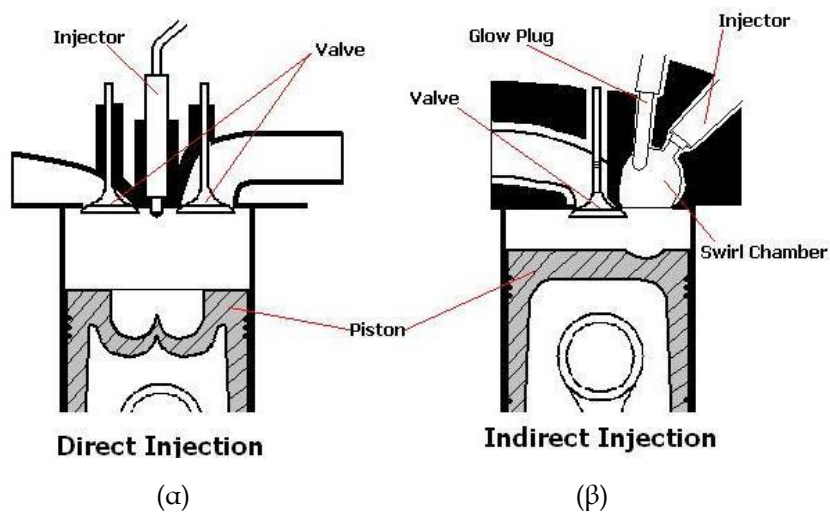
Υπάρχουν δύο βασικές κατηγορίες κινητήρων ανάφλεξης συμπίεσης, βάσει του σχεδιασμού του θαλάμου καύσης τους:

1. Άμεσης Έγχυσης (Direct Injection - DI)

Σε αυτή την κατηγορία υπάρχει ένας ανοικτός θάλαμος καύσης, όπου το καύσιμο ψεκάζεται άμεσα μέσα σε αυτόν, (Εικόνα 3-1, α).

2. Έμμεσης Έγχυσης (Indirect Injection - IDI)

Οι κινητήρες αυτοί φέρουν προθάλαμο καύσης στον οποίο ψεκάζεται το καύσιμο. Ο προθάλαμος συνδέεται με το βασικό θάλαμο μέσω ενός λαιμού ενός ή περισσότερων οπών. Αυτός ο σχεδιασμός χρησιμοποιείται κυρίως σε μικρούς κινητήρες, (Εικόνα 3-1, β).



Εικόνα 3-1 Διαφορές κινητήρων ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης και έμμεσης έγχυσης
Πηγή: <http://www.howcarswork.co.uk/modules/articles/article.php?id=7>

Τα πλεονεκτήματα του συστήματος έμμεσης έγχυσης σε σύγκριση με το σύστημα άμεσης έγχυσης είναι:

- Υψηλό ποσοστό στροβιλισμού σε μια ευρεία κλίμακα στροφών του κινητήρα.
- Δεν απαιτεί ακριβό, εξαιρετικά υψηλής πίεσης σύστημα έγχυσης.
- Λιγότερες πιθανότητες απόφραξης έγχυσης λόγω αυτοκαθαριζόμενων εγχυτήρων (pintle nozzles).

Τα μειονεκτήματα του συστήματος έμμεσης έγχυσης σε σύγκριση με το σύστημα άμεσης έγχυσης είναι:

- Αύξηση της κατανάλωσης καυσίμων λόγω της χαμηλότερης θερμικής απόδοσης.
- Απαιτείται υψηλότερη σχέση συμπίεσης για να γίνει η εκκίνηση του.

Τα πλεονεκτήματα του συστήματος άμεσης έγχυσης σε σχέση με το σύστημα έμμεσης έγχυσης είναι:

- Ευκολότερη κρύα εκκίνηση.
- Οικονομικότεροι.
- Μικρότερος χώρος καύσης.
- Καλύτερη θερμική απόδοση.

Τα μειονεκτήματα του συστήματος άμεσης έγχυσης σε σχέση με το σύστημα έμμεσης έγχυσης είναι:

- Τείνουν να είναι θορυβώδης.
- Εγχυτήρες πιο επιρρεπείς σε απόφραξη λόγω των μικρών οπών έγχυσης.
- Μειωμένη ισχύς.
- Βραδύτερη περιδίνηση, ιδιαίτερα στις χαμηλές στροφές.

Σήμερα, οι κινητήρες άμεσης έγχυσης έχουν καταλάβει το μεγαλύτερο μέρος της αγοράς, ιδιαίτερα στους κινητήρες αυτοκινούμενων οχημάτων.

3.1.3 Η καύση στους κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης

Το καύσιμο εγχέεται προς το τέλος της συμπίεσης, λίγο πριν το επιθυμητό σημείο έναρξης της καύσης. Το υγρό καύσιμο συνήθως εκτοξεύεται με υψηλή ταχύτητα από μια ή

περισσότερες εγχύσεις μέσω μικρών οπών στην άκρη του εγχυτήρα, ατμοποιείται σε μικρές σταγόνες και εισέρχεται στον θάλαμο καύσης. Το καύσιμο εξατμίζεται και αναμιγνύεται με το συμπιεσμένο και θερμό αέρα του κυλίνδρου.

Αφού η θερμοκρασία και η πίεση είναι πάνω από τις απαιτούμενες τιμές για ανάφλεξη του καυσίμου, παρατηρείται αυτανάφλεξη ενός μέρους του μίγματος αέρα-καυσίμου μετά από μια περίοδο υστέρησης μερικών μοιρών του στροφαλοφόρου άξονα.

Η πίεση του κυλίνδρου αυξάνεται όσο η καύση του μίγματος αέρα-καυσίμου εξελίσσεται. Η ετερογενής διαδικασία καύσης στους κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης είναι πολύπλοκη. Οι λεπτομέρειες της διαδικασίας διαφοροποιούνται βάσει των χαρακτηριστικών του καυσίμου, του σχεδιασμού του θαλάμου καύσης, του συστήματος διανομής του καυσίμου και των συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα.

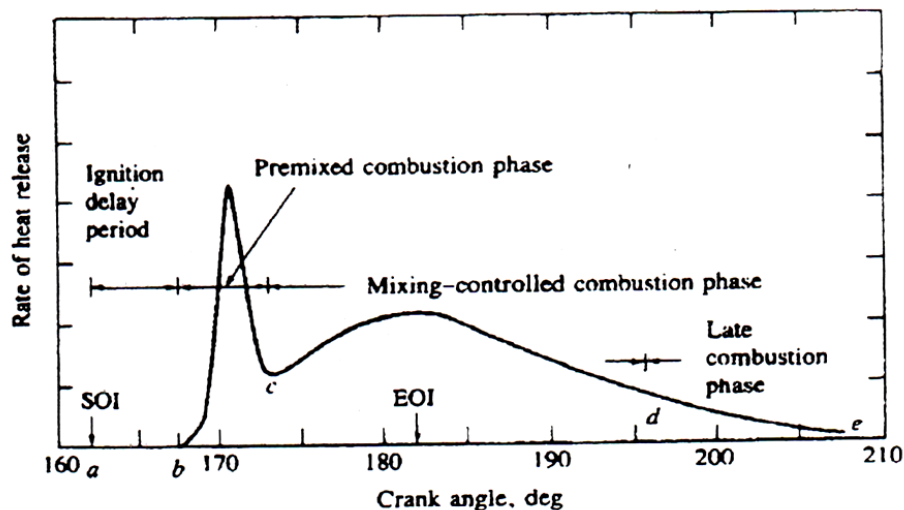
Η καλή απόδοση του κινητήρα όσον αφορά την οικονομία καυσίμου, την ισχύ και τους εκπεμπόμενους ρύπους, εξαρτάται σημαντικά από τον προσεκτικό σχεδιασμό της κίνησης του αέρα και του συστήματος έγχυσης του καυσίμου. Η αλληλεπίδραση του κινούμενου αέρα με το νέφος του καυσίμου είναι το κλειδί για ικανοποιητική ισχύ, μικρή κατανάλωση καυσίμου και μειωμένους ρύπους.

Κατά την διαδικασία καύσης, αμέσως μετά την περίοδο υστέρησης ανάφλεξης (ignition delay period) υπάρχουν τρεις ευδιάκριτες φάσεις (Διάγραμμα 3-1) (Heywood, 1988).

Η πρώτη είναι η φάση προμεμιγμένης καύσης (premixed combustion phase), ακολουθεί η φάση καύσης ελεγχόμενης μίξης (mixing-controlled combustion phase) και ολοκληρώνεται η καύση με την φάση βραδείας καύσης (late combustion phase).

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, το καύσιμο δεν αναφλέγεται άμεσα, ακόμα και αν οι συνθήκες θερμοκρασίας και πίεσης είναι κατάλληλες για αυτανάφλεξη. Μια μικρή περίοδος επιβάλλεται για να μπορέσει ένα μέρος του καυσίμου να εξατμιστεί και να αναμιχθεί με τον αέρα σε περίπου στοιχειομετρική αναλογία. Σε συνδυασμό με αυτή την υστέρηση ανάμιξης αέρα-καυσίμου, υπάρχει και μια περίοδος που απαιτείται για την ολοκλήρωση των χημικών αντιδράσεων προανάφλεξης. Η χρονική περίοδος μεταξύ της έναρξης της έγχυσης του καυσίμου και της έναρξης της καύσης ονομάζεται περίοδος

υστέρησης ανάφλεξης (φάση a-b στο Διάγραμμα 3-1) και είναι το σύνολο των φυσικών και χημικών καθυστερήσεων που καθυστερούν την έναρξη της καύσης.



Διάγραμμα 3-1 Ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας ενός τυπικού κινητήρα άμεσης έγχυσης ανάφλεξης συμπίεσης, όπου διαχωρίζονται οι τρεις φάσεις (a. έναρξη έγχυσης, a-b. περίοδος υστέρησης ανάφλεξης, b-c. φάση προμεμιγμένης καύσης, c-d. φάση καύσης ελεγχόμενης μίξης, d-e. φάση βραδείας καύσης). Το SOI είναι η έναρξη της έγχυσης και το EOI είναι το τέλος της έγχυσης (Heywood, 1988)

Μετά την περίοδο υστέρησης το καύσιμο είναι έτοιμο για να καεί πολύ γρήγορα. Έτσι, κατά την φάση της προμεμιγμένης καύσης (φάση b-c στο Διάγραμμα 3-1) ο ρυθμός καύσης είναι γενικά πολύ μεγάλος και διαρκεί μόνο για λίγες μοίρες στροφαλοφόρου άξονα (αντιστοιχεί στην περίοδο ταχείας ανόδου πίεσης κυλίνδρου). Αυτή η ταχεία αύξηση πίεσης ξεπερνάει τα όρια της κατασκευής του κινητήρα (μηχανική αντοχή) και προκαλεί αυξημένο θόρυβο. Με την εφαρμογή της τεχνολογίας της υπερτροφοδοσίας (turbo) μειώνεται η περίοδος υστέρησης, διότι παράγει αέρα υψηλής θερμοκρασίας και πίεσης στο τέλος της συμπίεσης. Επομένως, το αποτέλεσμα είναι η μείωση του θορύβου της καύσης αφού προετοιμάζεται λιγότερο καύσιμο για προμεμιγμένη καύση. Ένας άλλος τρόπος για μείωση της προμεμιγμένης καύσης, άρα και του θορύβου, είναι η προέγχυση μικρής ποσότητας καυσίμου (ψεκασμός πιλότος) μερικές μοίρες πριν την έγχυση της κανονικής ποσότητας ψεκασμού.

Η δεύτερη φάση καύσης ελεγχόμενης μίξης (φάση c-d στο Διάγραμμα 3-1) αντιστοιχεί στην περίοδο του σταδιακά μειούμενου ρυθμού απελευθέρωσης θερμότητας.

Αυτή είναι η κύρια περίοδος απελευθέρωσης θερμότητας και διαρκεί περί τις 40°C. Κανονικά, το 80% του συνόλου της ενέργειας του καυσίμου απελευθερώνεται στις δύο πρώτες φάσεις.

Η τρίτη φάση βραδείας καύσης (φάση d-e στο Διάγραμμα 3-1) αντιστοιχεί στο τελευταίο στάδιο της απελευθέρωσης θερμότητας, στην οποία ένας μικρός, αλλά διακριτός ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας συνεχίζει κατά την περίοδο της εκτόνωσης.

Ένας κινητήρας άμεσης έγχυσης χαρακτηρίζεται από:

- Ολική περίοδο καύσης που είναι ουσιαστικά μακρύτερη από την περίοδο έγχυσης.
- Ο ρυθμός καύσης αυξάνει αναλογικά με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, λόγω της αυξημένης τυρβώδους ροής και του αυξημένου ρυθμού ανάμιξης αέρα-καυσίμου (άρα βάσει του ρυθμού περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα, τα διαστήματα καύσης παραμένουν ουσιαστικά σταθερά).
- Η αρχική κορυφή του διαγράμματος απελευθέρωσης θερμότητας εξαρτάται από την διαθέσιμη ποσότητα προμεμιγμένου καυσίμου, η οποία με τη σειρά της εξαρτάται από την περίοδο υστέρησης ανάφλεξης (η ποσότητα προμεμιγμένου καυσίμου είναι μεγαλύτερη για μακρύτερη περίοδο υστέρησης). Τα φυτικά έλαια όταν χρησιμοποιούνται ως καύσιμα παρουσιάζουν μεγαλύτερη υστέρηση ανάφλεξης, γεγονός που μεταφράζεται σε μεγαλύτερη κορυφή στο διάγραμμα απελευθέρωσης θερμότητας.

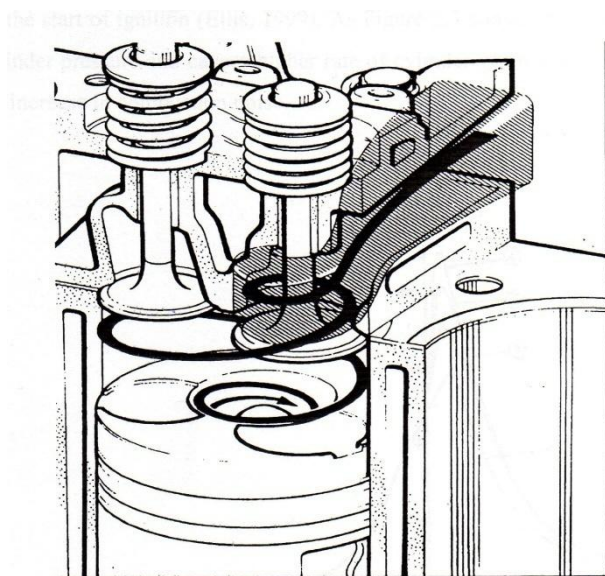
3.1.4 Περιδίνηση - Στροβιλισμός αέρα εφαιπτομενικά στον θάλαμο καύσης (Swirl)

Η περιδίνηση είναι πολύ σημαντική για τους κινητήρες άμεσης έγχυσης, επηρεάζοντας πολύ την ανάμιξη αέρα-καυσίμου και την διαδικασία καύσης. Ορίζεται ως η οργανωμένη περιστροφή του αέρα που περικλείει τον κύλινδρο γύρω από το νοητό άξονα του κυλίνδρου. Ο ορισμός δίνεται από την παρακάτω εξίσωση (Stone, 1992):

$$\text{Ρυθμός Περιδίνησης} = \frac{\text{Ταχύτητα Περιδίνησης (rpm)}}{\text{Ταχύτητα Κινητήρα (rpm)}}$$

Η περιδίνηση μπορεί να παραχθεί με διάφορους τρόπους (Heisler, 1995):

- Εισαγωγή του αέρα εραπτομενικά με κατάλληλο σχεδιασμό της ροής εισαγωγής αέρα στον κύλινδρο.
- Δημιουργία μιας προ-περιδίνησης σε ένα σπειροειδή αυλό εισαγωγής (Εικόνα 3-2).
- Με συνδυασμό των δύο αυτών μεθόδων.



Εικόνα 3-2 Ανάπτυξη περιδίνησης σε ένα κινητήρα άμεσης έγχυσης της Ford 2,5 λίτρων (Stone, 1992)

Όταν ένας κινητήρας άμεσης έγχυσης λειτουργεί σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής, τότε επιβάλλεται πολύ ταχεία ανάμιξη αέρα-καυσίμου, λόγω του πολύ μικρού χρόνου που είναι διαθέσιμος για την ολοκλήρωση της καύσης. Η περιδίνηση προωθεί την ταχεία ανάμιξη του εισερχόμενου αέρα και του καυσίμου που εγχέεται στο τέλος της συμπίεσης (Melas, 2003). Η περιδίνηση του αέρα είναι ένας τρόπος για αποθήκευση κινητικής ενέργειας σε μορφή ενός μεγάλου στροβίλου. Ο στρόβιλος αυτός σπάει κατά την συμπίεση και την καύση με αποτέλεσμα δημιουργία μικρότερης κλίμακας τυρβώδους ροής που είναι κρίσιμη για την άμεση ανάμιξη αέρα-καυσίμου, άρα και μιας ολοκληρωμένης καύσης.

Η δημιουργία περιδίνησης προκαλεί αντίσταση στη ροή, που μπορεί να μειώσει την ογκομετρική απόδοση και να οριοθετήσει την μέγιστη ισχύ του κινητήρα. Οπότε, στο σημείο μέγιστης ισχύος η περιδίνηση πρέπει να μειωθεί για επίτευξη μεγαλύτερης ογκομετρικής απόδοσης.

Σε χαμηλότερη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, η ορμή του αέρα στην εισαγωγή του κινητήρα είναι μικρότερη από την αντίστοιχη σε υψηλή ταχύτητα περιστροφής, που σημαίνει δημιουργία χαμηλής περιδίνησης. Για τον λόγο αυτόν, κάποιοι μοντέρνοι κινητήρες έχουν μεταβλητή είσοδο αέρα, που επιτρέπει την δημιουργία μεγαλύτερης περιδίνησης σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής.

3.1.5 Επίδραση της περιδίνησης (Swirl) στην καύση

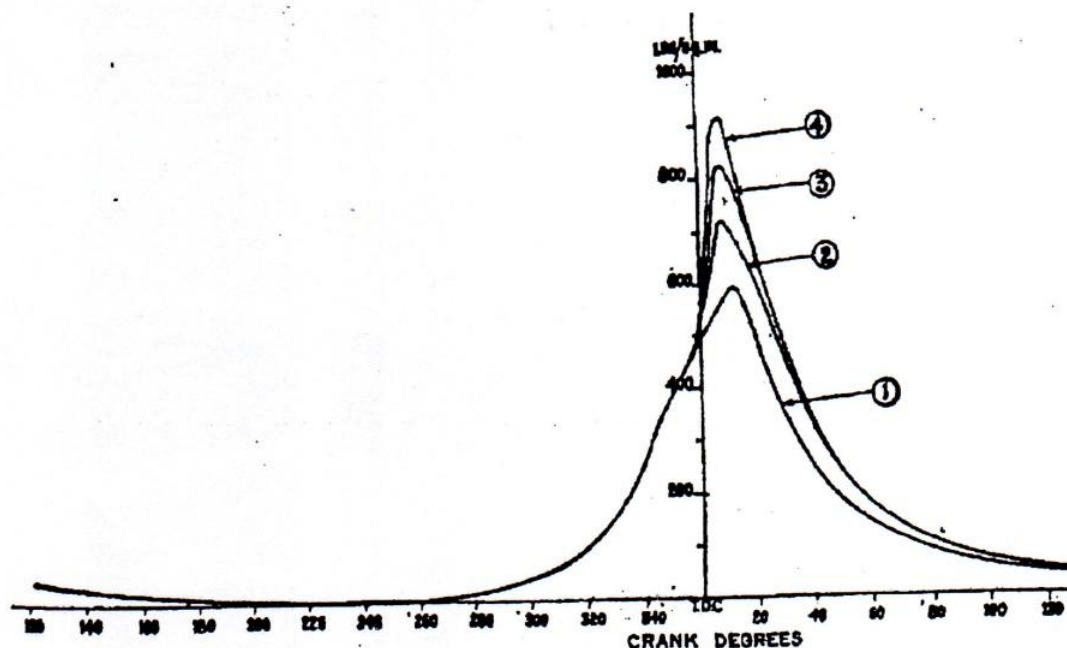
Υπάρχουν αναφορές μικρής μείωσης στην υστέρηση ανάφλεξης όταν αυξάνεται η περιδίνηση (Spicher and Dresen-Rausch, 1990). Όμως, γενικά η περιδίνηση έχει μικρή επίδραση στην υστέρηση ανάφλεξης, διότι στους μοντέρνους κινητήρες άμεσης έγχυσης υπάρχει ήδη πολύ αποτελεσματική ανάμιξη αέρα-καυσίμου, αφού ο ρυθμός χημικών αντιδράσεων (χημική υστέρηση) επικρατεί του ρυθμού ανάμιξης (φυσική υστέρηση) στο σύνολο της υστέρησης ανάφλεξης.

Η περιδίνηση έχει σημαντική επίδραση στο ρυθμό απελευθέρωσης θερμότητας κατά την καύση των καυσίμων. Όσο αυξάνει η περιδίνηση, τόσο ο ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας αυξάνει ασχέτως της ταχύτητας του κινητήρα και του φορτίου, διότι η περιδίνηση αυξάνει το ρυθμό ανάμιξης αέρα-καυσίμου και την ποσότητα του καυσίμου πρόμιξης που είναι διαθέσιμο στην έναρξη της ανάφλεξης (Melas, 2003). Στο παρακάτω Διάγραμμα 3-2 φαίνεται ότι η μέγιστη πίεση κυλίνδρου αυξάνει με την αύξηση της περιδίνησης. Επίσης, αυξάνει τον ρυθμό έγερσης της πίεσης αερίων μέσα στον κύλινδρο, το οποίο αυξάνει τον θόρυβο καύσης.

Στους μοντέρνους κινητήρες άμεσης έγχυσης υπάρχουν τα εξής χαρακτηριστικά στα συστήματα ψεκασμού:

- Η ορμή του νέφους καυσίμου είναι μεγάλη λόγω υψηλής πίεσης.
- Η ατμοποίηση του καυσίμου είναι καλή, διότι οι εγχυτήρες φέρουν μικρότερες οπές και η πίεση έγχυσης είναι μεγάλη.
- Υπάρχουν πολλαπλοί ψεκασμοί που οφείλονται στους εγχυτήρες πολλαπλών οπών.

Αυτές οι παράμετροι προωθούν την άμεση ανάμιξη αέρα-καυσίμου και έτσι δεν υπάρχει λόγος για υψηλό ρυθμό περιδίνησης. Οπότε, στους νέους κινητήρες εφαρμόζεται χαμηλός ρυθμός περιδίνησης. Το γεγονός αυτό αυξάνει την πεποίθηση πως δεν χρειάζονται περαιτέρω αλλαγές στην κατασκευή του κινητήρα όταν χρησιμοποιεί φυτικά έλαια ως καύσιμα και ότι η βελτίωση των ιδιοτήτων τους για να πλησιάσουν τις αντίστοιχες τιμές του πετρελαίου κίνησης είναι ικανή για την αποτελεσματική καύση των νέων αυτών καυσίμων.



Διάγραμμα 3-2 Επίδραση περιδίνησης στην μέγιστη πίεση κυλίνδρου (όσο αυξάνει η περιδίνηση, αυξάνει και η πίεση κυλίνδρου) (Ricardo and Hempson, 1968)

Οι εκπομπές αιθάλης επηρεάζονται από το ρυθμό περιδίνησης σημαντικά. Συγκεκριμένα, η αιθάλη μειώνεται όταν η περιδίνηση αυξάνεται (Hiroyasu and Kadota, 1976). Αυτό συμβαίνει διότι υπάρχει ταχεία ανάμιξη αέρα-καυσίμου και βελτιωμένη μεταφορά καθαρού αέρα στις πλούσιες περιοχές καύσης μέσα στον θάλαμο καύσης (Khan et al., 1972).

Σε δοκιμές υψηλού φορτίου παρατηρήθηκε ότι το 75% του καυσίμου που εγχέονταν έμενε στα τοιχώματα του κοιλώματος του εμβόλου με μεγάλη επικάλυψη των εγχύσεων με αποτέλεσμα την εκπομπή υψηλών τιμών αιθάλης, HC και CO (Rao et al., 1992).

Όταν η έναρξη της έγχυσης καυσίμου παραμένει σταθερή, η αυξημένη περιδίνηση αυξάνει και τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου (NO_x). Αυτό συμβαίνει λόγω αύξησης της θερμοκρασίας καύσης που οφείλεται στην πιο ταχεία καύση διάχυσης και στην προηγμένη έναρξη της καύσης λόγω της βραχύτερης περιόδου υστέρησης (Khan et al., 1972). Όμως, πρέπει να σημειωθεί ότι οι ερευνητές αυτοί ανέφεραν ότι ο χρονισμός έγχυσης έχει μεγαλύτερη επίδραση στις εκπομπές NO_x από ότι η περιδίνηση.

Οι εκπομπές υδρογονανθράκων (HC) τείνουν να μειωθούν όταν η περιδίνηση αυξάνει, γιατί βελτιώνεται η ανάμιξη αέρα-καυσίμου. Παρόλα αυτά, έχει αναφερθεί ότι σε υψηλά φορτία μια αύξηση της περιδίνησης αυξάνει τις εκπομπές HC (Matsui and Sugihara, 1986). Αυτό οφείλονταν σε περίσσεια αερόψυξης του άκαυστου καυσίμου ή σε κρυφές χημικές αντιδράσεις. Σε υψηλά φορτία οι ερευνητές αυτοί κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι οι άκαυστοι HC μειώθηκαν με την αύξηση της περιδίνησης, λόγω αυξημένης θερμοκρασίας καυσαερίων.

Γενικά, η αύξηση της περιδίνησης αυξάνει την θερμοκρασία στο κύλινδρο, λόγω της ταχύτερης ανάμιξης αέρα-καυσίμου και του αυξημένου τελικού ρυθμού καύσης. Έτσι, αυτή η αλλαγή επιδρά διαφορετικά στους εκπεμπόμενους ρύπους. Η αιθάλη και το CO μειώνονται, ενώ τα NO_x αυξάνουν. Πρέπει να αναφερθεί ότι η αλλαγή του ρυθμού περιδίνησης επιδρά περισσότερο στο σχηματισμό αιθάλης παρά στους άλλους ρύπους (δύο με τρεις φορές περισσότερο) (Khan et al., 1972).

3.1.6 Επίδραση της σύνθλιψης (Squish) στην καύση

Ορίζεται ως η ακτινική εσωτερική κίνηση αερίων (προς το κέντρο του κοιλώματος του εμβόλου), που γίνεται προς το τέλος της συμπίεσης, όταν το έμβολο πλησιάζει στην κεφαλή του κυλίνδρου (Heywood, 1988).

Στους κινητήρες άμεσης έγχυσης, η σύνθλιψη οφείλεται στην κίνηση του αέρα μέσα στο κοίλωμα του εμβόλου (Ferguson, 1986). Αυτή η μετακίνηση αέρα εντός του κοιλώματος πολλαπλασιάζει την περιδίνηση. Η σύνθλιψη χρησιμοποιείται επίσης για την τροποποίηση της ροής αέρα μέσα στον κύλινδρο, δημιουργώντας ταυτόχρονα μεγάλες

δομές ροής αέρα μαζί με μικρής κλίμακας τυρβώδη ροή μέσα στο κοιλώμα του εμβόλου στο τέλος της συμπίεσης και κατά την καύση.

Η ταχύτητα της σύνθλιψης αυξάνει όσο πλησιάζει το έμβολο στο Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ). Η μέγιστη ταχύτητα εμφανίζεται στις 10° πριν το ΑΝΣ. Μετά το ΑΝΣ, η διεύθυνση σύνθλιψης αντιστρέφεται (reverse squish), όπως ο συμπιεσμένος αέρας βγαίνει από το κοιλώμα προς την κορυφή του εμβόλου υποβοηθούμενος από τα αέρια που εκτονώνονται από την καύση του καυσίμου. Η αντίστροφη σύνθλιψη δημιουργεί εκτεταμένη τυρβώδη ροή εντός του κοιλώματος του εμβόλου και συγκεκριμένα περισσότερο στον λαιμό του κοιλώματος με αποτέλεσμα να υποβοηθείται η μίξη αέρα-καυσίμου και τελικά η καύση.

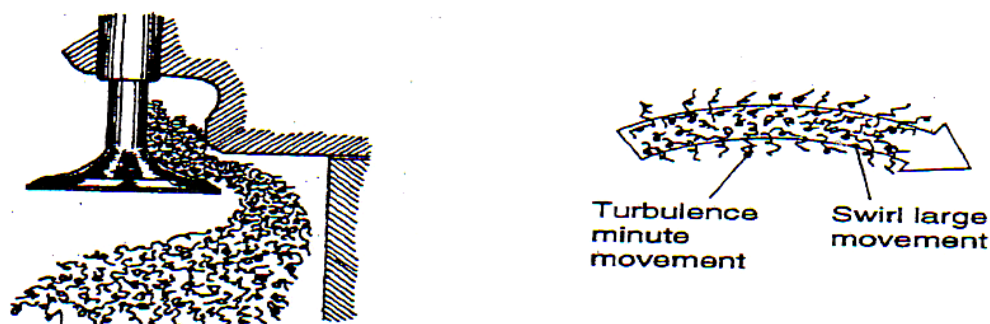
Όπως το έμβολο πλησιάζει στο ΑΝΣ η αλληλεπίδραση μεταξύ σύνθλιψης και περιδίνησης γίνεται πολύπλοκη. Υπάρχει ένα μοντέλο ροής εντός του κυλίνδρου με το οποίο βγήκε το συμπέρασμα ότι ο ρυθμός περιδίνησης και τυρβώδους ροής μειώνονται όταν η επιφάνεια σύνθλιψης συρρικνώνεται με αύξηση της σχέσης διαμέτρου κοιλώματος προς διάμετρο εμβόλου (Borgnakke et al., 1981).

Με την σύνθλιψη αυξάνεται η τυρβώδης ροή με αποτέλεσμα ταχύτερη ανάμιξη αέρα-καυσίμου και περισσότερα NO_x, αλλά μειωμένη αιθάλη. Επίσης, η αυξημένη σύνθλιψη μειώνει την υστέρηση ανάφλεξης με αποτέλεσμα την μείωση της καύσης πρόμιξης και του παραγόμενου θορύβου. Η αύξηση της ανάμιξης αέρα-καυσίμου λόγω της σύνθλιψης, αυξάνει τα NO_x και μειώνει την αιθάλη (Middlemis, 1978). Πρέπει όμως να σημειωθεί ότι η υπερβολική σύνθλιψη αυξάνει την ειδική κατανάλωση καυσίμου, λόγω αυξημένης τριβής των ρευστών στα τοιχώματα και αυξημένης μεταφοράς θερμότητας μέσω των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης.

3.1.7 Τυρβώδης ροή στο θάλαμο καύσης (Turbulence)

Η εισαγωγή αέρα στο κύλινδρο ενός κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης οδηγεί σε μία πολύπλοκη κίνηση και ροή αερίων. Μπορεί να υπάρχει διατεταγμένη κίνηση αερίων, όπως η περιδίνηση και η σύνθλιψη, αλλά υπάρχει πάντα τυρβώδης ροή (Stone, 1992). Αυτή

η ροή αναπτύσσεται λόγω της διάτμησης μεταξύ του αέρα που εισέρχεται μέσω της βαλβίδας εισαγωγής και του αέρα που βρίσκεται ήδη στον κύλινδρο (Εικόνα 3-3).



Εικόνα 3-3 Ροή του τυρβώδους μίγματος εισαγωγής και ανάλυση της τυρβώδους ροής με την περιδίνηση (Heisler, 1995)

Οι κινητήρες άμεσης έγχυσης με κοίλωμα επί του εμβόλου έχουν αυξημένη τυρβώδη ροή κατά την συμπίεση, όταν ο αέρας εισέρχεται στο κοίλωμα λόγω του ισχυρού squish. Η τυρβώδης ροή εξασθενεί συνήθως κατά την συμπίεση κοντά στο ΑΝΣ. Όμως, στην περίπτωση του θαλάμου καύσης με κοίλωμα στο έμβολο, η τυρβώδης ροή αυξάνει λόγω της αλληλεπίδρασης της περιδίνησης και του squish.

Η τυρβώδης ροή είναι πολύπλοκη και αποτελείται από τυρβώδεις στρώσεις διάτμησης (turbulent shear layers), ροή ανακύκλωσης (re-circulation flow) και οριακές στρώσεις (boundary layers). Η τυρβώδης ροή αέρα παίζει σημαντικό ρόλο στην ανάμιξη αέρα-καυσίμου και στην καύση σε κινητήρες άμεσης έγχυσης, αφού αυξάνει τον ρυθμό μεταφοράς ορμής, θερμότητας και μάζας (Heywood, 1988).

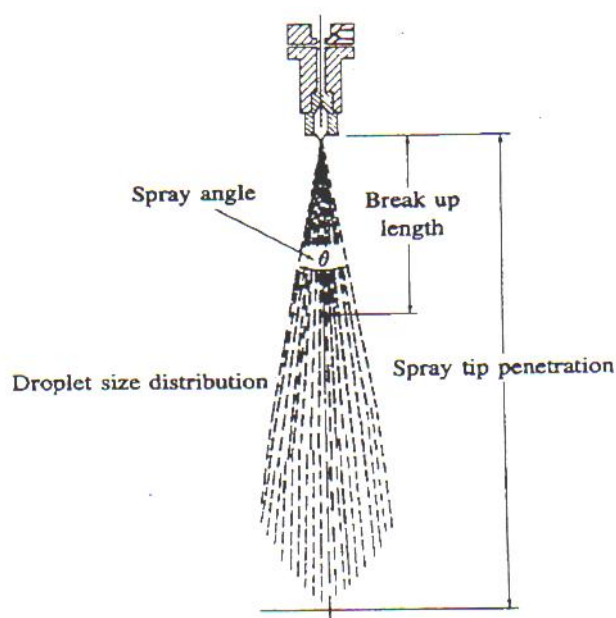
3.2 Δομές εγχύσεων

Ο ρόλος του συστήματος έγχυσης καυσίμου είναι να μετρά την κατάλληλη ποσότητα καυσίμου για την ταχύτητα και το φορτίο που φέρει ο κινητήρας κάθε φορά και να το εγχέει την κατάλληλη στιγμή του κύκλου με το σωστό σχηματισμό νέφους που ταιριάζει στον θάλαμο καύσης του συγκεκριμένου κινητήρα.

Επιβάλλεται μια μεγάλη διαφορά πίεσης στους εγχυτήρες, έτσι ώστε το εγχεόμενο καύσιμο να εισέλθει στον θάλαμο καύσης με υψηλή ταχύτητα. Έτσι, είναι

δυνατή η ατμοποίηση του καυσίμου σε πολύ μικρές σταγόνες και η άμεση εξάτμισή του. Επίσης, εξασφαλίζεται η έγχυσή του στον θαλάμου καύσης στο διαθέσιμο χρόνο και η χρήση όλου του εισερχόμενου αέρα για καλύτερη καύση (Heywood, 1988).

Οι μοντέρνοι εγχυτήρες φέρουν οπές διαμέτρου μεταξύ 0.15 – 0.25 mm, με σχέση μήκους/διαμέτρου μεταξύ 2 – 8.

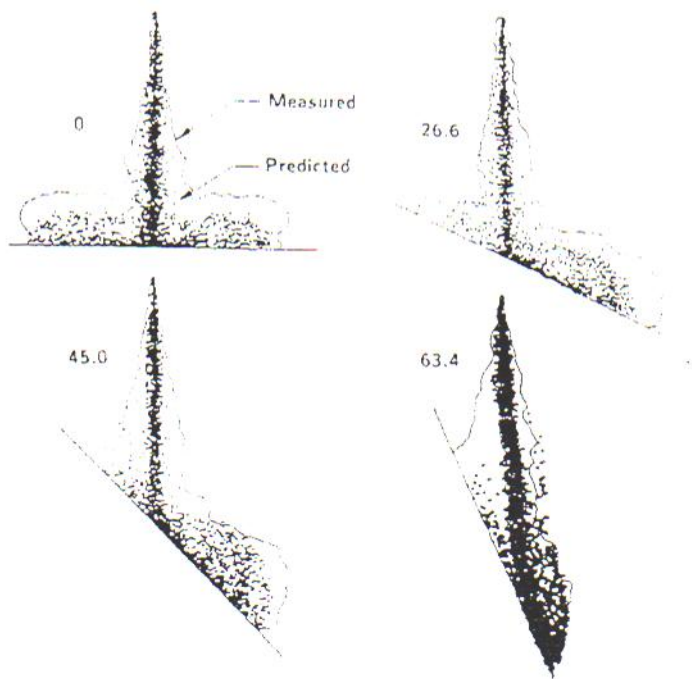


Εικόνα 3-4 Παράσταση έγχυσης με όλες τις παραμέτρους της (Heywood, 1988)

Στην Εικόνα 3-4 φαίνεται η δομή μια τοπικής έγχυσης σε ένα κινητήρα άμεσης έγχυσης. Όταν η έγχυση φεύγει από την άκρη του εγχυτήρα, η κίνηση μετατρέπεται σε τυρβώδη, εξαπλώνεται και αναμιγνύεται με τον αέρα μέσα στον κύλινδρο. Η ταχύτητα είναι αρχικά μεγαλύτερη από 100 m/s. Η εξωτερική επιφάνεια του ψεκασμού διασπάται σε σταγονίδια κοντά στην έξοδο του εγχυτήρα. Η ποσότητα καυσίμου που φεύγει από τον εγχυτήρα διασπάται σε μικρές σταγόνες διαμέτρου 10 – 20 μm σε μια πεπερασμένη απόσταση εντός του κυλίνδρου, που ονομάζεται μήκος διάσπασης (break-up length). Όσο τα σταγονίδια απομακρύνονται από την άκρη του εγχυτήρα, τόσο η μάζα του αέρα εντός του νέφους αυξάνει, ενώ ταυτόχρονα το πλάτος του νέφους ανοίγει και η ταχύτητά του μειώνεται. Τα παραπάνω καθορίζουν την κατανομή του μεγέθους των σταγονιδίων (droplet size distribution). Τα σταγονίδια του καυσίμου εξατμίζονται όσο προστίθεται περισσότερος αέρας ανάμεσα στο νέφος. Η άκρη του ψεκασμού προχωράει περαιτέρω

μέσα στον θάλαμο καύσης όσο συνεχίζει η έγχυση και έτσι καθορίζεται η διείσδυση της έγχυσης (spray tip penetration).

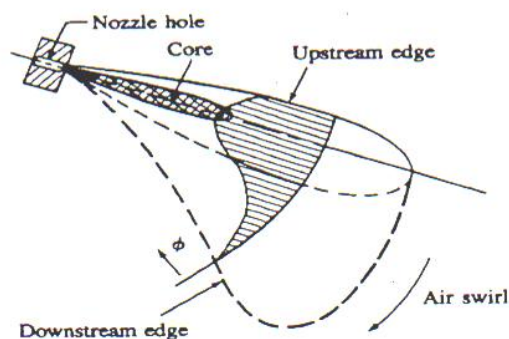
Ένας σημαντικός παράγοντας του ψεκασμού είναι η γωνία πρόσκρουσης του νέφους στα τοιχώματα του κοιλώματος του εμβόλου (Εικόνα 3-5).



Εικόνα 3-5 Επίδραση της γωνίας πρόσκρουσης καυσίμου στη δημιουργία ψεκασμών τοιχώματος (Naber and Reitz, 1988)

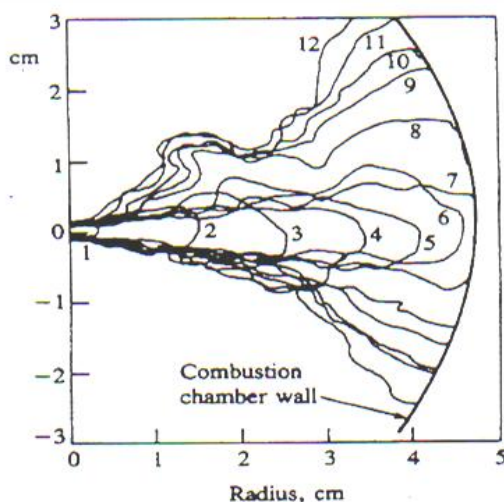
Η γωνία αυτή επιδρά στη δημιουργία ψεκασμών τοιχώματος (wall jets) και για γωνίες πρόσκρουσης μικρότερες των 90° αυξάνεται σημαντικά η ροή καυσίμου επί των τοιχωμάτων δημιουργώντας μια μεμβράνη καυσίμου που δεν καίγεται (Naber and Reitz, 1988).

Η περιδίνηση αυξάνει την ανάμιξη αέρα-καυσίμου. Στην Εικόνα 3-6 φαίνεται το σχήμα του νέφους όταν ο ψεκασμός γίνεται ακτινικά εντός μιας ροής περιδίνησης. Η δομή του νέφους είναι πολύπλοκη. Όταν ο ψεκασμός γίνεται εντός του αέρα, η ταχύτητα του μειώνεται και αρχίζει να κινείται στην κατεύθυνση της περιδίνησης. Όταν υπάρχουν ίδιες συνθήκες ψεκασμού (θερμοκρασία και πίεση) υπάρχει λιγότερη διείσδυση όταν έχουμε περιδίνηση.



Εικόνα 3-6 Σχηματική παράσταση του ψεκασμού μέσα στην ροή περιδίνησης (Heywood, 1988)

Όταν ο ψεκασμός προσκρούει στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης, η άκρη του ψεκασμού διασπάται και απλώνεται περιφερειακά σε δύο διαφορετικές κατευθύνσεις (Εικόνα 3-7).



Εικόνα 3-7 Αλληλεπίδραση ψεκασμού με τα τοιχώματα του κυλίνδρου (πίεση έγχυσης 60 MPa. Οι αριθμοί αντιπροσωπεύουν 12 διαδοχικές φωτογραφίες κάμερας υψηλής ταχύτητας) (Heywood, 1988)

Ο αέρας περιδίνησης καθορίζει το μέγεθος του σταγονιδίου που θα φτάσει και θα προσκρούσει στο τοίχωμα του εμβόλου. Μόνο οι μεγάλες σταγόνες, που δεν εξατμίζονται και έχουν μεγαλύτερη ορμή, θα προσκρούσουν στο τοίχωμα για να δημιουργήσουν ψεκασμούς τοιχώματος.

Όσο το καύσιμο που εγχέεται στον θάλαμο καύσης αυξάνει, τόσο η ποσότητα αυτού που προσκρούει στα τοιχώματα αυξάνει και δημιουργούνται ζώνες πλούσιες σε καύσιμο. Έτσι, μειώνεται το διαθέσιμο οξυγόνο, άρα και η θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου με αποτέλεσμα την αύξηση της παραγόμενης αιθάλης. Σε αυτές τις συνθήκες,

όταν η περιδίνηση αυξάνει, τα NO_x αυξάνουν σημαντικά και η αιθάλη μειώνεται, λόγω καλύτερης ανάμιξης και πιο άμεσης καύσης (Rao et al., 1992). Επίσης, οι ίδιοι ερευνητές ανέφεραν ότι η περιδίνηση δεν διασπάστηκε σε τυρβώδη ροή σε δοκιμές μέσου φορτίου, με αποτέλεσμα να συνεχιστούν οι περιοχές μεγάλης ποσότητας καύσιμου στον κύλινδρο και να αυξάνονται οι εκπομπές HC και CO. Στα υψηλά φορτία, το 75% του καυσίμου συγκεντρώνονταν στα τοιχώματα του κοιλώματος του εμβόλου και παρατηρήθηκε μεγάλη επικάλυψη ψεκασμών κυρίως λόγω του κοιλώματος μικρής διαμέτρου που είχε ο κινητήρας. Έτσι, δημιουργούνταν πολύ πλούσια σε καύσιμο μίγματα και παρατηρήθηκαν σύννεφα αιθάλης στα σημεία επικάλυψης με αποτέλεσμα αυξημένους άκαυστους HC, CO και αιθάλη.

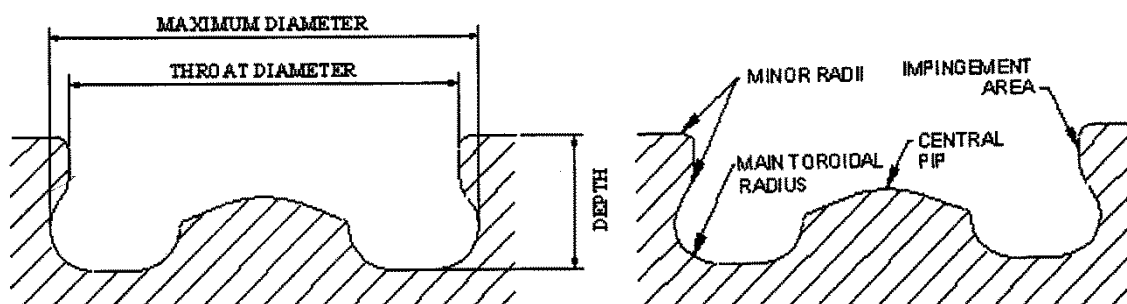
3.3 Παράμετροι σχεδιασμού κοιλώματος εμβόλου

Ο θάλαμος καύσης θα πρέπει να σχεδιάζεται με σκοπό (Heisler, 1999):

- τη βέλτιστη μετακίνηση των αερίων (πλήρωση του θαλάμου καύσης με καθαρό αέρα, πλήρη εκκένωσή του) σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα.
- Τη βέλτιστη ανάμιξη αέρα/καυσίμου.
- Την καύση του μίγματος στον ελάχιστο δυνατό χρόνο.

Ένας παράγοντας που επιδρά σημαντικά στο σχεδιασμό του θαλάμου καύσης είναι το κοίλωμα του εμβόλου, διότι επιδρά στην διαδικασία της καύσης και στην δημιουργία των καυσαερίων. Ο σχεδιασμός του έχει πολλές παραμέτρους που φαίνονται στην Εικόνα 3-8:

- Διάμετρος λαιμού (throat diameter)
- Μέγιστη διάμετρος κοιλώματος (maximum bowl diameter)
- Βάθος κοιλώματος (bowl depth)
- Κέντρο κοιλώματος (central pip)
- Βασική σπειροειδής ακτίνα (main torodial radius)
- Μικρή ακτίνα (minor radii)
- Σημείο πρόσκρουσης (impingement area)



Εικόνα 3-8 Κόρια σημεία ενός κοιλώματος εμβόλου (Melas, 2003)

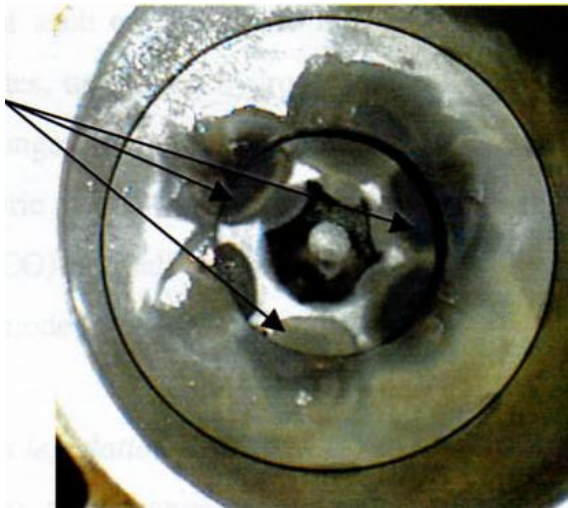
Οι παράμετροι αυτοί έχουν μεγάλη επίδραση στην κατανομή του καυσίμου ως προς τον αέρα είτε μοναδιαία είτε σε αλληλεπίδραση μεταξύ τους. Όμως, από αυτές τις παραμέτρους, μόνο το σημείο πρόσκρουσης δεν αφορά θεμελιώδεις αλλαγές σχεδιασμού του εμβόλου και αντικατάσταση του παλαιού. Το γεγονός αυτό σημαίνει πως σε περίπτωση μη αλλαγής του εμβόλου, η μόνη παράμετρος που θα μπορούσε να δείξει κάποια αλλαγή στην ποιότητα της καύσης είναι το σημείο πρόσκρουσης της έγχυσης στο τοίχωμα του κοιλώματος του εμβόλου.

Το σημείο πρόσκρουσης και η γεωμετρία του στις κατακόρυφες επιφάνειες της κοιλότητας του εμβόλου έχει μεγάλη επίδραση στην καύση και τα παραγόμενα καυσαέρια, λόγω σημαντικής επίδρασης στην διανομή του καυσίμου εντός του κοιλώματος (Melas, 2003). Έτσι, προτάθηκαν μικρές αλλαγές στο σημείο πρόσκρουσης ως καλή λύση για την εύρεση βέλτιστης λειτουργίας κινητήρα, χωρίς να γίνουν αλλαγές εξαρτημάτων στον κινητήρα. Τα σημεία πρόσκρουσης του καυσίμου εμφανίζονται στο έμβολο σαν μαύρες κηλίδες, όπως φαίνεται στην παρακάτω Εικόνα 3-9, όπου εμφανίζονται 6 σημεία πρόσκρουσης, όσες και οι οπές του ακροφυσίου του εγχυτήρα.

Το σημείο πρόσκρουσης της έγχυσης του καυσίμου μπορεί να αλλαχθεί με δύο τρόπους. Αρχικά, με την αλλαγή χρονισμού έγχυσης (Injection Timing) του καυσίμου και δευτερευόντως με την αλλαγή του βάθους προεξοχής του εγχυτήρα (Injection Protrusion). Ο χρονισμός έγχυσης έχει πολύ μεγαλύτερη επίδραση στο σημείο πρόσκρουσης από την προεξοχή του εγχυτήρα, αφού με μεγάλη πρόοδο η έγχυση μετατοπίζεται πιο ψηλά στο τοίχωμα του κοιλώματος ενώ με την υστέρησή του, γίνεται το αντίθετο. Όσον αφορά την προεξοχή του εγχυτήρα, αυτή ρυθμίζεται με αλλαγή της ροδέλας του εγχυτήρα, που

αποτελεί περιοριστικό παράγοντα για τις διαφορές στο σημείο πρόσκρουσης που μπορεί να προκαλέσει.

Σημεία
πρόσκρουσης
στο κοίλωμα
του εμβόλου
πλούσια σε
αιθάλη



Εικόνα 3-9 Έμβολο κινητήρα Ford Puma με τα σημεία πρόσκρουσης των έξι οπών του εγχυτήρα (Melas, 2003)

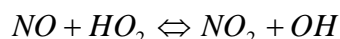
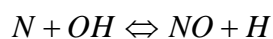
3.4 Εκπομπές Ρύπων σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης

Οι πιο σημαντικοί αέριοι ρύποι των κινητήρων ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης είναι τα οξείδια του αζώτου (NO και NO_2), τα επονομαζόμενα NO_x , τα μικροσωματίδια (PM), οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC) και το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2). Τα τρία πρώτα αποτελούν κίνδυνο για την ανθρώπινη υγεία. Άλλα επικίνδυνα αέρια είναι τα οξείδια του θείου (SO_2 και SO_3) και το θειικό οξύ (H_2SO_4). Στους πετρελαιοκινητήρες η παραγωγή μονοξειδίου του άνθρακα (CO) είναι μικρή σε σύγκριση με τους βενζινοκινητήρες, λόγω πολύ φτωχότερου μίγματος καύσης.

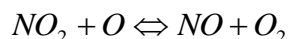
3.4.1 Οξείδια του Αζώτου (NO_x)

Υπάρχουν δύο οξείδια του αζώτου (NO και NO_2), από τα οποία το NO είναι και αυτό που αποτελεί πάνω από το 90% της συνολικής περιεκτικότητας των NO_x . Η χημική ισορροπία σε θερμοκρασίες της τάξεως που επικρατούν σε έναν θάλαμο καύσης, δίνει

μηδαμινή τιμή στις εκπομπές NO₂ και στη σχέση NO₂/NO (Heywood, 1988). Ενώ για τους βενζινοκινητήρες είναι αποδεδειγμένο πειραματικά ότι η ανωτέρω παραδοχή ισχύει, στους πετρελαιοκινητήρες έχει φανεί από σειρά μετρήσεων ότι το NO₂ μπορεί να καταλαμβάνει ποσοστά 10 - 30% των συνολικών NO_x. Ο μηχανισμός δημιουργίας του NO και μετά του NO₂ είναι ο παρακάτω (Heywood, 1988):



Όμως, παρουσιάζεται και το φαινόμενο της μετατροπής του παραγόμενου NO₂ ξανά σε NO.



Το φαινόμενο αυτό μειώνεται όταν αναμιγνύονται τα καυσαέρια με πιο κρύα ρευστά. Για αυτό η σχέση NO₂/NO στα μερικά φορτία είναι μεγαλύτερη, όπου υπάρχουν πολλές πιο κρύες περιοχές εντός του κυλίνδρου.

Τα NO_x δημιουργούνται κατά την καύση, όταν το άζωτο και το οξυγόνο αντιδρούν σε υψηλές θερμοκρασίες. Τα δύο συστατικά της αντίδρασης προέρχονται από τον αέρα εισαγωγής, αφού το άζωτο είναι παρόν στον αέρα και το οξυγόνο περισεύει, λόγω της πολύ φτωχής αναλογίας αέρα/καυσίμου.

Είναι γενικά αποδεκτό ότι δύο βασικές παράμετροι που επηρεάζουν την παραγωγή NO_x είναι η θερμοκρασία καύσης και η σχέση ισορροπίας (equivalence ratio). Μια άλλη σημαντική παράμετρος είναι η διαθεσιμότητα χρόνου για την ολοκλήρωση της αντίδρασης παραγωγής NO_x. Από όλα τα παραπάνω η πιο σημαντική παράμετρος είναι η θερμοκρασία, διότι αυξάνει την θερμότητα στο θάλαμο καύσης που είναι προαπαιτούμενη για την διάσπαση των μορίων του οξυγόνου και την αποδέσμευση του τριπλού δεσμού του αζώτου (Heywood, 1988).

Ο χρονισμός έγχυσης επηρεάζει την μέγιστη τιμή θερμοκρασίας και πίεσης στον κύλινδρο. Αυτό σημαίνει ότι είναι βασικός παράγοντας για την παραγωγή NO_x. Αν προκαλέσουμε μια υστέρηση στην έγχυση του καυσίμου, τότε τα NO_x μειώνονται,

ιδιαίτερα στα χαμηλά και μέσα φορτία. Παρόλα αυτά, η υστέρηση στην έγχυση μπορεί να αυξήσει την παραγωγή αιθάλης και την κατανάλωση καυσίμου.

Τα NO_x δημιουργούνται στα πρώτα στάδια της καύσης. Οπότε, η διαδικασία δημιουργίας του μίγματος μετά την πρόσκρουση του καυσίμου στο τοίχωμα του κοιλώματος του εμβόλου είναι βασική για την δημιουργία των NO_x (Yoshikawa et al., 1989).

Τα NO_x μπορούν να μειωθούν κατά 25% στα χαμηλά φορτία αν μειώσουμε την περίοδο υστέρησης ανάφλεξης χρησιμοποιώντας προέγχυση (pilot injection) (Minami et al., 1995). Αυτό μπορεί να γίνει με σύστημα τροφοδοσίας κοινής γραμμής (common rail). Επίσης οι Nakanishi et al. (1983) θεώρησαν εφικτό πρακτικά να μειωθεί ταυτόχρονα η αιθάλη και τα NO_x με βελτιστοποίηση των οπών του εγχυτήρα.

Μια άλλη μέθοδος μείωσης των NO_x είναι η εφαρμογή συστήματος ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR), λόγω της σημαντικής μείωσης θερμοκρασίας στον κύλινδρο που προκαλεί. Συγκεκριμένα, το EGR μειώνει την διαθεσιμότητα οξυγόνου για καύση και έτσι μειώνεται και η δημιουργία NO_x. Επίσης, το γεγονός ότι η θερμοκρασία της φλόγας μειώνεται είναι ένα ακόμα λόγος μείωσης των NO_x (Ladommatos et al., 1998).

Τέλος, έχει αποδειχθεί πως τα NO_x μπορούν να μειωθούν έως και 50% με αναλογία EGR 20%, χωρίς επίδραση στην παραγόμενη αιθάλη και τους άκαυστους HC, αν αυξηθεί η πίεση εισαγωγής αέρα (υπερσυμπίεση) και βελτιστοποιηθεί η έγχυση καυσίμου (Unchide, 1993).

3.4.2 Μονοξείδιο του Άνθρακα (CO)

Η δημιουργία του CO κατά την καύση στον κύλινδρο γίνεται με δύο μηχανισμούς (Khan et al., 1972):

1. Χημική Κινητική: παρατηρήθηκε ότι όταν θερμαίνονται φτωχά μίγματα, που είναι ανίκανα να διατηρήσουν τη διάδοση της φλόγας στον κύλινδρο, τότε παράγεται CO, του οποίου η ποσότητα εξαρτάται από την σχέση ισορροπίας και την θερμοκρασία. Η παρουσία CO οφείλεται στην κινητική ισορροπία σε μια

συγκεκριμένη θερμοκρασία. Η ποσότητα CO εξαρτάται από την δημιουργία του CO₂ και από το ποσοστό αυτού που θα μετατραπεί σε CO.

2. Πλούσιο Μίγμα: όταν δεν υπάρχει αρκετό οξυγόνο για την καύση, ένα μέρος από το CO που παράγεται από την καύση του άνθρακα των καυσίμων δεν μπορεί να οξειδωθεί και να μετατραπεί σε CO₂. Εντωμεταξύ, αφού η μετατροπή μέρους του CO₂ σε CO δεν μπορεί να αποφευχθεί, το μόνο που μπορεί να γίνει είναι καλύτερη μίξη αέρα/καυσίμου για να μη δημιουργούνται πλούσιες σε καύσιμο περιοχές που δυσχεραίνουν το πρόβλημα. Για να γίνει αυτό πρέπει να βελτιστοποιηθεί ο σχεδιασμός και η λειτουργία του συστήματος έγχυσης, να αυξηθεί η περιδίνηση στον κύλινδρο και να βελτιωθεί το σχέδιο του κοιλώματος του εμβόλου.

3.4.3 Αιθάλη και Μικροσωματίδια (PM)

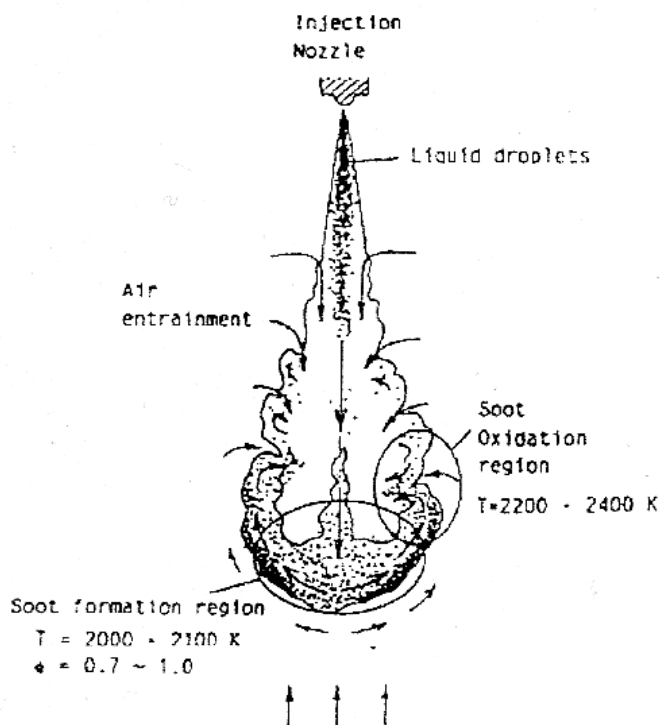
Το πιο προβληματικό καυσαέριο στους κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης είναι τα σωματίδια. Η αιθάλη θεωρείται καρκινογόνος από πολλές μελέτες και για αυτό υπόκειται σε αυστηρούς νομικούς περιορισμούς.

Η αιθάλη παράγεται κατά την καύση σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης σε θερμοκρασίες 1000 – 2000 K και πίεση μεταξύ 50 – 100 atm και αρκετό αέρα για την καύση όλου του καυσίμου (Heywood, 1988). Η αιθάλη σχηματίζεται από τον άνθρακα του καυσίμου, γύρω από τις πολύ πλούσιες περιοχές του νέφους καυσίμου, όταν το καύσιμο θερμαίνεται από τα αέρια της καύσης. Στην Εικόνα 3-10 φαίνεται η δημιουργία της αιθάλης, όπου προκύπτει ότι η αιθάλη εμφανίζεται κυρίως στην άκρη του εγχεόμενου καυσίμου.

Οι παράγοντες που επηρεάζουν την παραγωγή αιθάλης είναι οι ακόλουθοι (Shimanda et al., 1986):

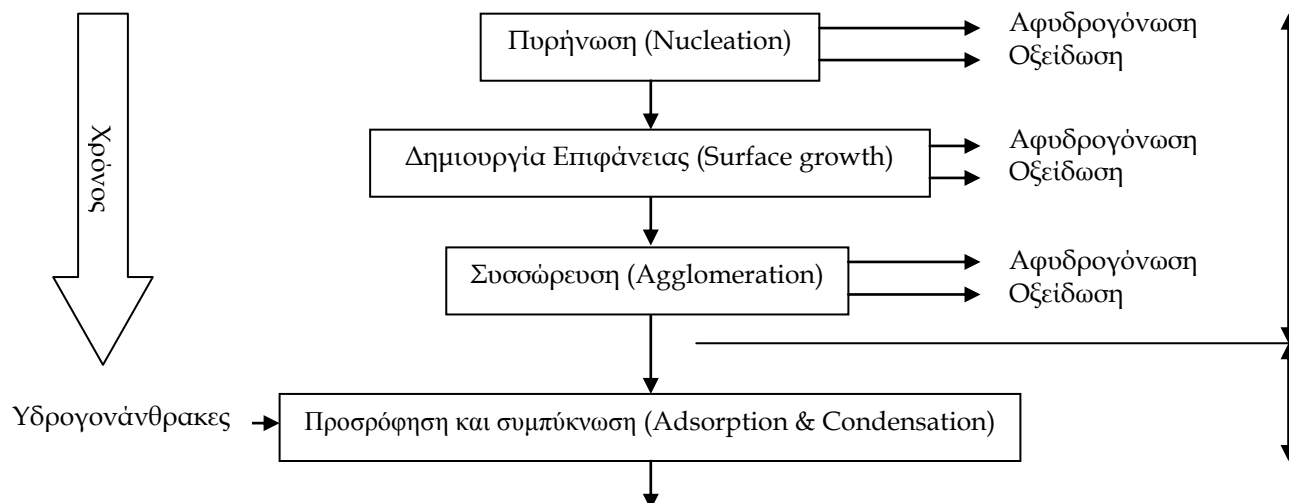
- Η σχέση ισορροπίας κατά την ανάφλεξη και η περίοδος καύσης (πλούσιο μίγμα προκαλεί περισσότερη αιθάλη).
- Η θερμοκρασία (αύξηση θερμοκρασίας αυξάνει την παραγόμενη αιθάλη).

- Λιγότερη οξείδωση της αιθάλης κατά την εκτόνωση όταν υπάρχει λιγότερος χρόνος μετά το τέλος της καύσης διάχυσης και επίσης λιγότερο οξυγόνο (Stone, 1992).



Εικόνα 3-10 Δημιουργία αιθάλης. $\Phi = 0,7 - 1$ mm (πλούσια σχέση ισορροπίας, σύμφωνα με τη σχέση $\phi = (A/F)/(A/F)_{st}$ (Melas, 2003)

Η δημιουργία αιθάλης είναι μεγαλύτερη στην άκρη της έγχυσης, διότι σε αυτό το σημείο υπάρχει ο συνδυασμός μεγάλης σχέσης ισοδυναμίας και πολύ μεγάλης θερμοκρασίας. Η αιθάλη αποτελείται από μικρές σφαίρες άνθρακα (έως 30nm διάμετρο) που έχουν συνενωθεί σε συστάδες σωματιδίων. Η συμπύκνωση υδρογονάνθρακων σε αυτά τα συσσωματώματα έχει ως αποτέλεσμα να δημιουργούνται σωματίδια με αεροδυναμική διάμετρο μικρότερη του 1 μ m. Οι μη οξειδωμένοι υδρογονάνθρακες αποτελούν το 15 - 45 % της συνολικής μάζας των σωματιδίων. Η δημιουργία των σωματιδίων έχει διάφορα στάδια, όπως φαίνεται στην παρακάτω Εικόνα 3-11.



Εικόνα 3-11 Στάδια δημιουργίας σωματιδίων (Heywood, 1988)

Η συγκέντρωση της αιθάλης αυξάνει αφού αρχίσει η καύση. Υπάρχουν σημεία υψηλής συγκέντρωσης αιθάλης στον ψεκασμό, λόγω πυρόλυσης του καυσίμου. Το 50% περίπου του ανθρακικού περιεχομένου του καυσίμου μπορεί να μετατραπεί σε αιθάλη κατά την έγχυση (Heywood, 1988). Η παραγόμενη αιθάλη μπορεί να μειωθεί, ελαττώνοντας τη διάρκεια της καύσης διάχυσης, το οποίο είναι εφικτό με ταχύτερη καύση του μίγματος αέρα/καυσίμου.

Το μεγαλύτερο μέρος της πρώιμης παραγόμενης αιθάλης οξειδώνεται κατά τη μίξη της με τον καθαρό αέρα ή το φτωχότερο μίγμα αέρα/καυσίμου. Η οξείδωση της αιθάλης προωθείται από την αυξημένη θερμοκρασία στον κύλινδρο προς το τέλος της εκτόνωσης. Σε χαμηλά φορτία έχει διαπιστωθεί ότι αυξάνεται η οξείδωση της αιθάλης, λόγω αυξημένης συγκέντρωσης οξυγόνου.

3.4.4 Άκαυστοι Υδρογονάνθρακες (HC)

Οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες εμφανίζονται στους κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης από δύο πηγές (Stone, 1992).

- Γύρω από την περίμετρο της ζώνης αντίδρασης υπάρχει ένα μίγμα τόσο φτωχό που δεν μπορεί να καεί. Επίσης, όσο μακρύτερη η περίοδος υστέρησης, τόσο μεγαλύτερη

και η εκπομπή HC. Υπάρχει πάντα μια περίοδος υστέρησης κάτω από την οποία δεν υπάρχει δυνατότητα περαιτέρω μείωσης της παραγωγής HC.

- Το κατακρατηθέν καύσιμο εντός του εγχυτήρα εγχέεται εντός του κυλίνδρου στο τέλος του κύκλου, όταν η θερμοκρασία αερίων είναι τόσο χαμηλή που είναι αδύνατη η καύση του. Έτσι, μέρος του καυσίμου μένει άκαυστο ή μερικώς πυρολυμένο, με αποτέλεσμα να συνεισφέρει στους εκπεμπόμενους HC.

Υπάρχουν πολλοί παράγοντες που επηρεάζουν την παραγωγή HC.

- Το σχέδιο της κοιλότητας του εμβόλου επιδρά στην ανάμιξη αέρα/καυσίμου και στην υστέρηση ανάφλεξης, οι οποίες με την σειρά τους επιδρούν στην παραγωγή HC.
- Η θερμοκρασία καύσης επίσης επιδρά στους άκαυστους HC, μιας και όσο αυξάνει οι HC μειώνονται.
- Το φορτίο του κινητήρα επιδρά επίσης σημαντικά, αφού σε χαμηλά φορτία, η υστέρηση ανάφλεξης είναι μακρύτερη και περισσότερο φτωχό μίγμα δημιουργείται γύρω από την περίμετρο του νέφους. Όσο αυξάνει το φορτίο η υστέρηση μικραίνει και οι HC μειώνονται. Άλλη περίπτωση αύξησης των HC είναι όταν αυξάνουμε το καύσιμο υπερβολικά στα μεγάλα φορτία.

3.5 Προβλήματα χρήσης φυτικών ελαίων ως καυσίμων σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης

3.5.1 Εισαγωγή

Τα προβλήματα που παρουσιάζονται με την χρήση φυτικών ελαίων ως καυσίμων σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης είναι διαφόρων τύπων και εμφανίζονται σε όλα τα στάδια διαδρομής από το δοχείο καυσίμου έως την καύση του καυσίμου εντός του κυλίνδρου.

3.5.2 Προβλήματα συστήματος τροφοδοσίας καυσίμου

Το αυξημένο ιξώδες των φυτικών ελαίων σε σχέση με το πετρέλαιο, που φθάνει να είναι μέχρι και 18 φορές μεγαλύτερο, έχει ως αποτέλεσμα μια σημαντική αύξηση της πίεσης έγχυσης του καυσίμου. Πιο συγκεκριμένα, το αυξημένο ιξώδες προκαλεί μεγαλύτερες δυνάμεις συνοχής μεταξύ των μορίων του μεταφερόμενου καυσίμου και της εσωτερικής επιφάνειας του σωλήνα. Συνήθως, για να υπερκεραστεί αυτή η αύξηση προστίθεται μια ακόμα βοηθητική αντλία που λειτουργεί επικουρικά στην υπάρχουσα μεταφορική αντλία του συστήματος τροφοδοσίας κινητήρα.

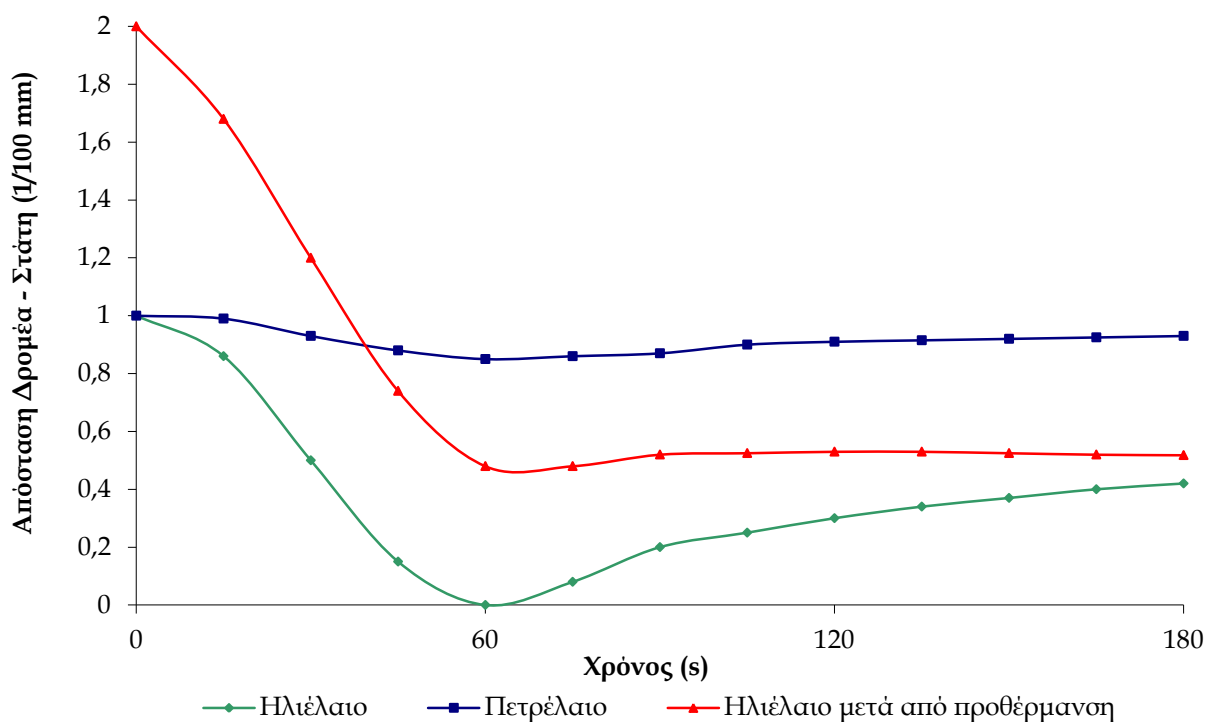
Όσον αφορά τις αντλίες υψηλής πίεσης, ενώ για τις εμβολοφόρες αντλίες δεν έχουν επισημανθεί προβλήματα λειτουργίας όταν χρησιμοποιούνται φυτικά έλαια ως καύσιμα, σε συγκεκριμένους τύπους περιστροφικών αντλιών (Rotary Distribution Pump – RDP) παρατηρήθηκαν περιπτώσεις «σφήνωσης» του δρομέα της αντλίας στο σώμα της, λόγω των φυτικών ελαίων. Σύμφωνα με παλαιότερη έρευνα, όταν χρησιμοποιήθηκαν φυτικά έλαια σε περιστροφικές αντλίες, η λειτουργία και ανθεκτικότητά τους επηρεάστηκαν σημαντικά (Higelin, 1992). Είναι χαρακτηριστικό ότι τα προβλήματα εμφανίστηκαν όταν χρησιμοποιούνταν ηλιέλαιο σαν καύσιμο, όπου μετά από 60 – 100 s από την κρύα έναρξη σε χαμηλό φορτίο παρουσιάζονταν «σφήνωση» του δρομέα της αντλίας σε εντοπισμένα σημεία της αντλίας. Από τους πιθανούς λόγους που η χρήση φυτικών ελαίων παρουσιάζει τέτοιου είδους προβλήματα στις περιστροφικές αντλίες καυσίμου απομονώθηκαν οι πιο βάσιμοι που είναι η αυξημένη πίεση στην αντλία και η έλλειψη λίπανσης.

Η αυξημένη πίεση με την χρήση των φυτικών ελαίων αποδείχθηκε ότι δεν ήταν η αιτία της καταστροφής της αντλίας, αφού η «σφήνωση» δεν εμφανίστηκε στην μέγιστη πίεση, άρα αυτή η διαφορά πίεσης δεν ήταν η αιτία. Μάλιστα, στις τρεις από τις τέσσερις δοκιμές που έγιναν, η «σφήνωση» εμφανίστηκε στο ρελαντί του κινητήρα, όπου η πίεση που δημιουργείται είναι πολύ κατώτερη της μέγιστης πίεσης που εμφανίζει η αντλία με το παραδοσιακό πετρέλαιο κίνησης.

Όσον αφορά την έλλειψη λίπανσης, επίσης δεν ήταν ο λόγος της ρήξης της αντλίας, αφού παρόλη την προσθήκη δύο στομιών λίπανσης στο κέντρο του

περιστροφικού τμήματος της αντλίας, όπου στην μητρική διάταξη δεν υπάρχει στόμιο εξόδου του ελαίου λίπανσης, η αντλία με τον τροποποιημένο δρομέα παρουσίασε ίδιου τύπου ρήξη.

Τελικά, το φαινόμενο της ρήξης της αντλίας εξηγήθηκε σαν ένα καθαρά θερμικό φαινόμενο. Η θερμική ισχύς που χάνεται για να διατηρηθεί η στρώση καυσίμου μεταξύ του δρομέα και του στάτη της αντλίας εξαρτάται γραμμικά από το δυναμικό ιξώδες του καυσίμου που αντλείται. Συγκεκριμένα, στους 20 °C, όπου το δυναμικό ιξώδες του ηλιέλαιου είναι 17.7 φορές μεγαλύτερο από αυτό του συμβατικού πετρελαίου κίνησης, η θερμική ισχύς με το ηλιέλαιο αυξήθηκε από 5.9 W σε 104 W (≈ 17 φορές αύξηση). Παρατηρώντας αυτό, κατέληξε στην προθέρμανση του ηλιέλαιου για να παρατηρήσει αν και εφόσον παρουσιάζεται «σφήνωση» του δρομέα. Κατέληξε στο συμπέρασμα ότι προθερμαίνοντας το φυτικό έλαιο απεφεύχθη η πιθανή «σφήνωση», αφού απόσταση δρομέα - στάτη δεν μηδενίστηκε κατά την διάρκεια του πειράματος (Διάγραμμα 3-3).



Διάγραμμα 3-3 Εξέλιξη της απόστασης δρομέα - στάτη σε μια περιστρεφόμενη αντλία καυσίμου σε σχέση με τον χρόνο σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας (Higelin, 1992)

3.5.3 Προβλήματα καύσης καυσίμου

3.5.3.1 Εισαγωγή

Η καύση φυτικών ελαίων σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης δημιουργεί αποθέσεις άνθρακα σε πολλά μέρη του κινητήρα. Το κυριότερο μέρος που εμφανίζονται αποθέσεις είναι οι οπές του ακροφυσίου στους εγχυτήρες κάθε κυλίνδρου. Όμως, εμφανίζονται και σημαντικές πηλιδώδεις αποθέσεις στην κεφαλή του κινητήρα, τους εγχυτήρες, τα έμβολα και τις βαλβίδες που μπορούν σταδιακά να προκαλέσουν σημαντική μείωση της ισχύος του κινητήρα μέχρι και την τελική ρήξη του κινητήρα μετά από μερικές δεκάδες ώρες λειτουργίας με φυτικά έλαια ως καύσιμα.

3.5.3.2 Αποθέσεις στο θάλαμο καύσης

3.5.3.2.1 Μηχανισμός σχηματισμού αποθέσεων

Κατά την ανάλυση της εξάτμισης των σταγονιδίων του καυσίμου, παρατηρείται ότι τα στερεά και υγρά υπολείμματα στο τέλος της εξάτμισης εξαρτώνται σημαντικά από την θερμοκρασία του αέρα στον κύλινδρο. Σε δοκιμή εξάτμισης μιας σταγόνας καυσίμου σε μεταλλική επιφάνεια φάνηκε πως ενώ το συμβατικό πετρέλαιο κίνησης εξατμιζονταν πλήρως σε θερμοκρασία 300 °C, το ηλιέλαιο χρειάστηκε πάνω από 600 °C για να μην αφήνει απόθεση στην επιφάνεια. Σε θερμοκρασία 580 °C, το ηλιέλαιο σχημάτισε στερεές αποθέσεις άνθρακα, ενώ όταν η θερμοκρασία ήταν 420 - 440 °C τα υπολείμματα της εξάτμισης ήταν υγρά και παρουσίαζαν υψηλό ιξώδες (Higelin, 1992).

Αν διερευνήσουμε τη συμπεριφορά μιας σταγόνας καυσίμου στην έναρξη του ψεκασμού, κατά την εξάτμισή της σε ένα κρύο τοίχωμα του θαλάμου καύσης, τότε είναι εμφανής η απόθεση αυτής της σταγόνας στο τοίχωμα του θαλάμου. Κατά την καύση, αυτή η σταγόνα μπορεί να συνεχίσει την εξάτμισή της, αρκεί η ποσότητα της ανταλλάσσομενης θερμότητας μεταξύ των αερίων της καύσης και της σταγόνας να είναι αρκετή.

Υπάρχουν τρεις πιθανές περιπτώσεις μηχανισμών καύσης του εισερχόμενου νέφους ψεκασμού:

- Το νέφος ψεκασμού να βρίσκεται κάθε στιγμή σε επαφή με το τοίχωμα του θαλάμου καύσης. Σε αυτή την περίπτωση το καύσιμο εξατμίζεται ολοκληρωτικά από την θερμότητα των αερίων και δεν αποτίθεται μέρος της στην επιφάνεια. Ο μηχανισμός αυτός εμφανίζεται σε κινητήρες μεγάλου κυβισμού, το οποίο εξηγεί την ικανότητα τους να λειτουργούν χωρίς προβλήματα με βαρέα καύσιμα υψηλού ιξώδους.
- Το νέφος ψεκασμού να ακουμπάει το τοίχωμα και το τοίχωμα και τα αέρια της καύσης ελευθερώνουν μια ικανοποιητική ποσότητα θερμότητας για την εξάτμιση του καυσίμου που αποτίθεται στο τοίχωμα του θαλάμου καύσης.
- Το νέφος ψεκασμού να ακουμπάει το τοίχωμα, αλλά η απελευθέρωση ενέργειας κατά την καύση δεν είναι ικανοποιητική για την εξάτμιση του καυσίμου που αποτίθεται στο τοίχωμα του θαλάμου καύσης. Αυτός ο μηχανισμός προκαλεί την δημιουργία αποθέσεων στον θάλαμο καύσης με την χρήση φυτικών ελαίων. Πράγματι, η συνεισφορά της θερμότητας που εκλύεται κατά την καύση είναι αρκετή για την εξάτμιση κλασμάτων ελαφρύτερων των φυτικών ελαίων. Όμως, στην περίπτωση των φυτικών ελαίων τα υπολειπόμενα βαρέα κλάσματα πολυμερίζονται και δημιουργούν αποθέσεις.

3.5.3.2.2 Εντοπισμός των αποθέσεων

Τα υπολείμματα εμφανίζονται σε ένα κατώτατο όριο θερμοκρασίας καλά καθορισμένο. Έτσι, είναι δυνατόν να καθορίσουμε τις ζώνες του θαλάμου καύσης που είναι πιο ευαίσθητες στον σχηματισμό αποθέσεων σε σχέση με την θερμοκρασία λειτουργίας σε κάθε μια από αυτές.

Ενδεικτικά αναφέρονται οι μέσες θερμοκρασίες κατά την λειτουργία του κινητήρα στα πειράματα του [Higelin, 1992](#) στα διάφορα μέρη που αποτελούν το θάλαμο καύσης, σε μέγιστο φορτίο:

- Κύλινδρος	200 °C
- Έμβολο	270 °C
- Κεφαλή	350 °C

- Κατάτμηση	220 °C
- Βαλβίδες εξαγωγής	600 °C
- Ακροφύσιο εγχυτήρα	150 °C

Η χαμηλή θερμοκρασία του ακροφυσίου του εγχυτήρα οφείλεται στη ροή του καυσίμου. Το μέρος που είναι πιο κρύο στο ακροφύσιο του εγχυτήρα εντοπίζεται γύρω από τις οπές του εγχυτήρα. Έτσι, το πιο πιθανό μέρος για επικαθίσεις άνθρακα είναι το ακροφύσιο. Στις ιδανικότερες συνθήκες, προβλήματα αποθέσεων παρουσιάζονται μόνο γύρω από τις οπές του εγχυτήρα. Όσο διαφοροποιούνται οι συνθήκες προσδευτικά από τις ιδανικές, αποθέσεις αρχίζουν να παρατηρούνται και σε άλλα σημεία, όπως η κατάτμηση, τα έμβολα και η κεφαλή. Η διάδοση των αποθέσεων σε άλλα μέρη παρατηρείται αρχικά στα μέρη που είναι ψυχρά και μετά στα πιο θερμά.

3.5.3.2.3 Εξέλιξη των αποθέσεων σε σχέση με το φορτίο του κινητήρα

Το ποσοστό φόρτισης ενός κινητήρα είναι καθοριστικό για την εξέλιξη των αποθέσεων σε ένα θάλαμο καύσης. Πράγματι, αυξάνοντας το φορτίο, αυξάνει και η μέση θερμοκρασία των αερίων εντός του θαλάμου καύσης και έτσι αυξάνει και η επίδραση της θερμότητας στο καύσιμο που επικάθεται στα τοιχώματα (Heywood, 1988).

Κατά την λειτουργία σε πλήρες φορτίο, η θερμοκρασίες των τοιχωμάτων και των αερίων βρίσκονται στο μέγιστο βαθμό. Σε αυτές τις συνθήκες, οι αποθέσεις στον θάλαμο καύσης είναι σχεδόν μηδενικές. Το μόνο που παρατηρείται είναι ελάχιστες αποθέσεις στην μύτη του εγχυτήρα που οφείλονται κυρίως στον προσανατολισμό του νέφους του ψεκασμού και στον ανεπαρκή διαμερισμό του νέφους του φυτικού ελαίου (Rakopoulos et al., 2006a).

Στην περίπτωση των μερικών φορτίων, οι μέσες θερμοκρασίες των αερίων και των τοιχωμάτων είναι μικρότερες. Έτσι, ο κινητήρας βρίσκεται σε πιο δυσμενή θέση ως προς τις αποθέσεις. Στα μερικά φορτία σε έναν κινητήρα άμεσης έγχυσης που χρησιμοποιεί πετρέλαιο κίνησης ως καύσιμο, ένα μέρος του εκτοξευόμενου καυσίμου αποτίθεται στα τοιχώματα. Όμως, το πετρέλαιο που αποτίθεται, εξατμίζεται. Η χρήση φυτικών ελαίων ως

καυσίμων σε πολύ χαμηλό φορτίο, έχει ως αποτέλεσμα την σημαντική απόθεση άνθρακα σε όλα τα μέρη που αποτελούν τον θάλαμο καύσης. Οι αποθέσεις αυτές δύνανται να προκαλέσουν ρήξη του συστήματος έμβολο - κύλινδρος, λόγω του πολυμερισμού του φυτικού ελαίου στην κατάτμηση. Όταν μειώνεται το φορτίο σταδιακά σε σχέση με το πλήρες φορτίο, είναι εμφανής η αύξηση της επιφάνειας που εμφανίζει αποθέσεις άνθρακα (Higelin and Charlet, 1995).

Είναι φανερό πως για μέσα και μικρά φορτία το ποσό της θερμότητας που εκπέμπουν τα αέρια της καύσης στο καύσιμο δεν είναι αρκετό. Μια λύση σε αυτό το πρόβλημα θα μπορούσε να είναι η αύξηση της θερμότητας εντός του θαλάμου καύσης με την προθέρμανση του αέρα εισαγωγής.

3.5.3.2.4 Εξέλιξη των αποθέσεων σε σχέση με την θερμοκρασία του εισερχόμενου αέρα

Η θερμοκρασία εισερχόμενου αέρα επιδρά στις αποθέσεις του θαλάμου καύσης καταλυτικά και αυτό φαίνεται από τις παρακάτω τρεις δοκιμές (Higelin, 1992).

- Αρχικά δοκιμάστηκε η προθέρμανση του αέρα εισαγωγής με χρήση εναλλάκτη θερμότητας αέρα - νερού. Σε χαμηλά φορτία και χαμηλή πίεση υπερτροφοδοσίας, η θερμοκρασία κατά την συμπίεση ήταν ίση με την θερμοκρασία περιβάλλοντος. Με την χρήση εναλλάκτη, προθερμάνθηκε ο αέρας εισαγωγής και έτσι στις 1700 rpm η θερμοκρασία του αέρα στην κεφαλή αυξήθηκε από 35 °C στους 75 °C. Μια τέτοια ενέργεια μείωσε σημαντικά τις αποθέσεις του θαλάμου καύσης.
- Για να αυξηθεί η θερμότητα που φέρει ο αέρας εισαγωγής, είναι δυνατή επίσης η εφαρμογή της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων (Exhaust Gas Recirculation, EGR). Ένα μέρος των καυσαερίων δεν φεύγει προς το περιβάλλον και επανεισάγεται στον αυλό εισαγωγής αέρα του κινητήρα. Αυτό το σύστημα πρέπει υποχρεωτικά να είναι ρυθμιζόμενο με τρόπο τέτοιο ώστε να είναι εφικτή η προσαρμογή της ανακυκλοφορίας στο ποσοστό του φορτίου που εφαρμόζεται στον κινητήρα. Στα χαμηλά φορτία, ο ρυθμός ανακυκλοφορίας πρέπει να είναι μεγάλος, γιατί αναζητούμε υψηλά ποσά θερμότητας για την αποφυγή αποθέσεων. Σε υψηλά φορτία ο ρυθμός ανακυκλοφορίας πρέπει να είναι χαμηλότερος για να μην μειώσει την περίσσεια αέρα που είναι

απαραίτητη για την σωστή καύση του καυσίμου. Στις δοκιμές που διενεργήθηκαν, ο ρυθμός ανακυκλοφορίας ορίστηκε έτσι ώστε να διατηρείται μια σταθερή περίσσεια αέρα ανάλογα με το φορτίο. Σύμφωνα με τις μετρήσεις, με φορτία από 80% έως 60% του μέγιστου, το όριο εξάπλωσης των αποθέσεων στους εγχυτήρες ξεπεράστηκε και εμφανίστηκαν αποθέσεις σε άλλα μέρη του θαλάμου καύσης.

- Για να αυξηθεί η εισαγόμενη θερμότητα, μπορεί να εφαρμοστεί η προσαρμογή ηλεκτρικών αντιστάσεων στον αυλό εισαγωγής αέρα. Με αυτή την συσκευή επιτεύχθη θερμοκρασία εισαγωγής της τάξεως των 200 °C στο μέγιστο φορτίο και 125 °C σε μικρότερα φορτία. Με αυτή την διάταξη, οι αποθέσεις των εγχυτήρων μειώθηκαν με λειτουργία του κινητήρα ακόμα και με 30% φορτίο.

Όπως είναι φανερό, η επίδραση της θερμοκρασίας του αέρα εισαγωγής στον ρυθμό δημιουργίας αποθέσεων του θαλάμου καύσης είναι καθοριστική. Για την πλήρη εξαφάνιση του φαινομένου των αποθέσεων, επιβάλλεται θερμοκρασία εισαγωγής άνω των 200 °C, το οποίο είναι φανερό πως δεν είναι εφικτό στην πράξη. Όμως, μια σημαντική αύξηση της θερμοκρασίας του αέρα εισαγωγής, μειώνει την τελική μάζα του αέρα πλήρωσης με αποτέλεσμα την μείωση της απόδοσης του κινητήρα, λόγω της χειρότερης καύσης του καυσίμου.

Πρέπει να σημειωθεί πως μερικές ώρες λειτουργίας του κινητήρα με πετρέλαιο μπορεί να εξαφανίσει τις αποθέσεις που άφησε το ηλιέλαιο μετά την χρήση του χωρίς να προβούμε σε τόσο περίπλοκες ενέργειες (Yahya and Marley, 1994, Karaosmanoglu et al., 2000, Bari et al., 2002, Sidibé et al., 2010).

3.5.3.2.5 Επίδραση της θερμοκρασίας της επιφάνειας του εμβόλου

Μια άλλη μέθοδος για την αύξηση της θερμοκρασίας του καυσίμου που επικάθεται στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης είναι η μείωση των απωλειών θερμότητας από τα μέρη που συνιστούν τον θάλαμο καύσης. Με αυτό τον τρόπο η αύξηση της θερμοκρασίας της επιφάνειας των μερών του θαλάμου καύσης πρέπει να είναι πανομοιότυπη της μέσης θερμοκρασίας των αερίων. Για την επίτευξη αυτού του αποτελέσματος είναι απαραίτητο να αυξήσουμε την θερμική αντίσταση των μερών αυτών

και ιδιαίτερα του εμβόλου, το οποίο δέχεται άμεσα τον ψεκασμό του καυσίμου. Αυτό μπορεί να γίνει με αλλαγή του κράματος κατασκευής του εμβόλου με κατάλληλο για θερμική μόνωσή του (Higelin, 1992).

3.5.4 Προβλήματα ρύπανσης του ελαίου λίπανσης

Πολλοί ερευνητές έχουν παρατηρήσει την ταχύτερη υποβάθμιση του λιπαντικού ελαίου ενός κινητήρα όταν λειτουργεί με καύσιμα βασισμένα στα φυτικά έλαια (Sidibé et al., 2010, Basinger et al., 2010a, Martyr and Plint, 2012). Αυτή η επιδείνωση των χαρακτηριστικών του λιπαντικού ελαίου οφείλεται στην αραίωσή του από το φυτικό έλαιο που χρησιμοποιείται ως καύσιμο. Συνήθως, η αιτία της διαρροής του καυσίμου φυτικού ελαίου προς τον στροφαλοθάλαμο, είναι η συστολή των ελατηρίων του εμβόλου, λόγω της μειωμένης θερμοκρασίας καύσης των φυτικών ελαίων. Έτσι, μέρος του φυτικού ελαίου καταλήγει στο δοχείο λιπαντικού και το υποβαθμίζει. Η υποβάθμιση αυτή του λιπαντικού ορυκτελαίου οφείλεται στο γεγονός ότι οι θερμοκρασία του βρίσκεται σε επίπεδα από 90 έως 120 °C, κατά την οποία το φυτικό έλαιο που έχει παρεισφρήσει στο δοχείο του λιπαντικού ελαίου πολυμερίζεται άμεσα και μειώνει δραστικά την λιπαντική ικανότητα του ορυκτελαίου.

Κατά την μελέτη της καύσης ενός φυτικού ελαίου σαν καύσιμο σε κινητήρα εσωτερικής καύσης ανάφλεξης συμπίεσης, λόγω των αρκετά διαφορετικών φυσικοχημικών χαρακτηριστικών του σε σύγκριση με το συμβατικό πετρέλαιο κίνησης, το μόνο που μπορούμε να αναφέρουμε είναι ότι εξαρτάται πάρα πολύ από τον τύπο του κινητήρα στον οποίο χρησιμοποιείται.

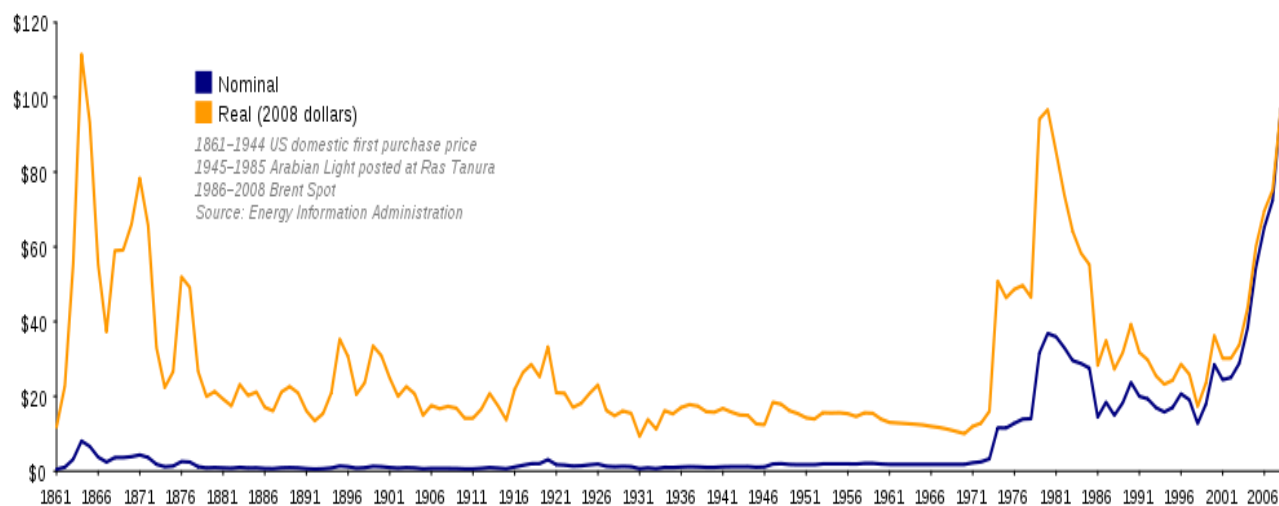
3.6 Δοκιμές φυτικών ελαίων ως καυσίμων σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης

3.6.1 Αρχικές μελέτες

Ο πρώτος που ασχολήθηκε με την λειτουργία ενός κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης με καύσιμο φυτικό έλαιο ήταν ο ίδιος ο εφευρέτης της Rudolf Diesel που

παρουσίασε ως πιθανό καύσιμο για τον κινητήρα του το φυσικέλαιο στην διεθνή έκθεση των Παρισίων το 1900.

Παρόλα αυτά, περαιτέρω έρευνα στο αντικείμενο δεν παρουσιάστηκε μέχρι την πρώτη πετρελαϊκή κρίση του 1973, όπου η τιμή του πετρελαίου που διατηρούνταν σε σταθερά επίπεδα (10 - 35 \$/βαρέλι) για σχεδόν 100 χρόνια (1878 - 1973) αυξήθηκε δραματικά (Διάγραμμα 3-4).



Διάγραμμα 3-4 Διακόμανση τιμής πετρελαίου στην περίοδο 1861 - 2007

Πηγή: http://en.wikipedia.org/wiki/1973_oil_crisis

Στο παρακάτω πίνακα βρίσκονται συγκεντρωμένες οι έρευνες στον τομέα της χρήσης φυτικών ελαίων ως καυσίμων σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης που αναφέρονται στη διδακτορική διατριβή του Higelin, που διενεργήθηκαν την περίοδο 1977 - 1992 (Higelin, 1992):

Πίνακας 3-1 Συγκεντρωτικός πίνακας δοκιμών στον τομέα των φυτικών ελαίων ως καυσίμων την περίοδο 1977 - 1992

Τύπος Κινητήρα	Τύπος Έγχυσης (Άμεσος = Α, Έμμεσος = Ε)	Κυβισμός (l)	Αριθμός Στροφών Δοκιμής (rpm)	Επίπεδο Χρήσης (km ή h)	Καύσιμο υπό Δοκιμή (% μίγματος με πετρέλαιο)	Επεξεργασία φυτικού ελαίου	Παρατηρήσεις
CATERPILLAR	Α	10.45	1500	Δοκιμαστική	100% ηλιέλαιο	Αποδόμωση	Επικαθίσεις

3306				Λειτουργία		(115°C)	στους εγχυτήρες
CATERPILLAR 3306	A	10.45	1500	Δοκιμαστική Λειτουργία	100% σογιέλαιο	Ακατέργαστο (115°C)	Επικαθίσεις στους εγχυτήρες
CATERPILLAR 3306	A	10.45	1500	Δοκιμαστική Λειτουργία	100% σογιέλαιο	Αποκομμωμένο (145°C)	-
CATERPILLAR 3306	A	10.45	1500	Δοκιμαστική Λειτουργία	100% σογιέλαιο	Ημιραφινρισμένο (145°C)	-
CATERPILLAR 3306	A	10.45	1500	Δοκιμαστική Λειτουργία	100% σογιέλαιο	Ελαφρά ύδωρ (145°C)	-
BUDA DIESEL MF 240	E	0.522	-	210 h	100% ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	-
MF 240	A	-	-	15 h	20% Ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	Επικαθίσεις στους εγχυτήρες
MF 240	A	-	-	5 h	100% ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	Επικαθίσεις στους εγχυτήρες
FORD 7000	A	-	-	24 h	20% ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	Επικαθίσεις στους εγχυτήρες
MF 275	A	-	-	5 h	20% ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	Επικαθίσεις στους εγχυτήρες
LOMBARDINI 720	A	-	2500	7 h	100% λιναρέλαιο	Ακατέργαστο	Επικαθίσεις στους εγχυτήρες
LOMBARDINI 720	A	-	2500	86 h	100% κραμβέλαιο	Ραφινρισμένο	Ελαφρές επικαθίσεις
PERKINS 3.152	A	2.5	2500	Δοκιμαστική Λειτουργία	100% κραμβέλαιο	Ραφινρισμένο	-
RENAULT F8M	E	1.6	4500	50 h	100% βαμβ/έλαιο	Ακατέργαστο	-
HATZ E79	E	-	-	350 h	100% φοινκέλαιο	Ακατέργαστο	-
HATZ E79	E	-	-	350 h	100% φυστ/έλαιο	Ακατέργαστο	-
HATZ E79	E	-	-	100 h	100% βαμβ/έλαιο	Ακατέργαστο	-
HATZ E79	E	-	-	38 h	100% κραμβέλαιο	Ακατέργαστο	Απόφραξη
HATZ E79	E	-	-	50 h	100% κραμβέλαιο	Αποκομμωμένο	-
DEUTZ F3L 912W	E	-	-	2300 h	100% ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	-
PERKINS 4.248	A	-	-	200 h	80% ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	Απόφραξη
FORD 7000	A	-	-	100 h	100% ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	Επικαθίσεις στους εγχυτήρες
MWM D226-4	A	-	2500	10 h	100% κραμβέλαιο	-	Επικαθίσεις στους εγχυτήρες
MWM D226-4	A	-	2500	10 h	20% κραμβέλαιο	Ακατέργαστο	Επικαθίσεις στους εγχυτήρες
MWM D226-4	A	-	2500	10 h	50% κραμβέλαιο	Υδρογονωμένο	Επικαθίσεις στους εγχυτήρες
MWM D226-4	A	-	2500	10 h	50% φυστ/έλαιο	Ακατέργαστο	Επικαθίσεις στους εγχυτήρες
MWM D226-4	A	-	2500	36 h	50% φυστ/έλαιο	Υδρογονωμένο	Επικαθίσεις στους εγχυτήρες
FORD 4800	A	3.3	2200	100 h	20% σογιέλαιο	Ραφινρισμένο	Ελαφρές επικαθίσεις
PETTER AA1	E	0.22	3600	-	-	-	-
IH 1086	A	6.8	2400	1240 h	33% κραμβέλαιο	Ακατέργαστο	-
PETTER 2 κυλινδρων	A	-	-	150 h	100% κραμβέλαιο	Ακατέργαστο	-
FORD 7000	A	-	-	1284 h	20% ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	-
FORD 5000	A	-	-	100 h	60% ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	Επικαθίσεις στους εγχυτήρες
MF 285	A	-	-	392 h	20% ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	-
FIAT 880	A	-	-	576 h	20% ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	Απόφραξη
IH 8445	A	-	-	361 h	20% ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	-

JOHN DEERE 2030	A	-	-	396 h	20% ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	-
PERKINS D 3152	A	2.5	2400	1000 h	Αρνίσιο Λίπος	-	-
AGROM	A	1.9	2500	20 h	100% βαμβ/έλαιο	Ακατέργαστο	Επικαθίσεις στους-εγχυτήρες
HATZ E 89	E	0.686	2500	1650 h	100% ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	-
AGROM	A	1.9	2500	16 h	100% κόπρα	Ακατέργαστο	Απόφραξη
YANMAR NS 40	E	0.289	2000	50 h	100% κραμβέλαιο	Αποκομμωμένο	-
BERNARD	A	0.231	3600	10 h	100% φουστ/έλαιο	Αποκομμωμένο	Επικαθίσεις στους-εγχυτήρες
STEYR ND 408	A	-	-	1000 h	50% κραμβέλαιο	Ραφινρισμένο	-
RICARDO EG/T	E	0.505	2750	30 h	100% κραμβέλαιο	Ραφινρισμένο	-
RICARDO EG/T	E	0.505	2750	30 h	100% σογιέλαιο	Ραφινρισμένο	-
RICARDO EG/T	E	0.505	2750	30 h	100% βαμβ/έλαιο	Ραφινρισμένο	-
RICARDO EG/T	E	0.505	2750	30 h	100% κόπρα	Ραφινρισμένο	Επικαθίσεις στους εγχυτήρες
ALLIS CHALMER 4338	A	3.28	-	264 h	25% ηλιέλαιο	Ραφινρισμένο	-
IH 6 κυλινδρών turbo	A	7.1	2500	186 h	100% βαμβ/έλαιο	Ημιραφινρισμένο	Απόφραξη
ALLIS CHALMER 8550	A	-	-	503 h	25% Ηλιέλαιο	Ραφινρισμένο	-
FORD 2711 E	A	2.8	2200	87 h	100% ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	Απόφραξη
TOYOTA Land Cruiser	E	-	-	15000 km	100% κόπρα	Ακατέργαστο	-
YANMAR TS 70 C	E	0.376	2200	1680 h	100% κάρδαμο	Ραφινρισμένο	-
FORD 4600	A	3.3	2200	154 h	100% κάρδαμο	Ραφινρισμένο	Απόφραξη
FORD 2711 E	A	2.8	2200	1000 h	20% ηλιέλαιο	Αποκομμωμένο	-
IH DT 436 8	A	7.6	2500	200 h	50% ηλιέλαιο	Ραφινρισμένο	Ελαφρές επικαθίσεις
YANMAR TS 70 C	E	0.376	2200	1700 h	70% κραμβέλαιο	Ακατέργαστο	-
FORD 4600	A	3.3	2200	120 h	50% κάρδαμο	Ραφινρισμένο	-
PERKINS 4248	A	4.1	2300	1200 h	33% κραμβέλαιο	Ακατέργαστο	-
FORD TW-10	A	6.6	2300	700 h	33% κραμβέλαιο	Ακατέργαστο	-
VOLVO BMT 650	A	4.2	1950	450 h	33% κραμβέλαιο	Ακατέργαστο	-
VOLVO BMT 650	A	4.2	1950	770 h	33% κραμβέλαιο	Ακατέργαστο	-
ONAN DJA 30	E	-	-	1000 h	50% σογιέλαιο	Αποκομμωμένο	-
ALLIS CHALMER 7020	A	4.93	2500	700 h	50% ηλιέλαιο	Ραφινρισμένο	-
CASE 2580	A	8.2	-	816 h	50% ηλιέλαιο	Ραφινρισμένο	-
CASE 2390	A	8.2	-	680 h	50% ηλιέλαιο	Ραφινρισμένο	-
JOHN DEERE 4440	A	8.6	2200	325 h	50% ηλιέλαιο	Ραφινρισμένο	-
PERKINS 4236	A	3.8	2300	1300 h		-	-

Ένα βασικό συμπέρασμα που προκύπτει από όλες τις μελέτες που είχαν γίνει σε αυτή την περίοδο είναι ότι τα αποτελέσματα των δοκιμών σε κινητήρες έμμεσης έγχυσης καυσίμου με ξεχωριστό προθάλαμο καύσης είναι πολύ πιο ικανοποιητικά από τα αντίστοιχα σε κινητήρες άμεσης έγχυσης.

Είναι σημαντικό να τονίσουμε ότι τα αποτελέσματα των διαφόρων δοκιμών που έχουν διεξαχθεί κατά καιρούς δεν είναι άμεσα συγκρίσιμα, διότι οι συνθήκες πειραματισμού δεν ήταν όμοιες κάθε φορά με καθοριστική επίδραση στη λειτουργία του κινητήρα. Αυτό μπορεί να εξηγήσει τα αντιφατικά αποτελέσματα που εμφανίζονται στον πιο πάνω πίνακα σε περιπτώσεις όπου χρησιμοποιείται ο ίδιος κινητήρας, το ίδιο καύσιμο, αλλά διαφορετικός κύκλος δοκιμών παραδείγματος χάριν.

3.6.2 Νεότερες μελέτες

3.6.2.1 Εισαγωγή

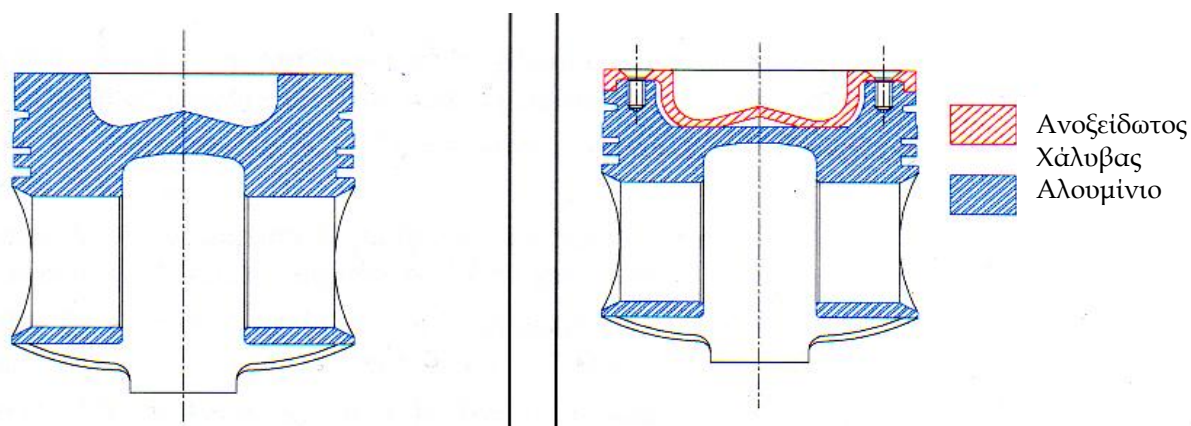
Τα αμιγή φυτικά έλαια (ΑΦΕ) και το πετρέλαιο έχουν παρόμοιες φυσικές και χημικές ιδιότητες. Όταν τα φυτικά έλαια χρησιμοποιούνται ως καύσιμα σε βραχυπρόθεσμες δοκιμές έδειξαν ότι δεν παρουσιάζονται προβλήματα, αλλά σε δοκιμές αντοχής έχουν αναφερθεί κάποια προβλήματα με οξυανθρακοποίηση των εγχυτήρων, η οποία προκαλεί κακό ψεκασμό καυσίμου και αραίωση του ελαίου λίπανσης, αποθέσεις στους κυλίνδρους και τα ελατήρια των εμβόλων λόγω του υψηλού ιξώδους και τη χαμηλότερη πητικότητα αυτών των καυσίμων (Zejewski et al., 1986, Nwafor and Rice, 1996, Karaosmanoglu, 1999). Ένα άλλο πρόβλημα με τα φυτικά έλαια είναι η στερεοποίησή τους σε χαμηλές θερμοκρασίες. Ο κύριος λόγος για τα προβλήματα αυτά, όπως αναφέρθηκε παραπάνω είναι το υψηλό ιξώδες των ΑΦΕ. Η παράμετρος αυτή είναι ζωτικής σημασίας, διότι είναι ο λόγος που τα φυτικά έλαια έχουν μεγαλύτερα σταγονίδια, τα οποία σε συνδυασμό με τις υψηλότερες καμπύλες απόσταξης των φυτικών ελαίων δημιουργούν μια πιο αργή διαδικασία εξάτμισης που επηρεάζει σημαντικά το ποσοστό καύσης (Rakopoulos et al., 2006b). Ως εκ τούτου, είναι απαραίτητο είτε να αλλαχθούν τα χαρακτηριστικά του κινητήρα και να προσαρμοστούν με το νέο τύπο καυσίμου ή να μειωθεί το ιξώδες για να πλησιάσει την τιμή του πετρελαίου κίνησης.

3.6.2.2 Αλλαγή μερών του κινητήρα

Μια μέθοδος είναι η παρέμβαση στα μέρη του κινητήρα. Χαρακτηριστικό παράδειγμα είναι η έρευνα του Higelin στην διδακτορική του διατριβή το 1992 που συγκέντρωσε τη προσοχή του στην αλλαγή βασικών μερών του κινητήρα και συγκεκριμένα πρότεινε την αντικατάσταση του τυπικού εμβόλου από κράμα αλουμινίου ενός κινητήρα γεωργικού ελκυστήρα άμεσου ψεκασμού με άλλο που να μπορεί να διατηρεί την θερμοκρασία του εμβόλου σε μεγαλύτερη τιμή, άρα και την καλύτερη καύση των φυτικών ελαίων χωρίς αποθέσεις στα μέρη του θαλάμου καύσης.

Έδειξε πως η χρήση σιδήρου στη θέση του αλουμινίου για την κατασκευή του εμβόλου αυξάνει την θερμοκρασία επιφανείας από τους 240 °C στους 320 °C. Αντικατέστησε το έμβολο με άλλο από χάλυβα και απέδειξε πως στο 70% του φορτίου, το σιδερένιο έμβολο έχει την ίδια θερμοκρασία επιφανείας με το αλουμινένιο έμβολο στο μέγιστο φορτίο (Higelin, 1992).

Το γεγονός ότι ένα έμβολο πλήρως κατασκευασμένο από χάλυβα δεν έχει μεγάλη διάρκεια ζωής, προκάλεσε το σχεδιασμό ενός εμβόλου αλουμινίου, του οποίου το άνω τμήμα φέρει ένα τμήμα ανοξείδωτου χάλυβα που λειτουργεί ως μόνωση (Εικόνα 3-12).

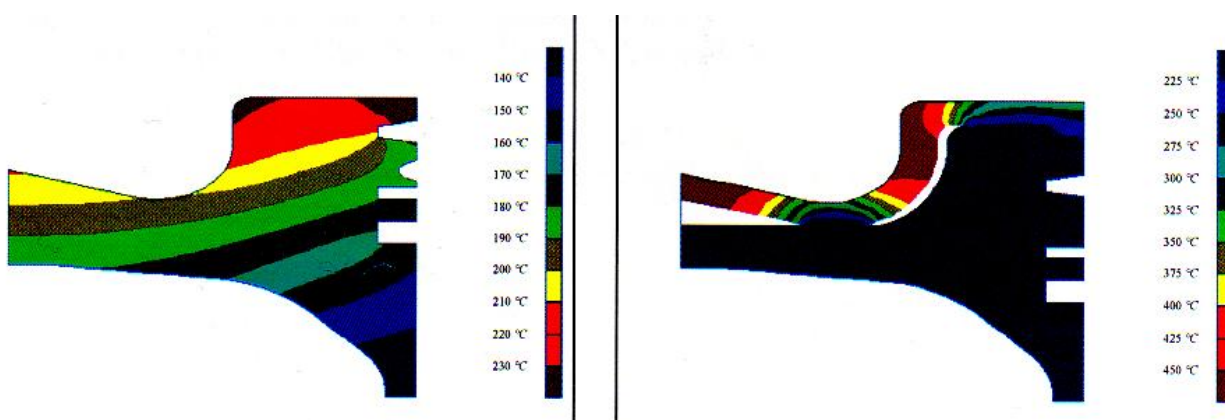


Εικόνα 3-12 Μητρικό και μονωμένο έμβολο (Higelin and Charlet, 1995)

Με τον τρόπο αυτό, αυξάνεται σαφώς η θερμοκρασία των τοιχωμάτων και η θέση πρόσκρουσης του ψεκασμού σε αυτά. Έτσι, το καύσιμο εξατμίζεται αφού καίγεται πολύ γρήγορα χωρίς να αφήνει αποθέσεις. Επίσης, για να επιτευχθεί η αύξηση της

συνολικής θερμικής αντίστασης του εμβόλου, δημιουργήθηκε μια στρώση αέρα στο εσωτερικό του εμβόλου. Με αυτό τον τρόπο, αυξήθηκε η θερμοκρασία του θαλάμου καύσης (700 °C στο μέγιστο φορτίο στο κέντρο του θαλάμου), χωρίς περαιτέρω επίδραση στον υπόλοιπο θάλαμο καύσης.

Τελικά, το μονωμένο έμβολο διατηρεί πολύ υψηλότερες θερμοκρασίες από το μητρικό (Εικόνα 3-13). Συγκεκριμένα, έχει πανομοιότυπες θερμοκρασίες στο 20% του φορτίου με το αρχικό αλουμινένιο έμβολο στο μέγιστο φορτίο.



Εικόνα 3-13 Κατανομή θερμοκρασίας στο μητρικό και το μονωμένο έμβολο (Higelin and Charlet, 1995)

Υπάρχουν και άλλες προσπάθειες που έχουν φθάσει σε εμπορική κλίμακα. Παράδειγμα αποτελεί η τεχνολογία ELSBETT, η οποία μπορεί να εφαρμοσθεί σε υπάρχοντες κινητήρες με προσαρμογή των μερών ELSBETT ή με αντικατάσταση όλου του κινητήρα (www.elsbett.com).

1. Αρθρωτά έμβολα ELSBETT

Το έμβολο ELSBETT αποτελείται από δύο αλληλένδετα μέρη, την κεφαλή του εμβόλου από οζώδη χυτοσίδηρο, και το σώμα του εμβόλου, κατασκευασμένο από αλουμίνιο, τα οποία είναι συνδεδεμένα μεταξύ τους και με τη ράβδο και τον πείρο εμβόλου. Είναι φανερή η εφαρμογή τεχνολογίας παρόμοιας με αυτή που εξελίχτηκε από τον Higelin (Higelin, 1992).

Η κεφαλή του εμβόλου είναι κατασκευασμένη από οζώδη χυτοσίδηρο, ο οποίος υποβάλλεται σε ελάχιστη θερμική διαστολή και έχει χαμηλή θερμοαγωγιμότητα. Η θερμική διαστολή του χυτοσίδηρου είναι πανομοιότυπη με εκείνη του υλικού που χρησιμοποιείται για την κατασκευή του σώματος του κινητήρα και, ως εκ τούτου, προσφέρει εξαιρετική σφράγιση. Το σώμα του εμβόλου παρέχει πλευρική στήριξη και ενισχύει την ψύξη των εσωτερικών τοιχωμάτων των κυλίνδρων με την διασπορά του λιπαντικού ελαίου. Για το λόγο αυτό, το έμβολο είναι εξοπλισμένο με περύγια οδηγούς για το έλαιο και είναι κατασκευασμένο από αλουμίνιο. Η στατική και η θερμική βελτιστοποίηση του αρθρωτού εμβόλου του επιτρέπει να είναι ελαφρύτερο από το αντίστοιχο του από αλουμίνιο.

2. Διθερμικό σύστημα καύσης ELSBETT

Ο στόχος του συστήματος είναι η προστασία από την απώλεια της ωφέλιμης ενέργειας, με τη μορφή θερμότητας έξω από το θάλαμο καύσης. Για το λόγο αυτό, η θερμότητα συγκεντρώνεται στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης, ώστε να μην μπορεί να φτάσει στις επιφάνειες και να χαθεί μέσω ενός εναλλάκτη ύδατος/αέρα, όπως στους συμβατικούς κινητήρες.

Το σύστημα διθερμικής καύσης βασίζεται στην αρχή ότι ο αέρας κυκλοφορεί στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης και χωρίζεται σε διαφορετικά επίπεδα ανάλογα με τις διαφορές στη θερμότητα και την πυκνότητα, σχηματίζοντας έτσι ένα κεντρικό χώρο ζεστού αέρα καύσης και ένα εξωτερικό στρώμα ψυχρού αέρα. Ο θάλαμος καύσης είναι σφαιρικός και βρίσκεται επί του εμβόλου. Το σχήμα και το μέγεθος των αγωγών εισαγωγής είναι τέτοια ώστε ο εισερχόμενος αέρας να κινείται σε κυκλική κίνηση. Το καύσιμο ψεκάζεται εφαπτομενικά και κατευθύνεται προς το εσωτερικό του χώρου καύσης, με αποτέλεσμα την πολύ καλή ανάμειξη του με τον αέρα. Δεν φθάνει στον τοίχο του θαλάμου καύσης και, ως εκ τούτου, αποφεύγεται ο σχηματισμός ανεπιθύμητων αποθέσεων.

Το εξωτερικό στρώμα ψυχρού αέρα λειτουργεί ως θερμικό και ακουστικό μονωτικό και εμποδίζει το καύσιμο από την επαφή με τα τοιχώματα του θαλάμου. Το μειωμένο μέγεθος της επιφάνειας του θαλάμου καύσης ελαχιστοποιεί τη ροή θερμότητας και την απώλεια ενέργειας. Το επίπεδο θορύβου διατηρείται σε χαμηλά επίπεδα, ως

αποτέλεσμα της σταθεροποίησης της εσωτερικής διαφοράς πίεσης κατά τη διάρκεια της καύσης και της παραμονής στο ίδιο επίπεδο με την συμπίεση των αερίων.

3. Σύστημα ψεκασμού καυσίμου ELSBETT

Το καύσιμο εγχέεται τοπικά και εφαπτομενικά μέσα στην κεντρική περιοχή καύσης του θαλάμου καύσης. Αυτή η διαδικασία αποτρέπει την επαφή των καυσίμων και των υπολειμμάτων τους με τα τοιχώματα, ελαχιστοποιώντας έτσι την απώλεια θερμότητας. Τα ακροφύσια έγχυσης φέρουν αυτοκαθαριζόμενη βελόνα.

Το ενσωματωμένο σύστημα ελέγχου της έγχυσης προσαρμόζεται απόλυτα στις ιδιαιτερότητες του κάθε κινητήρα, και καθιστά περιττή την προσθήκη αντλίας, μειώνοντας έτσι τον αριθμό των εξαρτημάτων και το βάρος του κινητήρα. Οι μεγαλύτεροι κινητήρες είναι εξοπλισμένοι με ένα διπλό σύστημα έγχυσης για την ελαχιστοποίηση των εκπομπών αερίων ρύπων. Κάθε κύλινδρος είναι εφοδιασμένος με δύο εγχυτήρες εφαπτομενικά συμμετρικούς.

Η αιθάλη εμφανίζεται όταν η θερμοκρασία, η οποία προκαλείται από την καύση του καυσίμου κατά την έναρξη της διαδικασίας έγχυσης, προκαλεί την αποσύνθεση του καυσίμου στο τέλος της διαδικασίας έγχυσης. Η παρουσία ενός δεύτερου εγχυτήρα για κάθε κύλινδρο καθιστά δυνατή τη μείωση του χρόνου έγχυσης κατά σχεδόν 50%, και αυτό μειώνει σημαντικά τις εκπομπές αιθάλης και επιτρέπει την κατάργηση των φίλτρων αιθάλης.

4. Σύστημα ψύξης κινητήρα ELSBETT

Από άποψη ενέργειας, οι κινητήρες ELSBETT έχουν καλύτερες αποδόσεις από τους συμβατικούς κινητήρες (40% - 43%). Αυτή η αυξημένη απόδοση κατέστη δυνατή με τη βελτίωση της θερμικής ισορροπίας του κινητήρα, προκαλώντας μεγαλύτερη παραγωγή μηχανικής ενέργειας και μειώνοντας ουσιαστικά τη μετατροπή της ενέργειας σε άχρηστη θερμότητα. Δεδομένου ότι η επιφάνεια του θαλάμου καύσης μειώνεται σε μέγεθος, και δημιουργείται θερμομόνωση από την περίσσεια αέρα που περιβάλλει το χώρο καύσης, η ροή θερμότητας και οι απαιτήσεις ψύξης ελαχιστοποιούνται.

Ενώ σε ένα συμβατικό κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης περίπου το 26% της ενέργειας που περιέχεται στο καύσιμο αφαιρείται από τον κινητήρα μέσω του συστήματος ψύξης, στην περίπτωση του κινητήρα ELSBETT αφαιρείται μόνο γύρω στο 14%-16% της θερμότητας.

Αυτή η μειωμένη ζήτηση για ψύξη καθιστά δυνατή την απαλλαγή από τα συμβατικά συστήματα ψύξης. Στους κινητήρες ELSBETT η διαδικασία ψύξης πραγματοποιείται από το έλαιο λίπανσης του κινητήρα και μόνο. Αυτό μειώνει τον αριθμό των τμημάτων, το βάρος και τον όγκο του κινητήρα.

Η έλλειψη του νερού στον κινητήρα επιτρέπει τη δημιουργία σώματος κινητήρα χωρίς κενά (όπως οι υδροθάλαμοι) και την απαλλαγή από την φλάντζα διαχωρισμού ύδατος/ελαίου λίπανσης. Επίσης, αποφεύγονται ρωγμές στον κινητήρα. Το έλαιο λίπανσης επιτρέπει την ασφαλέστερη ψύξη του κινητήρα, αφού μπορεί να περάσει το σημείο βρασμού του ύδατος και μειώνει τις θερμικές εντάσεις στον κινητήρα. Το λάδι δεν βράζει εύκολα, δεν προκαλεί εσωτερική διάβρωση ή σπηλαιώση, δεν παγώνει, και φτάνει γρήγορα τη θερμοκρασία λειτουργίας του.

Το κάτω μέρος του εμβόλου ψύχεται μέσω ψεκασμών ελαίου λίπανσης. Οι ψεκασμοί του ελαίου ψύχουν το εσωτερικό τοίχωμα του κυλίνδρου και, καθοδηγούμενο από τα πτερύγια οδηγούς που φέρει το έμβολο, φτάνει στο χαμηλότερο σημείο της βάσης της κεφαλής του εμβόλου και την ψύχει. Η κεφαλή του κινητήρα ψύχεται μέσω της αναγκαστικής κυκλοφορίας του ελαίου, ενώ το ίδιο το έλαιο λίπανσης ψύχεται από εξωτερικό εναλλάκτη θερμότητας ελαίου/αέρα.

3.6.2.3 Αλλαγή των χαρακτηριστικών του καυσίμου

Ωστόσο, το μεγαλύτερο μέρος της έρευνας έχει κατευθυνθεί προς την αλλαγή των χαρακτηριστικών του καυσίμου, οι οποίες δίνουν το πλεονέκτημα ότι δεν τροποποιείται ένας τεράστιος αριθμός υφιστάμενων κινητήρων ανάφλεξης συμπίεσης σχεδιασμένοι για πετρέλαιο κίνησης. Ως εκ τούτου, έχουν εμφανισθεί διαφορετικές μέθοδοι, όπως η ανάμειξη των φυτικών ελαίων με πετρέλαιο κίνησης, η προθέρμανση των

φυτικών ελαίων, η μετεστεροποίηση των φυτικών ελαίων για παραγωγή βιοντίζελ και η θερμική πυρόλυσή τους (Goettler et al., 1985, Ramadhas et al., 2004). Οι δύο πρώτες μέθοδοι έχουν το πλεονέκτημα της μη βιομηχανικής παρέμβασης, η οποία είναι ιδανική για τις αγροτικές, απομακρυσμένες περιοχές όπου οι γεωργοί δεν έχουν εύκολη πρόσβαση στην αγορά. Πολλοί ερευνητές έχουν εργαστεί σε αυτές τις μεθόδους, με θετικά αποτελέσματα.

Οι Barsic και Humke, 1981 δοκίμασαν ακατέργαστο σογιέλαιο και αποκομμωμένο σογιέλαιο σε ένα κινητήρα άμεσης έγχυσης για 25 h το καθένα. Διαπίστωσαν πως η θερμική απόδοση του ακατέργαστου σογιέλαιου ήταν 6% μικρότερη από το πετρέλαιο κίνησης, ενώ ήταν 1% για το αποκομμωμένο σογιέλαιο. Επίσης, το γεγονός ότι και τα δύο καύσιμα αύξησαν τις αποθέσεις στα ακροφύσια είχε ως αποτέλεσμα την αύξηση των αέριων ρύπων με το ακατέργαστο σογιέλαιο να έχει μεγαλύτερες τιμές στο σύνολο των εκπομπών ρύπων (Barsic and Humke, 1981a, Barsic and Humke, 1981b).

Οι Fort και Blumberg, 1982 διενήργησαν δοκιμές μικρής και μακράς διάρκειας (200 h) με πετρέλαιο κίνησης και τέσσερα (4) μίγματα βαμβακελαίου με πετρέλαιο κίνησης (30/70, 50/50, 65/35, 80/20 κατ' όγκο). Οι βραχυχρόνιες δοκιμές έδωσαν πολύ καλά αποτελέσματα, ενώ οι μακροχρόνιες έδειξαν τις αδυναμίες της παρουσίας φυτικού ελαίου στο καύσιμο, αφού παρουσιάστηκαν αποθέσεις άνθρακα και τέφρας στον θάλαμο καύσης και σημαντική φθορά σε όλο τον κύλινδρο. Επίσης, διαπίστωσαν σημαντικές κολλώδεις αποθέσεις στην γραμμή του καυσίμου (Fort and Blumberg, 1982).

Οι Wagner και Peterson, 1982 δοκίμασαν χειμερινό κραμβέλαιο σε μίγμα με πετρέλαιο κίνησης σε αναλογία 70/30 κατ' όγκο και επίσης το ίδιο μίγμα με ειδικό πρόσθετο καυσίμων (δεν αναφέρεται το είδος) σε ποσοστό 150 ppm σε βραχυχρόνιες και μακροχρόνιες δοκιμές. Στα μικρής διάρκειας πειράματα δεν φάνηκαν μεγάλες διαφορές των εξεταζόμενων καυσίμων σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης. Στη δοκιμή μακράς διάρκειας 850 h, τα δύο καύσιμα έδειξαν μείωση ισχύος κατά 4.5% και 2.7% αντίστοιχα. Επίσης, διαπιστώθηκε πως δεν υπήρξε κομμίωση των ελατηρίων των εμβόλων, ούτε μόλυνση του ελαίου λίπανσης, ούτε αποθέσεις άνθρακα στους εγχυτήρες. Εμφανίστηκε

μικρή κομμίωση στο πάνω μέρος του εμβόλου, αλλά δεν ήταν σε τέτοιο βαθμό για να επιδράσει σημαντικά στην απόδοση του κινητήρα (Wagner and Peterson, 1982).

Οι Johansson και Nordstum, 1982 δοκίμασαν ένα μίγμα κραμβελαίου με πετρέλαιο κίνησης σε αναλογία 33.3/66.6 κατ' όγκο σε έξι (6) γεωργικούς ελκυστήρες, οι οποίοι λειτούργησαν για 3400 h σε φυσιολογικές εργασίες των γεωργικών εκμεταλλεύσεων που ανήκαν. Ανέφεραν πως υπήρξε απόθεση άνθρακα στους εγχυτήρες χωρίς όμως να γίνει περαιτέρω αναφορά στην κατάσταση των εγχυτήρων μετά το πέρας των δοκιμών και παρουσιάστηκε μείωση παραγόμενης ισχύος. Επίσης, έγιναν αλλαγές των φίλτρων καυσίμου σε μικρότερα χρονικά διαστήματα, χωρίς να επισημαίνονται τα ακριβή διαστήματα (Johansson and Nordstum, 1982).

Ο Fuls et al., 1984 διενήργησαν μικρής διάρκειας δοκιμές σε οκτώ (8) ελκυστήρες με κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης με πετρέλαιο κίνησης, αμιγές ηλιέλαιο και ένα μίγμα ηλιελαίου/πετρελαίου 90/10 κατ' όγκο. Κατέληξαν πως η παραγόμενη ισχύς ήταν συγκρίσιμη και για τα τρία καύσιμα. Στην συνέχεια έγινε δοκιμή μακράς διάρκειας σε κινητήρα άμεσης έγχυσης με αμιγές αποκομμωμένο ηλιέλαιο με συνεχή λειτουργία στο 70% της μέγιστης ισχύος. Μετά από 50 h αυξήθηκαν οι εκπομπές αιθάλης και άρχισε να μειώνεται η ισχύς, λόγω ανθρακοποίησης στους εγχυτήρες. Όταν χρησιμοποιήθηκε μίγμα ηλιελαίου/πετρελαίου κίνησης 80/20 κατ' όγκο η λειτουργία επεκτάθηκε στις 300 h. Διαπιστώθηκε πως η ανθρακοποίηση προκάλεσε μείωση ατμοποίησης του καυσίμου που είχε ως αποτέλεσμα επικόλληση των ελατηρίων των εμβόλων, επικαθίσεις στον κινητήρα και μόλυνση του ελαίου λίπανσης. Αντιθέτως, διαπίστωσαν ότι σε κινητήρες έμμεσης έγχυσης ήταν εφικτή η λειτουργία τους σε κύκλο 1800 h χωρίς προβλήματα. Μάλιστα, η εταιρία DEUTZ μετά το πέρας των πειραμάτων έδωσε γραπτή εγγύηση για την λειτουργία του κινητήρα F3L912W με αμιγές ηλιέλαιο (Fuls et al., 1984).

Ο Araya et al., 1987 δοκίμασαν ένα κινητήρα έμμεσης έγχυσης με ηλιέλαιο και διαπίστωσαν πως η ισχύς αυξήθηκε κατά 3% και η μέση πίεση στον κύλινδρο κατά 1.1%. Επίσης, διαπίστωσαν πως μετά από 10 h συνεχούς λειτουργίας δεν παρατηρήθηκε διαφορά αποθέσεων άνθρακα στους εγχυτήρες μεταξύ πετρελαίου κίνησης και ηλιελαίου. Η

εκκίνηση του κινητήρα με ηλιέλαιο ήταν δύσκολη. Το αποτέλεσμα αυτό δικαιολογήθηκε με την αυξημένη θερμοκρασία αυτανάφλεξης και το χαμηλότερο αριθμό κετανίου του ηλιελαίου, αλλά και λόγω του μεγαλύτερου μεγέθους σταγονιδίων που απαιτούν μεγαλύτερο χρόνο για να θερμανθούν. Όμως, δημιουργώντας μίγματα με πετρέλαιο κίνησης ήταν δυνατή η μείωση του θερμοκρασιακού ορίου εκκίνησης κατά 5°C για κάθε αύξηση 10% σε περιεκτικότητα πετρελαίου. Μια σημαντική παρατήρηση των ερευνητών αυτών ήταν ότι αυξάνοντας την πίεση έγχυσης από την αντλία τροφοδοσίας δεν επετεύχθη μείωση του μεγέθους των σταγονιδίων του ηλιελαίου, λόγω της μεγαλύτερης επίδρασης του ιξώδους στον σχηματισμό τους. Όμως, αυξάνοντας την θερμοκρασία του ηλιελαίου έως 210 °C τα σταγονίδια απέκτησαν παρόμοιο μέγεθος και αριθμό με αυτά του πετρελαίου κίνησης στους 20 °C και οι συνολικές αποθέσεις στον κύλινδρο ήταν πολύ παρόμοιες. Επίσης, έκαναν δοκιμή εκκίνησης του κινητήρα και φάνηκε πως ενώ με το πετρέλαιο κίνησης ο κινητήρας άναβε με την πρώτη προσπάθεια ακόμα και στους 0 °C, με το αμιγές ηλιέλαιο η εκκίνηση γίνονταν με την δεύτερη προσπάθεια στους 20 °C και ήταν αδύνατη κάτω από τους 10 °C. Όμως, με το προθερμασμένο ηλιέλαιο στους 210 °C η εκκίνηση γίνονταν με την ίδια ευκολία με το πετρέλαιο (Araya et al., 1987).

Ο Schlick et al., 1988 έκαναν μία δοκιμή διάρκειας 200 h με δύο μίγματα σογιελαίου και ηλιελαίου με πετρέλαιο κίνησης σε αναλογία 25/75 κατ' όγκο και ανέφεραν ότι η μετρούμενη ροπή του κινητήρα ήταν μεγαλύτερη από την αντίστοιχη τιμή με παραδοσιακό πετρέλαιο κίνησης (Schlick et al., 1988).

Ο Hemmerlein et al., 1991 δοκίμασαν κραμβέλαιο σε έξι (6) κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης και συγκρίνοντας με το πετρέλαιο κίνησης διαπίστωσαν πως η ροπή, η ισχύς και οι εκπομπές NO_x ήταν καλύτερες στους πέντε (5) από τους έξι (6) κινητήρες, ενώ η κατανάλωση ενέργειας ήταν σχεδόν ίδια με τα δύο καύσιμα. Οι άκαυστοι HC ήταν περισσότεροι, ενώ το εκπεμπόμενο CO ήταν περισσότερο σε όλους τους κινητήρες. Τέλος, οι δύο κινητήρες έδειξαν καλύτερα αποτελέσματα στην δοκιμή μακράς διάρκειας με το κραμβέλαιο (Hemmerlein et al., 1991).

Ο Crooks et al., 1992 δοκίμασαν ένα μονοκύλινδρο κινητήρα και ένα τετρακύλινδρο κινητήρα με πετρέλαιο κίνησης, ένα φυτικό έλαιο και μικρογαλάκτωμα

αυτού με νερό σε ποσοστό 10%. Οι δύο κινητήρες λειτούργησαν πολύ καλά με όλα τα καύσιμα με αυξημένη θερμική απόδοση με το φυτικό έλαιο. Η αιθάλη και τα NO_x ήταν λιγότερα με το φυτικό έλαιο και ακόμα λιγότερα με το μικρογαλάκτωμα (Crooks et al., 1992).

Οι Ziejewski και Goettler, 1995 εξέτασαν ένα σύστημα διπλού καυσίμου (πετρέλαιο κίνησης και αμιγές φιλτραρισμένο και ραφινारισμένο ηλιέλαιο) σε ένα κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης σε δοκιμή διάρκειας 400 h. Το σύστημα διπλού καυσίμου επέτρεπε την χρήση ηλιελαίου μόνο όταν ο κινητήρας έτρεχε στην ονομαστική ταχύτητα περιστροφής και ονομαστική ισχύ έως ότου αυτές οι παράμετροι να φτάσουν στο 85% και το 95% αντίστοιχα. Από το όριο αυτό και κάτω ο κινητήρας άρχιζε να τροφοδοτείται με αμιγές πετρέλαιο κίνησης. Η δοκιμή έδειξε πως δεν υπήρξαν σημαντικές διαφορές απόδοσης και αερίων ρύπων, ούτε αύξηση των αποθέσεων άνθρακα μετά από 400 h λειτουργίας (Ziejewski and Goettler, 1995).

Ο King, 1995 δοκίμασε ένα μίγμα φιλτραρισμένου και αποκομμωμένου κραμβελαιού με πετρέλαιο κίνησης σε αναλογία 15/85 κατ' όγκο σε ένα κινητήρα άμεσης έγχυσης γεωργικού ελκυστήρα για χρονικό διάστημα 400 h. Διαπιστώθηκε πως η ισχύς και η ροπή ήταν 2.5% μικρότερες από το πετρέλαιο κίνησης, ενώ η ειδική κατανάλωση καυσίμου ήταν 1.5% μεγαλύτερη. Η ανάλυση του ελαίου λίπανσης έδειξε πως δεν υπήρχε ανώμαλη φθορά, ούτε αλλαγή της σύστασής του σε σχέση με την αντίστοιχη τιμή του πετρελαίου κίνησης (King, 1995).

Οι Nwafor και Rise, 1996 δοκίμασαν τρία (3) μίγματα αμιγούς κραμβελαιού με πετρέλαιο κίνησης (25/75, 50/50, 75/25 κατ' όγκο) σε ένα κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης έμμεσης έγχυσης και εξήχθη το συμπέρασμα ότι όλα τα καύσιμα ήταν αποδεκτά σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης, με τον καλύτερο συνδυασμό επιδόσεων κινητήρα / εκπομπών αερίων ρύπων να προέρχεται από το μίγμα 50/50 κατ' όγκο. Η αποδιδόμενη ισχύς ήταν μικρότερη όσο αυξάνονταν το ποσοστό του κραμβελαιού στο μίγμα, ενώ η ειδική κατανάλωση καυσίμου (Brake Specific Fuel Consumption - BSFC) ήταν στα ίδια επίπεδα με το πετρέλαιο κίνησης. Η θερμική απόδοση του κινητήρα αυξήθηκε, γεγονός που αποδεικνύει ότι η χημική σύσταση του κραμβελαιού επέδρασε θετικά στην μετατροπή

περισσότερης χημικής ενέργειας καυσίμου σε μηχανικό έργο. Το έλαιο λίπανσης δεν επηρεάστηκε δραματικά παρόλη την αραίωση του από το κραμβέλαιο. Οι άκαυστοι HC ήταν λιγότεροι με το κραμβέλαιο σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης (Nwafor and Rice, 1996).

Ο Nwafor et al., 2000 δοκίμασαν αμιγές κραμβέλαιο σε ένα κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης έμμεσης έγχυσης προοδεύοντας τον χρονισμό έγχυσης κατά 3.5 °CA για να αντιμετωπίσουν την μακρύτερη περίοδο υστέρησης και τον αργότερο ρυθμό καύσης του κραμβελαιού με σκοπό την βελτίωση της απόδοσης του κινητήρα με αυτό το εναλλακτικό καύσιμο. Τελικά, η BSFC αυξήθηκε σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης, αλλά και ως προς το κραμβέλαιο στον μητρικό χρονισμό έγχυσης. Η θερμοκρασία καυσαερίων ακολούθησε την ίδια τάση με την BSFC. Όσον αφορά την θερμική απόδοση, το κραμβέλαιο στον μητρικό χρονισμό έγχυσης έδωσε την υψηλότερη τιμή, ενώ το κραμβέλαιο με τον προοδευμένο χρονισμό έγχυσης έδειξε λίγο καλύτερη απόδοση από το πετρέλαιο κίνησης. Η υστέρηση ανάφλεξης στις υψηλές στροφές του κινητήρα έφτασε στα επίπεδα του πετρελαιού κίνησης, ενώ σε χαμηλότερες στροφές ακολούθησε την τάση του κραμβελαιού χωρίς πρόοδο του χρονισμού έγχυσης. Οι άκαυστοι HC ήταν πολύ περισσότεροι με το πετρέλαιο κίνησης, ενώ με την χρήση του κραμβελαιού η πρόοδος του χρονισμού αύξησε τους HC, αλλά όχι σε μεγάλο βαθμό. Το CO και το CO₂ μειώθηκαν σημαντικά με την πρόοδο του χρονισμού έγχυσης. Όταν επιχειρήθηκε να γίνει περαιτέρω πρόοδος του χρονισμού κατά 1.5 °CA, ο κινητήρας έδειξε ασταθή συμπεριφορά (Nwafor et al., 2000).

Ο McDonnell et al., 2000 εκτέλεσαν μια σειρά από δοκιμές ενός κινητήρα άμεσης έγχυσης ενός γεωργικού ελκυστήρα και τριών κινητήρων έμμεσης έγχυσης επιβατικών οχημάτων με ημι-ραφινारीσμένο κραμβέλαιο σε μίγματα με πετρέλαιο κίνησης έως 75/25 κατ' όγκο. Η ισχύς μειώθηκε κατά 0.06%, ενώ η BSFC αυξήθηκε κατά 0.14% για κάθε ποσοστιαία μονάδα αύξηση του κραμβελαιού στο μίγμα, λόγω του μειωμένου ενεργειακού περιεχομένου του. Η αιθάλη και το CO₂ αυξήθηκαν με τα μίγματα. Η ανάλυση του ελαίου λίπανσης έδειξε πως δεν υπήρχε καμία διαφορά με το πετρέλαιο κίνησης. Κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι τα μίγματα μέχρι 25% ήταν κατάλληλα εναλλακτικά καύσιμα για κινητήρες άμεσου ψεκασμού, όχι όμως και για του έμμεσου, λόγω ατελούς καύσης που

διαφάνηκε από την θολότητα των καυσαερίων και τις αποθέσεις των εγχυτήρων (McDonnell et al., 2000).

Ο Karaosmanoglu et al., 2000 συμπλήρωσαν 50 h δοκιμής διάρκειας ενός κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης με αμιγές ηλιέλαιο και έδειξαν ότι δεν υπήρξαν σημαντικές αλλαγές στις βασικές παραμέτρους λειτουργίας του κινητήρα (ισχύς και κατανάλωση καυσίμου) ούτε στην ποιότητα του ελαίου λίπανσης σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης. Επίσης, οι εγχυτήρες δεν είχαν σημαντικές αποθέσεις σε ποσοτική βάση (Karaosmanoglu et al., 2000).

Ο Altin et al., 2001 σύγκριναν έξι (6) προθερμασμένα αμιγή φυτικά έλαια (ηλιέλαιο, βαμβακέλαιο, σογιέλαιο, αραβοσιτέλαιο, κραμβέλαιο, έλαιο παπαρούνας οπίου) και τους εστέρες τους ως καύσιμα σε κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης και αποδείχτηκε ότι και τα αμιγή έλαια και οι εστέρες τους ήταν επαρκή ως εναλλακτικές λύσεις καυσίμων με μικρή απώλεια ισχύος και μικρή αύξηση των εκπομπών μικροσωματιδίων (PM) αλλά μείωση των NO₂. Μεταξύ των επιλεγμένων φυτικών ελαίων, ήταν το ηλιέλαιο, το βαμβακέλαιο και το κραμβέλαιο, όπου όσον αφορά τις επιδόσεις (ισχύς, ροπή, BSFC) το κραμβέλαιο ήταν πρώτο, ακολουθούμενο από το βαμβακέλαιο, αφήνοντας το ηλιέλαιο τελευταίο. Όσον αφορά τις εκπομπές αερίων ρύπων, το βαμβακέλαιο παρουσίασε τα καλύτερα αποτελέσματα, με το ηλιέλαιο στην δεύτερη θέση. Έδωσαν κάποιες τεχνικές προτάσεις σχετικά με την λειτουργία των κινητήρων ανάφλεξης συμπίεσης με φυτικά έλαια, όπως βελτιστοποίηση του συστήματος παροχής καυσίμου, των ιδιοτήτων του καυσίμου (μείωση υψηλής πυκνότητας και ιξώδους) (Altin et al., 2001).

Ο Jones et al., 2001 δοκίμασαν μίγματα χρησιμοποιημένων μαγειρικών ελαίων (κραμβέλαιο, σογιέλαιο και σογιέλαιο προθερμασμένο στους 35 °C) με πετρέλαιο κίνησης (2.5/97.5, 5/95, 10/90, 15/85, 20/80 κατ' όγκο) σε ένα κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης γεωργικού ελκυστήρα και επιχείρησαν να τα συγκρίνουν με το αμιγές πετρέλαιο κίνησης μέσω της ποσότητας των αποθέσεων στους εγχυτήρες χρησιμοποιώντας ένα σύστημα απεικόνισης. Όλα τα είδη φυτικού ελαίου έδειξαν την ίδια τάση, κατά την οποία όσο αυξάνονταν η περιεκτικότητα του μίγματος σε έλαιο αυξάνονταν οι αποθέσεις στους εγχυτήρες. Η πιο κοντινή περίπτωση στο πετρέλαιο κίνησης ήταν το μίγμα 2.5/97.5

κατ' όγκο. Τα μίγματα 10/90, 15/85 και 20/80 κατ' όγκο δεν είχαν μεγάλες διαφορές αποθέσεων (Jones et al., 2001).

Ο Bari et al., 2002 έδειξαν την επίδραση της αύξησης της θερμοκρασίας του φυτικού ελαίου στη λειτουργία του κινητήρα χρησιμοποιώντας φοινικέλαιο ως καύσιμο σε κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης. Διενήργησαν ένα πείραμα τριβής (friction test) στο σύστημα τροφοδοσίας και διαφάνηκε πως το σύστημα δεν επηρεάστηκε από τη θερμοκρασία του προθερμασμένου ελαίου, διότι η αντλία καυσίμου υψηλής πίεσης είχε παραπλήσια εσωτερική θερμοκρασία ούτως ή άλλως ακόμα και με το παραδοσιακό πετρέλαιο κίνησης. Επίσης, παρατήρησαν ότι η BSFC δεν άλλαζε καθώς η θερμοκρασία αυξάνονταν. Ανακάλυψαν ότι όταν η πραγματική θερμοκρασία του φοινικέλαιου υπερέβαινε τους 60 °C, επιτυγχάνονταν ομαλή παροχή καυσίμου και η απόδοση του κινητήρα διατηρούνταν σε αποδεκτά επίπεδα, ενώ η μέγιστη πίεση στον κύλινδρο αυξήθηκε κατά 6%. Επίσης, το φοινικέλαιο καίγονταν νωρίτερα, με κοντύτερη υστέρηση ανάφλεξης κατά 2.6 °CA. Έτσι, παρατηρήθηκε χαμηλότερη απελευθέρωση θερμότητας και μακρύτερη περίοδος καύσης. Οι εκπομπές CO αυξήθηκαν σε όλο το εύρος των φορτίων κατά 9.2% κατά μέσο όρο, ενώ το NO αυξήθηκε κατά 29.3% σε όλο το φάσμα των φορτίων (Bari et al., 2002).

Ο de Almeida et al., 2002 χρησιμοποίησαν φοινικέλαιο ως καύσιμο σε μια γεννήτρια με κινητήρα άμεσης έγχυσης και κατέληξαν ότι το φοινικέλαιο μπορεί να αντικαταστήσει το πετρέλαιο κίνησης αν έχει προθερμανθεί στους 100 °C. Ωστόσο, αναφέρθηκε ότι αν εφαρμόζονταν υπερσυμπίεση (turbo) θα μπορούσε να βελτιώσει όλες τις πτυχές λειτουργίας του κινητήρα, λόγω της αύξησης θερμοκρασίας και πίεσης των κυλινδρων. Επίσης, πρότειναν αύξηση της πίεσης έγχυσης του καυσίμου, χρήση ελαίου λίπανσης με συγκεκριμένα πρόσθετα και προσαρμογή του συστήματος διανομής καυσίμου στο εναλλακτικό καύσιμο (de Almeida et al., 2002).

Ο Dorado et al., 2002 διενήργησαν μια δοκιμή διάρκειας 500 h σε ένα τρικύλινδρο κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης με ένα μίγμα χρησιμοποιημένων μαγειρικών ελαίων με πετρέλαιο κίνησης σε αναλογία 10/90 κατ' όγκο. Εκτιμήθηκε η λειτουργία του παρακολουθώντας το ιξώδες του ελαίου λίπανσης, πιθανές

δυσλειτουργίες του κινητήρα, μείωση παραγωγής ισχύος και αύξηση της αιθάλης. Τελικά, παρατηρήθηκε μείωση ισχύος κατά 12% με ταυτόχρονη μικρή αύξηση της ειδικής κατανάλωσης και φυσιολογική παραγωγή αιθάλης. Συμπέραναν ότι το μίγμα αυτό δεν επηρέασε σημαντικά τα μέρη του κινητήρα, αλλά παρόλα αυτά θεωρήθηκε ότι χρειάζεται περαιτέρω διερεύνηση για να αποτελεί βιώσιμη λύση (Dorado et al., 2002).

Οι Amba Prasad Rao και Rama Mohan, 2003 ερεύντησαν την επίδραση της υπερσυμπίεσης και της αύξησης πίεσης έγχυσης του καυσίμου στα χαρακτηριστικά απόδοσης ενός κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης με άμεση έγχυση κατά τη λειτουργία του με βαμβακέλαιο. Αποδείχθηκε ότι δεν υπάρχει καμία διαφορά απόδοσης παρεμβαίνοντας στην πίεση ψεκασμού του καυσίμου, αλλά η υπερσυμπίεση, ακόμα κι αν είναι χαμηλή, προσφέρει καλύτερη απόδοση με ταυτόχρονη μείωση της BSFC. Συγκεκριμένα, με μόλις 0.4 bar αύξηση πίεσης εισαγωγής αέρα, παρατηρήθηκε μείωση της BSFC κατά 15%. Επίσης, εμφανίστηκε μειωμένη παραγωγή αιθάλης όσο αυξάνονταν η υπερσυμπίεση (Rao and Mohan, 2003).

Ο Kalam et al., 2003 πραγματοποίησαν πειράματα σε ένα κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης έμμεσης έγχυσης με μίγματα ελαίου καρύδας με πετρέλαιο κίνησης (10/90, 20/80, 30/70, 40/60, 50/50 κατ' όγκο) και αμιγές έλαιο καρύδας. Η ισχύς του κινητήρα αυξήθηκε με μίγματα μέχρι 30% και παρέμεινε στα ίδια επίπεδα με το πετρέλαιο κίνησης με τα υπόλοιπα εναλλακτικά καύσιμα. Η BSFC αυξήθηκε όσο αυξάνονταν το ποσοστό του ελαίου καρύδας στο καύσιμο. Η απελευθέρωση ενέργειας ήταν παρόμοια με το πετρέλαιο κίνησης, παρόλο που το έλαιο καρύδας έχει 6% λιγότερη θερμογόνο δύναμη. Οι εκπομπές άκαυστων HC, αιθάλης, CO και NO_x μειώθηκαν σημαντικά καθώς αυξάνονταν το ποσοστό του ελαίου στο καύσιμο. Αντίθετα, το CO₂ αυξήθηκε έως 10% με το μίγμα 50/50 κατ' όγκο. Οι εγχυτήρες ελέγχονταν μετά το πέρας κάθε μέτρησης και δεν έδειξαν μεγάλες αποθέσεις (Kalam et al., 2003).

Οι He και Bao, 2003 δοκίμασαν μίγματα κραμβελαιού (10/90, 20/80, 30/70, 50/50, 70/30 κατ' όγκο) με πετρέλαιο κίνησης σε ένα μονοκύλινδρο κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης. Διαπίστωσαν πως η BSFC αυξήθηκε, όσο αυξάνονταν το περιεχόμενο κραμβέλαιο στο μίγμα. Μια σειρά δοκιμών δημιουργίας ιζημάτων, απέδειξε ότι ποσοστά

κραμβελαιού στο μίγμα άνω του 30%, δημιουργούσε ιζήματα μετά από λιγότερο από 2 εβδομάδες. Έτσι, επέλεξαν ως ιδανικό μίγμα το 30/70 κατ' όγκο και διενήργησαν μία δοκιμή τετραγωνικής παλινδρόμησης βάσει τεσσάρων παραμέτρων: (α) γωνία κλεισίματος βαλβίδας εισαγωγής, (β) γωνία ανοίγματος βαλβίδας εξαγωγής, (γ) γωνία διανομής καυσίμου και (δ) πίεση έγχυσης. Αρχικά, φάνηκε πως η πιο σημαντική παράμετρος ήταν η γωνία διανομής του καυσίμου και τελικά μέσω της μεθόδου μη-γραμμικού προγραμματισμού καθορίστηκαν οι ιδανικές τιμές των τεσσάρων παραμέτρων για την εκάστοτε συνθήκη λειτουργίας (He and Bao, 2003).

Ο Nwafor, 2003 εξέτασε αμιγές κραμβέλαιο στην θερμοκρασία περιβάλλοντος και προθερμασμένο στους 70 °C ως καύσιμο σε ένα κινητήρα έμμεσης έγχυσης και προσπάθησε να δει την επίδραση της θερμοκρασίας εισόδου του καυσίμου στην αντλία τροφοδοσίας, στη λειτουργία του κινητήρα και στις εκπομπές ρύπων. Αρχικά διαπιστώθηκε πως το προθερμασμένο κραμβέλαιο είχε σημαντικά μεγαλύτερη μέγιστη πίεση κυλίνδρου σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης, ενώ το κραμβέλαιο στην θερμοκρασία περιβάλλοντος είχε μικρότερη. Το προθερμασμένο κραμβέλαιο παρουσίασε μεγαλύτερη BSFC από το μη προθερμασμένο, αφήνοντας το πετρέλαιο κίνησης τελευταίο. Όσον αφορά την θερμική απόδοση του κινητήρα, το μη προθερμασμένο κραμβέλαιο έδωσε την μεγαλύτερη τιμή σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα, ενώ το προθερμασμένο έλαιο ήταν πιο κοντά στο πετρέλαιο κίνησης που είχε την μικρότερη τιμή. Ο μόνος ρύπος που εκτιμήθηκε ήταν οι άκαυστοι HC, οι οποίοι ήταν πολύ λιγότεροι με το κραμβέλαιο (είτε προθερμασμένο είτε όχι) από το πετρέλαιο κίνησης. Τέλος, κατέληξε στο συμπέρασμα ότι η θέρμανση του κραμβελαιού ήταν ευεργετική σε χαμηλή ταχύτητα περιστροφής κινητήρα και σε μερικό φορτίο λειτουργίας (Nwafor, 2003).

Ο Nwafor, 2004 συνέχισε την παραπάνω έρευνα εξετάζοντας του αέριους ρύπους CO, CO₂ και συμπέρανε ότι το πετρέλαιο κίνησης παρήγαγε τις μικρότερες τιμές και των δύο ρύπων. Όσον αφορά το προθερμασμένο και το μη προθερμασμένο κραμβέλαιο, το CO ήταν λιγότερο με το προθερμασμένο έλαιο, ενώ το CO₂ ήταν λιγότερο με το έλαιο στην θερμοκρασία περιβάλλοντος. Αυτό έδειξε πως το προθερμασμένο έλαιο

κάνει καλύτερης ποιότητας καύση από το μη προθερμασμένο, αφού η μείωση των CO και η αύξηση CO₂ είναι ένδειξη καλύτερης καύσης (Nwafor, 2004).

Ο Huzayyin et al., 2004 δοκίμασαν μίγματα του ελαίου jojoba με πετρέλαιο κίνησης (20/80, 40/60, 60/40 κατ' όγκο) και αμιγές έλαιο jojoba σε κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης. Ανέφεραν ότι οι τιμές ιξώδους ήταν σε αποδεκτά επίπεδα με τουλάχιστον 40% περιεκτικότητα των καυσίμων σε πετρέλαιο κίνησης. Το μίγμα 20/80 κατ' όγκο έδειξε αμελητέα απώλεια ισχύος και μέσης αποδοτικής πίεσης (Brake Mean Effective Pressure - BMEP), με ελαφρά αύξηση της BSFC. Η αναλογία αέρα/καυσίμου και η θερμική απόδοση παρέμειναν σε παρόμοια επίπεδα με το πετρέλαιο κίνησης. Όσον αφορά τους ρύπους, παρατηρήθηκε μείωση των NO_x και της αιθάλης με τα μίγματα ελαίου jojoba. Αυτό που επισήμαναν ήταν πως ο κινητήρας θα πρέπει να ρυθμιστεί κατάλληλα για να υποδεχθεί τα νέα καύσιμα, αλλάζοντας πιθανώς τον χρονισμό έγχυσης ή την πίεση έγχυσης για να βελτιστοποιηθεί η λειτουργία του (Huzayyin et al., 2004).

Ο Ramadhas et al., 2004 προέβησαν σε ανασκόπηση της βιβλιογραφίας σχετικά με τη χρήση φυτικών ελαίων ως καύσιμο σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης και κατέληξε σε συμπεράσματα ως προς τα πλεονεκτήματα, τις προκλήσεις και τις τεχνικές δυσκολίες που εμφανίζουν αυτά τα εναλλακτικά καύσιμα. Ανέφεραν σαν βασικά πλεονεκτήματα την τοπική παραγωγή των φυτικών ελαίων, την βιοδιασπασιμότητά τους, την μη τοξικότητά τους, την ανανεωσιμότητά τους, τις ικανοποιητικές φυσικές και χημικές ιδιότητες του σε σχέση με το πετρέλαιο και την ασφάλεια των χρηστών του. Οι σημαντικότερες προκλήσεις που εντόπισαν ήταν η σύνδεση της τιμής του καυσίμου με την τιμή της πρώτης ύλης, η αμφοβητούμενη σταθερότητα ποιότητας και διαθέσιμης ποσότητας, η αστάθειά τους στην αποθήκευση, η δυσκολία λειτουργίας των υφιστάμενων κινητήρων με αυτά σαν καύσιμα, η δυσκολία εκκίνησης με κρύο καιρό και η αποδοχή από τους κατασκευαστές κινητήρων ως εναλλακτικά καύσιμα. Οι τεχνικές δυσκολίες που επισημάνθηκαν ήταν η δημιουργία φθηνότερων μεθόδων ανάλυσης ποιότητας, η διερεύνηση της συμπεριφοράς των καυσίμων με περιεχόμενο οξυγόνο, η δημιουργία νέων συστημάτων τροφοδοσίας καυσίμου και νέων υλικών κατασκευής, η πραγματοποίηση δοκιμών με διαφορετικούς τύπους και μεγέθη κινητήρων για να αυξηθεί η εμπιστοσύνη σε αυτό το εναλλακτικό καύσιμο και τέλος η

πραγματοποίηση δοκιμών διάρκειας για επιβεβαίωση της ανθεκτικότητας στα νέα καύσιμα (Ramadhass et al., 2004).

Οι He και Bao, 2005 χρησιμοποίησαν μίγματα βαμβακελαίου με πετρέλαιο κίνησης σε ένα μονοκύλινδρο κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης και ακολούθησαν την ίδια διαδικασία όπως στην εργασία τους που αναφέρεται πιο πάνω (He and Bao, 2003). Διαπίστωσαν ότι το μίγμα 30/70 κατ' όγκο έδωσε αποδεκτή θερμική απόδοση, ειδικά όταν η γωνία διανομής του καυσίμου ήταν προοδευμένη κατά 3-5 °CA (He and Bao, 2005).

Οι Pugazhavadivu και Jeyachandran, 2005 διερεύνησαν τη χρήση μαγειρικού φυτικού ελαίου, στη θερμοκρασία περιβάλλοντος και προθερμασμένου στους 75 °C και στους 135 °C, σε κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης. Έδειξαν ότι το μαγειρικό έλαιο στην θερμοκρασία περιβάλλοντος είχε μεγαλύτερη ειδική κατανάλωση ενέργειας (Brake Specific Energy Consumption - BSEC) έως 28%, ενώ το προθερμασμένο και στις δύο θερμοκρασίες πλησίαζε την BSEC του πετρελαίου κίνησης (μεγαλύτερη κατά μόλις 1.7 και 1.9% αντίστοιχα). Όσον αφορά την θερμική απόδοση, το μαγειρικό έλαιο είχε μικρότερη τιμή κατά 28%, ενώ το προθερμασμένο έλαιο στους 75 °C έδωσε μικρότερη τιμή κατά 15.8% και το έλαιο στους 135 °C κατά 14%. Η θερμοκρασία καυσαερίων αυξήθηκε με το έλαιο, ενώ η προθέρμανση του ελαίου προκάλεσε περαιτέρω αύξηση, λόγω της καύσης του ελαίου κυρίως στην τελευταία φάση βραδείας καύσης (βλέπε Διάγραμμα 3-1). Οι εκπομπές NO_x ήταν μικρότερες με τα εναλλακτικά καύσιμα, λόγω χαμηλότερης θερμοκρασίας στον θάλαμο καύσης. Συγκεκριμένα, το μαγειρικό έλαιο σε σχέση με το πετρέλαιο είχε μικρότερα NO_x κατά 44%, ενώ τα δύο προθερμασμένα έλαια (στους 75°C και στους 135°C) ήταν ενδιάμεσα με αύξηση κατά 16% και 28% αντίστοιχα. Το CO ήταν περισσότερο από το πετρέλαιο κίνησης, διότι το υψηλό ιξώδες του ελαίου προκαλεί φτωχό ψεκασμό και δημιουργούνται τοπικά πλούσιες σε καύσιμο περιοχές μέσα στον κύλινδρο που προκαλούν σχηματισμό CO. Συγκεκριμένα, με το μαγειρικό έλαιο η αύξηση έφτασε στο 250%, ενώ με τα προθερμασμένα έλαια ήταν 163% και 118% αντίστοιχα. Η παραγόμενη αιθάλη αυξήθηκε εξαιτίας του μειωμένου αριθμού Reynolds (από 55000 με το πετρέλαιο κίνησης γίνεται 7000 για το έλαιο) και της αυξημένης μέσης διαμέτρου sauter κατά 1.8 φορές που προκαλούν περισσότερο ατελή καύση, άρα και περισσότερη αιθάλη. Η προθέρμανση

μείωσε την παραγόμενη αιθάλη κατά 10% και 24% σε σχέση με το μη προθερμασμένο έλαιο. Τελικά, επέλεξαν ως ιδανική λύση το προθερμασμένο μαγειρικό έλαιο στους 135°C (Pugazhivadivu and Jeyachandran, 2005).

Ο Ramadhas et al., 2005 δοκίμασαν μίγματα ελαίου καουτσούκ με πετρέλαιο κίνησης (20/80, 40/60, 60/40, 80/20 κατ' όγκο) και αμιγές έλαιο καουτσούκ σε κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης. Διαπίστωσαν ότι η θερμική απόδοση ήταν μεγαλύτερη με το αμιγές έλαιο και το μίγμα 80/20 κατ' όγκο, ενώ τα υπόλοιπα μίγματα έδωσαν λίγο μικρότερες τιμές από το πετρέλαιο κίνησης. Η BSFC αυξήθηκε όσο αυξάνονταν το ποσοστό του ελαίου στο μίγμα. Η παραγόμενη αιθάλη ήταν περισσότερη με το πετρέλαιο κίνησης. Στη συνέχεια διενήργησαν μια δοκιμή διάρκειας 10 h με ένα μίγμα 50/50 κατ' όγκο και πάρθηκαν φωτογραφίες του θαλάμου καύσης. Το αποτέλεσμα ήταν ότι οι επικαθίσεις ήταν περισσότερες, αλλά δεν υπήρχε μεγάλη διαφορά σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης (Ramadhas et al., 2005).

Ο Rakopoulos et al., 2006 χρησιμοποίησαν ως καύσιμα πέντε φυτικά έλαια (ηλιέλαιο, βαμβακέλαιο, σογιέλαιο, αραβοσιτέλαιο και πυρηνέλαιο) σε μίγματα με πετρέλαιο κίνησης (10/90 και 20/80 κατ' όγκο) σε κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης. Τα αποτελέσματα ήταν θετικά, καθώς η θερμική απόδοση του κινητήρα διατηρήθηκε κοντά στο συμβατικό πετρέλαιο κίνησης, με μια μικρή αύξηση στην BSFC. Η παραγόμενη αιθάλη και το CO αυξήθηκε, ενώ τα NO_x μειώθηκαν λίγο για όλα τα φυτικά έλαια και μάλιστα περισσότερο όσο αυξάνονταν το ποσοστό του ελαίου στο καύσιμο. Οι άκαυστοι HC δεν έδωσαν συγκεκριμένη τάση αύξησης ή μείωσης τους. (Rakopoulos et al., 2006b).

Ο Wang et al., 2006 πραγματοποίησαν πειράματα ενός κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης χρησιμοποιώντας μίγματα ενός φυτικού ελαίου (μη καθορισμένου) (25/75, 50/50, 75/25 κατ' όγκο) με πετρέλαιο κίνησης και αμιγούς φυτικού ελαίου. Κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι η συνολική απόδοση ήταν παρόμοια με την τυπική λειτουργία του κινητήρα με πετρέλαιο κίνησης, αφού η ισχύς και η BSFC ήταν σχεδόν ίδιες. Όσον αφορά τις εκπομπές ρύπων, τα NO_x μειώθηκαν σημαντικά (3% έως 45%), το CO αυξήθηκε (17% έως 60%), το CO₂ μειώθηκε (1% έως 13%) σε όλο το εύρος φορτίων

λειτουργία του κινητήρα. Οι άκαυστοι HC μειώθηκαν σε όλα τα μίγματα (2% έως 50%), εκτός του μίγματος 50/50 κατ' όγκο που αυξήθηκαν σε όλο το εύρος φορτίων του κινητήρα. Ο μηχανισμός παραγωγής των NO_x προτάθηκε να διερευνηθεί πιο διεξοδικά (Wang et al., 2006).

Οι Narayana Reddy και Ramesh, 2006 διενήργησαν δοκιμές αμιγούς ελαίου jatropha σε ένα μονοκύλινδρο κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης αλλάζοντας τον χρονισμό έγχυσης (αλλαγή θέση της αντλίας τροφοδοσίας σε σχέση με τον στροφαλοφόρο άξονα), την πίεση ανοίγματος του εγχυτήρα, τον ρυθμό έγχυσης (αλλαγή διαμέτρου του εμβόλου της αντλίας τροφοδοσίας) και το επίπεδο περιδίνησης (αλλαγή βαλβίδας εισαγωγής). Η πρόοδος του χρονισμού έγχυσης σε συνδυασμό με την αύξηση της πίεσης ανοίγματος του εγχυτήρα, αύξησαν την θερμική απόδοση (από 25.7% σε 27.3%) και μείωσαν τους άκαυστους HC (532 ppm με το έλαιο jatropha και 798 ppm με το πετρέλαιο κίνησης), το επίπεδο NO (1162 ppm με το έλαιο jatropha και 1760 ppm με το πετρέλαιο κίνησης) και την αιθάλη (2 Bosch Smoke Units – BSU με το έλαιο jatropha και 2.7 BSU με το πετρέλαιο κίνησης) σημαντικά. Όταν μειώθηκε ο ρυθμός έγχυσης, εμφανίστηκε αύξηση της θερμικής απόδοσης του κινητήρα με το έλαιο Jatropha. Η αλλαγή του επιπέδου περιδίνησης δεν είχε μεγάλη επίδραση στην λειτουργία του κινητήρα. (Narayana Reddy and Ramesh, 2006).

Οι Agarwal Δ. και Agarwal AK, το 2007 δοκίμασαν προθερμασμένο έλαιο jatropha και μίγματά του με πετρέλαιο κίνησης (10/90, 20/80, 30/70, 40/60, 50/50, 75/25 κατ' όγκο) σε κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης. Αρχικά, διερεύνησαν την ιδανική πίεση έγχυσης και συνειδητοποίησαν πως ήταν η ίδια για το πετρέλαιο κίνησης και το προθερμασμένο έλαιο (200 bar). Επίσης, βρέθηκε πως οι θερμοκρασίες μεταξύ 90-100 °C και μίγματα μέχρι το 30/70 κατ' όγκο έδιναν ιξώδες κοντά στο πετρέλαιο κίνησης. Επιπλέον, η BSFC και η θερμοκρασία καυσαερίων διαπιστώθηκε ότι ήταν υψηλότερά σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης είτε με το αμιγές έλαιο Jatropha είτε με τα μίγματά του με πετρέλαιο, ενώ η θερμική απόδοση ήταν χαμηλότερη. Οι τιμές των CO, CO₂, HC και της αιθάλης ήταν υψηλότερες, αλλά σε ένα αποδεκτό ποσοστό για την προώθηση αυτού του καυσίμου για αγροτική χρήση (Agarwal and Agarwal, 2007).

Οι Çetin και Yüksel, 2007 διεξήγαγαν δοκιμές αμιγούς φουντουκέλαιου σε ένα κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης έμμεσης έγχυσης και ανακάλυψαν ότι γενικά αυτό το φυτικό έλαιο θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί ως υποκατάστατο καύσιμο σε ένα κινητήρα έμμεσης έγχυσης. Ωστόσο, η ισχύς και η ροπή μειώθηκαν σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης λόγω μειωμένης θερμογόνου δύναμης και υψηλού ιξώδους του ελαίου, ενώ η BSFC αυξήθηκε κατά 15%. Οι εκπομπές CO αυξήθηκαν λόγω αύξησης των τοπικών πλούσιων σε καύσιμο περιοχών, ενώ οι άκαυστοι HC αυξήθηκαν λόγω του υψηλού ιξώδους, του χαμηλότερου αριθμού κετανίου και της υψηλής εξάτμισης λανθάνουσας θερμότητας. Το CO₂ μειώθηκε, ενώ η αιθάλη αυξήθηκε λόγω του υψηλού ιξώδους και της ατελούς καύσης (Çetin and Yüksel, 2007).

Ο Fontaras et al., 2006 και Fontaras et al., 2007 χρησιμοποίησαν μίγματα βαμβακελαίου με πετρέλαιο κίνησης (10/90 και 20/80 κατ' όγκο) σε ένα επιβατικό όχημα εφοδιασμένο με κινητήρα κοινής γραμμής (common rail) άμεσης έγχυσης. Οι δοκιμές έγιναν βάσει των κύκλων ARTEMIS (Assessment and Reliability of Transport Emission Models and Inventory Systems) και NEDC (New European Driving Cycle) και διαπίστωσαν ότι το μίγμα 10/90 κατ' όγκο όταν το βαμβακέλαιο είναι καλά φιλτραρισμένο παρουσιάζει καλές ιδιότητες καυσίμου. Οι εκπομπές αερίων ρύπων (CO, HC, NO_x και PM) και η BSFC δεν επηρεάστηκαν πολύ στο κύκλο NEDC, ενώ επηρεάστηκαν σημαντικά στον κύκλο ARTEMIS. Το όχημα διένυσε 21000 km με μίγμα 20/80 κατ' όγκο σε μεικτό κύκλο κυκλοφορίας και διαπιστώθηκε ότι δεν υπήρχε καθαρή εικόνα αύξησης ή μείωσης των ρύπων και της απόδοσης του κινητήρα, αλλά έγινε φανερό πως δεν υπήρξε κάποια σημαντική επίδραση στο κινητήρα μετά το περάς της δοκιμής διάρκειας (Fontaras et al., 2006, Fontaras et al., 2007).

Ο Altun et al., 2008 δοκίμασαν ένα μίγμα σησαμελαίου με πετρέλαιο κίνησης (50/50 κατ' όγκο) σε μονοκύλινδρο κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης και διαπίστωσαν ότι η ισχύς του κινητήρα ήταν σχεδόν η ίδια με το πετρέλαιο κίνησης με αυξημένη BSFC, λόγω της μειωμένης θερμογόνου δύναμης τους εναλλακτικού καυσίμου. Επίσης, η θερμοκρασία καυσαερίων είχε πολύ χαμηλότερη τιμή. Οι εκπομπές CO ήταν σημαντικά χαμηλότερες, λόγω της μειωμένης θερμοκρασίας στον θάλαμο καύσης, ενώ τα

NO_x ήταν λίγο λιγότερα λόγω συνδυασμένης επίδρασης της μικρότερης θερμογόνου δύναμης του καυσίμου και της μειωμένης θερμοκρασίας στο θάλαμο καύσης (Altun et al., 2008).

Ο Agarwal et al., 2008 χρησιμοποίησαν τρία φυτικά έλαια (λινέλαιο, έλαιο mahua και έλαιο του υπολείμματος του ρυζιού) σε μίγματα με πετρέλαιο κίνησης (10/90, 20/80, 30/70 και επίσης 50/50 μόνο στην περίπτωση του λινελαίου κατ' όγκο) σε ένα μονοκύλινδρο κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης. Όσον αφορά το λινέλαιο, το μίγμα 50/50 κατ' όγκο έδειξε την καλύτερη θερμική απόδοση με την ελάχιστη BSEC, αλλά είχε την μεγαλύτερη τιμή αιθάλης. Σχετικά με τα μίγματα του ελαίου mahua, το μίγμα 30/70 κατ' όγκο ήταν το πιο αποδοτικό θερμικά, με την ελάχιστη BSEC, ενώ η παραγόμενη αιθάλη ήταν περισσότερη και μάλιστα αυξάνονταν όσο αυξάνονταν το ποσοστό του ελαίου στο μίγμα. Τα μίγματα του ελαίου ρυζιού έδωσαν παρόμοια θερμική απόδοση, με το μίγμα 20/80 κατ' όγκο να δίνει την καλύτερη BSEC και την ελάχιστη τιμή αιθάλης. Συμπεράναν ότι όλα τα έλαια μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως υποκατάστατα του πετρελαίου κίνησης για τις γεωργικές ανάγκες αναπτυσσόμενων χωρών όπως η Ινδία (Agarwal et al., 2008).

Οι Agarwal και Rajamanoharan, 2009 διεξήγαγαν πειράματα σε ένα μονοκύλινδρο κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης με προθερμασμένο και μη έλαιο karanja και μίγματά του με πετρέλαιο κίνησης (10/90, 20/80, 50/50, 75/25 κατ' όγκο). Ο κινητήρας λειτούργησε ομαλά με το μη προθερμασμένο έλαιο, ενώ όταν προθερμάνθηκε η θερμική απόδοση αυξήθηκε ελαφρά. Η θερμική απόδοση των προθερμασμένων μιγμάτων φτάνει έως 30%, ενώ τα μη προθερμασμένα έδωσαν τιμές από 24 - 27%. Η BSFC και η BSEC έδειξαν καλύτερες τιμές με τα προθερμασμένα και τα μη προθερμασμένα χαμηλής περιεκτικότητας σε έλαιο μίγματα. Η παραγόμενη αιθάλη με τα μίγματα (προθερμασμένα και μη) ήταν στα ίδια επίπεδα με το πετρέλαιο κίνησης. Οι άκαυστοι HC ήταν λιγότεροι για τα μίγματα 10/90 και 20/80 κατ' όγκο. Το NO ήταν σημαντικά λιγότερο με τα μίγματα ελαίου karanja (προθερμασμένα και μη). Συμπερασματικά, τα μίγματα μέχρι 50/50 κατ' όγκο ήταν επαρκή για την αντικατάσταση του πετρελαίου κίνησης και η προθέρμανση έφερε αύξηση της απόδοσης και μείωση των εκπομπών ρύπων του κινητήρα (Agarwal and Rajamanoharan, 2009).

Ο Haldar et al., 2009 έφεραν σε σύγκριση έλαια *Jatropha*, *Putranjiva* και *Karanja* σαν καύσιμα σε ένα μονοκύλινδρο κινητήρα άμεσης έγχυσης. Αρχικά έκαναν δοκιμή ιξώδους αλλάζοντας την θερμοκρασία και φάνηκε πως οι τρεις τύποι μειώνουν το ιξώδες με την ίδια τάση όσο αυξάνει η θερμοκρασία τους. Μετά δοκίμασαν μίγματα των ελαίων αυτών με πετρέλαιο κίνησης (10/90, 20/80, 30/70, 40/60 κατ' όγκο) σε διαφορετικούς χρονισμούς έγχυσης και αρχικά κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι η πρόοδος του χρονισμού κατά 5 °CA έδωσε ευεργετικά αποτελέσματα με τα φυτικά έλαια. Επίσης, φάνηκε πως τα μίγματα μέχρι και το 20/80 κατ' όγκο ήταν αποδεκτά σχετικά με την BSFC και την θερμική απόδοση. Όσον αφορά του ρύπους, τα τρία έλαια έδωσαν μειωμένη αιθάλη και μικροσωματίδια ως προς το πετρέλαιο κίνησης. Τα CO, CO₂, NO_x και HC ήταν λιγότερα στα υψηλά φορτία λειτουργίας του κινητήρα και στα ίδια επίπεδα με το πετρέλαιο κίνησης στα χαμηλά φορτία. Οι συγγραφείς θεώρησαν πως αυτό οφείλεται στην αυξημένη θερμοκρασία καύσης των ελαίων και την καλύτερη καύση τους. Τέλος, συμπέραναν ότι τα υπό διερεύνηση έλαια σε μίγματα 20/80 κατ' όγκο μπορούν να χρησιμοποιηθούν για γεωργική χρήση, χωρίς ακριβές μετατροπές στον κινητήρα, επισημαίνοντας ότι το έλαιο *Jatropha* είναι το πιο ελπιδοφόρο (Haldar et al., 2009).

Ο Venkanna et al., 2009 επέλεξαν το έλαιο *Honge* και το χρησιμοποίησαν ως καύσιμο σε μίγματα με πετρέλαιο κίνησης (10/90, 20/80, 30/70, 40/60, 50/50 κατ' όγκο) σε ένα μονοκύλινδρο κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης. Έδειξαν ότι η BSFC αυξήθηκε με το ποσοστό του ελαίου, λόγω αυξημένου ιξώδους και μειωμένης θερμογόνου δύναμης του ελαίου, ενώ η BSEC έμεινε σχεδόν ίδια με τα μίγματα 10/90 και 20/80 κατ' όγκο και μετά αυξήθηκε σταδιακά ακολουθώντας την BSFC. Οι εκπομπές αιθάλης, CO, HC και NO_x ήταν στα ίδια επίπεδα με το πετρέλαιο κίνησης μέχρι το μίγμα 20/80 κατ' όγκο, ενώ μετά αυξήθηκαν όλες. Σε δεύτερο στάδιο, η εργασία αυτή ασχολήθηκε με την αλλαγή της πίεσης εκτόξευσης του καυσίμου στο μίγμα 30/70 κατ' όγκο και απέδειξε ότι η απόδοση και οι ρύποι βελτιώθηκαν αυξάνοντας την πίεση κατά 25 bar, λόγω της καλύτερης ατμοποίησης του καυσίμου (Venkanna et al., 2009).

Ο Canacki et al., 2009 διενήργησαν δοκιμή προθερμασμένου ηλιελαίου σε ένα τετρακύλινδρο κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης έμμεσης έγχυσης. Η ροπή στρέψης του

κινητήρα ήταν κατά 1.36% μικρότερη από το πετρέλαιο κίνησης, ενώ η BSFC αυξήθηκε κατά 5%. Η θερμική απόδοση αυξήθηκε σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα κατά 1.06%, το οποίο αποδόθηκε στην καλύτερη καύση του ηλιελαίου. Έγινε ανάλυση της πίεσης εντός του κυλίνδρου και της πίεσης στην γραμμή του καυσίμου και δεν εμφανίστηκαν σημαντικές αλλαγές ως προς το πετρέλαιο κίνησης, που αποδεικνύει πως και τα δύο καύσιμα μετατρέπουν την χημική τους ενέργεια σε μηχανική σχεδόν με όμοιο τρόπο. Το προθερμασμένο ηλιέλαιο παρουσίασε 2.08 °CA μακρύτερη περίοδο υστέρησης ανάφλεξης, λόγω του χαμηλότερου αριθμού κετανίου σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης. Έτσι, η απελευθέρωση θερμότητας καθυστέρησε και προκάλεσε πρόοδο του χρονισμού έγχυσης κατά 1.08 °CA. Όσον αφορά του ρύπους, οι άκαυστοι HC, το CO₂ και η αιθάλη μειώθηκαν με το ηλιέλαιο κατά 34%, 2.05% και 4.66%, ενώ οι εκπομπές CO αυξήθηκαν κατά 1.77%. Θεώρησαν πως το προθερμασμένο ηλιέλαιο είναι κατάλληλο καύσιμο για τον κινητήρα για μικρή διάρκεια (Canakci et al., 2009).

Ο Sidibe et al., 2010 ετοίμασαν μια βιβλιογραφική ανασκόπηση της χρήσης φυτικών ελαίων ως καύσιμα σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης και συμπέραναν ότι τα αμιγή φυτικά έλαια μπορούν να αντικαταστήσουν το πετρέλαιο κίνησης στην γεωργία, ειδικά σε περιπτώσεις όπως η Αφρική, αφού μπορεί να παράγεται και να καταναλώνεται τοπικά με σκοπό την αύξηση της γεωργικής παραγωγής και τα παραπροϊόντα του να χρησιμοποιούνται επίσης στην γεωργική και κτηνοτροφική παραγωγή της περιοχής. Επίσης, ανέφεραν ότι είναι βιοδιασπώμενα και ανανεώσιμα (κύκλος 1 - 2 ετών, ενώ το πετρέλαιο θέλει εκατομμύρια έτη), έχουν παρόμοια χαρακτηριστικά καύσης με το πετρέλαιο κίνησης, ελάχιστη έως μηδενική περιεκτικότητα σε θείο, υψηλότερο σημείο ανάφλεξης (άρα πιο ασφαλές από το πετρέλαιο κίνησης). Εντόπισαν τα προβλήματα των φυσικοχημικών χαρακτηριστικών των φυτικών ελαίων. Επίσης, επισήμαναν την έλλειψη πρότυπων ιδιοτήτων για τα φυτικά έλαια, όπως γίνεται με τα υπόλοιπα καύσιμα, αλλά τόνισαν πως παρόλα αυτά πρέπει να γίνεται φιλτράρισμα του ελαίου στα 5 μm, να έχει περιεκτικότητα σε νερό μικρότερη των 750 ppm και αντίστοιχα περιεκτικότητα σε φώσφορο 30 ppm. Επίσης, εντόπισαν τα προβλήματα που αφορούν τις μεθόδους παραγωγής τους, περιλαμβάνοντας τις συνθήκες αποθήκευσης, την ποιότητα και την

περιεκτικότητα σε νερό των ελαιούχων σπόρων, την θερμοκρασία περιβάλλοντος, την προετοιμασία των σπόρων πριν την έκθλιψη του ελαίου τους (καθάρισμα και πιθανή προθέρμανση) και την έκθλιψή τους (πρέπει να γίνεται με την ελάχιστη διάτμηση και θερμοκρασία). Το σημαντικότερο που ανέφεραν ήταν το φιλτράρισμα (εξοπλισμός και μεθοδολογία) και η ποιότητα αποθήκευσης. Τέλος, εντόπισαν τους τύπους χρήσης τους, είτε με μεταβολή του καυσίμου για την προσαρμογή του στον κινητήρα (διπλό δοχείο καυσίμου, μίξη με πετρέλαιο, προθέρμανση, κτλ), είτε με αλλαγές στον κινητήρα (βοηθητική αντλία, φίλτρα καυσίμου, αντλία τροφοδοσίας και τύποι εγχυτήρων), είτε με αλλαγές στον θάλαμο καύσης (αλλαγή εμβόλου) (Sidibé et al., 2010).

Ο Basinger et al., 2010 κατασκεύασαν ένα σύστημα προσαρμογής κινητήρων που παραδοσιακά χρησιμοποιούνται σε γεωργικές εφαρμογές στην Αφρική (κινητήρας έμμεσης έγχυσης Listeroid), το οποίο περιελάμβανε ένα σύστημα προθέρμανσης του καυσίμου (αύξηση της θερμοκρασίας του καυσίμου στον εγχυτήρα στους 90 °C), προοδευμένο χρονισμό έγχυσης και αυξημένη πίεση έγχυσης καυσίμου στους εγχυτήρες. Δοκίμασαν τον κινητήρα με χρησιμοποιημένα φυτικά έλαια με τον μητρικό χρονισμό (20 °CA) και δύο προοδευμένους χρονισμούς έγχυσης (25 °CA, 30 °CA) και την μητρική πίεση εγχυτήρα (9 MPa) και δύο αυξημένες πιέσεις εγχυτήρα (12 MPa, 15 MPa). Κατέληξαν πως η ιδανική λύση ήταν ο συνδυασμός των 25 °CA και 15 MPa, που απέδειξε πως ο προοδευμένος χρονισμός και η αυξημένη πίεση είναι βασικά χαρακτηριστικά για την καλύτερη λειτουργία του κινητήρα με τα φυτικά έλαια. Ο επιλεγμένος χρονισμός δοκιμάστηκε εκτενώς και φάνηκε ότι σε σύγκριση με το πετρέλαιο η θερμοκρασία καυσαερίων ήταν κατά 4.5% μεγαλύτερη, η BSFC αυξήθηκε κατά 15% και η απόδοση μετατροπής καυσίμου (Brake Fuel Conversion Efficiency - BFCE) αυξήθηκε κατά 2%. Αναφερόμενοι στους αέριους ρύπους, σημείωσαν πως η παραγόμενη αιθάλη μειώθηκε κατά 5%, το CO αυξήθηκε κατά 84% (επισημαίνοντας πως ήταν πολύ λιγότερο από την χρήση του φυτικού ελαίου στον κινητήρα με την αρχική του ρύθμιση), ενώ οι άκαυστοι HC ήταν ελάχιστα περισσότεροι. Τέλος, τα NO_x ήταν κατά 31% λιγότερα από το πετρέλαιο κίνησης (Basinger et al., 2010b).

Ο Basinger et al., 2010 διενήργησαν μία δοκιμή διάρκειας 500 h στον κινητήρα που αναφέρεται στην πιο πάνω εργασία με χρησιμοποιημένο φυτικό έλαιο και αξιολόγησαν την λειτουργία του βάσει των φθορών στα μέρη του κινητήρα και του ελαίου λίπανσης. Παρατηρήθηκε πως το αρχικό στάδιο (break-in period) φθοράς του ελαίου λίπανσης εμφανίστηκε μετά από 200 - 300 h, ενώ το τελευταίο στάδιο (wear-out period) δεν εμφανίστηκε εντός των 500 h. Η βασική παράμετρος που φάνηκε να επηρεάζεται ήταν το ιξώδες του ελαίου λίπανσης, το οποίο δεν επέτρεψε την χρήση του ελαίου για περισσότερες από 110 h λειτουργίας. Μάλιστα, μετά το πέρας της δοκιμής δημιουργήθηκε ένα μοντέλο που υπολόγιζε την φθορά στον κινητήρα βάσει των περιεχόμενων στο έλαιο λίπανσης ρινισμάτων σιδήρου, χρωμίου, μολύβδου και κασσίτερου. Το μοντέλο αυτό έδειξε ότι δεν υπήρχε άλλη παράμετρος που να επιβάλει αλλαγή του ελαίου λίπανση νωρίτερα από τις 110 h που καθόρισε το ιξώδες του. Το μοντέλο όμως έδειξε ότι η μείωση του χρωμίου που προέρχεται από τα ελατήρια του εμβόλου, επέβαλε την αλλαγή τους μετά από 1000 h λειτουργίας (Basinger et al., 2010a).

Οι Misra και Murthy, 2010 διενήργησαν μια βιβλιογραφική ανασκόπηση των εφαρμογών φυτικών ελαίων ως καύσιμα σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης και κατέληξαν σε μία ανάλυση SWOT (Strength - Weakness - Opportunities - Threat) για τα εναλλακτικά αυτά καύσιμα. Ως δυνατά σημεία ανέφεραν το γεγονός ότι είναι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, ισορροπούν το CO₂, τα φυτά από όπου προέρχονται τα έλαια εγκλωβίζουν άνθρακα στους ιστούς τους και αυξάνουν τον άνθρακα στο έδαφος, η τεχνολογία παραγωγής τους είναι απλή και δοκιμασμένη, πολλά φυτά είναι πολυετή και δεν επηρεάζονται από τις κλιματικές αλλαγές, ο αριθμός κετανίου και η θερμογόνο δύναμη είναι κοντά στις αντίστοιχες τιμές του πετρελαίου, έχουν υψηλότερο σημείο ανάφλεξης (πιο ασφαλή στην αποθήκευση), τα μίγματα με πετρέλαιο σε χαμηλό ποσοστό έχουν δείξει απροβλημάτιστη χρήση σε κινητήρες, το περιεχόμενο οξυγόνο βελτιώνει την καύση, δεν περιέχουν θείο, συνήθως τα NO_x μειώνονται έως 30%, είναι διαθέσιμα σε απομονωμένες περιοχές για χρήση σε γεωργικές εφαρμογές, μπορούν να αυξήσουν το γεωργικό εισόδημα ιδιαίτερα σε αναπτυσσόμενες χώρες, πολλοί ερευνητές έχουν δείξει ότι είναι οικονομικά ανταγωνιστικό καύσιμο και τα υποπροϊόντα του φυτικού ελαίου μπορούν να

επαναχρησιμοποιηθούν σε άλλες εφαρμογές (π.χ. λίπασμα, διατροφή αγροτικών ζώων). Οι αδυναμίες των καυσίμων αυτών ήταν το αυξημένο ιξώδες των φυτικών ελαίων, η μεταβλητότητα της παραγωγής και της ποιότητας, η διάσπαρτη παραγωγή, η απουσία μεγάλων παραγωγικών μονάδων, η μειωμένη θερμογόνος δύναμη λόγω του περιεχόμενου οξυγόνου, η μόλυνση του ελαίου λίπανσης, οι αποθέσεις άνθρακα, τα κόμμεα επί των ελατηρίων του εμβόλου, η χάραξη του εσωτερικού του θαλάμου καύσης, η παύση λειτουργίας των εγχυτήρων, η μειωμένη πιητικότητα, το σημείο ρευστότητας είναι πολύ υψηλό (αδυναμία χρήση σε πολύ χαμηλές θερμοκρασίες), τα προβλήματα αποθήκευσης, η μεγάλη εισροή ενέργειας για την παραγωγή τους και η έλλειψη αρκετών εκτάσεων για την παραγωγή τους.

Οι ευκαιρίες που παρουσιάζουν τα καύσιμα αυτά ήταν η χρήση τους στην εποχή μας όπου η τιμή του πετρελαίου αυξάνεται συνεχώς, η ύπαρξη μη εδωδιμων ελαίων που θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν, η χρήση εκτάσεων που σήμερα δεν χρησιμοποιούνται, η ύπαρξη αξίας μετοχών CO₂ σύμφωνα με το πρωτόκολλο του Kyoto, η μεγάλη περιβαλλοντική ανησυχία, η δυνατότητες της βιοτεχνολογίας για μεγιστοποίηση της παραγωγικότητας, η δυνατότητα του πετρελαίου κίνησης να αναμιχθεί με τα φυτικά έλαια, η προθέρμανση και η ανάμιξη με πετρέλαιο μπορούν να λύσουν πολλά προβλήματα, πολλοί ερευνητές έχουν δείξει ότι μίγματα μικρής περιεκτικότητας σε φυτικά έλαια δίνουν καλύτερα αποτελέσματα από το παραδοσιακό πετρέλαιο κίνησης, η μείωση των NO_x μπορεί να δώσει νέα πνοή στους κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης και η δυνατότητα αύξησης των θέσεων εργασίας είναι πολύ μεγάλη. Τέλος, οι κίνδυνοι που ανέφεραν οι ερευνητές αυτοί ήταν η πολύ μικρή εμπειρία εγκατάστασης και παραγωγής των κατάλληλων καλλιεργειών σε μεγάλη κλίμακα, η παραγωγικότητα των καλλιεργειών αυτών μπορεί να διαφέρει σημαντικά ανάλογα με την κλιματική περιοχή, η συμπεριφορά των φυτών αυτών σε συνθήκες εντατικής καλλιέργειας είναι άγνωστες, η μονοκαλλιέργεια είναι οικονομικά ασύμφορη, η πολύ μεγάλη δημοσιότητα, η διασπορά παραπλανητικών πληροφοριών ανάμεσα στους γεωργούς, οι ακριβές γεωργικές εισροές (λίπάσματα, φυτοφάρμακα, κτλ), η αδυναμία των νέων αυτών καλλιεργειών να επιβιώσουν χωρίς επιδοτήσεις, η ανυπαρξία αειφόρου μηχανισμού προμηθειών, η απαίτηση για μεγάλες

ποσότητες σπόρων για την εγκατάσταση των νέων καλλιεργειών και η υλοτόμηση δασικών περιοχών για εγκατάσταση των νέων καλλιεργειών μπορεί να επηρεάσει ανεπανόρθωτα την βιοποικιλότητα (Misra and Murthy, 2010).

Οι Misra και Murthy, 2011 διενήργησαν δοκιμή αμιγούς ελαίου Jatropha και μιγμάτων του με πετρέλαιο κίνησης (20/80, 30/70, 40/60, 60/40, 80/20 κατ' όγκο) σε δικύλινδρο κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης. Διαπίστωσαν πως το μίγμα 30/70 κατ' όγκο έδωσε καλύτερη θερμική απόδοση από το πετρέλαιο κίνησης, ενώ όλα τα υπόλοιπα είχαν χειρότερη απόδοση. Η BSEC ήταν μεγαλύτερη για όλα τα μίγματα σε σχέση με το πετρέλαιο, λόγω της αυξημένης πυκνότητας, της χαμηλότερης θερμογόνου δύναμης και πτητικότητας του ελαίου. Οι εκπομπές CO ήταν σε όλες τις περιπτώσεις μεγαλύτερες από το πετρέλαιο κίνησης, όμως τα μίγματα 20/80 και 30/70 κατ' όγκο έδωσαν τιμές πολύ κοντά στο πετρέλαιο, διότι αυξάνοντας το ποσοστό του ελαίου, η επίδραση του μεγαλύτερου ιξώδους του ελαίου επιδρά στην ποιότητα της καύσης. Οι άκαυστοι HC ήταν περισσότεροι με τα μίγματα του ελαίου Jatropha, λόγω του μεγαλύτερου ιξώδους του ελαίου και της κακής έγχυσης του. Τέλος, τα NO_x μειώθηκαν σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα με σταθερή τάση όσο αυξάνονταν το ποσοστό του ελαίου στο μίγμα, με βασική αιτία την μειωμένη θερμοκρασία καύσης (Misra and Murthy, 2011a).

Οι Misra και Murthy, 2011 δοκίμασαν μίγματα ελαίου soapnut με πετρέλαιο κίνησης (10/90, 20/80, 30/70, 40/60 κατ' όγκο) σε μονοκύλινδρο κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης και κατέληξαν ότι η θερμική απόδοση ήταν μειωμένη σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης, λόγω του υψηλού ιξώδους και της μειωμένης πτητικότητας των ελαίου. Επίσης, η BSEC ήταν σημαντικά υψηλότερη για όλα τα μίγματα, λόγω της υψηλής πυκνότητας και της χαμηλότερης θερμογόνου δύναμης. Οι εκπομπές CO ήταν σε επίπεδα πολύ κοντά στο πετρέλαιο, ιδιαίτερα τα χαμηλής περιεκτικότητας σε έλαιο μίγματα. Οι άκαυστοι HC αυξήθηκαν με όλα τα μίγματα, ιδιαίτερα όσο αυξάνονταν το φορτίο, γεγονός που αναδεικνύει την προβληματική καύση των καυσίμων αυτών λόγω φτωχής ατμοποίησής τους. Οι εκπομπές NO_x μειώθηκαν με την αύξηση του ποσοστού ελαίου soapnut στο μίγμα, λόγω μείωσης της θερμοκρασίας στο κύλινδρο. Τέλος, η αιθάλη ήταν λιγότερη με τα

μίγματα έως 30/70 κατ' όγκο, ενώ το μίγμα 40/60 κατ' όγκο έδωσε μεγαλύτερη τιμή. (Misra and Murthy, 2011b).

Οι Rakopoulos et al, 2011 χρησιμοποίησαν τέσσερα φυτικά έλαια (ηλιέλαιο, βαμβακέλαιο, αραβοσιτέλαιο και ελαιόλαδο) σε μίγματα με πετρέλαιο κίνησης (10/90 και 20/80 κατ' όγκο) σε ένα εξακύλινδρο υπερτροφοδοτούμενο κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης αστικού λεωφορείου και ανέλυσαν την απόδοση, αλλά κυρίως τους αέριους ρύπους. Η θερμική απόδοση όλων των μιγμάτων ήταν πρακτικά η ίδια με αυτή που έδινε το πετρέλαιο κίνησης. Η παραγόμενη αιθάλη ήταν μειωμένη και έβαινε μειούμενη όσο αυξάνονταν το ποσοστό του ελαίου στο καύσιμο. Τα καλύτερα αποτελέσματα έδωσε το ελαιόλαδο, ακολουθούμενο από το βαμβακέλαιο. Το CO, οι άκαυστοι HC και τα NO_x αυξήθηκαν λίγο, με την αύξηση να επιδεινώνεται όσο αύξανε το ποσοστό του ελαίου (Rakopoulos et al., 2011).

Οι Shehata et al, 2011 δοκίμασαν αμιγές ηλιέλαιο και ένα μίγμα ελαίου Jojoba με πετρέλαιο κίνησης (20/80 κατ' όγκο) σε έναν μονοκύλινδρο κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης άμεσης έγχυσης. Βρέθηκε ότι η ισχύς, η θερμική απόδοση και η BMEP μειώθηκαν και ότι σε αυξημένες στροφές κινητήρα αυξήθηκε η θερμοκρασία κυλίνδρου, η BSFC, η θερμοκρασία τοιχώματος και η θερμοκρασία καυσαερίων. Το CO ήταν περισσότερο για τα δύο εναλλακτικά καύσιμα από το πετρέλαιο κίνησης, ενώ τα NO_x ήταν μειωμένα. Όταν δεν χρησιμοποιείται ανακυκλοφορία καυσαερίων (Exhaust Gas Recirculation - EGR), στις χαμηλές στροφές τα εναλλακτικά καύσιμα είχαν μικρότερη μέγιστη πίεση κυλίνδρου από το πετρέλαιο κίνησης. Το αντίθετο συνέβαινε στις υψηλές στροφές. Ενεργοποιώντας το EGR, η ισχύς μειώθηκε, το ίδιο και η θερμική απόδοση, αλλά τα NO_x μειώθηκαν περαιτέρω. Το EGR θεωρήθηκε πολύ καλός τρόπος για βελτίωση των εκπομπών καυσαερίων (Shehata and Razeq, 2011).

3.7 Συμπεράσματα

Όπως φαίνεται στις παραπάνω δημοσιεύσεις, έχουν δοκιμασθεί πολλοί τύποι φυτικών ελαίων ως καύσιμα σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης που είναι είτε ευρέως γνωστά και εδώδιμα (σογιέλαιο, αραβοσιτέλαιο, κραμβέλαιο, ηλιέλαιο, βαμβακέλαιο,

ελαιόλαδο, πυρηνέλαιο), είτε μη εδώδιμων (*jatropha*, έλαιο *karanja*, έλαιο *Honge*, έλαιο *soarnut*), είτε τροπικά (φοινικέλαιο, έλαιο καρύδας, έλαιο *jojoba*, έλαιο καουτσούκ).

Όλοι οι ερευνητές κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι τα φυτικά αυτά έλαια είναι εφικτό να αντικαταστήσουν το πετρέλαιο κίνησης είτε μερικώς είτε ολικώς. Κάποιοι τόνισαν ότι ναι μεν η βραχυχρόνιες δοκιμές έδωσαν ικανοποιητικά αποτελέσματα, αλλά επιβάλλεται να γίνουν εκτενής μακροχρόνιες δοκιμές για να επιβεβαιωθούν ή όχι τα αρχικά θετικά αποτελέσματα. Έγιναν αρκετές δοκιμές διάρκειας που παρόλα τα μικρά προβλήματα που αναφέρθηκαν (αποθέσεις άνθρακα, κομμίωση, μικρές φθορές, μόλυνση ελαίου λίπανσης) έδειξαν πως είναι εφικτή η χρήση των φυτικών ελαίων σαν καύσιμα. Επίσης, κατά γενική ομολογία οι αποθέσεις άνθρακα στον θάλαμο καύσης και τα μέρη που τον αποτελούν ήταν αυξημένες. Τέλος, τονίστηκε ότι η δημιουργία μιγμάτων φυτικών ελαίων/πετρελαίου κίνησης μικρής περιεκτικότητας σε φυτικό έλαιο έδινε πολύ αποτελέσματα πολύ κοντά στο συμβατικό πετρέλαιο κίνησης.

Βασικό συμπέρασμα από την βιβλιογραφική ανασκόπηση είναι ότι το είδος του κινητήρα που χρησιμοποιείται έχει μεγάλη επίπτωση στη συμπεριφορά του με καύσιμο τα φυτικά έλαια, με αποτέλεσμα τα αποτελέσματα όσον αφορά τις επιδόσεις και τους αέριους ρύπους να μην ακολουθούν μια συγκεκριμένη τάση. Έτσι, παρατηρήθηκε ότι σε άλλες περιπτώσεις η ισχύς, η ροπή και η θερμική απόδοση αυξάνονταν με την προσθήκη φυτικών ελαίων στο καύσιμο του κινητήρα και σε άλλες μειώνονταν. Το πιο σύνηθες ήταν να υπάρχει μια μικρή μείωση ισχύος και ροπής με αντίστοιχη μείωση της θερμικής απόδοσης του κινητήρα. Η BSFC ήταν ο μόνος παράγοντας που ήταν σε όλες τις περιπτώσεις αυξημένη. Παρόμοια ανομοιομορφία αποτελεσμάτων παρουσίασαν και οι αέριοι ρύποι.

Πολλοί ερευνητές τόνισαν την σημασία της προθέρμανσης των φυτικών ελαίων σε θερμοκρασία που κυμάνθηκε από 35 - 210 °C ([Araya et al., 1987](#), [Jones et al., 2001](#), [Bari et al., 2002](#), [Nwafor, 2003](#), [Pugazhivadivu and Jeyachandran, 2005](#)). Τα αποτελέσματα σε όλες τις περιπτώσεις ήταν ευεργετικά, αφού το ιξώδες του καυσίμου μειώνονταν και πλησίαζε αυτό του πετρελαίου κίνησης. Εξετάστηκε η επίδραση στην ποιότητα του ελαίου λίπανσης από την χρήση φυτικών ελαίων ως καύσιμα. Σε κάποιες περιπτώσεις, φάνηκε ότι πράγματι παρατηρήθηκε μόλυνση του ελαίου λίπανσης από διαρροή των φυτικών ελαίων

από τον θάλαμο καύσης προς τον στροφαλοθάλαμο (Fuls et al., 1984), ενώ σε άλλες δεν υπήρχε επίδραση (King, 1995, Nwafor and Rice, 1996, McDonnell et al., 2000, Karaosmanoglu et al., 2000). Επίσης, ερευνήθηκε σε αρκετές περιπτώσεις η πρόοδος του χρονισμού έγχυσης λόγω της μεγαλύτερης υστέρησης ανάφλεξης των φυτικών ελαίων. Προτάθηκαν ανάλογα με τον τύπο φυτικού ελαίου πρόοδος χρονισμού έγχυσης 2 - 5 °CA [κραμβέλαιο: 3.5 °CA (Nwafor et al., 2000), φοινικέλαιο: 2.6 °CA (Bari et al., 2002), βαμβακέλαιο: 3 - 5 °CA (He and Bao, 2005), jatropha: 5 °CA (Haldar et al., 2009), ηλιέλαιο: 2.08 °CA (Canakci et al., 2009)]. Τονίστηκε πως η υπερσυμπίεση του αέρα εισαγωγής έχει θετικά αποτελέσματα έστω και όταν είναι πολύ μικρή (de Almeida et al., 2002, Rao and Mohan, 2003).

Τέλος, ερευνήθηκε η αύξηση της πίεσης έγχυσης του καυσίμου θεωρώντας ότι μπορεί να επιτευχθεί καλύτερη ατμοποίηση των φυτικών ελαίων για να βελτιωθεί η καύση. Τα αποτελέσματα ήταν διφορούμενα· είτε δεν έδειξε καμία επίδραση στις επιδόσεις και του αέριους ρύπους (Rao and Mohan, 2003, Agarwal and Agarwal, 2007), είτε επέδρασε θετικά (Narayana Reddy and Ramesh, 2006, Venkanna et al., 2009).

Βάσει των ανωτέρω συμπερασμάτων, επιλέχθηκαν τα βήματα που θα μπορούσαν να εφαρμοσθούν στο πειραματικό μέρος της διατριβής αυτής. Επιλέχθηκε κινητήρας με υπερσυμπίεση, λόγω του θετικού αντίκτυπου που έχει στην καύση των φυτικών ελαίων. Έγινε προθέρμανση των φυτικών ελαίων πριν την εισαγωγή τους στο σύστημα διανομής καυσίμου, αφού είναι ήδη γνωστό ότι βελτιώνει τις ιδιότητες των φυτικών ελαίων και ιδιαίτερα το ιξώδες τους. Έγινε αλλαγή του χρονισμού έγχυσης για να βελτιωθεί η καύση των φυτικών ελαίων. Τέλος, επιλέχθηκε να γίνει αλλαγή του βάθους έγχυσης, διότι θα μπορούσε να επιδράσει θετικά στην σωστή κατανομή καυσίμου στον θάλαμο καύσης και την καλύτερη ανάμιξη του με τον αέρα για να επιτευχθεί βελτίωση στην καύση (Melas, 2003).

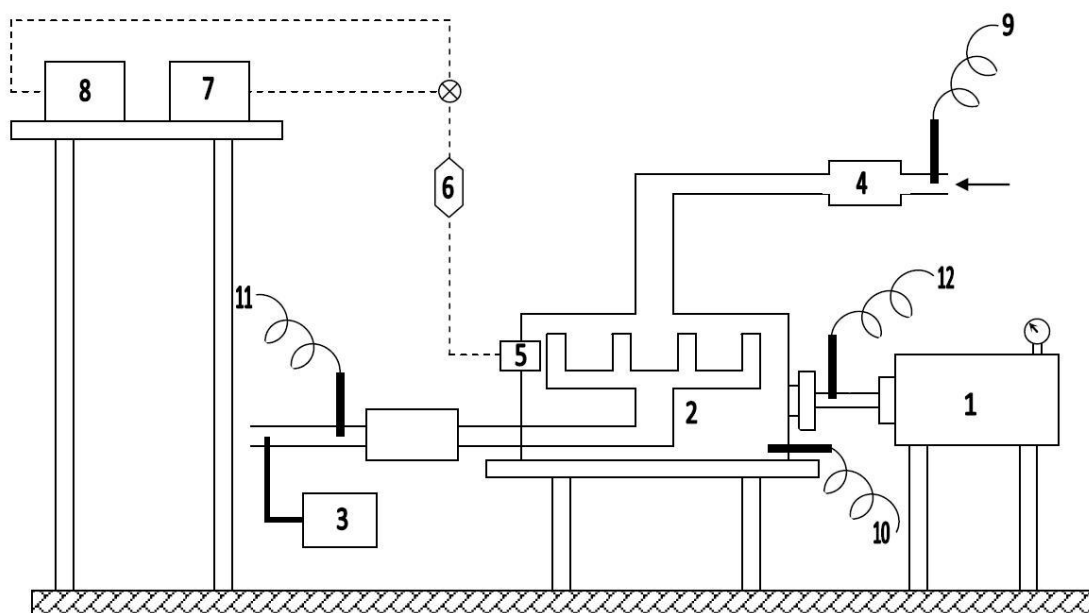
Κεφάλαιο 4:

Σχεδιασμός και Περιγραφή Πειραματικής Διάταξης

4 Σχεδιασμός και Περιγραφή Πειραματικής Διάταξης

4.1 Εισαγωγή

Στο κεφάλαιο αυτό περιγράφεται η πειραματική διάταξη που σχεδιάστηκε για την διενέργεια των πειραμάτων της διατριβής στις εγκαταστάσεις του Ινστιτούτου Γεωργικών Μηχανών & Κατασκευών (Ι.ΓΕ.Μ.Κ.) του Εθνικού Ιδρύματος Αγροτικής Έρευνας (ΕΘ.Ι.ΑΓ.Ε.). Η διάταξη αυτή αποτελείται από τον κινητήρα της δοκιμής, το τροποποιημένο σύστημα τροφοδοσίας καυσίμου, τους αισθητήρες θερμοκρασίας και πίεσης σε επιλεγμένα σημεία του κινητήρα για παρακολούθηση της ομαλής λειτουργίας του, το υδραυλικό δυναμόμετρο στο οποίο συνδέθηκε για να μεταβάλλεται το φορτίο του, τον αναλυτή καυσαερίων που κατέγραφε τους εκπεμπόμενους ρύπους, τα δύο δοχεία καυσίμου για το πετρέλαιο κίνησης (καύσιμο αναφοράς) και το εκάστοτε εναλλακτικό καύσιμο και τον μετρητή κατανάλωσης καυσίμου. Το σύνολο της διάταξης φαίνεται στην παρακάτω εικόνα (Εικόνα 4-1). Κάθε μέρος της πειραματικής διάταξης παρουσιάζεται παρακάτω εκτενώς.



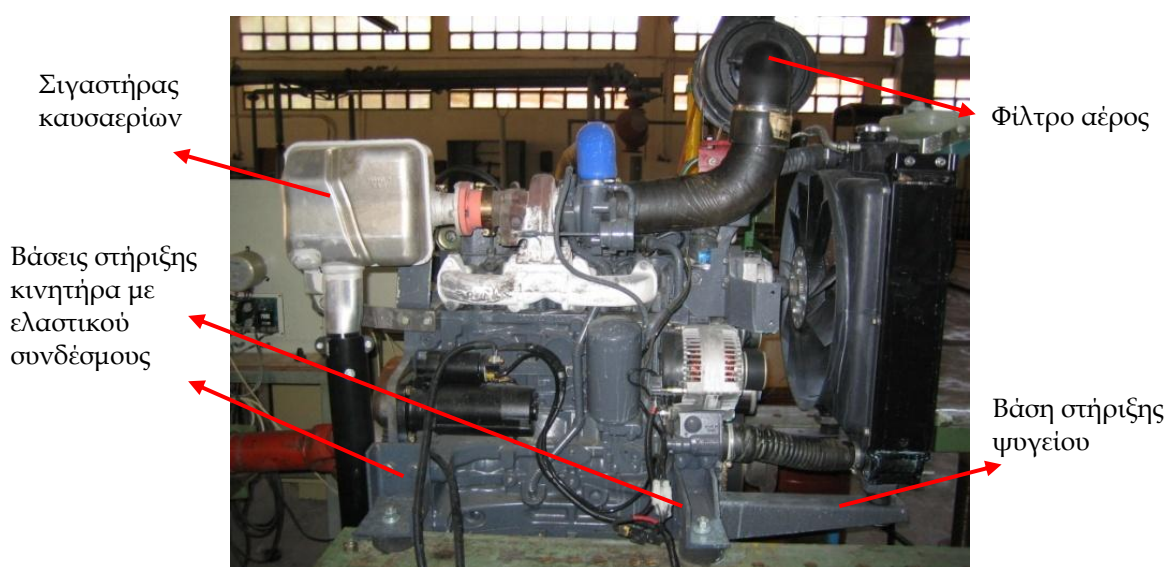
Εικόνα 4-1 Διάγραμμα πειραματικής διάταξης (1 - Υδραυλικό Δυναμόμετρο, 2 - Κινητήρας, 3 - Αναλυτής Καυσαερίων, 4 - Φίλτρο Αέρος, 5 - Αντλία Καυσίμου, 6 - Μετρητής Κατανάλωσης Καυσίμου, 7 - Δοχείο Καυσίμου Πετρελαίου, 8 - Δοχείο Εναλλακτικού Καυσίμου, 9 - Αισθητήρας μέτρησης ροής αέρα, 10 - Αισθητήρας θερμοκρασίας ελαίου λιπανσης κινητήρα, 11 - Αισθητήρας θερμοκρασίας καυσαερίων, 12 - Μετρητής ταχύτητας περιστροφής κινητήρα)

4.2 Κινητήρας

Η πειραματική διάταξη περιλαμβάνει κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης (πετρελαίου) ενός γεωργικού ελκυστήρα Case New Holland 73,5 KW (Εικόνα 4-2), του οποίου τα χαρακτηριστικά φαίνονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 4-1).

Ο κινητήρας αυτός επιλέχθηκε για τρεις λόγους. Αρχικά, βάσει της ισχύος του, αποτελεί τυπικής ισχύος κινητήρα για την ελληνική γεωργία (Μουρτζίνης et al., 2007). Η τεχνολογία που φέρει (πλήρως μηχανικά ελεγχόμενος κινητήρας χωρίς ηλεκτρονικές διατάξεις, όπως μονάδα ηλεκτρονικού ελέγχου) είναι η πιο διαδεδομένη στην ελληνική γεωργία. Τέλος, βάσει της προέλευσης του, ο κατασκευαστής Case New Holland έχει τις μεγαλύτερες πωλήσεις σε γεωργικούς ελκυστήρες στην Ελλάδα (ΥΠΑΑΤ, 2011).

Ο κινητήρας εγκαταστάθηκε επί της τράπεζας του δυναμομέτρου με βάσεις που σχεδιάστηκαν για το σκοπό αυτό. Μεταξύ της τράπεζας και των βάσεων παρεμβλήθηκαν ελαστικοί σύνδεσμοι για να απορροφούν του κραδασμούς του κινητήρα. Επίσης, το σύστημα ψύξης του κινητήρα και το φίλτρο εισαγωγής αέρα προσαρμόστηκαν σε ειδικά σχεδιασμένες βάσεις. Τέλος, επιλέχθηκε σιγαστήρας αγωγού καυσαερίων κατάλληλος για να διατηρεί την αναγκαία υποπίεση (back-pressure) για την σωστή λειτουργία του κινητήρα (βλέπε Εικόνα 4-2).



Εικόνα 4-2 Κινητήρας πειραματικής διάταξης

Πίνακας 4-1 Χαρακτηριστικά κινητήρα πειράματος

Κινητήρας		100A/100
Κατασκευαστής		Case New Holland (CNH)
Επίπεδο Καυσαερίων		TIER II
Αριθμός Κυλίνδρων		4
Σειρά Ανάφλεξης		1,3,4,2
Δυναμικός χρονισμός (° Πριν Άνω Νεκρό Σημείο)		5° +/- 5°
Εισαγωγή Αέρα		Υπερτροφοδοτούμενη
Διάμετρο x Διαδρομή (mm x mm)		104 x132
Σχέση Συμπίεσης		17,5
Ονομαστικές Στροφές (rpm)		2500
Μέγιστες Στροφές ±50 rpm		2700
Ρελαντί ±50 rpm		750
Σφόνδulos στις	Ισχύς (CV/kW)	100/73,5
Ονομαστικές	Ισχύς (Hp)	98
Στροφές	Μέγιστη Ροπή (Nm@1400rpm)	370
	Ανύψωση Ροπής (%)	35
Δυναμοδότης	Ισχύς (CV/kW)	87.5/64.5
Άξονας (PTO)	Ισχύς (Hp)	85
Ειδική Κατανάλωση @ Ονομαστικές Στροφές (g/kWh)		238
Βέλτιστη Ειδική Κατανάλωση (g/kWh)		217.3
Τύπος Αντλίας Καυσίμου		RDP

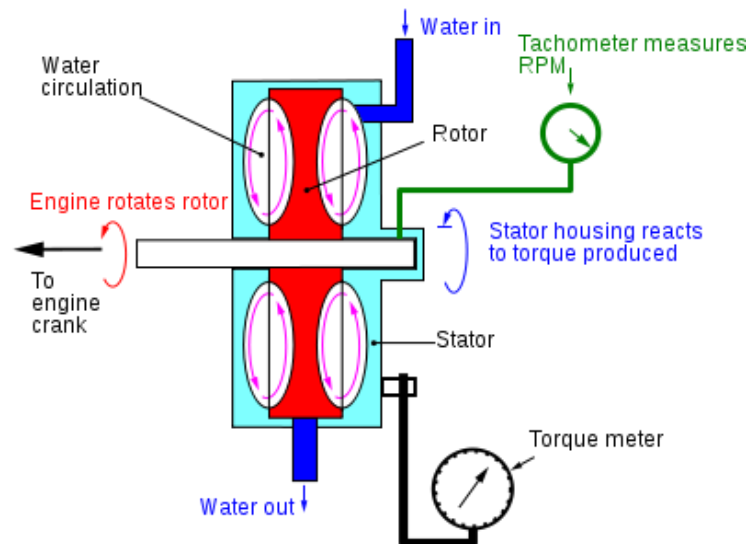
4.3 Υδραυλικό Δυναμόμετρο

Ο κινητήρας συνδέθηκε με υδραυλικό δυναμόμετρο Borghi & Saveri (Εικόνα 4-3).



Εικόνα 4-3 Υδραυλικό Δυναμόμετρο σε σχέση με τον κινητήρα

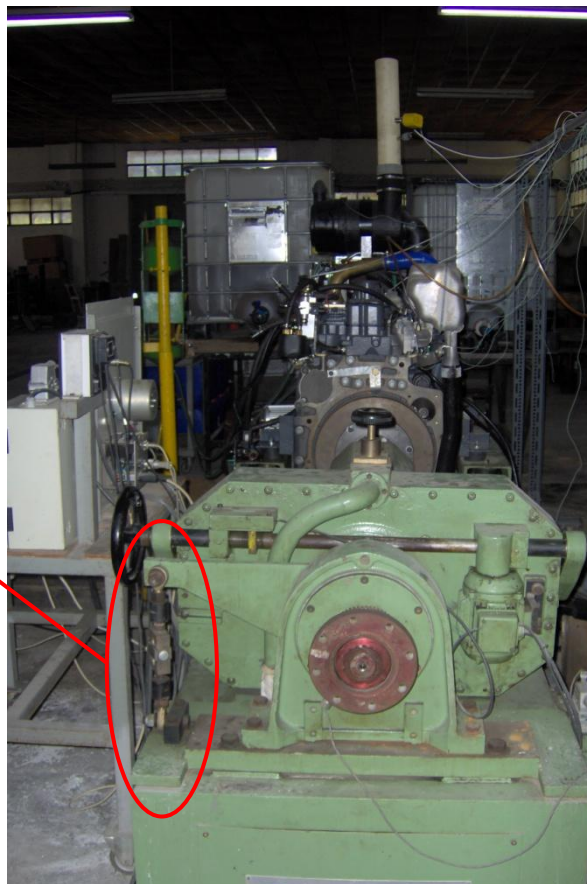
Η αρχή λειτουργίας του συγκεκριμένου τύπου δυναμομέτρου φαίνεται στην παρακάτω εικόνα (Εικόνα 4-4). Πιο συγκεκριμένα, υπάρχει μια αντλία που κυκλοφορεί νερό από υπόγεια δεξαμενή μέσω του δυναμομέτρου. Το νερό γεμίζει το χώρο εντός του σώματος του δυναμομέτρου και για να αυξηθεί το φορτίο του κινητήρα τα δύο μέρη του σώματος σφίγγουν και αυξάνουν την αντίσταση του νερού, άρα και το φορτίο. Το περίβλημα επιχειρεί να περιστραφεί λόγω της παραγόμενης ροπής, αλλά περιορίζεται από μια κυψέλη φορτίου (load cell) που μετρά την ροπή (Εικόνα 4-5). Το νερό ανακυκλώνεται μέσω μεγάλη δεξαμενής για να απορροφά την θερμότητα που δημιουργείται από την απορρόφηση της ισχύος του κινητήρα.



Εικόνα 4-4 Αρχή λειτουργίας υδραυλικού δυναμομέτρου
 Πηγή: http://en.wikipedia.org/wiki/File:Dyno_schematic.svg

Η κυψέλη φορτίου βασίζεται στην αρχή λειτουργίας του πιεζοηλεκτρικού φαινομένου (strain-gauges). Οι κυψέλες φορτίου είναι αισθητήρια που χρησιμοποιούνται για να μετατρέψουν μια δύναμη σε ηλεκτρικό σήμα. Αποτελείται από μια μηχανική διάταξη που στηρίζεται από το ένα άκρο στο σώμα του δυναμομέτρου και από το άλλο στο τμήμα που προσπαθεί να περιστραφεί λόγω της κίνησης του συνδεδεμένου κινητήρα. Η δύναμη που δέχεται παραμορφώνει ένα όργανο μέτρησης καταπόνησης (strain-gauge).

Δυναμοκυψέλη



Εικόνα 4-5 Δυναμοκυψέλη του υδραυλικού δυναμομέτρου

Μία κυψέλη φορτίου αποτελείται συνήθως από τέσσερα όργανα μέτρησης καταπόνησης σε μια διαμόρφωση γέφυρας Wheatstone. Το ηλεκτρικό σήμα εξόδου είναι συνήθως της τάξης των λίγων millivolts και απαιτεί ενίσχυση με έναν ενισχυτή για να μπορεί να χρησιμοποιείται. Η έξοδος του αισθητηρίου είναι συνδεδεμένη σε καταγραφέα δεδομένων και μέσω ενός αλγορίθμου μετατροπής του ηλεκτρικού σήματος σε δύναμη υπολογίζεται η δύναμη που ασκείται στο αισθητήριο. Η καταγραφή γίνεται απευθείας σε λογιστικό φύλλο excel μέσω του προγράμματος Labview σε ηλεκτρονικό υπολογιστή. Το δυναμόμετρο ελέγχεται από την βάση ελέγχου (Εικόνα 4-6).

Το δυναμόμετρο είναι εξοπλισμένο με μετρητή στροφών κινητήρα που χρησιμοποιεί ένα αισθητήρα εγγύτητας (proximity sensor). Ένας αισθητήρας εγγύτητας μπορεί να ανιχνεύσει την παρουσία αντικειμένων χωρίς καμία φυσική επαφή. Εκπέμπει ένα ηλεκτρομαγνητικό σήμα ή μια ακτίνα ηλεκτρομαγνητικής ακτινοβολίας (υπέρυθρο, για παράδειγμα), και παραλαμβάνει ένα σήμα επιστροφής.



Εικόνα 4-6 Βάση ελέγχου δυναμομέτρου

(α) καταγραφέας σήματος δυναμοκυψέλης (β) μοχλός ενεργοποίησης γκαζιού (γ) διακόπτης και θερμομέτρο υγρού ψύξης κινητήρα (δ) ρυθμιστής φορτίου (ε) στροφόμετρο (στ) αναλογική ένδειξη φορτίου

Οι αισθητήρες εγγύτητας έχουν υψηλή αξιοπιστία και μεγάλη διάρκεια ζωής, λόγω της απουσίας μηχανικών μερών και της έλλειψης επαφής μεταξύ του αισθητήρα και του αντικειμένου καταγραφής. Ο αισθητήρας αυτός είναι εγκατεστημένος εφαιπτομενικά στο τέλος του άξονα περιστροφής του κινητήρα (Εικόνα 4-7).



Εικόνα 4-7 Αισθητήρας εγγύτητας καταγραφής της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα

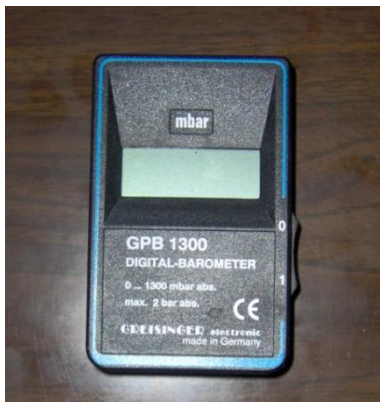
Η ένδειξη του αισθητήρα εγγύτητας επιβεβαιώνεται από φορητό οπτικό μετρητή στροφών της εταιρίας Lutron, μοντέλο DT-2236 (Εικόνα 4-8). Ο μετρητής αυτός λειτουργεί στέλνοντας μια οπτική δέσμη φωτός στον άξονα περιστροφής που συνδέεται με τον στροφαλοφόρο άξονα του κινητήρα και ο οποίος έχει επικολλημένο ένα ανακλαστικό στοιχείο που αντανακλά το φως προς τον μετρητή κάθε φορά που το συναντά. Επομένως, μετράται κάθε περιστροφή του άξονα, άρα και η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα σε κάθε μέτρηση.



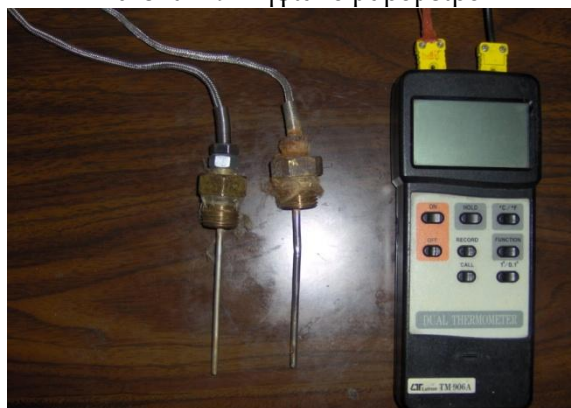
Εικόνα 4-8 Οπτικός μετρητής καταγραφής της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα

Το γεγονός ότι η πειραματική διάταξη δεν βρίσκεται σε κλειστό κελί δοκιμών (test cell), όπου είναι δυνατή η ρύθμιση του περιβάλλοντος, επιβάλλει την διόρθωση της μετρούμενης απόδοσης σε κάθε δοκιμή με σκοπό την αντιστοιχία των αποτελεσμάτων ανεξαρτήτου του επιπέδου θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας του ατμοσφαιρικού αέρα που τροφοδοτεί τον κινητήρα με το απαραίτητο για την λειτουργία του οξυγόνο.

Για τον σκοπό αυτό χρησιμοποιήθηκαν ένα ψηφιακό βαρόμετρο ατμοσφαιρικής πίεσης της εταιρίας Greisinger, μοντέλο GPB 1300 (Εικόνα 4-9) και δύο θερμοζεύγη που συνδέονται σε φορητή συσκευή της εταιρίας Lutron, μοντέλο TM-906A (Εικόνα 4-10), των οποίων οι ενδείξεις καταγράφονταν χειρόγραφα.



Εικόνα 4-9 Ψηφιακό βαρόμετρο



Εικόνα 4-10 Θερμοζεύγη για καταγραφή της ατμοσφαιρικής θερμοκρασίας

Έγινε προσαρμογή του άξονα μετάδοσης κίνησης για την εμπλοκή του κινητήρα με το δυναμόμετρο. Χρησιμοποιήθηκε τηλεσκοπικός άξονας με σταυροειδείς συνδέσμους. Κατασκευάστηκαν σε μηχανουργείο δύο φλάντζες για την σύνδεση του τηλεσκοπικού άξονα με τον σφόνδυλο του κινητήρα και το δυναμόμετρο (Εικόνα 4-11).



Εικόνα 4-11 Σταυροειδής άξονας σύνδεσης υδραυλικού δυναμομέτρου και κινητήρα

4.4 Δοχεία καυσίμου

Τοποθετήθηκαν δύο δοχεία καυσίμου, το ένα για το πετρέλαιο κίνησης (καύσιμο αναφοράς) και το άλλο για το εκάστοτε εναλλακτικό καύσιμο (Εικόνα 4-12).



Εικόνα 4-12 Δοχείο Πετρελαίου (Αριστερά) και δοχείο εναλλακτικού καυσίμου (Δεξιά)

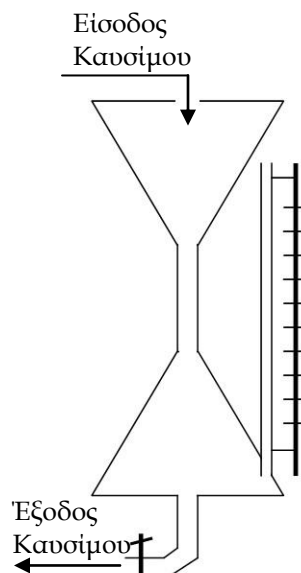
Το πετρέλαιο προήλθε από τα διυλιστήρια Ασπροπόργου της εταιρίας Ελληνικά Πετρέλαια Α.Ε. (ΕΛ.ΠΕ.), ενώ τα φυτικά έλαια προήλθαν από σπορelaiουργείο μικρής δυναμικότητας με την επωνυμία Κουρούδη Α.Ε., που βρίσκεται στην Ορεοσιάδα Έβρου. Έγινε προσαρμογή των στομίων των δύο δοχείων για να είναι δυνατή η ροή του καυσίμου προς την διάταξη μέτρησης κατανάλωσης καυσίμου. Τα μίγματα πετρελαίου κίνησης και φυτικού ελαίου προετοιμάζονταν σε μικρότερα δοχεία για διευκόλυνση των πειραμάτων.

4.5 Μετρητική διάταξη κατανάλωσης καυσίμου

Χρησιμοποιήθηκε μια μετρητική διάταξη (Εικόνα 4-13) για την μέτρηση της κατανάλωσης καυσίμου του κινητήρα σε διάφορα σημεία της καμπύλης λειτουργίας του. Η διάταξη αυτή παρεμβάλλονταν μεταξύ του δοχείου που περιείχε το υπό εξέταση καύσιμο και του συστήματος τροφοδοσίας του κινητήρα.



(α)



(β)

Εικόνα 4-13 Μετρητική Διάταξη κατανάλωσης καυσίμου
(α) φωτογραφία (β) σχεδιάγραμμα

Η διάταξη αυτή αποτελείται από δύο κωνικά δοχεία (το ένα πάνω από το άλλο) που συνδέονται μεταξύ τους με ένα λεπτό σωλήνα. Σε παράλληλη σύνδεση υπάρχει ένας διαφανής σωλήνας που συνοδεύεται από κλίμακα. Αυτή η διάταξη επιτρέπει την αύξηση της ταχύτητας ροής του καυσίμου όταν εισέλθει στο λεπτό σωλήνα, λόγω του φαινομένου Bernoulli. Άρα, κατά την λειτουργία του κινητήρα, όσο τροφοδοτείται η διάταξη αυτή με καύσιμο, δεν παρατηρείται κάποια αλλαγή. Όταν όμως θέλουμε να καταγράψουμε την κατανάλωση καυσίμου ανά μονάδα χρόνου, ακολουθούμε την παρακάτω διαδικασία:

1. Γεμίζεται με 100 ml καύσιμο ένας ογκομετρικός σωλήνας (Εικόνα 4-14)
2. Ζυγίζεται ο ογκομετρικός σωλήνας
3. Αφήνεται το καύσιμο να εκκενώσει το άνω δοχείο της διάταξης
4. Κατά την εκκένωση, όταν ο μηνίσκος που δημιουργεί το καύσιμο περνώντας από τον ενδιάμεσο σωλήνα, διαβεί ένα προκαθορισμένο σημείο του σωλήνα αυτού, τότε αρχίζει η καταμέτρηση του χρόνου με ένα χρονόμετρο χειρός (Εικόνα 4-15)
5. Τότε, ο ζυγισμένος ογκομετρικός σωλήνας ανατρέπεται στο άνω δοχείο της διάταξης (το οποίο φέρει τομή στο άνω μέρος) και αναμένεται να περάσει ο μηνίσκος από το ίδιο προκαθορισμένο σημείο.

6. Εκείνη την στιγμή σταματά η καταμέτρηση του χρόνου στο χρονόμετρο.



Εικόνα 4-14 Ογκομετρικός σωλήνας



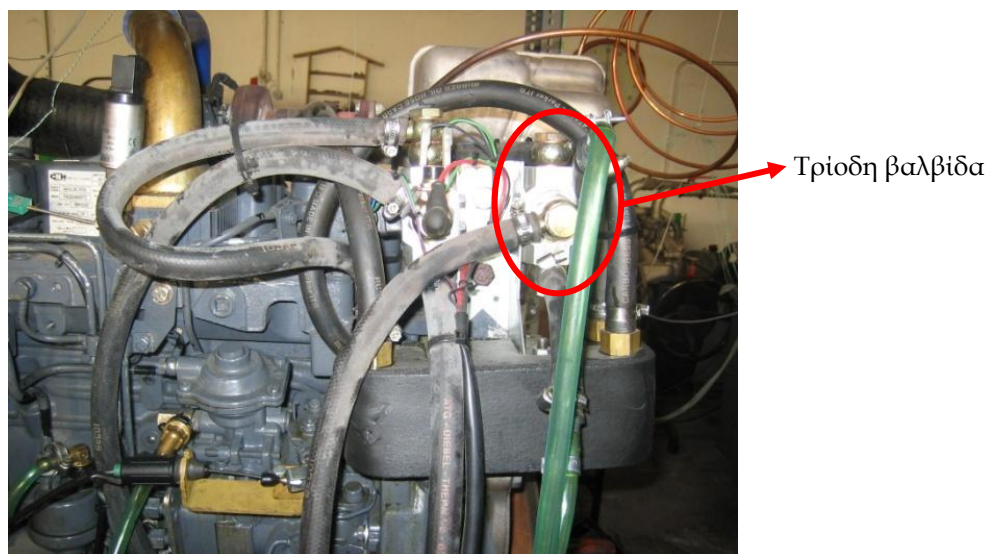
Εικόνα 4-15 Χρονόμετρο χειρός

Έτσι, καταλήγουμε σε καταγεγραμμένη καταναλισκόμενη ποσότητα καυσίμου σε συγκεκριμένο χρόνο (g καυσίμου/s), που με την σειρά της παρέχει είτε την ολική κατανάλωση (kg καυσίμου/h), είτε την ειδική κατανάλωση (g καυσίμου/KWh) που συνδυάζει την κατανάλωση καυσίμου με την παραγόμενη ισχύ του κινητήρα.

4.6 Διάταξη προθέρμανσης εναλλακτικών καυσίμων

Σύμφωνα με την βιβλιογραφική ανασκόπηση, τα καύσιμα που βασίζονται σε φυτικά έλαια πρέπει με κάποιον τρόπο να μειώνεται το υψηλό ιξώδες τους προτού

εισέλθουν στον κινητήρα. Υπάρχουν διάφορες μέθοδοι για την επιτυχία του στόχου αυτού, από τις οποίες στη εργασία αυτή επιλέχθηκε η προθέρμανση του ελαίου πριν την αντλία καυσίμου. Για τον σκοπό αυτό, τοποθετήθηκε ειδική διάταξη προθέρμανσης καυσίμου (Εικόνα 4-16), η οποία εκμεταλλεύεται την θερμότητα του υγρού ψύξης του κινητήρα και μέσω ενός εναλλάκτη θερμότητας την μεταδίδει στο εναλλακτικό καύσιμο πριν αυτό περάσει στην αντλία υψηλής πίεσης του συστήματος τροφοδοσίας.

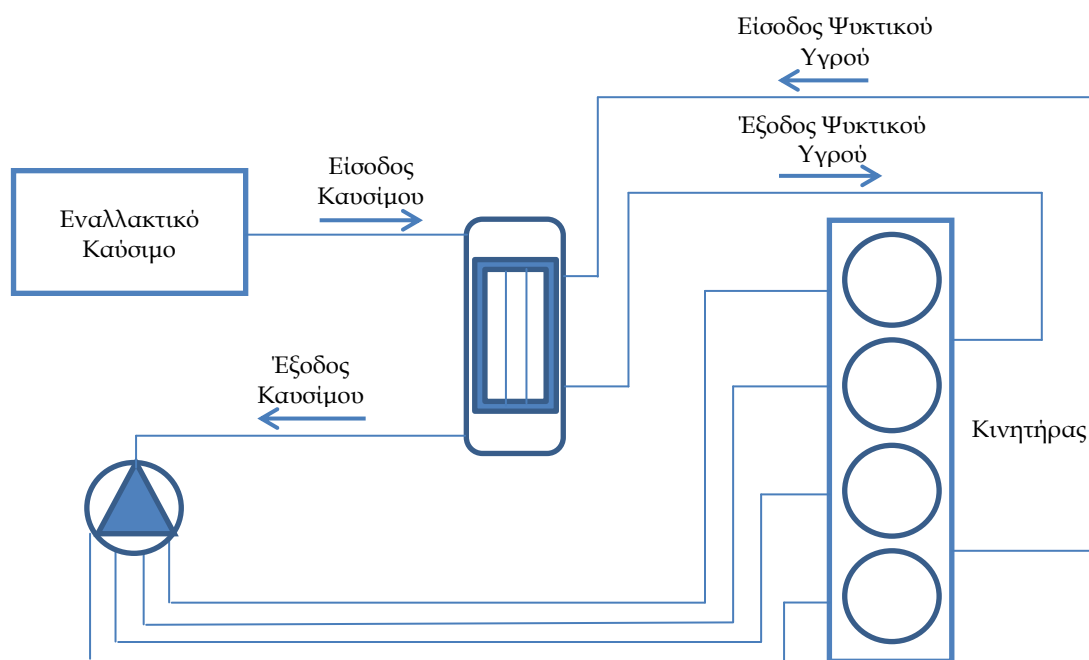


Εικόνα 4-16 Συσκευή προθέρμανσης φυτικού ελαίου

Ο σχεδιασμός της διάταξης αυτής φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα (Διάγραμμα 4-1). Πιο συγκεκριμένα, η πορεία του εναλλακτικού καυσίμου ξεκινάει από το δοχείο καυσίμου, περνάει από τον μετρητή κατανάλωσης, εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος διαρρέεται από το υγρό ψύξης του κινητήρα (μέση θερμοκρασία 92 °C), προθερμαίνεται και εξέρχεται από τον εναλλάκτη με θερμοκρασία που κυμαίνεται μεταξύ 60 και 75 °C, ανάλογα με το φορτίο που αντιμετωπίζει ο κινητήρας. Μετά, το προθερμασμένο καύσιμο καταλήγει στην αντλία υψηλής πίεσης του κινητήρα και εγχέεται στους κυλίνδρους.

Όμως, ο κινητήρας πρέπει να ξεκινά την λειτουργία του με πετρέλαιο, γιατί μέχρι το ψυκτικό υγρό του κινητήρα να φτάσει στην θερμοκρασία λειτουργίας του, η

θερμοκρασία του εναλλακτικού καυσίμου παραμένει χαμηλή και το ιξώδες του δεν έχει μειωθεί για να είναι ασφαλές να εισέλθει στον κινητήρα.



Διάγραμμα 4-1 Διάγραμμα λειτουργίας εξωτερικής διάταξης προθέρμανσης του εναλλακτικού καυσίμου

Επίσης, μετά το πέρας του κάθε πειράματος, για να διατηρείται ο κινητήρας καθαρός από πιθανές επικαθίσεις κόμμεων και άλλων ξένων σωματιδίων και να βρίσκεται στην πρότερη κατάσταση για την επόμενη δοκιμή, το καύσιμο πρέπει να αλλάζει σε καθαρό πετρέλαιο κίνησης και ο κινητήρας να λειτουργεί για ένα διάστημα, για να καθαρίζει όλο το δίκτυο διανομής του καυσίμου και τα μέρη του κινητήρα από το καύσιμο δοκιμής. Έτσι, για να εξασφαλιστεί η δυνατότητα αλλαγής μεταξύ του δοκιμαζόμενου καυσίμου και του καθαρού πετρελαίου ανά πάσα στιγμή, τοποθετήθηκε μια τριόδη βαλβίδα με την οποία ήταν δυνατή η εναλλαγή των καυσίμων άμεσα και γρήγορα (Εικόνα 4-16).

4.7 Αισθητήρες παρακολούθησης ομαλής λειτουργίας

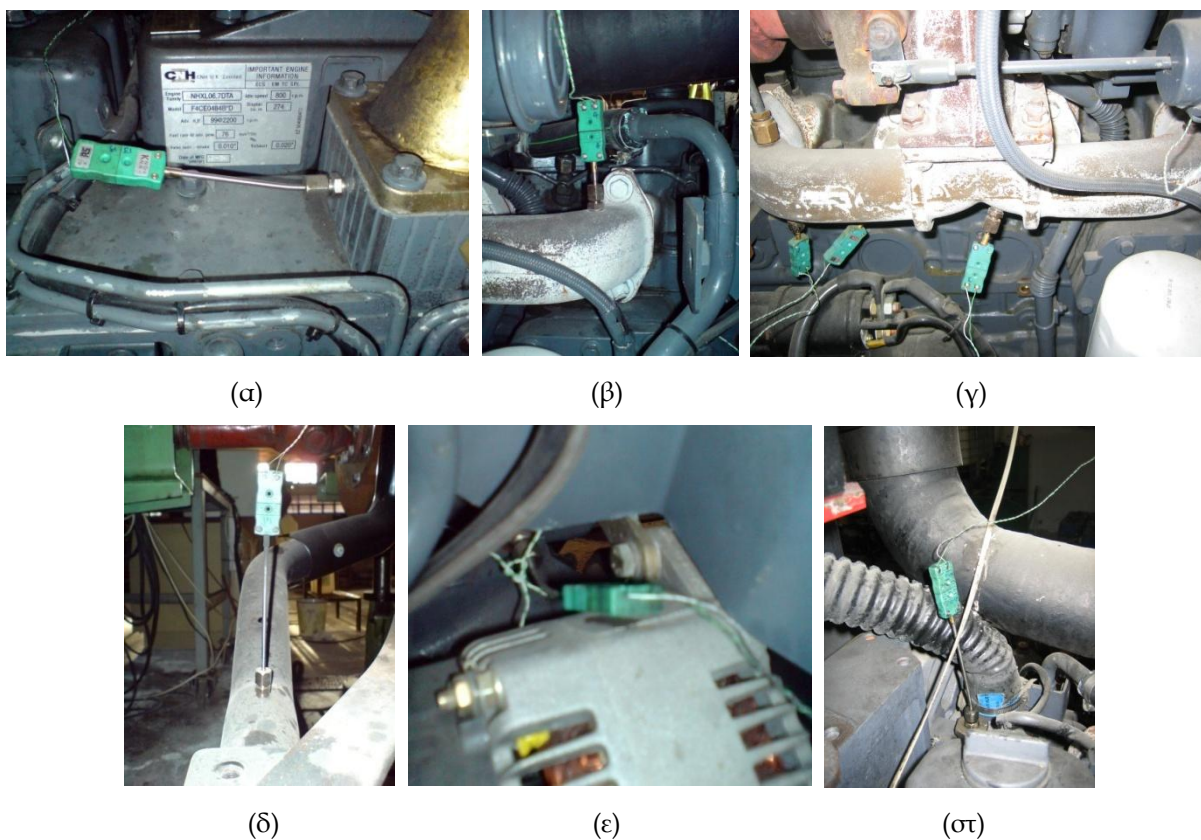
4.7.1 Εισαγωγή

Για την καλύτερη κατανόηση της λειτουργίας του κινητήρα κατά την διάρκεια των πειραμάτων, αλλά και τον εντοπισμό των διαφορών μεταξύ των εναλλακτικών

καυσίμων και του παραδοσιακού πετρελαίου κίνησης, εγκαταστάθηκαν σε κομβικά σημεία του κινητήρα αισθητήρες θερμοκρασίας και πίεσης.

4.7.2 Θερμοζεύγη

Για την καταγραφή της θερμοκρασίας επιλέχθηκαν να χρησιμοποιηθούν θερμοζεύγη (thermocouples), τύπου Κ. Στα θερμοζεύγη, τύπου Κ, που χρησιμοποιήθηκαν στην πειραματική διάταξη της διατριβής αυτής, οι δύο αγωγοί του θερμοζεύγους είναι από chromel (90% νικέλιο και 10% χρώμιο) και alumel (95% νικέλιο, 2% μαγγάνιο, 2% αλουμίνιο και 1% πυρίτιο). Αποτελεί την πιο κοινή λύση θερμοζεύγους με ευαισθησία περίπου $41 \mu\text{V}/^\circ\text{C}$, θεωρώντας το chromel θετικό σε σχέση με το alumel. Είναι χαμηλού κόστους και έχει μεγάλη ποικιλία ανιχνευτών (probe) εντός του εύρους θερμοκρασιών του ($-200 \text{ }^\circ\text{C}$ έως $1350 \text{ }^\circ\text{C}$). Αυτό το εύρος είναι ικανοποιητικό για όλες τις μετρήσεις που απαιτούνται στη διατριβή αυτή.



Εικόνα 4-17 Εγκατεστημένα Θερμοζεύγη
 (α) Εισαγωγή αέρα (β) Έξοδος κυλίνδρου 1 (γ) Έξοδος κυλίνδρων 2, 3, 4 (δ) Αγωγός εξάτμισης (ε) Είσοδος υγρού ψύξης (στ) Έξοδος υγρού ψύξης

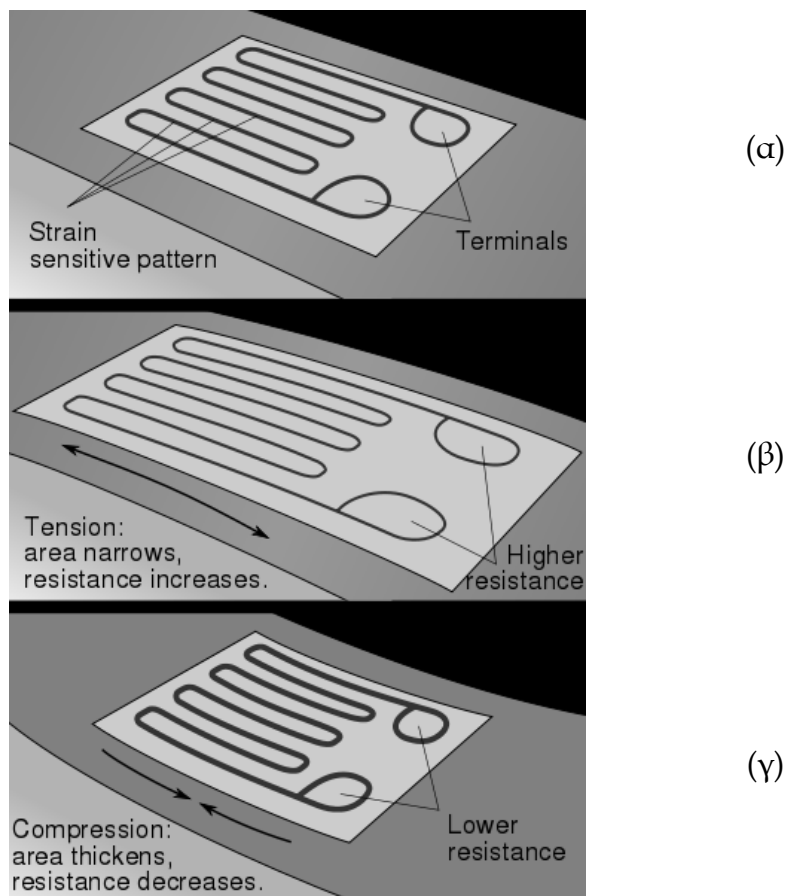
Επομένως, εγκαταστάθηκαν θερμοζεύγη, τύπου K, της εταιρίας RS components (Εικόνα 4-17), στον αυλό εισαγωγής αέρα, στην εξαγωγή καυσαερίων του κάθε κυλίνδρου, στην άκρη της εξάτμισης, στον αγωγό εισόδου του καυσίμου και στην είσοδο και την έξοδο του υγρού ψύξης του κινητήρα. Οι ενδείξεις των θερμοζευγών ελέγχονταν και ταυτόχρονα καταγράφονταν σε συνεχή βάση κατά την διάρκεια των δοκιμών με σκοπό να διατηρηθεί η θερμοκρασία σε ανεκτά για τον κινητήρα επίπεδα (να μη ξεπεράσει σημαντικά τις τιμές που καταγράφηκαν με το καύσιμο αναφοράς, πετρέλαιο κίνησης).

4.7.3 Μεταδότες Πίεσης

Για την καταγραφή της πίεσης χρησιμοποιήθηκαν μεταδότες πίεσης (pressure transducers). Ένας μεταδότης πίεσης μετατρέπει την πίεση σε ένα αναλογικό ηλεκτρικό σήμα. Αν και υπάρχουν διάφοροι τύποι μεταδοτών πίεσης, οι μεταδότες πίεσης που χρησιμοποιήθηκαν στην διατριβή αυτή βασίζονται στο πιεζοηλεκτρικό φαινόμενο (strain-gauge). Η μετατροπή της πίεσης σε ένα ηλεκτρικό σήμα επιτυγχάνεται με τη φυσική παραμόρφωση των μετρητών (gauges), οι οποίοι είναι κολλημένοι στο διάφραγμα του μεταδότη πίεσης και συνδέονται ενσύρματα με μια γέφυρα Wheatstone. Η πίεση που εφαρμόζεται στο αισθητήριο πίεσης παράγει διαστολή του διαφράγματος, η οποία προκαλεί τάση (strain) στους μετρητές (gauges). Η τάση αυτή παράγει μια αύξηση της ηλεκτρικής αντίστασης ανάλογη της εφαρμοζόμενης στον μεταδότη πίεσης (Εικόνα 4-18).

Επομένως, στην πειραματική διάταξη εγκαταστάθηκαν μεταδότες πίεσης, οι οποίοι βασίζονται στην παραπάνω τεχνολογία, της εταιρίας GEMS, UK, σειράς 2200 (Εικόνα 4-19) στον αυλό εισαγωγής αέρα του κινητήρα και στην εξαγωγή καυσαερίων του πρώτου κυλίνδρου.

Οι ενδείξεις των μεταδοτών πίεσης ελέγχονταν και ταυτόχρονα καταγράφονταν σε συνεχή βάση κατά την διάρκεια των δοκιμών με σκοπό να διατηρηθεί η πίεση σε ανεκτά για τον κινητήρα επίπεδα (να μη ξεπεράσει σημαντικά τις τιμές που καταγράφηκαν με το καύσιμο αναφοράς, πετρέλαιο κίνησης).



Εικόνα 4-18 Λειτουργία των πιεζοστατών (strain-gauges).

(α) πιεζοστάτης χωρίς τάση (β) πιεζοστάτης σε τάση (αύξηση της αντίστασης) (γ) πιεζοστάτης σε συμπίεση (μείωση της αντίστασης)

Πηγή: http://en.wikipedia.org/wiki/Strain_gauge



(α)

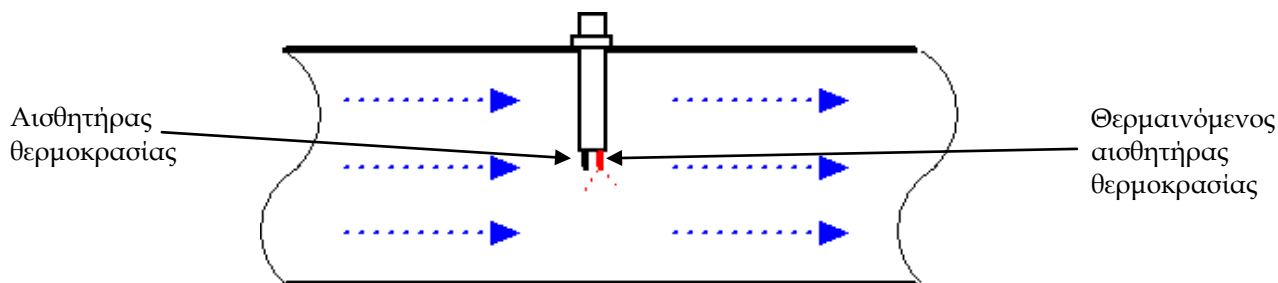
(β)

Εικόνα 4-19 Εγκατεστημένοι Μεταδότες Πίεσης

(α) Εισαγωγή αέρα (β) Εξαγωγή καυσαερίων από κύλινδρο 1

4.7.4 Θερμικό Ροόμετρο

Για την μέτρηση της ροής αέρα στην εισαγωγή αέρα του κινητήρα χρησιμοποιήθηκε ένα θερμικό ροόμετρο (calorimetric flow meter). Η θερμική αρχή για την μέτρηση της ροής ενός ρευστού βασίζεται στην εγκατάσταση δύο αισθητήρων θερμοκρασίας σε στενή επαφή με το ρευστό που όμως φέρουν θερμική μόνωση μεταξύ τους (Εικόνα 4-20).



Εικόνα 4-20 Λειτουργία θερμικού αισθητήρα ροής
 Πηγή: www.EngineeringToolBox.com

Ένας από τους δύο αισθητήρες διαρκώς θερμαίνεται και η επίδραση ψύξης του ρευστού που το διαρρέει χρησιμοποιείται για την παρακολούθηση της ροής. Σε μια στατική (χωρίς ροή) κατάσταση ρευστού υπάρχει μια σταθερή διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των δύο αισθητήρων θερμοκρασίας. Όταν η ροή του ρευστού αυξηθεί, η θερμική ενέργεια που προέρχεται από το θερμαινόμενο αισθητήρα και η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των αισθητήρων μειώνονται. Η μείωση αυτή είναι ανάλογη προς τη ροή του ρευστού. Ο χρόνος απόκρισης διαφέρει ανάλογα με τη θερμική αγωγιμότητα του ρευστού. Σε γενικές γραμμές, χαμηλότερη θερμική αγωγιμότητα απαιτεί μεγαλύτερη ταχύτητα για τη σωστή μέτρηση.

Επομένως, εφαρμόστηκε στον αυλό εισαγωγής αέρα ένα θερμικό ροόμετρο, της εταιρίας Turck, Germany, τύπου FCS-GL1/2A2P-LIX-H1141/A (Εικόνα 4-21).



Εικόνα 4-21 Θερμικό ροόμετρο

4.8 Καταγραφείς Δεδομένων

Οι αισθητήρες που αναφέρονται παραπάνω συνδέθηκαν με σειρά καταγραφών δεδομένων (Εικόνα 4-22), οι οποίοι συνδέθηκαν σε υπολογιστή μέσω USB θύρας και έδιναν ενδείξεις θερμοκρασίας, πίεσης και ροής ανά δευτερόλεπτο. Τα δεδομένα αυτά καταγράφονταν σε αρχεία.

Συγκεκριμένα, χρησιμοποιήθηκαν δύο καταγραφείς δεδομένων θερμοκρασίας, στους οποίους συνδέθηκαν οι απολήξεις των θερμοζευγών και ένας γενικός καταγραφέας τάσης, στον οποίο συνδέθηκαν οι απολήξεις των μεταδοτών πίεσης και του θερμικού ροόμετρου.



Εικόνα 4-22 Καταγραφείς Δεδομένων και πάροχος ηλεκτρικού ρεύματος 24V

4.8.1 Καταγραφέας Θερμοκρασίας TC-09

Ο καταγραφέας θερμοκρασιών που χρησιμοποιήθηκε είναι ο TC-09 της εταιρίας Pico Technology, UK και φαίνεται στην παρακάτω εικόνα (Εικόνα 4-23).



Εικόνα 4-23 Καταγραφέας θερμοκρασιών TC-09 της εταιρίας PICO Technology, UK.

Τα γενικά χαρακτηριστικά του καταγραφέα αυτού φαίνονται στο παρακάτω πίνακα (Πίνακας 4-2).

Πίνακας 4-2 Χαρακτηριστικά του καταγραφέα θερμοκρασιών TC-09 της εταιρίας PICO Technology, UK.

Γενικά Χαρακτηριστικά	
Διαστάσεις	201 x 104 x 34 mm
Αριθμός καναλιών (ανά TC-09)	8
Σύνδεση με υπολογιστή	USB
Μέγιστος αριθμός καναλιών (με πολλούς TC-08)	160
Χρόνος μετατροπής	100 ms για θερμοζεύγη με αντιστάθμιση ψυχρού κόμβου
Ακρίβεια θερμοκρασίας	Σύνολο $\pm 0.2\%$ των αναγνώσεων και $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$
Ακρίβεια τάσης	Σύνολο $\pm 0.2\%$ των αναγνώσεων και $\pm 10\text{ }\mu\text{V}$
Προστασία υπερφόρτισης	$\pm 30\text{ V}$
Μέγιστη τάση κοινής χρήσης	$\pm 7.5\text{ V}$
Αντίσταση εισόδου	2 M Ω
Εύρος εισόδου (τάση)	$\pm 70\text{ mV}$
Ανάλυση (Resolution)	20 bits
Ανάλυση χωρίς θόρυβο	16.25 bits
Υποστηριζόμενα είδη θερμοζευγών	B, E, J, K, N, R, S, T
Υποδοχείς εισόδου	Μικρογραφικά θερμοζεύγη

Ο συγκεκριμένος καταγραφέας επιλέχθηκε λόγω της απευθείας σύνδεσης του με κάθε τύπο θερμοζεύγους, αλλά και την ενσωματωμένη αντιστάθμιση κρύου κόμβου (Cold Junction Compensation, CJC) που διαθέτει, η οποία αυξάνει την ακρίβεια κάθε μέτρησης.

4.8.2 Καταγραφέας γενικής χρήσης ADC-24

Ο καταγραφέας γενικής χρήσης που χρησιμοποιήθηκε είναι ο ADC-24 της εταιρίας Pico Technology, UK (Εικόνα 4-24).



Εικόνα 4-24 Καταγραφέας γενικής χρήσης ADC-24 της εταιρίας PICO Technology, UK.

Τα γενικά χαρακτηριστικά του καταγραφέα ADC-24 φαίνονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 4-3).

Πίνακας 4-3 Γενικά Χαρακτηριστικά του καταγραφέα γενικής χρήσης ADC-24 της εταιρίας PICO Technology, UK.

Γενικά Χαρακτηριστικά	
Διαστάσεις	135 x 184 x 36 mm
Σύνδεση με Υπολογιστή	USB
Ανάλυση (Resolution)	24 bits
Αριθμός Καναλιών	8 διαφορικά / 16 μονού τέλους (single-ended)
Χρόνος Μετατροπής (ανά κανάλι)	660 ms, 340 ms, 180 ms, 100 ms, 60 ms
Εύρη Τάσεων	±2500 mV
	±1250 mV
	±625 mV
	±312 mV
	±156 mV
	±78 mV
Ακρίβεια	±39 mV
	0.1% (στο εύρος ±39 mV έως 1250 mV)
	0.2% (εύρος ±2500 mV)
Απόρριψη Θορύβου	120 dB τοπικό στα 50/60 Hz
Αντίσταση Εισόδου	Διαφορική: 2 MΩ Μονού τέλους: 1 MΩ
Προστασία Υπερφόρτωσης	±30 V
Ψηφιακό I/O	4 πολύ-κατευθυντήρια bi-directional (3.3 V CMOS)
Έξοδος Αναφοράς	+2.5 V ±2.5 mV @ 2 mA
	+5 V ±1.0 V @ 2 mA
	-5 V ±1.5 V @ 2 mA
Για εισηγμένη ακρίβεια	20 °C to 30 °C
Γενικής Χρήσης	0 °C to 45 °C
Σχετική Υγρασία	5% to 80%

Η επιλογή του συγκεκριμένου καταγραφέα βασίστηκε την υψηλή του ανάλυση (24-bit) που του δίνει την δυνατότητα να ανιχνεύει μικρές αλλαγές σήματος. Επίσης, τα χαρακτηριστικά του, όπως οι διαφορικές εισοδοι, η γαλβανική μόνωση και η επιλογή δειγματοληψιών μέσω του λογισμικού συμβάλλουν στην καλή ανάλυση των σημάτων που δέχεται χωρίς σημαντικό θόρυβο και εξασφαλίζει ότι οι μετρήσεις είναι αξιόπιστες και με ακρίβεια εντός του 0,1%. Επίσης, το γεγονός ότι καλύπτει επτά (7) διπολικά εύρη τάσεων επιτρέπει στον καταγραφέα να συνδεθεί με διάφορους τύπους αισθητήρων και είδη σημάτων και καλύπτει τις ανάγκες αυτή της εργασίας για την καταγραφή των σημάτων των μεταδοτών πίεσης και του ροομέτρου.

4.9 Αναλυτής καυσαερίων

Για την μέτρηση των αέριων ρύπων του κινητήρα χρησιμοποιήθηκε φορητός αναλυτής καυσαερίων MRU Delta 1600L (Εικόνα 4-25).



Εικόνα 4-25 Αναλυτής Καυσαερίων

Το όργανο έχει την δυνατότητα να μετρήσει τους παρακάτω ρύπους:

1. Οξυγόνο (O_2)
2. Διοξείδιο του Άνθρακα (CO_2)
3. Μονοξείδιο του Άνθρακα (CO)
4. Υδρογονάνθρακες (HC)

5. Μονοξείδιο του Αζώτου (NO)

6. Διοξείδιο του Αζώτου (NO₂)

Οι μετρήσεις γίνονται με την βοήθεια ηλεκτροχημικών κυψελών για το O₂, NO και NO₂, ενώ για τα CO, CO₂ και HC χρησιμοποιούνται αισθητήρες υπέρυθρης ακτινοβολίας μη διασποράς (Non-Dispersive InfraRed - NDIR). Τα χαρακτηριστικά του οργάνου φαίνονται στο παρακάτω πίνακα (Πίνακας 4-4).

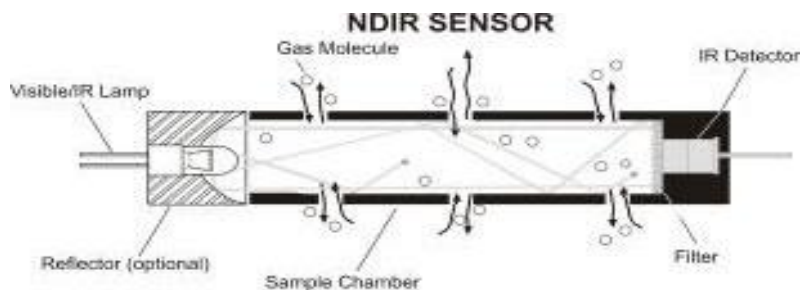
Πίνακας 4-4 Γενικά χαρακτηριστικά του αναλυτή καυσαερίων MRU Delta 1600L.

Γενικά Χαρακτηριστικά	
Διαστάσεις	56 x 22 x 34 cm
Βάρος	6.5 kg
Σύνδεση με Υπολογιστή	RS232
Οξυγόνο (O ₂)	0 - 10 % (ηλεκτροχημική κυψέλη μεγάλης διάρκειας)
Διοξείδιο του Άνθρακα (CO ₂)	0 - 10% (Αισθητήρας NDIR)
Μονοξείδιο του Άνθρακα (CO)	0 - 20% (Αισθητήρας NDIR)
Υδρογονάνθρακες (HC)	Αισθητήρας NDIR
Μονοξείδιο του Αζώτου (NO)	0 - 4000 ppm (ηλεκτροχημικό κελί)
Διοξείδιο του Αζώτου (NO ₂)	0 - 1000 ppm (ηλεκτροχημικό κελί)
Συντελεστής Lambda	0 - 9,99 (Εξίσωση Brettschneider)
Θερμοκρασία καυσαερίων	Max 1200 °C
Θερμοκρασία ελαίου λίπανσης	0 - 150 °C
Θερμοκρασία περιβάλλοντος αέρα	5 - 45 °C
Ακρίβεια	Σύμφωνα με το OIML-class 1
Καταγραφή Δεδομένων	7500 μετρήσεις
Σωλήνας δειγματοληψίας	
Φίλτρα	Προφίλτρο και λεπτό φίλτρο
Παροχή ρεύματος	90 - 264 V/50 Hz

Οι ηλεκτροχημικές κυψέλες (Anderson and Hadden, 1999) σχεδιάζονται ειδικά για τα αέρια που πρόκειται να καταγράψουν. Ουσιαστικά, οι κυψέλες αυτές είναι κυψέλες καυσίμου αποτελούμενες από ηλεκτρόδια ευγενών μετάλλων εμποτισμένα σε έναν ηλεκτρολύτη. Ο ηλεκτρολύτης είναι συνήθως υδατικό διάλυμα ισχυρών ανόργανων οξέων. Όταν ένα αέριο εντοπίζεται στην κυψέλη παράγει ένα μικρό ρεύμα ανάλογο προς τη συγκέντρωση του αερίου.

Οι αισθητήρες υπέρυθρης ακτινοβολίας μη διασποράς (NDIR) είναι απλές φασματοσκοπικές συσκευές που συχνά χρησιμοποιούνται για την ανάλυση αερίων (Εικόνα 4-26). Τα βασικά στοιχεία τους είναι μια υπέρυθρη πηγή (λαμπτήρας), ένας θάλαμος δείγματος ή σωλήνας φωτός, ένα φίλτρο μήκους κύματος και ένας υπέρυθρος

ανιχνευτής. Το αέριο διαχέεται μέσα στο θάλαμο δείγματος και μετράται η συγκέντρωση αερίων ηλεκτρο-οπτικά με απορρόφηση ενός συγκεκριμένου μήκους κύματος στην υπέρυθη ακτινοβολία (IR).



Εικόνα 4-26 Αισθητήρας NDIR

Πηγή: <http://www.intl-lighttech.com/applications/light-source-apps/ndir-gas-sensor/ndir-gas-sensor-index>

Το υπέρυθρο φως (IR) κατευθύνεται μέσα από τον θάλαμο του δείγματος προς τον ανιχνευτή. Ένα οπτικό φίλτρο προηγείται του ανιχνευτή που εξαλείφει όλο το φως, εκτός από το μήκος κύματος που τα μόρια του επιλεγμένου αερίου μπορούν να απορροφήσουν. Άλλα αέρια δεν απορροφούν το φως σε αυτό το μήκος κύματος, και δεν επηρεάζουν την ποσότητα του φωτός που φθάνει στον ανιχνευτή.

Οι αισθητήρες NDIR μπορούν να μετρήσουν πρακτικά όλα τα ανόργανα και οργανικά αέρια, αλλά χρησιμοποιούνται συνήθως για την μέτρηση διοξειδίου του άνθρακα, διότι όλες οι υπόλοιπες μέθοδοι δεν είναι τόσο απλές και αξιόπιστες όσο αυτή. Για την επιλογή της σταθεράς k κάθε αισθητήρα χρησιμοποιούνται αέρια διακρίβωσης.

Ο αναλυτής καυσαερίων MRU 1600L, εκτός των ρύπων, μέσω θερμοζευγών που φέρει, μετράει την θερμοκρασία περιβάλλοντος (T_{air}) (Εικόνα 4-27), τη θερμοκρασία καυσαερίων (T_{gas}) (Εικόνα 4-28) και την θερμοκρασία λιπαντικού ελαίου (T_{oil}) (Εικόνα 4-29).



Εικόνα 4-27 Θερμοζεύγος μέτρησης θερμοκρασίας αέρα περιβάλλοντος (α) ανιχνευτής (probe) (β) τοποθετημένος ανιχνευτής στην οπή πρόσθεση λιπαντικού ελαίου



(α)



(β)

Εικόνα 4-28 Θερμοζεύγος μέτρησης θερμοκρασίας καυσαερίων (α) ανιχνευτής (probe) (β) τοποθετημένος ανιχνευτής στην εξάτμιση



(α)



(β)

Εικόνα 4-29 Θερμοζεύγος μέτρησης θερμοκρασίας λιπαντικού ελαίου (α) ανιχνευτής (probe) (β) τοποθετημένος ανιχνευτής στην οπή πρόσθεση λιπαντικού ελαίου

Επίσης, υπολογίζει τον συντελεστή λ , ο οποίος δίνει μια σχέση μεταξύ του αέρα και του καυσίμου και συγκεκριμένα όταν $\lambda=1$ σημαίνει πως πρόκειται για στοιχειομετρική σχέση μεταξύ των δύο. Όταν η τιμή του λ αυξάνεται, τότε το μίγμα γίνεται φτωχό σε καύσιμο και όταν μειώνεται γίνεται πλούσιο σε καύσιμο. Δίνεται από την εξίσωση Brettschneider, που φαίνεται παρακάτω.

$$\lambda = \frac{[CO_2] + \left[\frac{CO}{2}\right] + [O_2] + \left[\frac{NO}{2}\right] + \left(\left(\frac{H_{CV}}{4} \times \frac{3.5}{3.5 + \left[\frac{CO}{[CO_2]}\right]} \right) - \frac{O_{CV}}{2} \right) \times ([CO_2] + [CO])}{\left(1 + \frac{H_{CV}}{4} - \frac{O_{CV}}{2}\right) \times ([CO_2] + [CO] + (C_{factor} \times [HC]))} \quad (4.1)$$

Όπου:

$[xx]$ = περιεκτικότητα αερίου (% κατ' όγκο)

H_{CV} = ατομική σχέση υδρογόνου/άνθρακα στο καύσιμο

O_{CV} = ατομική σχέση οξυγόνου/άνθρακα στο καύσιμο

C_{factor} = αριθμός ατόμων άνθρακα σε κάθε μόριο HC που μετράται

(το C_{factor} είναι ειδικός για το κάθε καύσιμο. Εξάνιο = 6, Προπάνιο = 3, Μεθάνιο = 1)

Για την προσαρμογή του αναλυτή και την διενέργεια δειγματοληψιών, τοποθετήθηκε ένας σωλήνας στην εξάτμιση του κινητήρα με μια οπή, μέσα στην οποία τοποθετήθηκε ο δειγματοληπτικός σωλήνας του αναλυτή καυσαερίων (Εικόνα 4-30).



Εικόνα 4-30 Προσαρμογή σωλήνα δειγματοληψίας

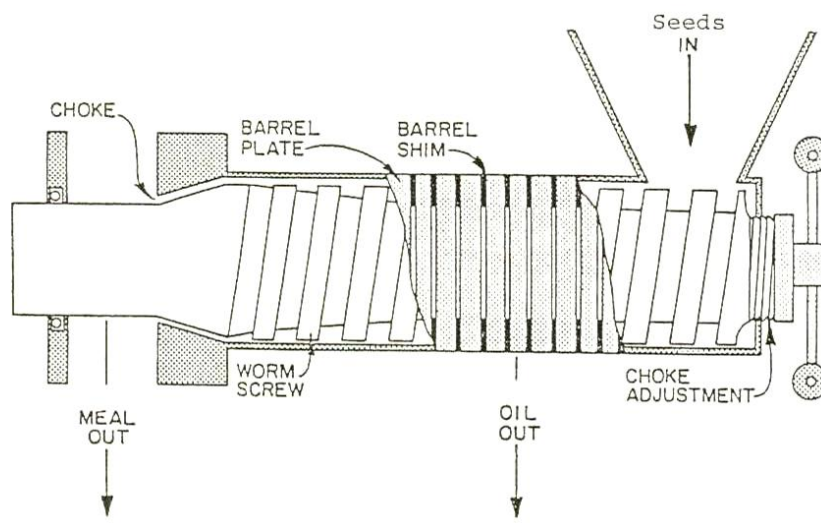
4.10 Έκθλιψη Φυτικών Ελαίων

Τα φυτικά έλαια που χρησιμοποιήθηκαν στο πείραμα παραδόθηκαν από μικρό σπορελαιουργείο που χρησιμοποιεί μηχανή σύνθλιψης ελαιούχων σπόρων ατέρμονα κοχλία (worm screw), όπως φαίνεται στην Εικόνα 4-31.



Εικόνα 4-31 Μηχανή έκθλιψης φυτικών ελαίων

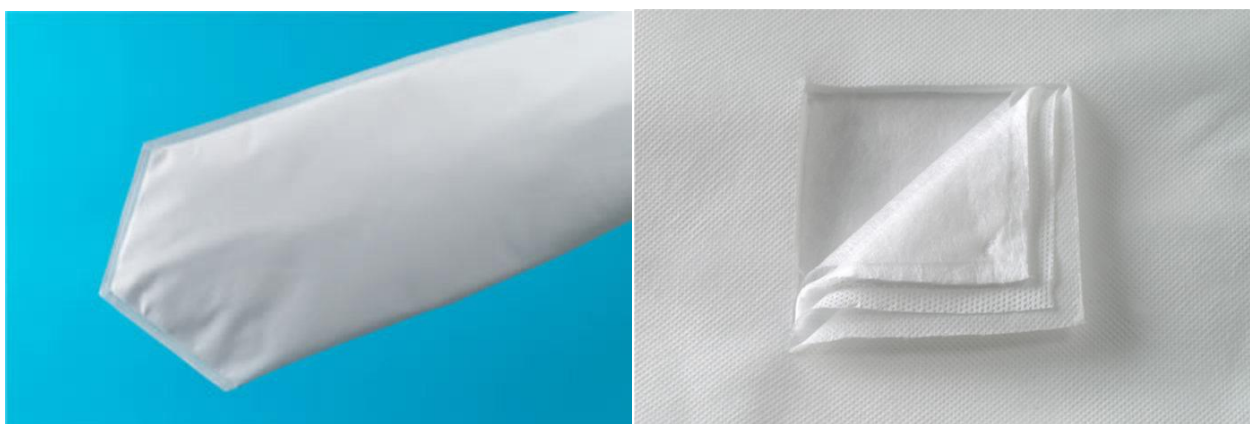
Η αρχή λειτουργίας της μηχανή αυτής φαίνεται στην Εικόνα 4-32. Συγκεκριμένα, ο ελαιούχος σπόρος εισέρχεται σε ένα κωνικό χωνί και μπαίνει στον χώρο ανάμεσα στον ατέρμονα κοχλία και το περίβλημά του. Ο κοχλίας συνδυάζει μεταφορά του σπόρου προς το εξωτερικό μέρος του με συμπίεσή του ανάμεσα σε αυτόν και το περίβλημα. Στο τέλος η απόσταση του κοχλία και του περιβλήματος γίνεται πολύ μικρή και καταλήγει σε έναν εμφράχτη (choke) που δεν επιτρέπει στο έλαιο να διαφύγει παρά μόνο στην υπολειμματική πίτα (meal), ενώ το έλαιο διαρρέεται από το κέντρο του περιβλήματος.



Εικόνα 4-32 Μηχανισμός έκθλιψης φυτικού ελαίου από ελαιούχους σπόρους με ατέρμονα κοχλία

4.11 Φιλτράρισμα Φυτικών Ελαίων

Τα φυτικά έλαια πέρασαν από φίλτρο σχάρας για κατακράτηση μεγάλων σωματιδίων και μετά φιλτραρίστηκαν με φίλτρο οπών διαμέτρου $1\mu\text{m}$ (Εικόνα 4-33), γεγονός που συμβαδίζει με την αρχή ότι τα φυτικά έλαια πρέπει να περνούν από φίλτρα μικρότερα των $5\mu\text{m}$ (Sidibé et al., 2010).



Εικόνα 4-33 Φίλτρο πολλαπλών επιπέδων ελάχιστης διαμέτρου οπών $1\mu\text{m}$

Το μέγεθος των οπών του συγκεκριμένου φίλτρου δεν επιτρέπει ταχύ φιλτράρισμα, εφόσον δεν χρησιμοποιείται τεχνητή υπερπίεση μέσω αντλίας. Έτσι, δημιουργήθηκε μια διάταξη που έφερε ένα δοχείο ακάθαρτου φυτικού ελαίου με βάλνα από

την οποία διαρρέονταν το έλαιο στο φίλτρο που ήταν εντός δευτέρου δοχείου. Το έλαιο γέμιζε το φίλτρο και διέρρεε φιλτραρισμένο μέσω των τοιχωμάτων του στο δεύτερο δοχείο. Από εκεί κατέληγε μέσω βάνας σε σειρά καθαρών πλαστικών δοχείων. Η διάταξη επέτρεπε το φιλτράρισμα περίπου 60 l φυτικού ελαίου ανά ώρα και το τελικό έλαιο ήταν διαυγές (Εικόνα 4-34).



Εικόνα 4-34 Διάταξη φιλτραρίσματος φυτικών ελαίων

4.12 Μέτρηση Ιξώδους

Το ιξώδες μετρήθηκε με χρήση γυάλινων ιξωδόμετρων τύπου Ubbelohde (Comecta 0B, 1, 1C και 2).



Εικόνα 4-35 Ιξωδόμετρο Ubbelohde

Κεφάλαιο 5:

Πειραματική Διαδικασία

5 Πειραματική Διαδικασία

Το πρώτο βήμα της πειραματικής διαδικασίας ήταν η προετοιμασία των δοκιμαζόμενων καυσίμων. Τα αμιγή φυτικά έλαια έμεναν ως είχαν, ενώ ετοιμάσθηκαν τα μίγματα τους με πετρέλαιο κίνησης. Τα μίγματα δοκιμάσθηκαν ως προς την ανάμιξη τους, αφού τοποθετήθηκαν σε ογκομετρικούς σωλήνες του ενός λίτρου για τριάντα (30) ημέρες και δεν παρουσιάστηκε κανένας οπτικός διαχωρισμός των δύο μερών.

Έχοντας έτοιμα τα καύσιμα μπορούσε να αρχίσει η πειραματική διαδικασία. Αρχικά, έγινε προθέρμανση του κινητήρα με χρήση πετρελαίου κίνησης, έως ότου φτάσει τη θερμοκρασία λειτουργίας του (92 °C). Τότε, γίνονταν η επιλογή του καυσίμου δοκιμής και άρχιζε η πειραματική διαδικασία. Οι στροφές του κινητήρα αυξάνονταν στο μέγιστο (2300 rpm). Οι δοκιμές πραγματοποιήθηκαν σύμφωνα με τον Κώδικα 2 του ΟΟΣΑ (OECD, 2011) για κινητήρες γεωργικών ελκυστήρων. Συγκεκριμένα, η διαδικασία έχει ως εξής:

Αρχικά, προσδιορίζεται η μέγιστη ισχύς, η οποία συνήθως ανιχνεύεται με μικρές αλλαγές γύρω από την τιμή που δίνει ο κατασκευαστής. Στη συνέχεια, ακολουθούν πέντε δοκιμές μερικού φορτίου.

1. Η πρώτη δοκιμή γίνεται στο σημείο λειτουργίας του κινητήρα που αντιστοιχεί στη μέγιστη ισχύ.
2. Η δεύτερη δοκιμή γίνεται στο σημείο λειτουργίας που αντιστοιχεί στο 85% της ροπής που ορίζεται στην πρώτη δοκιμή.
3. Η τρίτη δοκιμή γίνεται στο σημείο λειτουργίας που αντιστοιχεί στο 75% της ροπής που ορίζεται στη δεύτερη δοκιμή.
4. Η τέταρτη δοκιμή γίνεται στο σημείο λειτουργίας που αντιστοιχεί στο 50% της ροπής που ορίζεται στη δεύτερη δοκιμή.
5. Η πέμπτη θέση δοκιμή γίνεται στο σημείο λειτουργίας που αντιστοιχεί στο 25% της ροπής που ορίζεται στη δεύτερη δοκιμή.

Στη μελέτη αυτή, η διαδικασία του Κώδικα 2 του ΟΟΣΑ ακολουθήθηκε, με εξαίρεση την τελευταία δοκιμή που δεν πραγματοποιήθηκε, επειδή το εύρος ροπής

στρέψης του δυναμομέτρου του εργαστηρίου δοκιμών αφορά μεγαλύτερους κινητήρες από αυτόν της δοκιμής και δεν ήταν δυνατή η επίτευξη μέτρησης ροπής σε τόσο χαμηλή τιμή. Η επίσημη διαδικασία του Κώδικα 2 του ΟΟΣΑ δεν περιλαμβάνει περαιτέρω μετρήσεις στο υπόλοιπο εύρος λειτουργία του κινητήρα. Προκειμένου να καλυφθεί όλο το φάσμα φορτίου του κινητήρα, προστέθηκαν πέντε (5) επιπλέον δοκιμές, συμπεριλαμβανομένου του σημείου μέγιστης ροπής στρέψης του κινητήρα. Επομένως, το σύνολο των συγκρίσιμων σημείων λειτουργίας ανήλθαν στα εννέα (9) για όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Το τελευταίο σημείο μέτρησης είναι πάντα το σημείο όπου η απαίτηση σε φορτίο από το δυναμόμετρο ξεπερνά το σημείο μέγιστης ροπής στρέψης και ο κινητήρας καταρρέει. Σε κάθε δοκιμή μετρήθηκαν ή υπολογίστηκαν οι παρακάτω παράμετροι.

5.1 Ροπή (Nm)

Μετρήθηκε με χρήση της κυψέλης φορτίου του δυναμομέτρου και καταγράφηκε απευθείας στον υπολογιστή ελέγχου του δυναμομέτρου (βλέπε Παράγραφο 4.3).

5.2 Ταχύτητα Περιστροφής Κινητήρα (rpm)

Μετρήθηκε με τον αισθητήρα εγγύτητας και επιβεβαιώθηκε με τον οπτικό μετρητή (βλέπε Παράγραφο 4.3).

5.3 Ισχύς (kW)

Υπολογίστηκε βάσει του παρακάτω τύπου:

$$P = \frac{T \times N}{9549.3} \quad (5.1)$$

Όπου:

P = Ισχύς (kW)

T = Ροπή (Nm)

N = Ταχύτητα Περιστροφής Κινητήρα (rpm)

5.4 Ωριαία και ειδική κατανάλωση καυσίμου

Η ωριαία κατανάλωση καυσίμου (Brake Hourly Fuel Consumption – *BHFC*) μετρήθηκε με την διάταξη της Παραγράφου 4.5 και δίνεται σε kg/h, ενώ η ειδική κατανάλωση καυσίμου (Brake Specific Fuel Consumption – *BSFC*) είναι συνδυασμός της ωριαίας κατανάλωσης ανά μονάδα παραγόμενης ισχύος και δίνεται σε g/kWh. Ο υπολογισμός της *BSFC* γίνεται με τον παρακάτω τύπο:

$$BSFC = \frac{BHFC \times 1000}{P} \quad (5.2)$$

Όπου:

BSFC = Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου (g/kWh)

BHFC = Ωριαία Κατανάλωση Καυσίμου (kg/h)

P = Ισχύς (kW)

5.5 Ατμοσφαιρική πίεση (kPa) και θερμοκρασία (°C) ατμοσφαιρικού αέρα

Η πίεση ($P_{αέρα}$) και η θερμοκρασία ($T_{αέρα}$) της ατμόσφαιρας μετρήθηκαν με τα κατάλληλα όργανα (Παράγραφος 4.3) σε kPa και °C αντίστοιχα. Χρησιμοποιήθηκαν για την αναγωγή της μετρούμενης ροπής στρέψης σε μια ενιαία βάση για όλες τις μετρήσεις για να είναι συγκρίσιμες. Η ισχύς και η ειδική κατανάλωση καυσίμου που είναι άμεσα εξαρτημένες από την μετρούμενη ροπή στρέψης διορθώθηκαν επίσης. Για να γίνει η αναγωγή χρησιμοποιήθηκε η παρακάτω εξίσωση, σύμφωνα με τις διατάξεις δοκιμών του Ι.Γ.Ε.Μ.Κ. του ΕΘ.Ι.ΑΓ.Ε. Ο υπολογισμένος συντελεστής *K* πολλαπλασιάζεται με την μετρούμενη τιμή ροπής της κάθε δοκιμής και δίνει την πραγματική τιμή:

$$K = \frac{0,65 \times (100 - P_{\alpha\epsilon\rho\alpha}) + [0,17 \times (T_{\alpha\epsilon\rho\alpha} + 273) - 298]}{100} + 1 \quad (5.3)$$

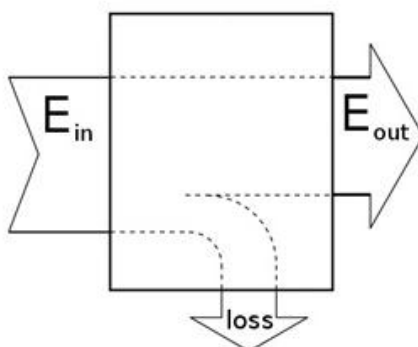
Όπου:

$P_{\alpha\epsilon\rho\alpha}$ = Ατμοσφαιρική Πίεση (kPa)

$T_{\alpha\epsilon\rho\alpha}$ = Θερμοκρασία Αέρα (°C)

5.6 Θερμική Απόδοση

Η θερμική απόδοση (ΘΑ) του κινητήρα είναι η αδιάστατη μέτρηση της απόδοσης μιας συσκευής που χρησιμοποιεί θερμική ενέργεια και καθορίζεται ως η σχέση μεταξύ της ενέργειας που εισέρχεται στο σύστημα και της ενέργειας που εξέρχεται από αυτό (Εικόνα 5-1).



Εικόνα 5-1 Μηχανισμός παραγωγής ενέργειας

Στην περίπτωση των κινητήρων ανάφλεξης συμπίεσης ορίζεται ως εισερχόμενη ενέργεια, η χημική ενέργεια του εκάστοτε καυσίμου και ως εξερχόμενη, η μετρούμενη ισχύς ανά ώρα. Η χημική ενέργεια του καυσίμου καθορίζεται από το γινόμενο της ανώτατης θερμογόνου δύναμης του καυσίμου (HHV) και της ωριαίας κατανάλωσής του (BHFC), όπως φαίνεται στην παρακάτω σχέση:

$$\theta A (\%) = 3,6 \times \frac{P}{HHV \times BHFC} \times 100 \quad (5.4)$$

Όπου:

ΘA = Θερμική Απόδοση (%)

P = Ισχύς (kW)

HHV = Ανώτερη Θερμογόνος Δύναμη (MJ/kg)

$BHFC$ = Ωριαία Κατανάλωση Καυσίμου (kg/h)

Αποτελεί σημαντικό δείκτη για την εκτίμηση του αποτελέσματος που έχει το κάθε καύσιμο δοκιμής στην απόδοση του κινητήρα.

5.7 Σχέση αέρα/καυσίμου

Το θερμικό ροόμετρο (Παράγραφος 4.7.3) παράγει μια τάση (mV), η οποία μετατρέπεται σε ταχύτητα του αέρα εισαγωγής (m/s) χρησιμοποιώντας την παρακάτω σχέση (σύμφωνα με τον κατασκευαστή):

$$v_{\alpha\acute{\epsilon}\rho\alpha} = V \times 0,0184375 - 6,875 \quad (5.5)$$

Όπου:

$v_{\alpha\acute{\epsilon}\rho\alpha}$ = Ταχύτητα Αέρα (m/s)

V = Τάση Ρεύματος (mV)

Βάσει της επιφάνειας διατομής του αυλού εισαγωγής (ακτίνα 0.05 m) υπολογίζεται ο όγκος αέρα που εισέρχεται ανά μονάδα χρόνου (m³/h) με την παρακάτω σχέση:

$$V_{\alpha\acute{\epsilon}\rho\alpha} = 3600\pi r^2 \times v_{\alpha\acute{\epsilon}\rho\alpha} \quad (5.6)$$

Όπου:

$V_{\alpha\acute{\epsilon}\rho\alpha}$ = Όγκος αέρα (m³/h)

$v_{\alpha\acute{\epsilon}\rho\alpha}$ = Ταχύτητα Αέρα (m/s)

r = ακτίνα αυλού εισαγωγής (m)

Για να μετατραπεί ο όγκος του αέρα σε μάζα υπολογίστηκε η πυκνότητα του αέρα βάσει των καταγεγραμμένων $P_{αέρα}$ και $T_{αέρα}$:

$$d_{αέρα} = \frac{P_{αέρα} \times 1000}{287 \times (293 + T_{αέρα})} \quad (5.7)$$

Όπου:

$d_{αέρα}$ = Πυκνότητα αέρα (kg/m³)

$P_{αέρα}$ = Ατμοσφαιρική Πίεση (kPa)

$T_{αέρα}$ = Θερμοκρασία Αέρα (°C)

Επομένως η ροή μάζας αέρα εισαγωγής (kg/h) είναι:

$$m_{αέρα} = V_{αέρα} \times d_{αέρα} \quad (5.8)$$

Όπου:

$m_{αέρα}$ = Μάζα αέρα (kg/h)

$V_{αέρα}$ = Όγκος αέρα (m³/h)

$d_{αέρα}$ = Πυκνότητα αέρα (kg/m³)

Τέλος, διαιρώντας τη μάζα του εισερχόμενου αέρα (kg/h) με την ωριαία κατανάλωση καυσίμου (kg/h) έχουμε την σχέση αέρα/καυσίμου (A/F):

$$A/F = \frac{Μάζα_{αέρα}}{Μάζα_{καυσίμου}} \quad (5.9)$$

Όπου:

$m_{αέρα}$ = Μάζα αέρα (kg/h)

$m_{καυσίμου}$ = Μάζα καυσίμου (kg/h)

5.8 Εκπομπές αερίων

Ο αναλυτής καυσαερίων έχει την δυνατότητα να καταγράψει οξυγόνο (O_2), διοξείδιο του άνθρακα (CO_2), μονοξείδιο του άνθρακα (CO), υδρογονάνθρακες (HC), μονοξείδιο του αζώτου (NO) και διοξείδιο του Αζώτου (NO_2) και τον συντελεστή Λ . Παρόλα αυτά, στις μετρήσεις της διατριβής αυτής δεν καταγράφηκαν παρά μόνο το O_2 , τα NO_x , το CO_2 και ο συντελεστής Λ διότι:

- Ο κινητήρας της δοκιμής παρήγαγε χαμηλές ποσότητες CO , λόγω της υψηλής σχέσης αέρα/καυσίμου, που επέτρεπε λιγότερο ατελή καύση από άλλους κινητήρες. Αυτό διαφαίνεται επίσης από τις υψηλές τιμές υπολειμματικού O_2 που ήταν ένδειξη μεγάλης περίσσειας αέρα. Επομένως, το γεγονός ότι η μονάδα μέτρησης του αναλυτή καυσαερίων για το CO ήταν επί τοις εκατό (%) δεν επέτρεψε την σύγκριση του ρύπου αυτού. Συγκεκριμένα, οι μετρήσεις έδειξαν τιμές μεταξύ 0.01 – 0.03%, με ακρίβεια οργάνου 0.01%, που σημαίνει πως η σύγκριση δεν έχει νόημα.
- Ο κινητήρας παρήγαγε χαμηλές ποσότητες άκαυστων HC , γεγονός που οφείλεται στην μεγάλη περίσσεια οξυγόνου που επέτρεψε την καύση σχεδόν όλων των HC του καυσίμου δοκιμής. Έτσι, παρόλο που η μονάδα μέτρησης του αναλυτή καυσαερίων για τους HC ήταν ppm (δηλαδή μεγάλης ακρίβειας), εμφανίστηκαν τιμές μεταξύ 0 – 3 ppm που όπως και στην περίπτωση του CO δεν ήταν συγκρίσιμες.

Και στις δύο περιπτώσεις, πρέπει να σημειωθεί ότι σε απόλυτους όρους οι εκπομπές των ρύπων αυτών είναι μικρές στην περίπτωση των κινητήρων ανάφλεξης συμπίεσης και δεν προκαλούν μεγάλη περιβαλλοντική επιβάρυνση (Rakopoulos et al., 2006b).

5.9 Θερμοκρασία και πίεση σε προκαθορισμένα σημεία

Οι μετρήσεις αυτές καταγράφονταν για τον έλεγχο της ομαλής λειτουργίας του κινητήρα και τα όργανα μέτρησής τους φαίνονται στο Κεφάλαιο 4. Πρέπει να τονισθεί πως οι τιμές αυτές δεν αναφέρονται στα αποτελέσματα των παρακάτω κεφαλαίων, διότι κατά την διενέργεια των πειραμάτων δεν παρατηρήθηκε κάποια δραματική αλλαγή σε ένα από τους παράγοντες που καταγράφονταν για να διακοπεί η πειραματική διαδικασία και να αναζητηθούν τα αίτια της. Ενδεικτικά, αναφέρονται επιλεγμένες περιπτώσεις των παραμέτρων αυτών στο Παράρτημα Α.

Σε κάθε σημείο δοκιμής, ο κινητήρας σταθεροποιούνταν για τρία λεπτά και στη συνέχεια λαμβάνονταν οι μετρήσεις. Τρεις μετρήσεις όλων των παραμέτρων, ανά λεπτό, καταγράφηκαν για κάθε δοκιμή, για την εξάλειψη στατιστικών σφαλμάτων. Μετά το πέρας των δοκιμών, το εναλλακτικό καύσιμο αντικαθίσταντο πάλι με το πετρέλαιο κίνησης με χρήση της τρίοδης βαλβίδας που φέρει η συσκευή προθέρμανσης και ο κινητήρας λειτουργούσε 30 λεπτά με σκοπό να καθαριστούν οι σωληνώσεις του καυσίμου, η βοηθητική αντλία, η αντλία υψηλής πίεσης και οι εγχυτήρες πριν τον τερματισμό λειτουργία του κινητήρα.

Τέλος, τα αποτελέσματα αναλύθηκαν στατιστικά. Έγινε σύγκριση t-τεστ σε ζεύγη με διάστημα εμπιστοσύνης 95%. Η στατιστική ανάλυση πραγματοποιήθηκε με το SPSS® Release 16 (SPSS Inc, 2007).

5.10 Ιξώδες

Τα φωτικά έλαια και τα μίγματα του με πετρέλαιο κίνησης προθερμάνθηκαν σε φούρνο σε θερμοκρασίες που κυμάνθηκαν μεταξύ 22 °C και 98 °C. Πραγματοποιήθηκαν οκτώ (8) μετρήσεις για κάθε ένα από τα δεκατρία (13) εναλλακτικά καύσιμα με διαστήματα περίπου 10 °C.

Κεφάλαιο 6:

Συγκριτική Δοκιμή Ηλιελαίου –
Κραμβελαίου – Βαμβακελαίου ως
καύσιμα σε κινητήρα ανάφλεξης
συμπύεσης γεωργικού ελκυστήρα

6 Συγκριτική Δοκιμή Ηλιελαίου - Κραμβελαίου - Βαμβακελαίου σε κινητήρα ανάφλεξης συμπίεσης γεωργικού ελκυστήρα

6.1 Εισαγωγή

Αφού εγκαταστάθηκε η πειραματική διάταξη, επιλέχθηκαν τρία φυτικά έλαια ελληνικής προέλευσης για να δοκιμασθούν ως καύσιμα αυτούσια ή σε μίγματα με πετρέλαιο κίνησης χρησιμοποιώντας τον κινητήρα της δοκιμής με τις ρυθμίσεις του κατασκευαστή. Σκοπός των προκαταρκτικών αυτών δοκιμών ήταν να γίνει συγκριτική δοκιμή πιθανών φυτικών ελαίων για να χρησιμοποιηθούν ως καύσιμα σε γεωργικό ελκυστήρα που καλύπτει τις ανάγκες μια τυπικής ελληνικής γεωργικής εκμετάλλευσης.

Τα φυτικά έλαια επιλέχθηκαν βάσει της βιβλιογραφικής ανασκόπησης και της δυνατότητας που έδειξαν σαν καύσιμα σε παλαιότερες δοκιμές, αλλά και βάσει της δυναμικής που έχουν στην Ελλάδα τα καλλιεργούμενα φυτά από τα οποία προέρχονται τα φυτικά αυτά έλαια. Το δεύτερο κριτήριο αποτελεί βασική παράμετρο για τους σκοπούς της διατριβής αυτής, διότι σκοπός της διατριβής ήταν η δυνατότητα ενός Έλληνα γεωργού να μπορεί να εγκαταστήσει μια φυτεία του συγκεκριμένου φυτού αρκετή για την κάλυψη των αναγκών σε υγρά καύσιμα της γεωργικής του εκμετάλλευσης. Επομένως, επιλέχθηκαν το ηλιέλαιο, διότι ο ηλιάνθος έχει δείξει ότι είναι δυνατή η εκτεταμένη εγκατάστασή του στο μεγαλύτερο μέρος της χώρας, το βαμβακέλαιο, αφού το βαμβάκι αποτελεί την πιο εκτεταμένη καλλιέργεια στον Ελλαδικό χώρο και το κραμβέλαιο, το οποίο προέρχεται από την ελαιοκράμβη που παρόλο που δεν αποτελεί παραδοσιακή καλλιέργεια της χώρας μας, έχει δοκιμασθεί με άλλοτε θετικά και άλλοτε αρνητικά αποτελέσματα, λόγω δυσκολίας προσαρμογής στο κλίμα της περιοχής.

Αρχικά, ο κινητήρας δοκιμάστηκε με καύσιμο πετρέλαιο κίνησης (ΠΚ) και τα αποτελέσματα χρησιμοποιήθηκαν ως σημείο αναφοράς για να συγκριθούν τα εναλλακτικά καύσιμα. Στη συνέχεια, δοκιμάστηκαν τέσσερις (4) τύποι καυσίμου για κάθε φυτικό έλαιο (ΦΕ): Τρία μίγματα ΦΕ/ΠΚ (20/80, 40/60 και 70/30 κατ' όγκο) και 100% αμιγές ΦΕ. Έτσι, δοκιμάστηκαν δώδεκα (12) εναλλακτικά καύσιμα και το πετρέλαιο κίνησης (Πίνακας 6-1).

Πίνακας 6-1 Τύποι καυσίμου υπό δοκιμή

A/A	Τύπος καυσίμου	Ακρωνύμιο
1	Πετρέλαιο Κίνησης	ΠΚ
2	Ηλιέλαιο 20% - Πετρέλαιο Κίνησης 80%	ΗΛ20
3	Βαμβακέλαιο 20% - Πετρέλαιο Κίνησης 80%	ΒΜ20
4	Κραμβέλαιο 20% - Πετρέλαιο Κίνησης 80%	ΚΡ20
5	Ηλιέλαιο 40% - Πετρέλαιο Κίνησης 60%	ΗΛ40
6	Βαμβακέλαιο 40% - Πετρέλαιο Κίνησης 60%	ΒΜ40
7	Κραμβέλαιο 40% - Πετρέλαιο Κίνησης 60%	ΚΡ40
8	Ηλιέλαιο 70% - Πετρέλαιο Κίνησης 30%	ΗΛ70
9	Βαμβακέλαιο 70% - Πετρέλαιο Κίνησης 30%	ΒΜ70
10	Κραμβέλαιο 70% - Πετρέλαιο Κίνησης 30%	ΚΡ70
11	Ηλιέλαιο 100%	ΗΛ
12	Βαμβακέλαιο 100%	ΒΜ
13	Κραμβέλαιο 100%	ΚΡ

Η επιλογή των μιγμάτων βασίστηκε σε προηγούμενες μελέτες (Nwafor and Rice, 1996, McDonnell et al., 2000, He and Bao, 2005, Agarwal and Rajamanoharan, 2009, Venkanna et al., 2009) και στοχεύει σε ένα μεγάλο εύρος μιγμάτων. Το ΠΚ χρησιμοποιήθηκε σε θερμοκρασία περιβάλλοντος και μόνο τα μίγματα ΦΕ/ΠΚ και το καθαρό ΦΕ χρησιμοποιήθηκαν μετά από προθέρμανση. Τα μίγματα αναμιχθηκαν καλά και παρέμεναν πάντα σε σταθερή κατάσταση, η οποία αποδείχθηκε από το γεγονός ότι δεν παρουσιάστηκε διαχωρισμός των δύο υγρών μετά από αδράνεια 30 ημερών σε διαφανείς ογκομετρικούς κυλίνδρους.

6.2 Ιδιότητες των φυτικών ελαίων ως καυσίμων

Οι βασικές ιδιότητες του πετρελαίου κίνησης και των τριών ελαίων (ηλιέλαιο, κραμβέλαιο, βαμβακέλαιο) φαίνονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 6-2).

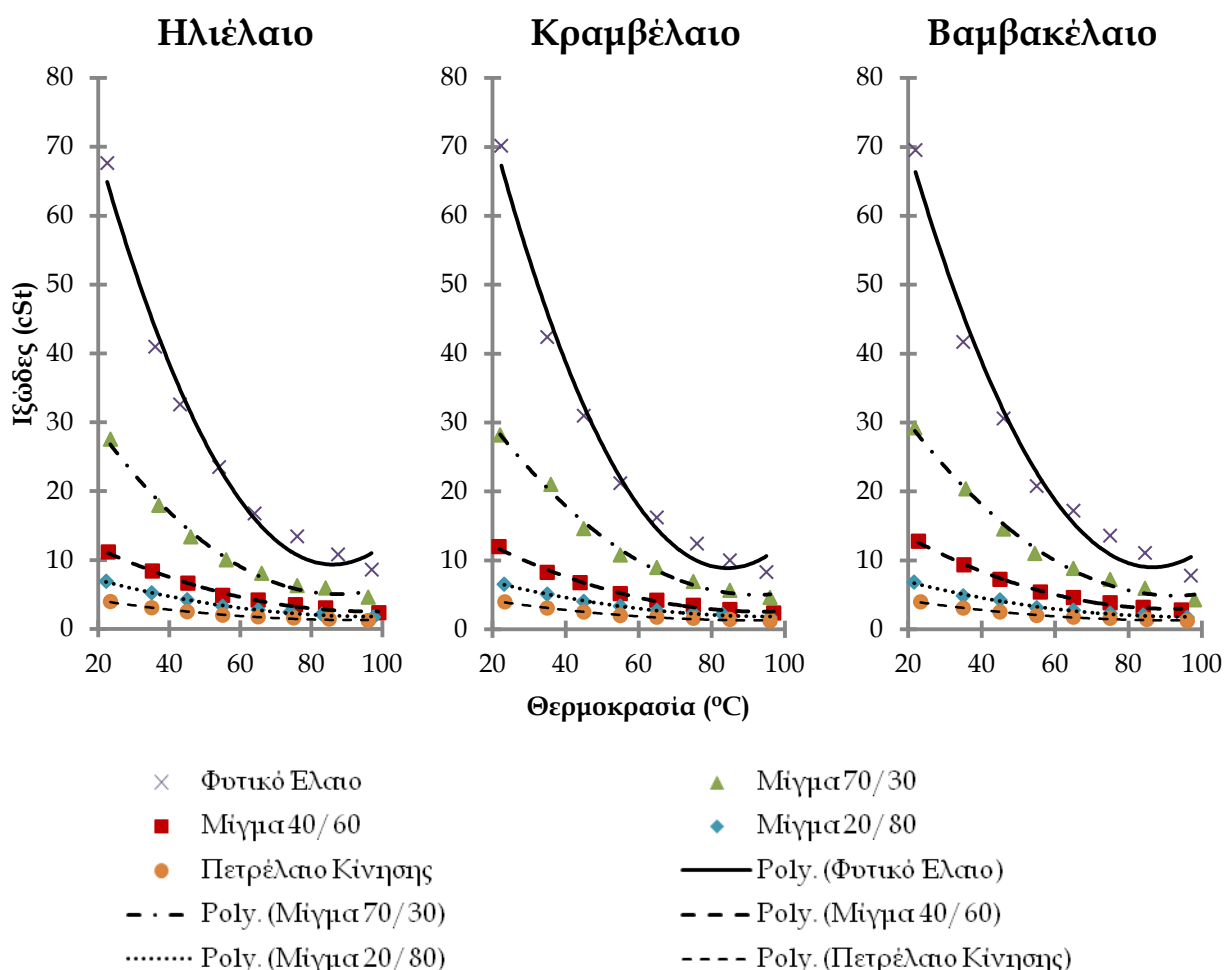
Τα φυτικά έλαια παρουσιάζουν πολύ υψηλές τιμές ιξώδους, παράμετρος που σύμφωνα με την βιβλιογραφική ανασκόπηση επιλέχθηκε να μειωθεί συνδυάζοντας δύο μεθόδους: προθέρμανση και μίξη με πετρέλαιο κίνησης.

Πίνακας 6-2 Φυσικές και χημικές ιδιότητες του πετρελαίου κίνησης και τριών φυτικών ελαίων (ηλιέλαιο, κραμβέλαιο, βαμβακέλαιο)

Τύπος Καυσίμου		Πετρέλαιο Κίνησης	Ηλιέλαιο	Κραμβέλαιο	Βαμβακέλαιο
Ακρωνύμιο		ΠΚ	ΗΛ	ΚΡ	ΒΜ
Ανώτερη Θερμογόνος Δύναμη	MJ/kg	43.350 (Ramadhas et al., 2004)	39.525 (Ramadhas et al., 2004)	37.620 (Ramadhas et al., 2004)	39.648 (Ramadhas et al., 2004)
Ιξώδες στους 35°C	cSt	3.05 (measured)	40.96 (measured)	42.38 (measured)	41.67 (measured)
Πυκνότητα στους 25°C	kg/m ³	815 (Ramadhas et al., 2004)	918 (Ramadhas et al., 2004)	914 (Ramadhas et al., 2004)	912 (Ramadhas et al., 2004)
Υπόλειμμα Άνθρακα	%	Max 0.4 (Laza and Bereczky, 2011)	0.13 (Geronikolou, 2004)	0.3 (Laza and Bereczky, 2011)	0.23-0.25 (Demirbas, 2008)
Περιεχόμενο Στάχτης	%	Max 0.01 (Laza and Bereczky, 2011)	<0.01 (Geronikolou, 2004)	0.003 (Laza and Bereczky, 2011)	0.02 (Demirbas, 2003)
Αριθμός Κετανίου	-	47 (Ramadhas et al., 2004)	37.1 (Ramadhas et al., 2004)	37.6 (Ramadhas et al., 2004)	48.1 (Ramadhas et al., 2004)
Αριθμός Ιωδίου	cg I.g oil	95-125 (Laza and Bereczky, 2011)	126.3 (Canakci et al., 2009)	112 (Laza and Bereczky, 2011)	103-115 (Karmakar et al., 2010)
Αριθμός Σαπωνοποίησης	mgKOH /g oil	- (Canakci et al., 2009)	191 (Canakci et al., 2009)	197.07 (Demirbas, 2003)	207.71 (Demirbas, 2003)
Περιεχόμενο Θείου	%	0.27 (McDonnell et al., 2000)	0.01 (Demirbas, 2003)	0.00 (McDonnell et al., 2000)	0.008-0.010 (Demirbas, 2008)
Περιεχόμενο Νερού	%	<0.1 (Araya et al., 1987)	<0.1 (Araya et al., 1987)	0.06 (Laza and Bereczky, 2011)	-
Περιεχόμενο Άνθρακα	%	87.5 (Araya et al., 1987)	77.6 (Araya et al., 1987)	-	-
Σημείο Φλόγας	°C	58 (Altin et al., 2001)	220 (Altin et al., 2001)	275-290 (Altin et al., 2001)	210 (Altin et al., 2001)
Σημείο Ανάφλεξης	°C	76 (Misra and Murthy, 2010)	274 (Misra and Murthy, 2010)	246 (Misra and Murthy, 2010)	234 (Misra and Murthy, 2010)
Σημείο νέφους	°C	-2.2 (Karaosmanoglu et al., 2000)	7.2 (Misra and Murthy, 2010)	-3.9 (Misra and Murthy, 2010)	1.7 (Misra and Murthy, 2010)
Σημείο ροής	°C	-12.2 (Karaosmanoglu et al., 2000)	-15 (Misra and Murthy, 2010)	-31.7 (Misra and Murthy, 2010)	-15 (Misra and Murthy, 2010)
CFPP	°C	-10.1 (Karaosmanoglu et al., 2000)	-18 (Karaosmanoglu et al., 2000)	-15 (Karaosmanoglu et al., 2000)	-6 (www.carodiesel.com/index/All_About_Biodiesel/Feedstocks/CFPP_Values.htm)
Χημική Σύσταση	-	C ₁₆ H ₃₄ (Altin et al., 2001)	C ₅₇ H ₁₀₃ O ₆ (Altin et al., 2001)	C ₅₇ H ₁₀₅ O ₆ (Altin et al., 2001)	C ₅₅ H ₁₀₂ O ₆ (Altin et al., 2001)

Έγινε μέτρηση του ιξώδους των δεκατριών (13) καυσίμων που δοκιμάστηκαν με χρήση των ιξωδόμετρων Ubbelohde, με σκοπό την διερεύνηση της επίπτωσης της θερμοκρασίας και της μίξης με πετρέλαιο κίνησης στην τιμή του ιξώδους. Τα αποτελέσματα φαίνονται στο παρακάτω διάγραμμα (Διάγραμμα 6-1). Στο διάγραμμα αυτό

χρησιμοποιήθηκε η πολυωνυμική παρεμβολή (βλέπε Poly στην λεζάντα του διαγράμματος 6-1) ως γραμμή συσχέτισης (trendline) των σημείων του κάθε τύπου καυσίμου. Ο λόγος της επιλογής αυτής ήταν ότι από τις δυνατές επιλογές γραμμών συσχέτισης του προγράμματος Microsoft Excel, ο συντελεστής συσχέτισης R^2 της πολυωνυμικής παρεμβολής ήταν ο μεγαλύτερος. Έτσι, βάσει αυτής της γραμμής γίνεται φανερή η τάση μετατροπής του ιξώδους με την αλλαγή της θερμοκρασίας για κάθε καύσιμο. Είναι φανερό πως τα τρία έλαια είχαν την ίδια τάση μείωσης του ιξώδους όσο αυξάνονταν η θερμοκρασία και το ποσοστό του πετρελαίου κίνησης στο μίγμα με μεγαλύτερη μείωση στα πρώτα στάδια αύξησης της θερμοκρασίας.



Διάγραμμα 6-1 Μέτρηση ιξώδους για πετρέλαιο κίνησης και τρία φυτικά έλαια (ηλιέλαιο, κραμβέλαιο, βαμβακέλαιο)

Σύμφωνα με την αρχή λειτουργίας της συσκευής προθέρμανσης καυσίμου που έχει εγκατασταθεί στο κινητήρα της δοκιμής, η θερμοκρασία του καυσίμου που διαπερνά τον εναλλάκτη θερμότητας κυμαίνεται από 60 – 75 °C. Επομένως, συγκρίνοντας το ιξώδες του πετρελαίου κίνησης στην ατμοσφαιρική θερμοκρασία (23 °C) με τα δώδεκα (12) βασισμένα σε φυτικά έλαια καύσιμα σε αυτό το εύρος θερμοκρασιών παρατηρήθηκε ότι:

1. Το μίγμα 20/80 είχε μικρότερο ιξώδες από το πετρέλαιο κίνησης κατά 30 – 40%.
2. Το μίγμα 40/60 είχε ιξώδες που κυμάνθηκε από -5 έως +10% σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης.
3. Το μίγμα 70/30 είχε μεγαλύτερο ιξώδες από το πετρέλαιο κίνησης κατά 60 – 120%.
4. Το αυτούσιο φυτικό έλαιο είχε μεγαλύτερο ιξώδες από το πετρέλαιο κίνησης που κυμάνθηκε από 200 – 340%.

Είναι φανερό πως το μίγμα 70/30 και το αυτούσιο έλαιο έχουν σημαντικά αυξημένο ιξώδες σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης ακόμα και όταν αυξάνεται η θερμοκρασία. Παρόλα αυτά συγκρίνοντάς το με την αρχική τιμή του ιξώδους των φυτικών ελαίων, η μείωση ήταν σημαντική και τα καθιστά πιθανά καύσιμα για κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης.

6.3 Δοκιμή με Πετρέλαιο Κίνησης

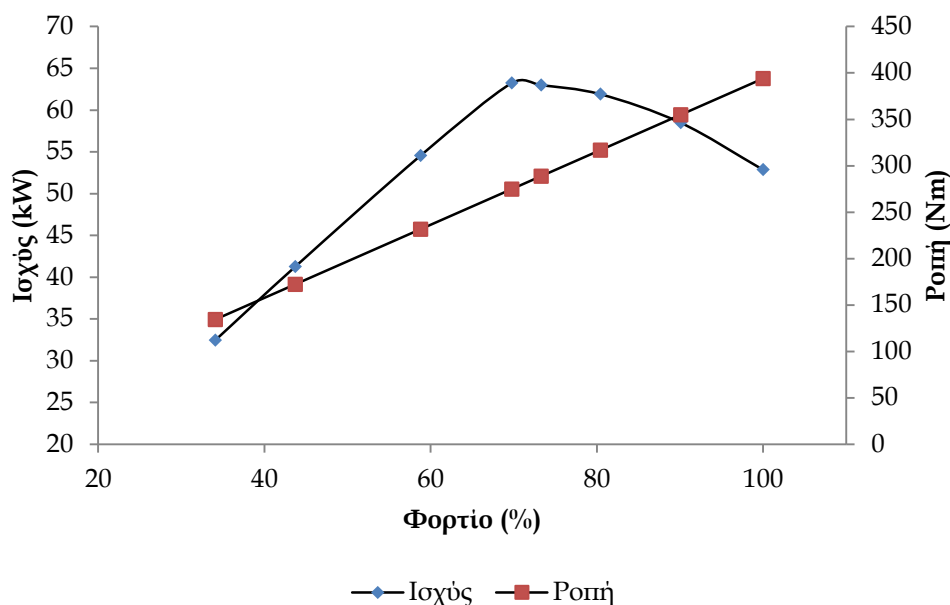
6.3.1 Εισαγωγή

Όπως αναφέρθηκε πιο πάνω, η πρώτη δοκιμή ήταν με καύσιμο το πετρέλαιο κίνησης και χρησιμοποιήθηκε ως καύσιμο αναφοράς. Τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων του κινητήρα με αυτό το καύσιμο αναφέρονται παρακάτω σε απόλυτες τιμές για τα οκτώ (8) σημεία μέτρησης στο εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Για να είναι πιο σαφής η σύγκριση, επιλέχθηκε να γίνει σύγκριση όλων των παραμέτρων βάσει του φορτίου στο οποίο υπόκειντο ο κινητήρας (0 – 100%) και όχι βάσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα.

6.3.2 Ισχύς και Ροπή

Η παραγόμενη ισχύς και ροπή του κινητήρα όταν χρησιμοποιεί πετρέλαιο κίνησης ως καύσιμο φαίνονται στο παρακάτω διάγραμμα (Διάγραμμα 6-2). Οι τιμές της ροπής προέρχονται από την ένδειξη της κυψέλης φορτίου του δυναμομέτρου, ενώ η ισχύς υπολογίστηκε με τον τύπο 5.1. Ο κινητήρας αποδίδει μέγιστη ροπή στρέψης 393.9 Nm στις 1282 rpm (100% φορτίο) και μέγιστη ισχύ 63.3 kW στις 2198 rpm (69.7% φορτίο). Ο κινητήρας παράγαγε μικρότερη μέγιστη ισχύ, αλλά μεγαλύτερη ροπή στρέψης από την τιμή που δίνει ο κατασκευαστής (Πίνακας 4-1).

Παρόλα αυτά, το σημαντικό από αυτή την προκαταρκτική δοκιμή είναι πως οι καμπύλες του κινητήρα όσον αφορά την ροπή και την ισχύ είναι ομαλές και έχουν την αναμενόμενη δομή.

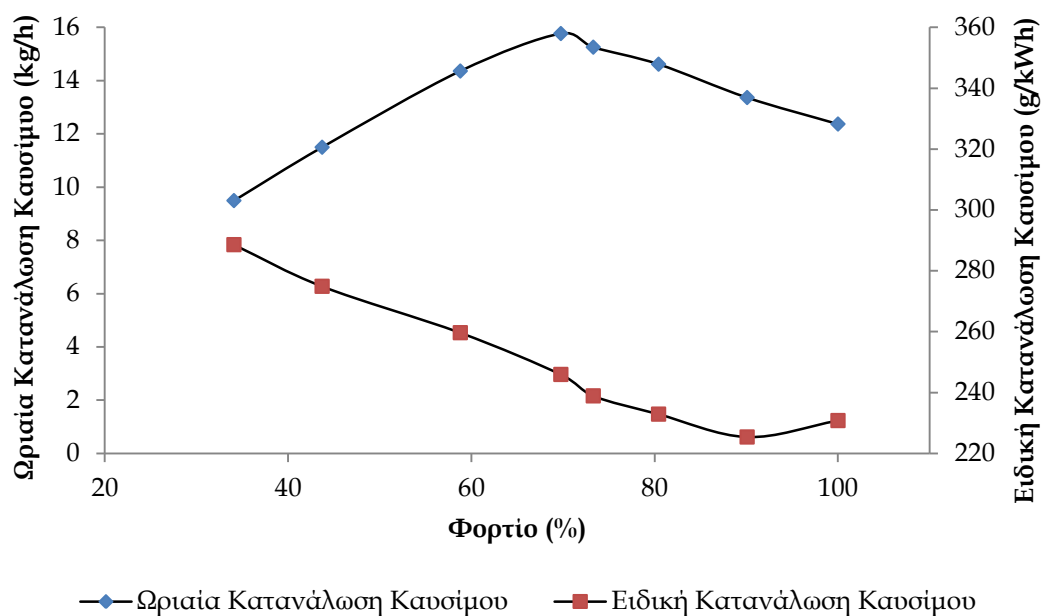


Διάγραμμα 6-2 Ισχύς & Ροπή του κινητήρα με καύσιμο πετρέλαιο κίνησης

6.3.3 Ωριαία και Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου

Η ωριαία κατανάλωση καυσίμου (BHFC) και η ειδική κατανάλωση καυσίμου (BSFC) φαίνονται στο παρακάτω διάγραμμα (Διάγραμμα 6-3). Η BHFC μετρήθηκε με την διάταξη της παραγράφου 4.5 και κομάνθηκε μεταξύ 8.8 - 15.8 kg/h, με την μέγιστη τιμή να

εμφανίζεται στο σημείο μέγιστης ισχύος. Η BSFC υπολογίστηκε με τον τύπο 5.2 και έδωσε ελάχιστη τιμή τα 225.4 g/kWh στις 1574 rpm (90% φορτίο). Σε γενικές γραμμές, τα αποτελέσματα αυτά είναι σύμφωνα με τον κατασκευαστή και με τις αρχές σχεδιασμού των κινητήρων ανάφλεξης συμπίεσης.

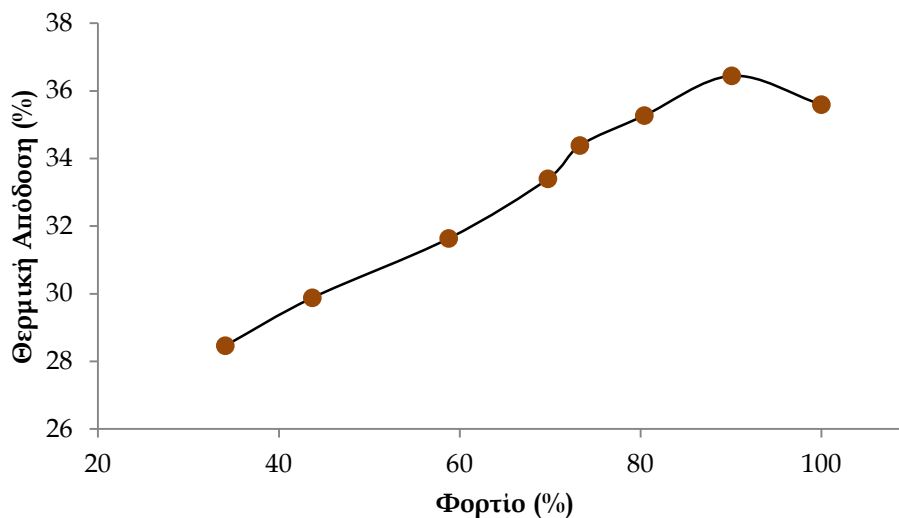


Διάγραμμα 6-3 Ωριαία Κατανάλωση Καυσίμου (BHFC) και Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου (BSFC) του κινητήρα με καύσιμο πετρέλαιο κίνησης

6.3.4 Θερμική Απόδοση

Η θερμική απόδοση του κινητήρα υπολογίζεται χρησιμοποιώντας τον τύπο 5.4. Τα αποτελέσματα φαίνονται στο παρακάτω διάγραμμα (Διάγραμμα 6-4).

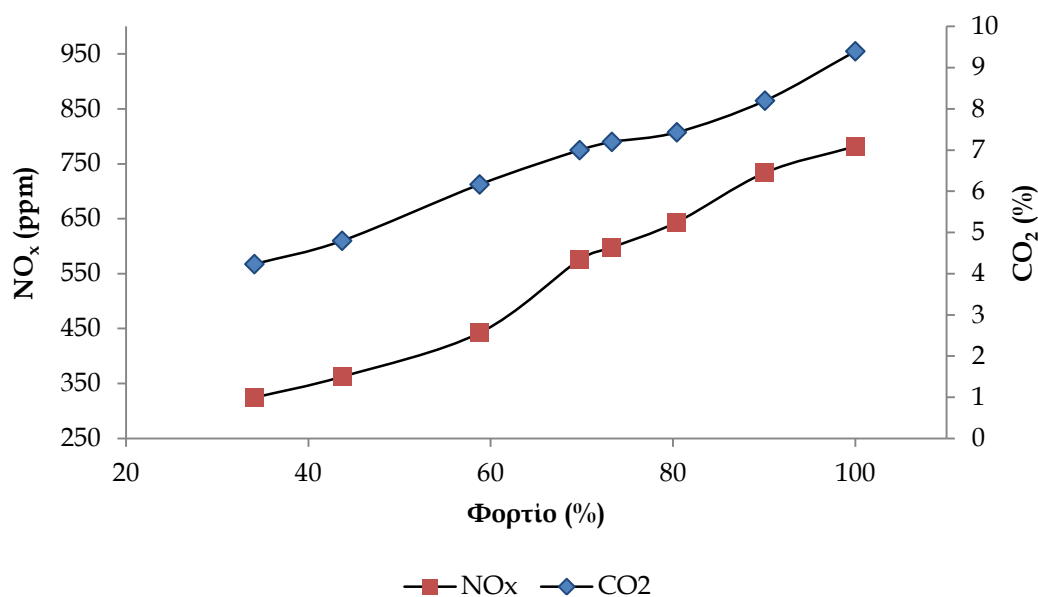
Είναι φανερό πως πρόκειται για ένα κινητήρα με υψηλή απόδοση που κυμαίνεται από 28,5 - 36.4%.



Διάγραμμα 6-4 Θερμική Απόδοση του κινητήρα με καύσιμο πετρέλαιο κίνησης

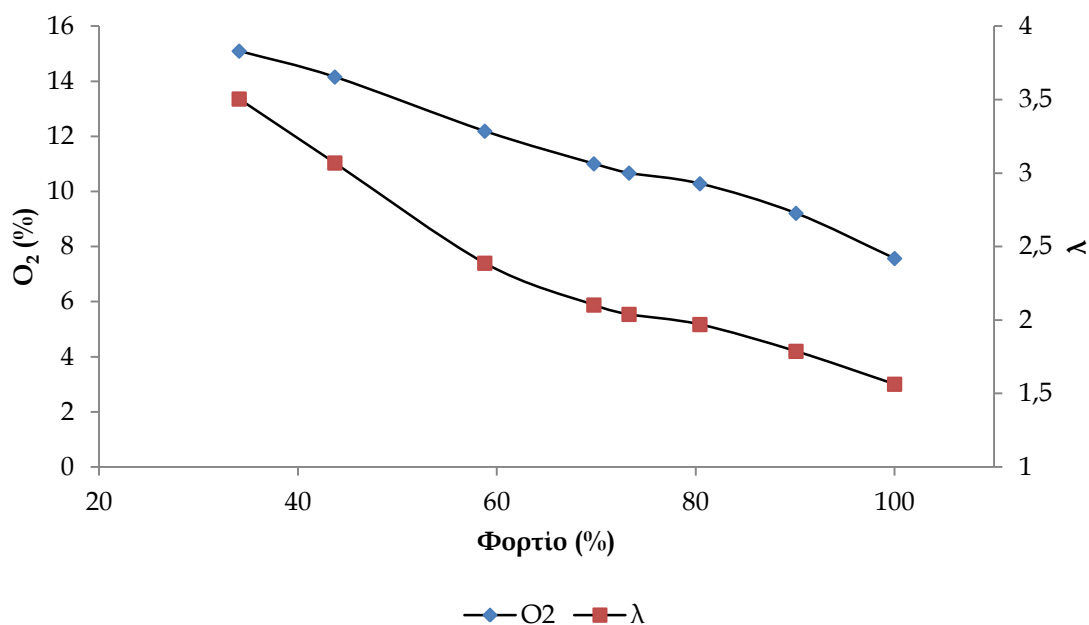
6.3.5 Αέριοι Ρύποι

Οι αέριοι ρύποι που καταγράφονταν ήταν τα οξείδια του αζώτου (NO_x) και το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2) για τους λόγους που αναφέρονται στην Παράγραφο 5.2 και τα αποτελέσματα με καύσιμο πετρέλαιο κίνησης φαίνονται στο παρακάτω διάγραμμα (Διάγραμμα 6-5). Οι τιμή όσον αφορά τα NO_x κυμάνθηκε από 324 - 811 ppm, ενώ το CO_2 από 4.2 - 9.4%.



Διάγραμμα 6-5 Εκπομπές οξειδίων του αζώτου & διοξειδίου του άνθρακα του κινητήρα με καύσιμο πετρέλαιο κίνησης

Ταυτόχρονα, καταγράφονταν το υπολειπόμενο οξυγόνο (O_2), το οποίο δεν αποτελεί ρύπο, αλλά είναι ενδεικτικό της ποιότητας καύσης και μέσω της εξίσωσης 4.1 υπολογίζονταν ο συντελεστής Lambda (λ), που συμπεριλαμβάνει όλους τους ρύπους και δίνει μια ένδειξη καλής λειτουργίας του κινητήρα. Τα αποτελέσματα φαίνονται στο Διάγραμμα 6-6. Παρατηρείται ότι το O_2 στα καυσαέρια είναι σε υψηλές τιμές (7.6 – 15.9%), που αποδεικνύει ότι ο κινητήρα λειτουργεί σε μεγάλη περίσσεια αέρα. Ο συντελεστής λ κυμάνθηκε από 1.56 – 3.5, που με την σειρά του σημαίνει πως το μίγμα στο κινητήρα αυτόν σε όλο το εύρος λειτουργίας του είναι φτωχό σε καύσιμο.



Διάγραμμα 6-6 Περιεκτικότητα οξυγόνου στα καυσαέρια και συντελεστής Lambda του κινητήρα με καύσιμο πετρέλαιο κίνησης

6.4 Σύγκριση Πετρελαίου κίνησης με Ηλιέλαιο, Κραμβέλαιο και Βαμβακέλαιο

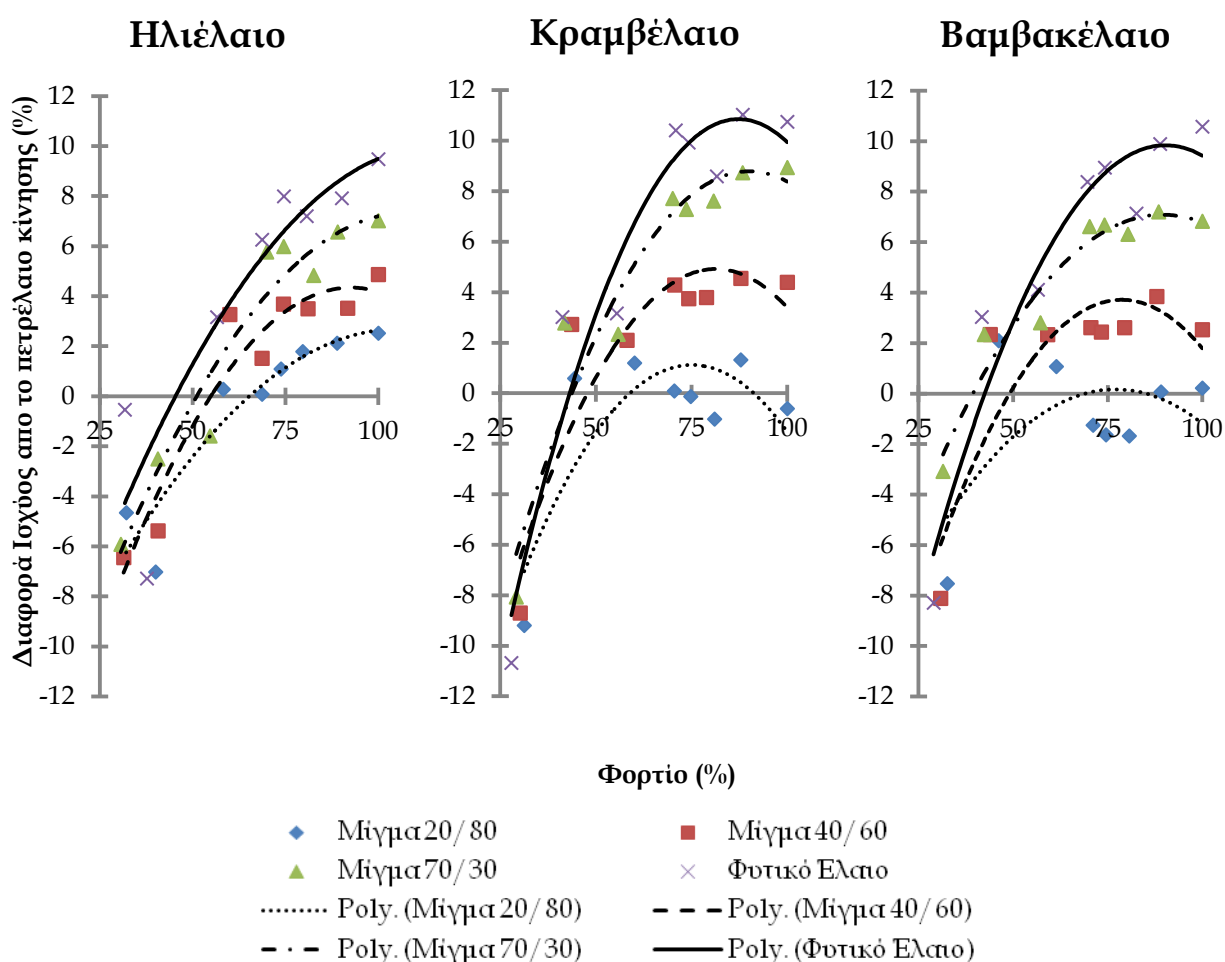
6.4.1 Εισαγωγή

Έγιναν οι ίδιες μετρήσεις με τα τρία φυτικά έλαια προς διερεύνηση (Ηλιέλαιο, Κραμβέλαιο, Βαμβακέλαιο) και συγκρίθηκαν με τα δεδομένα του καυσίμου αναφοράς (πετρέλαιο κίνησης). Το γεγονός ότι οι αλλαγές μεταξύ των συγκρινόμενων τιμών δεν ήταν εύκολα ανιχνεύσιμες σε όλο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα, οδήγησε στη παρουσίαση

των συγκρίσεων ως ποσοστό αλλαγής ως προς την τιμή που είχε παρουσιαστεί με το καύσιμο αναφοράς.

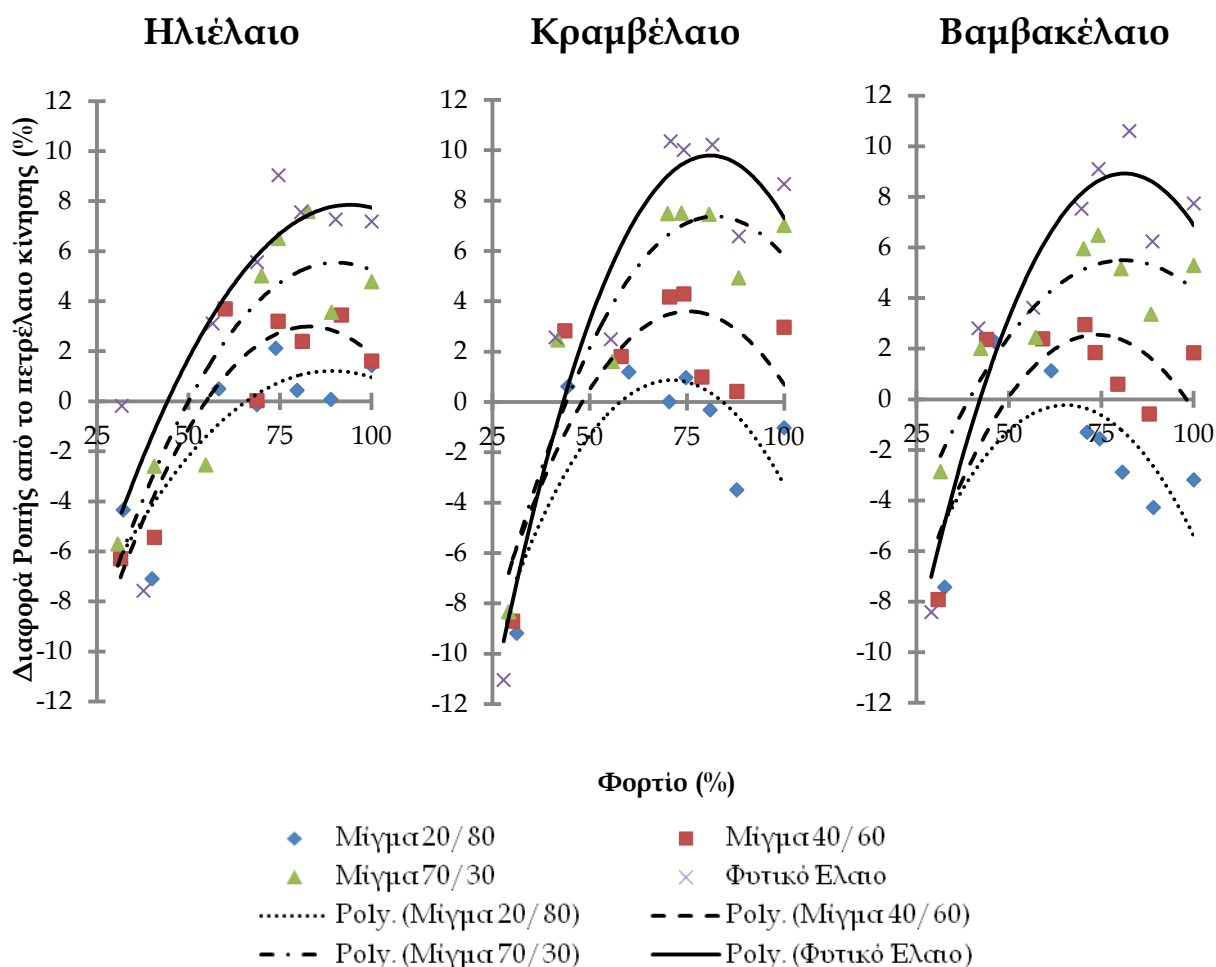
6.4.2 Σύγκριση Ισχύος και Ροπής

Η παραγόμενη ισχύς και ροπή του κινητήρα χρησιμοποιώντας τα τρία (3) φυτικά έλαια συγκρίθηκε με τις αντίστοιχες τιμές όταν χρησιμοποιείται πετρέλαιο κίνησης φαίνονται στα παρακάτω διαγράμματα (Διάγραμμα 6-7 και Διάγραμμα 6-8). Στα διαγράμματα αυτά χρησιμοποιήθηκε η πολυωνυμική παρεμβολή (βλέπε Poly στην λεζάντα των διαγραμμάτων) για τους ίδιους λόγους που αναφέρθηκαν στο Διάγραμμα 6-1. Έτσι, γίνεται φανερή η τάση μετατροπής της ισχύος και της ροπής με την αλλαγή του φορτίου για κάθε καύσιμο.



Διάγραμμα 6-7 Σύγκριση παραγωγής ισχύος μεταξύ πετρελαίου κίνησης και των τριών φυτικών ελαίων

Στα διαγράμματα 6-7 και 6-8 διακρίνουμε ότι σε υψηλά φορτία, όλα τα φυτικά έλαια ακολούθησαν την ίδια τάση αυξημένης ισχύος και ροπής ως αποτέλεσμα της αύξησης της περιεκτικότητας σε φυτικό έλαιο. Ωστόσο, σε χαμηλά φορτία, η ισχύς και η ροπή του κινητήρα ήταν υψηλότερες χρησιμοποιώντας πετρέλαιο κίνησης. Αυτό το φαινόμενο θα μπορούσε να εξηγηθεί από το γεγονός ότι στην ρύθμιση υψηλού φορτίου, η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα ήταν χαμηλή και τα φυτικά έλαια είχαν περισσότερο χρόνο για να ολοκληρωθεί η καύση τους, καθώς τα φυτικά έλαια έχουν πάντα υψηλότερη υστέρηση ανάφλεξης και ρυθμό καύσης (Rakopoulos et al., 2006b). Επιπλέον, είναι πιθανό ότι η διαδικασία καύσης άλλαξε από ελεγχόμενη από την εξάτμιση σε ελεγχόμενη από την ανάμιξη καθώς το φορτίο αυξάνεται (Desantes et al., 1999).



Διάγραμμα 6-8 Σύγκριση παραγωγής ροπής μεταξύ πετρελαιοί κίνησης και των τριών φυτικών ελαίων

Συγκρίνοντας τα τρία φυτικά έλαια, παρατηρήθηκε ότι το κραμβέλαιο (ΚΡ) παρήγαγε τη μεγαλύτερη διαφορά ισχύος και ροπής σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης (11%) (Διάγραμμα 6-7 και Διάγραμμα 6-8). Αντίστοιχα, το βαμβακέλαιο (ΒΜ) είχε 10,6% και το ηλιέλαιο (ΗΛ) 9,5%. Τα μίγματα 70/30 όλων των φυτικών ελαίων ακολούθησαν την ίδια τάση με τα αμιγή φυτικά έλαια. Παρ' όλα αυτά, στην περίπτωση των μιγμάτων με χαμηλότερη περιεκτικότητα σε έλαιο, ο κινητήρας φάνηκε να συμπεριφέρεται καλύτερα με ηλιέλαιο. Διαπιστώθηκε ότι το μίγμα ηλιελαίου 40/60 (ΗΛ40) έδωσε παρόμοια αύξηση με το μίγμα κραμβελαίου 40/60 (ΚΡ40), ενώ το μίγμα βαμβακελαίου 40/60 (ΒΜ40) κατετάγη τρίτο. Το ΗΛ20 ήταν το μόνο μίγμα 20/80 που έδειξε φυσική συνέχεια της συμπεριφοράς των προηγούμενων μιγμάτων (Διάγραμμα 6-7 και Διάγραμμα 6-8), όταν τα άλλα δύο έδωσαν ασαφή αποτελέσματα με χαμηλότερη ισχύ και ροπή σε γενικές γραμμές. Αυτό δεν ήταν αναμενόμενο, δεδομένου ότι η ανάμειξη έγινε με την ίδια διαδικασία. Τέλος, θα πρέπει να αναφερθεί ότι μόνο τα βασισμένα σε ηλιέλαιο καύσιμα παρουσίασαν συνεχή αύξηση μέχρι το μέγιστο φορτίο.

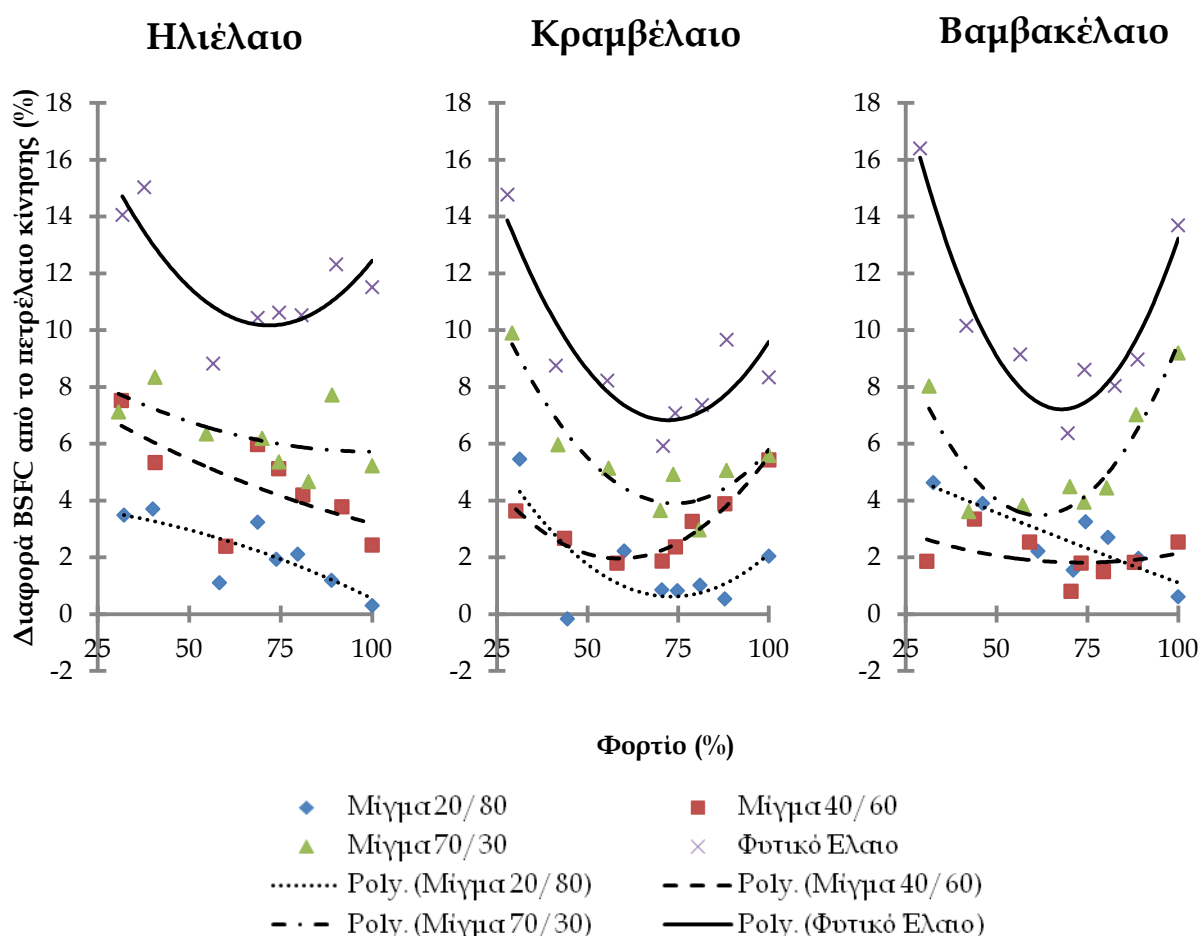
6.4.3 Σύγκριση Ειδικής Κατανάλωσης Καυσίμου

Η ειδική κατανάλωση καυσίμου (BSFC) των τριών φυτικών ελαίων σε σύγκριση με την αντίστοιχη τιμή του πετρελαίου κίνησης φαίνεται στο Διάγραμμα 6-9. Στο διάγραμμα αυτό χρησιμοποιήθηκε η πολυωνυμική παρεμβολή (βλέπε Poly στην λεζάντα του διαγράμματος) για τους ίδιους λόγους που αναφέρθηκαν στο Διάγραμμα 6-1. Έτσι, γίνεται φανερό η τάση μετατροπής της BSFC με την αλλαγή του φορτίου για κάθε καύσιμο.

Στο Διάγραμμα 6-9 είναι φανερό πως όλα τα μίγματα και τα αυτούσια φυτικά έλαια έδειξαν αυξημένη BSFC σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης. Επίσης, αποδεικνύεται ότι όσο το περιεχόμενο του καυσίμου σε φυτικό έλαιο αυξάνονταν, η BSFC αυξάνονταν με τη σειρά της. Αυτή η τάση θα μπορούσε να εξηγηθεί από την υψηλότερη πυκνότητα των φυτικών ελαίων σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης, η οποία οδηγεί σε αυξημένη κατανάλωση μάζας καυσίμου, λόγω της αύξησης της μάζας του καυσίμου για τον ίδιο όγκο που εγχέεται από την αντλία καυσίμου. Επιπλέον, η χαμηλότερη θερμογόνο δύναμη των

ελαίων μπορεί να αυξήσει την ογκομετρική κατανάλωση καυσίμου για να διατηρήσει την εισερχόμενη στον κινητήρα ενέργεια στο ίδιο επίπεδο (Venkanna et al., 2009, Agarwal and Agarwal, 2007). Περαιτέρω, όσο αυξάνεται το φορτίο του κινητήρα, η BSFC μειώνεται (Fontaras et al., 2006, Agarwal and Agarwal, 2007). Σε αυτή τη μελέτη, η τάση αυτή παρατηρήθηκε για όλα τα δοκιμασμένα καύσιμα.

Μεταξύ των τριών φυτικών ελαίων, στατιστικά σημαντικές διαφορές παρατηρήθηκαν στα μίγματα 40/60 και στα αμιγή φυτικά έλαια (Διάγραμμα 6-9). Συγκεκριμένα, το ΒΜ40 είχε την μικρότερη κατανάλωση, ακολουθούμενο από το ΚΡ40, αφήνοντας το ΗΛ40 τελευταίο με την μεγαλύτερη BSFC. Όσον αφορά τα αμιγή φυτικά έλαια, το ΚΡ είχε την ελάχιστη BSFC σε σχέση με το ΒΜ και το ΗΛ.

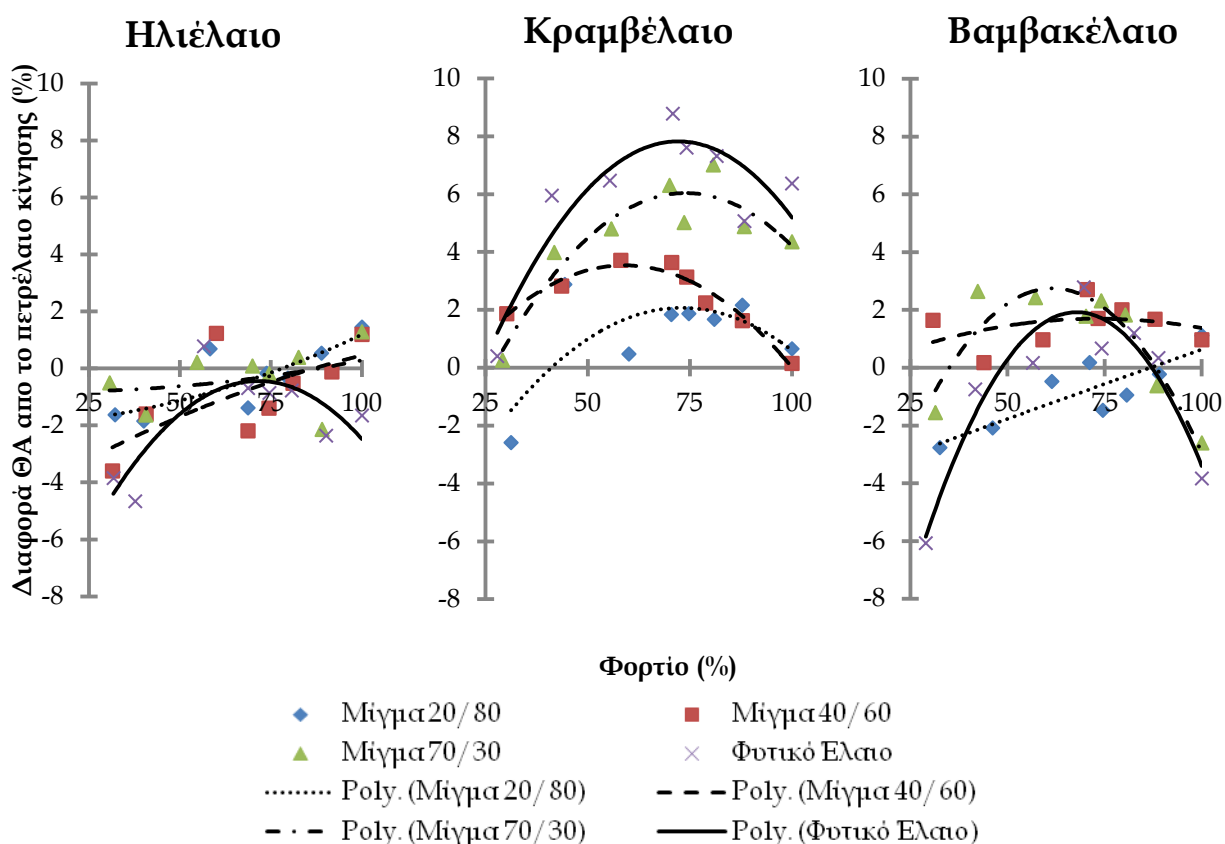


Διάγραμμα 6-9 Σύγκριση ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (BSFC) μεταξύ πετρελαίου κίνησης και των τριών φυτικών ελαίων

Στην περίπτωση των γεωργικών ελκυστήρων, το μεγαλύτερο μέρος των γεωργικών εφαρμογών λαμβάνουν χώρα όταν ο κινητήρας λειτουργεί στο φάσμα του φορτίου 60-80%. Ως εκ τούτου, είναι θετικό το γεγονός ότι το Διάγραμμα 6-9 δείχνει τη μικρότερη αύξηση BSFC σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης σε αυτό το συγκεκριμένο εύρος.

6.4.4 Σύγκριση Θερμικής Απόδοσης

Η θερμική απόδοση (ΘΑ) του κινητήρα με τα τρία φυτικά έλαια σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης φαίνεται στο Διάγραμμα 6-10. Στο διάγραμμα αυτό χρησιμοποιήθηκε η πολυωνυμική παρεμβολή (βλέπε Poly στην λεζάντα του διαγράμματος) για τους ίδιους λόγους που αναφέρθηκαν στο Διάγραμμα 6-1. Έτσι, γίνεται φανερή η τάση μετατροπής της ΘΑ με την αλλαγή του φορτίου για κάθε καύσιμο.



Διάγραμμα 6-10 Σύγκριση θερμικής απόδοσης του κινητήρα (ΘΑ) μεταξύ πετρελαίου κίνησης και των τριών φυτικών ελαίων

Κάθε φυτικό έλαιο έδωσε εντελώς διαφορετικό αποτέλεσμα. Τα βασισμένα στο ΚΡ καύσιμα παρουσίασαν το καλύτερο αποτέλεσμα όσον αφορά την ΘΑ, αφού η αύξηση ισχύος ήταν σημαντικά υψηλότερη από την αντίστοιχη αύξηση της BSFC. Ειδικότερα, η περιεκτικότητα του καυσίμου σε φυτικό έλαιο έπαιξε θετικό ρόλο στην τελική ΘΑ, με το αμιγές ΚΡ να δείχνει την μέγιστη αύξηση (8,4%). Εκτός του ΚΡ20, όλα τα υπό δοκιμή καύσιμα είχαν στατιστικά σημαντική διαφορά στην ΘΑ από το πετρέλαιο κίνησης (μέση αύξηση ΘΑ: ΚΡ 5,9%, ΚΡ70 4%, ΚΡ40 2,5%).

Η κατάσταση άλλαξε σημαντικά με τα βασισμένα στο ΗΛ και ΒΜ καύσιμα, τα οποία παρουσίασαν χαμηλότερη ΘΑ, και δεν υπήρχαν ενδείξεις επίδρασης της περιεκτικότητας σε έλαιο στην τελική ΘΑ. Σε γενικές γραμμές, τα βασισμένα στο ΗΛ και ΒΜ καύσιμα δεν έδειξαν στατιστικά σημαντικές διαφορές από το πετρέλαιο κίνησης, εκτός του ΒΜ40 (αύξηση ΘΑ κατά μέσο όρο της τάξης του 1,1%).

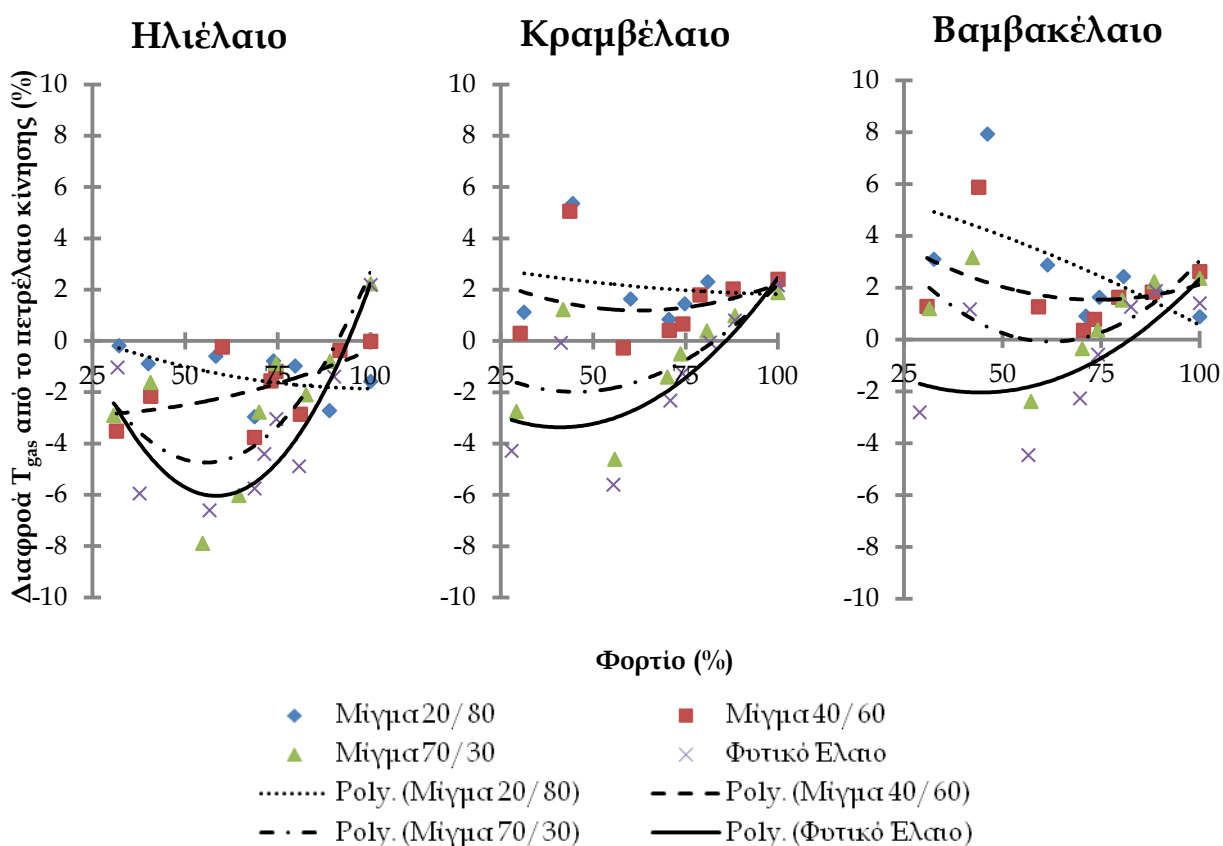
Συγκρίνοντας τα τρία έλαια, τα βασισμένα στο ΚΡ καύσιμα ήταν καλύτερα από τα άλλα δύο έλαια με στατιστική διαφορά. Σύμφωνα με αυτά τα αποτελέσματα, το ΚΡ φαίνεται να παρέχει καλύτερη διαδικασία καύσης, ακόμη και αν οι χημικές και φυσικές ιδιότητες του συγκεκριμένου ελαίου δεν διαφέρουν πολύ από τα άλλα δύο έλαια. Αυτό μπορεί να εξηγηθεί από το γεγονός ότι η καύση πάντα ενισχύεται από υψηλή αναλογία αέρα/καυσίμου (Α/Κ), καλή έγχυση καυσίμου, και χαρακτηριστικά έγχυσης (Venkanna et al., 2009). Τα ακόρεστα φυτικά έλαια ενισχύουν την ανάμειξη με τον αέρα, λόγω των χαλαρών δεσμών μεταξύ των μορίων τους (Puhan et al., 2010). Σύμφωνα με τον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 6-3), ο οποίος εμφανίζει το περιεχόμενο των τριών υπό δοκιμή φυτικών ελαίων σε ελεύθερα λιπαρά οξέα (FFA) (Agency, 1991), το ΚΡ περιέχει το υψηλότερο ποσοστό ακόρεστων λιπαρών οξέων. Επιπλέον, το ΚΡ έχει πολλά μονοακόρεστα λιπαρά οξέα, τα οποία ενδείκνυνται για την προώθηση της ανάμειξη αέρα/καυσίμου.

Πίνακας 6-3 Περιεχόμενο ελεύθερων λιπαρών οξέων (FFA) των τριών υπό δοκιμή φυτικών ελαίων (Food Standards Agency, 1991)

	Κορεσμένο (%)	Μονοακόρεστα (%)	Πολυακόρεστα (%)
Ηλιέλαιο	11.9	20.2	63.0
Κραμβέλαιο	5.3	64.3	24.8
Βαμβακέλαιο	25.5	21.3	48.1

6.4.5 Σύγκριση θερμοκρασίας καυσαερίων

Η θερμοκρασία καυσαερίων (T_{gas}) του κινητήρα χρησιμοποιώντας τα τρία φυτικά έλαια σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης φαίνεται στο Διάγραμμα 6-11. Στο διάγραμμα αυτό χρησιμοποιήθηκε η πολυωνυμική παρεμβολή (βλέπε Poly στην λεζάντα του διαγράμματος) για τους ίδιους λόγους που αναφέρθηκαν στο Διάγραμμα 6-1. Έτσι, γίνεται φανερή η τάση μετατροπής της T_{gas} με την αλλαγή του φορτίου για κάθε καύσιμο.



Διάγραμμα 6-11 Σύγκριση θερμοκρασίας καυσαερίων του κινητήρα (EGT) μεταξύ πετρελαίου κίνησης και των τριών φυτικών ελαίων

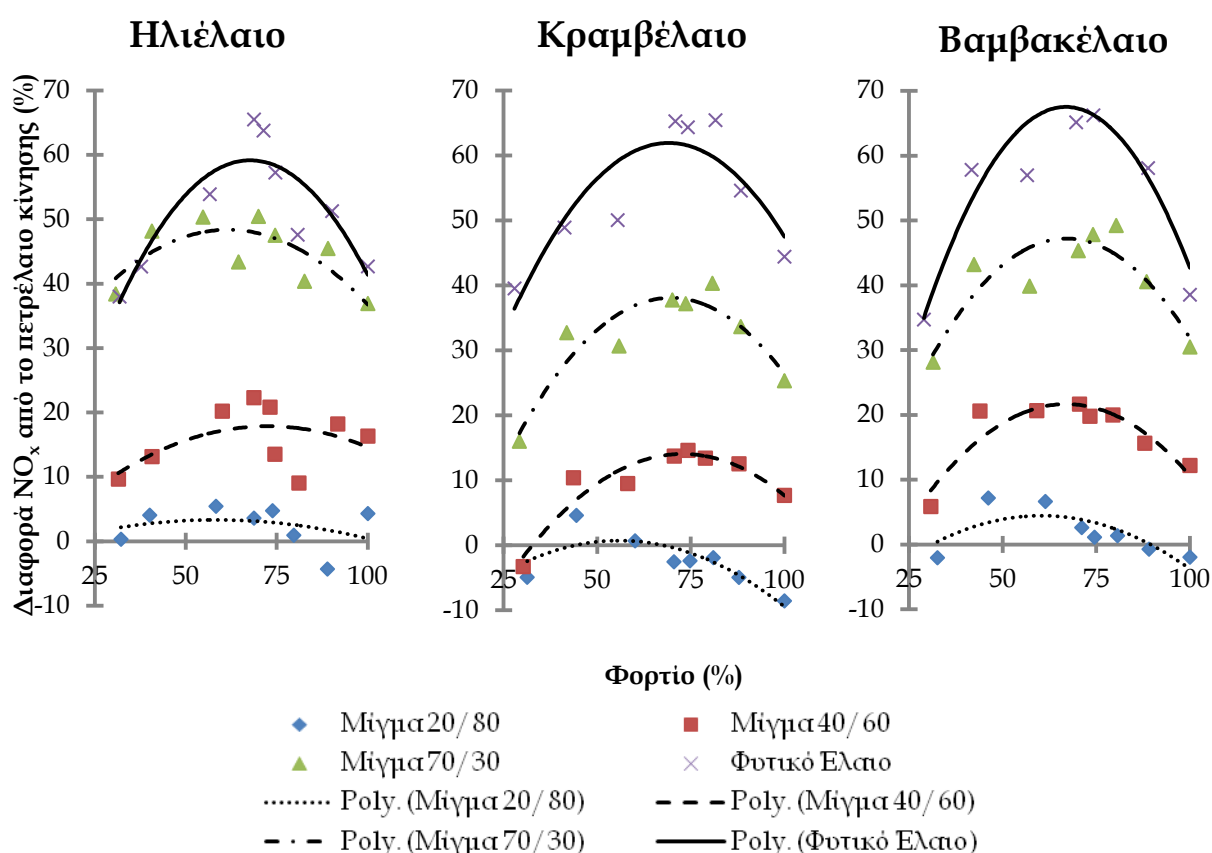
Είναι προφανές ότι αυτός ο παράγοντας δεν μεταβλήθηκε σημαντικά σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης. Η T_{gas} των βασισμένων σε ΒΜ καυσίμων είναι υψηλότερη από την αντίστοιχη των καυσίμων ΗΛ και ΚΡ, καθώς είναι προφανές ότι σε μεγάλο βαθμό τα έλαια με πολυακόρεστα λιπαρά οξέα παρουσιάζουν μεγαλύτερη υστέρηση ανάφλεξης και μικρότερη περίοδο προαναμεμειγμένης καύσης (premixed period), πράγμα που σημαίνει ότι η περίοδος μετά την καύση επεκτείνεται και η τελική

θερμοκρασία των καυσαερίων είναι υψηλότερη (de Almeida et al., 2002, Puhon et al., 2010).

6.4.6 Σύγκριση Αερίων Ρύπων

6.4.6.1 Οξείδια του Αζώτου

Το Διάγραμμα 6-12 παρουσιάζει τη διαφορά των εκπομπών NO_x των δώδεκα (12) εναλλακτικών καυσίμων από το παραδοσιακό πετρέλαιο κίνησης. Στο διάγραμμα αυτό χρησιμοποιήθηκε η πολυωνυμική παρεμβολή (βλέπε Poly στην λεζάντα του διαγράμματος) για τους ίδιους λόγους που αναφέρθηκαν στο Διάγραμμα 6-1. Έτσι, γίνεται φανερή η τάση μετατροπής των NO_x με την αλλαγή του φορτίου για κάθε καύσιμο.



Διάγραμμα 6-12 Σύγκριση οξειδίων του αζώτου του κινητήρα (NO_x) μεταξύ πετρελαίου κίνησης και των τριών φυτικών ελαίων

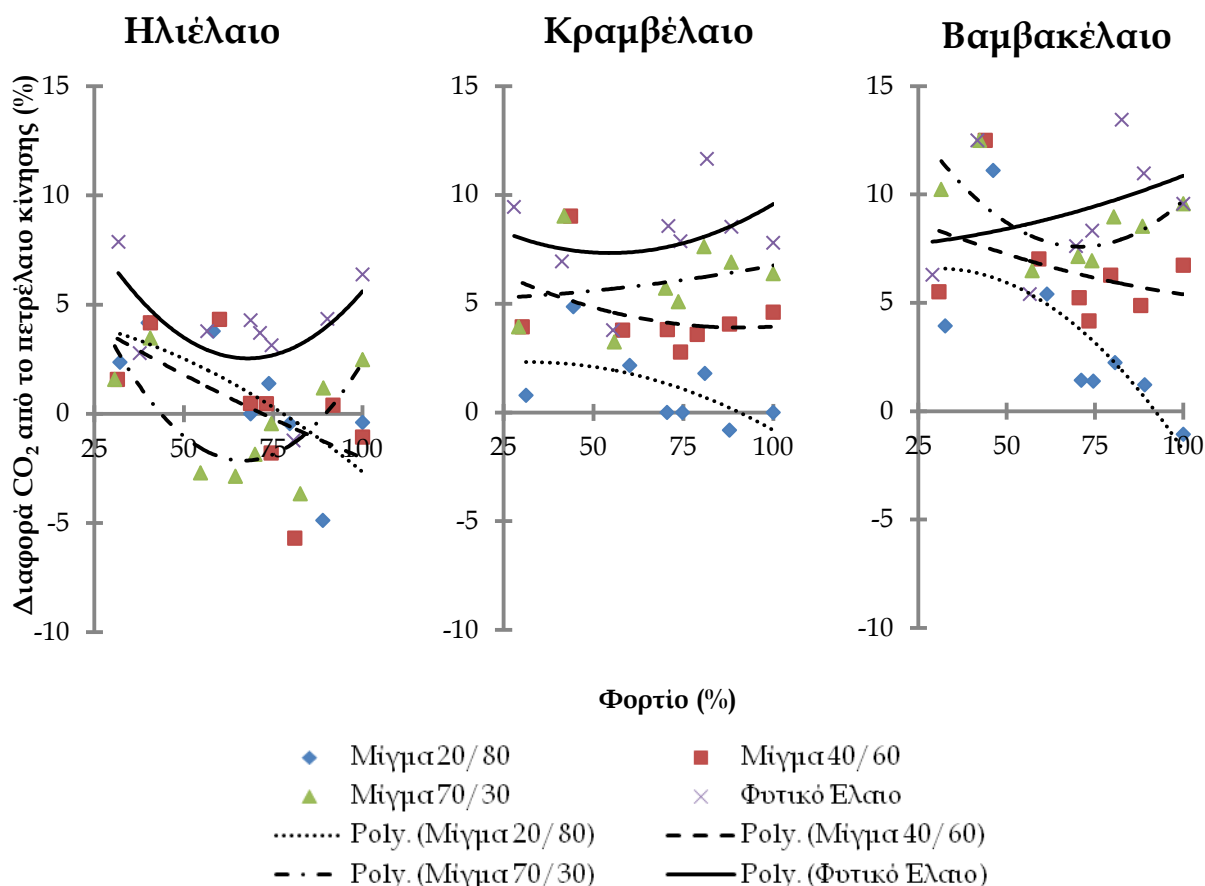
Στο Διάγραμμα 6-12 γίνεται φανερό ότι η χρήση των φυτικών ελαίων έχει σημαντική αρνητική επίδραση στην παραγωγή NO_x . Η βασική αιτία αύξησης των εκπομπών NO_x είναι η αυξημένη θερμοκρασία κυλίνδρου (Agarwal and Agarwal, 2007, Misra and Murthy, 2010). Επίσης, τα καύσιμα με υψηλό αριθμό κετανίου (πετρέλαιο κίνησης), αναμένονταν να παράξουν χαμηλότερα NO_x , λόγω της χαμηλότερης υστέρησης ανάφλεξης που δημιουργεί μικρότερη περίοδο καύσης πρόμιξης (shorter premixed combustion), η οποία είναι η κύρια φάση παραγωγής των NO_x (Rakopoulos et al., 2006b). Επιπλέον, τα φυτικά έλαια περιέχουν στην σύστασή τους O_2 που βελτιώνει την καύση τους, αλλά είναι πιο δραστικό στην δημιουργία των NO_x (Usta, 2005). Πρέπει να τονισθεί το γεγονός ότι ο κινητήρας που χρησιμοποιείται στη διατριβή αυτή παρουσιάζει πολύ υψηλή σχέση A/K που προσθέτει στη αύξηση των NO_x , λόγω της περίσσειας O_2 που είναι σε διαθεσιμότητα για χημική αντίδραση με το ατμοσφαιρικό N. Όσο το ποσοστό φυτικού ελαίου αυξάνονταν, οι εκπομπές NO_x αυξάνονται και η επίδραση ήταν παρόμοια και για τα τρία (3) φυτικά έλαια. Παρόλα αυτά, υπήρξε ένα αξιοσημείωτο φαινόμενο στην περίπτωση των μιγμάτων 20/80, όπου όλα τα φυτικά έλαια έδωσαν θετικά και αρνητικά αποτελέσματα χωρίς στατιστικά σημαντικές διαφορές. Θεωρείται πως σε αυτά τα μίγματα η μίξη του πετρελαίου κίνησης με το εκάστοτε φυτικό έλαιο μείωσε την θερμοκρασία καύσης και τις εκπομπές NO_x . Αυτό πρέπει να οφείλεται στην κακή μίξη του καυσίμου με τον αέρα που οδήγησε σε περισσότερο ατελή καύση χαμηλότερης θερμοκρασίας (Rakopoulos et al., 2006b).

Μια γενική παρατήρηση στο Διάγραμμα 6-12 είναι ότι το ΚΡ έχει την καλύτερη συμπεριφορά σχετικά με τα NO_x . Πιο συγκεκριμένα, τα μίγματα ΚΡ20, ΚΡ40 και ΚΡ70 παρήγαγαν στατιστικά τις λιγότερες εκπομπές NO_x , αφήνοντας τα αντίστοιχα καύσιμα του ΒΜ στη δεύτερη θέση και του ΗΛ στη τελευταία θέση. Στα αμιγή φυτικά έλαια δεν εμφανίστηκαν στατιστικές διαφορές μεταξύ των τριών φυτικών ελαίων.

6.4.6.2 Διοξείδιο του Άνθρακα

Το παρακάτω διάγραμμα (Διάγραμμα 6-13) δείχνει το παραγόμενο CO_2 από τον κινητήρα όταν χρησιμοποιεί τα τρία φυτικά έλαια σε σύγκριση με το πετρέλαιο

κίνησης. Στο διάγραμμα αυτό χρησιμοποιήθηκε η πολυωνυμική παρεμβολή (βλέπε Poly στην λεζάντα του διαγράμματος) για τους ίδιους λόγους που αναφέρθηκαν στο Διάγραμμα 6-1. Έτσι, γίνεται φανερή η τάση μετατροπής του CO₂ με την αλλαγή του φορτίου για κάθε καύσιμο.



Διάγραμμα 6-13 Σύγκριση διοξειδίου του άνθρακα του κινητήρα (CO₂) μεταξύ πετρελαίου κίνησης και των τριών φυτικών ελαίων

Γενικά, με εξαίρεση τα ΚΡ20 και ΒΜ20, το CO₂ ήταν αυξημένο σε σχέση με το καύσιμο αναφοράς. Αυτό αποτελεί ένδειξη καλύτερη καύσης, λόγω του περιεχομένου οξυγόνου στα φυτικά έλαια (Διάγραμμα 6-13). Επιπλέον, πρέπει να τονισθεί ότι τα καύσιμα με περισσότερα αρωματικά προκαλούν αύξηση του παραγόμενου CO₂, λόγω της μειωμένης σχέσης άνθρακα/υδρογόνου (Kalligeros et al., 2003). Φαίνεται ότι το αυξημένο ποσοστό φυτικού ελαίου, αυξάνει τα επίπεδα CO₂. Το λιγότερο CO₂ εκπέμπεται από τα

καύσιμα ΗΛ, αφήνοντας το ΚΡ στη δεύτερη θέση και το ΒΜ στην τελευταία, το οποίο βασιζέται στα καλύτερα χαρακτηριστικά καύσης του ΒΜ που δίνει λιγότερο ατελή καύση.

6.5 Συνολική Σύγκριση των τριών φυτικών ελαίων

Η συνολική εικόνα που έδωσε η σύγκριση των τριών φυτικών ελαίων (ηλιέλαιο, κραμβέλαιο, βαμβακέλαιο) με το καύσιμο αναφοράς (πετρέλαιο κίνησης) έδωσε τα εξής αποτελέσματα:

- Όλα τα φυτικά έλαια παρείχαν ομαλή λειτουργία του κινητήρα χωρίς προβλήματα κατά τις δοκιμές μικρής διάρκειας.
- Τα μίγματα 20/80 έδειξαν ασταθή αποτελέσματα σε όλους τους δείκτες επιδόσεων και ρύπων με ασαφής τάσεις, σε σχέση με τα υψηλότερου ποσοστού σε έλαιο καύσιμα.
- Η ισχύς, η ροπή και η BSFC αυξήθηκαν όσο το περιεχόμενο σε φυτικό έλαιο αυξάνονταν στο δοκιμασμένο καύσιμο.
- Τα βασισμένα στο κραμβέλαιο καύσιμα έδωσαν τα καλύτερα αποτελέσματα όσον αφορά την ισχύ και την ροπή με ταυτόχρονη μείωση της BSFC, με αποτέλεσμα η θερμική απόδοση να είναι σημαντικά υψηλότερη. Τα καύσιμα βαμβακελαίου είναι καλύτερα από τα καύσιμα ηλιελαίου κατά μέσο όρο.
- Οι εκπομπές NO_x αυξήθηκαν όσο το ποσοστό του ελαίου στο καύσιμο αυξάνονταν.
- Τα καύσιμα κραμβελαίου αύξησαν την παραγωγή NO_x λιγότερο από τα καύσιμα βαμβακελαίου, αφήνοντας τα καύσιμα ηλιελαίου στη τελευταία θέση.
- Οι εκπομπές CO₂ έδειξαν μια τάση αύξησης όσο το περιεχόμενο σε έλαιο αυξάνονταν όταν χρησιμοποιούνταν τα καύσιμα κραμβελαίου και βαμβακελαίου. Τα καύσιμα ηλιελαίου έδωσαν ασαφή αποτελέσματα χωρίς συγκεκριμένη τάση.
- Τη μεγαλύτερη τιμή CO₂ παρήγαγαν τα καύσιμα βαμβακελαίου, ακολουθούμενο από τα καύσιμα κραμβελαίου και ηλιελαίου.

Το κύριο συμπέρασμα ήταν ότι στον συγκεκριμένο κινητήρα την καλύτερη συμπεριφορά είχαν τα καύσιμα κραμβελαίου.

6.6 Επιλογή βέλτιστου καυσίμου για τις ελληνικές συνθήκες

Παρόλο που τα αποτελέσματα έδειξαν ότι το κραμβέλαιο αποτελεί τη βέλτιστη λύση, δεν επιλέχθηκε για περαιτέρω διερεύνηση, διότι παράγεται από την ελαιοκράμβη που έχει προβλήματα εγκατάστασης στον ελλαδικό χώρο και δεν ενδείκνυται για ελληνικές γεωργικές εκμεταλλεύσεις που θέλουν να παράγουν καύσιμο για εσωτερική χρήση, λόγω της αστάθειας και της επισφάλειας της καλλιέργειας. Ένας επίσης σημαντικός λόγος είναι η εκτενής έρευνα που αφορά το συγκεκριμένο φυτικό έλαιο τα τελευταία 30 χρόνια (Strayer R.C., 1982, Shyam et al., 1987, Hemmerlein et al., 1991, Nwafor and Rice, 1996, Nwafor et al., 2000, McDonnell et al., 2000, Altin et al., 2001, Nwafor, 2003, Labeckas and Slavinskas, 2006, Labeckas and Slavinskas, 2009, Hazar and Aydin, 2010) που το έχει καταστήσει το πιο χρησιμοποιούμενο φυτικό έλαιο για απευθείας χρήση ως καύσιμο και για παραγωγή μεθυλεστέρων λιπαρών οξέων (βιοντίζελ). Οπότε, θεωρήθηκε πως έχει διενεργηθεί μεγάλος όγκος έρευνας του κραμβελαίου ως καυσίμου σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης και δεν υπάρχει απαίτηση για περαιτέρω διερεύνηση.

Από τα εναπομείναντα φυτικά έλαια (ηλιέλαιο, βαμβακέλαιο), των οποίων τα φυτά προέλευσης έχουν δυνατότητα εγκατάστασης στο μεγαλύτερο μέρος του ελλαδικού χώρου, το βαμβακέλαιο απορρίφθηκε από τη συνέχεια, διότι πρόκειται για βιομηχανικό φυτό, του οποίου οι σπόροι πρέπει πρώτα να αποκολληθούν από την ίνα (που αποτελεί το βασικό προϊόν) μέσω εκκοκκισμού. Έτσι, στα εκκοκκιστήρια οι σπόροι συνθλίβονται και παράγουν βαμβακέλαιο σε μεγάλες ποσότητες που μεταπωλείται για βιομηχανική χρήση (π.χ. εταιρίες μαζικής εστίασης, προτηγανισμένου τροφίμου, κ.α.). Αυτό σημαίνει πως ένα γεωργός αδυνατεί να παράξει το καύσιμο των ιδιωτικών του αναγκών από την συγκεκριμένη καλλιέργεια. Σύμφωνα με τα παραπάνω, το ηλιέλαιο επιλέχθηκε ως το έλαιο προς εκτενέστερη διερεύνηση.

Κεφάλαιο 7:

Εκτενείς Δοκιμές του επιλεγμένου
φυτικού ελαίου - Ηλιελαίου

7 Εκτενείς δοκιμές του επιλεγμένου φυτικού ελαίου - Ηλιέλαιου

7.1 Επιλογή τροποποιήσεων στο κινητήρα για βελτιστοποίηση της λειτουργίας του με καύσιμα βασισμένα στο ηλιέλαιο

Η απόδοση του κινητήρα εξαρτάται από το χρησιμοποιούμενο καύσιμο, τον ψεκασμό του καυσίμου και τα χαρακτηριστικά της καύσης του (Ryan T.W., 1982, Strayer R.C., 1982). Δεδομένου ότι έχει ήδη επιλεγεί το καύσιμο για να αντικαταστήσει το πετρέλαιο κίνησης (το ηλιέλαιο), αποφασίστηκε να τροποποιηθεί ο ψεκασμός του καυσίμου, ο οποίος με την σειρά του μεταβάλλει τα χαρακτηριστικά της καύσης. Υπάρχουν διάφορες μέθοδοι για να μεταβληθεί ο τύπος ψεκασμού καυσίμου (αλλαγή της πίεσης στην αντλία καυσίμου, αλλαγή τύπου εγχυτήρα ή ακροφυσίου, κλπ.), αλλά σε αυτές τις περιπτώσεις επιβάλλεται αντικατάσταση ανταλλακτικών, η οποία από οικονομική άποψη, δεν συμβαδίζει με τα συμφέροντα ενός γεωργού. Ως εκ τούτου, αναζητήθηκαν άλλες φθηνές και εύκολες τροποποιήσεις της ρύθμισης του κινητήρα με σημαντική επίπτωση στα τελικά χαρακτηριστικά καύσης.

Τα φυτικά έλαια παρουσιάζουν μεγαλύτερες περιόδους υστέρησης ανάφλεξης και πιο αργό ρυθμό καύσης σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης και ως αποτέλεσμα ο χρονισμός της έγχυσης (Injection Timing - IT) των καυσίμων θα πρέπει να είναι προοδευμένος για την παροχή περισσότερου χρόνου στα φυτικά έλαια να καούν και να έχει ο κινητήρας καλύτερη απόδοση όταν τροφοδοτείται με αυτά (Yahya and Marley, 1994, Nwafor et al., 2000). Ωστόσο, αυτή η επιλογή προόδου του IT έδειξε να έχει αρνητικές επιπτώσεις στις εκπομπές NO_x, λόγω αύξησης της θερμοκρασίας καύσης (Shuai et al., 2009). Ως εκ τούτου, αφού διαπιστώθηκε ότι οι αλλαγές του IT έχει σημαντική επίπτωση στην λειτουργία του κινητήρα και ταυτόχρονα είναι εύκολο να αλλάξει, αποφασίστηκε να ρυθμιστεί ο IT του κινητήρα σε μια ρύθμιση πρώιμης και μια όψιμης IT σε σύγκριση με τον μητρικό IT. Η αναφορά σε διάφορες έρευνες (Pandey et al., 2012) έδειξε πως η διαφορά της περιόδου ανάφλεξης μεταξύ φυτικών ελαίων και πετρελαίου κίνησης ήταν μία με δύο (1 - 2) μοίρες γωνίας περιστροφής στροφαλοφόρου άξονα (Crank Angle - CA) και το γεγονός

ότι ο κινητήρας της δοκιμής ήταν ρυθμισμένος από τον κατασκευαστή να εγχέει το καύσιμο στο άνω νεκρό σημείο (Top Dead Centre - TDC) δεν επέτρεπε μεγάλες αλλαγές του IT μετά το TDC, αφού αποτελεί παράδοξο για τους κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης να εγχέεται το καύσιμο μετά το TDC (Heywood, 1988). Έτσι, έγινε ρύθμιση του κινητήρα με πρώιμο και όψιμο IT κατά ± 2 °CA αντίστοιχα και συγκρίθηκε με τον IT του κατασκευαστή (0 °CA) για την αξιολόγηση του αντίκτυπου τόσο στην απόδοση όσο και στις εκπομπές αέριων ρύπων.

Ο σχεδιασμός του κοιλώματος του εμβόλου στους κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης με άμεσο ψεκασμό (Direct Injection - DI) έχει σημαντική επίδραση στα χαρακτηριστικά καύσης μέσα στο θάλαμο καύσης, καθώς επηρεάζει το συνολικό σχεδιασμό του θαλάμου. Ο σχεδιασμός θα πρέπει να επικεντρώνεται στην καλύτερη δυνατή πλήρωση και κένωση του κυλίνδρου με φρέσκο άκαυστο καύσιμο σε όλο το εύρος στροφών λειτουργίας του κινητήρα και στη δημιουργία κατάλληλων συνθηκών για τη βέλτιστη ανάμειξη αέρα / καυσίμου εντός του κυλίνδρου, προκειμένου να επιτευχθεί η καύση του καυσίμου σε συντομότερο χρονικό διάστημα (Heisler, 1999). Υπάρχουν πολλές παράμετροι στο σχεδιασμό του κοιλώματος του εμβόλου (διαμέτρου του λαιμού, μέγιστη διάμετρος κοιλώματος, βάθος κοιλώματος, κεντρική κόγχη - *rip*, κύρια σπειροειδής ακτίνα, μικρή ακτίνα και το σημείο πρόσκρουσης), που επηρεάζουν σημαντικά τη διαδικασία καύσης (Heywood, 1988, Melas, 2003). Ωστόσο, επέμβαση στον σχεδιασμό εμβόλων μπορεί να γίνει σε νέους κινητήρες υπό κατασκευή και δεν συμβαδίζει με τους στόχους αυτής της εργασίας.

Παρόλα αυτά, το σημείο πρόσκρουσης του καυσίμου στα κατακόρυφα τοιχώματα του κοιλώματος του εμβόλου μπορεί εύκολα να μεταβληθεί αλλάζοντας την προεξοχή εγχυτήρα (Injector Protrusion - IP) στο θάλαμο με την αντικατάσταση των ροδελών του εγχυτήρα (διαφορετικού πάχους). Επιπλέον, η θέση και η γεωμετρία της πρόσκρουσης της έγχυσης του καυσίμου στις κατακόρυφες επιφάνειες της κοιλότητας του εμβόλου είχε μεγάλο αντίκτυπο στην καύση και τις εκπομπές αερίων ρύπων, λόγω των αλλαγών που δημιουργεί στη διανομή των καυσίμων στο εσωτερικό της κοιλότητας του εμβόλου και την επιφάνεια διακένου (clearance area) του θαλάμου καύσης (Melas, 2003). Κατά συνέπεια, η IP άλλαξε κατά ± 0.5 mm από τη ρύθμιση του κατασκευαστή μέσω

αλλαγής των ροδελών που φέρουν οι εγχυτήρες και έγινε αξιολόγηση της μεταβολής αυτής ως προς της απόδοση και τους ρύπους του κινητήρα. Το ποσοστό αλλαγής του βάθους έγχυσης καθορίστηκε από το πάχος των μητρικών ροδελών που δεν ήταν αρκετό για να επιτρέψει μείωση του πάχους μεγαλύτερη του 0.5 mm.

Το κεφάλαιο αυτό έχει ως στόχο να μελετήσει πως απλές και χαμηλού κόστους ρυθμίσεις του κινητήρα (IT και IP) θα μπορούσαν να επηρεάσουν τον κινητήρα της δοκιμής όταν χρησιμοποιεί καύσιμα βασισμένα σε ηλιέλαιο, όσον αφορά τις επιδόσεις και τις εκπομπές αέριων ρύπων.

7.2 Επίδραση Χρονισμού Έγχυσης & Βάθους Έγχυσης στην απόδοση του κινητήρα

7.2.1 Εισαγωγή

Για να επιτευχθεί η αξιολόγηση των εναλλακτικών καυσίμων από την άποψη της απόδοσης του κινητήρα, διενεργήθηκε σύγκριση των τριών μιγμάτων ηλιελαίου/πετρελαίου κίνησης και του αμιγούς ηλιελαίου με το συμβατικό πετρέλαιο κίνησης, με βάση την παραγωγή ισχύος, ροπής, ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (BSFC) και της συνολικής θερμικής απόδοσης. Στα ακόλουθα διαγράμματα (Διάγραμμα 7-1, Διάγραμμα 7-2, Διάγραμμα 7-3, Διάγραμμα 7-4, Διάγραμμα 7-5 και Διάγραμμα 7-6) κάθε παράμετρος παρουσιάζεται σε εννέα (9) υποδιαγράμματα που δείχνουν τους 9 συνδυασμούς των τριών IT και των τριών IP για τα τρία μίγματα ηλιελαίου/πετρελαίου κίνησης και το αμιγές πετρέλαιο κίνησης. Έτσι, κάθε παράμετρος εμφανίζεται ως ποσοστό διαφοράς από την αντίστοιχη τιμή του καυσίμου αναφοράς.

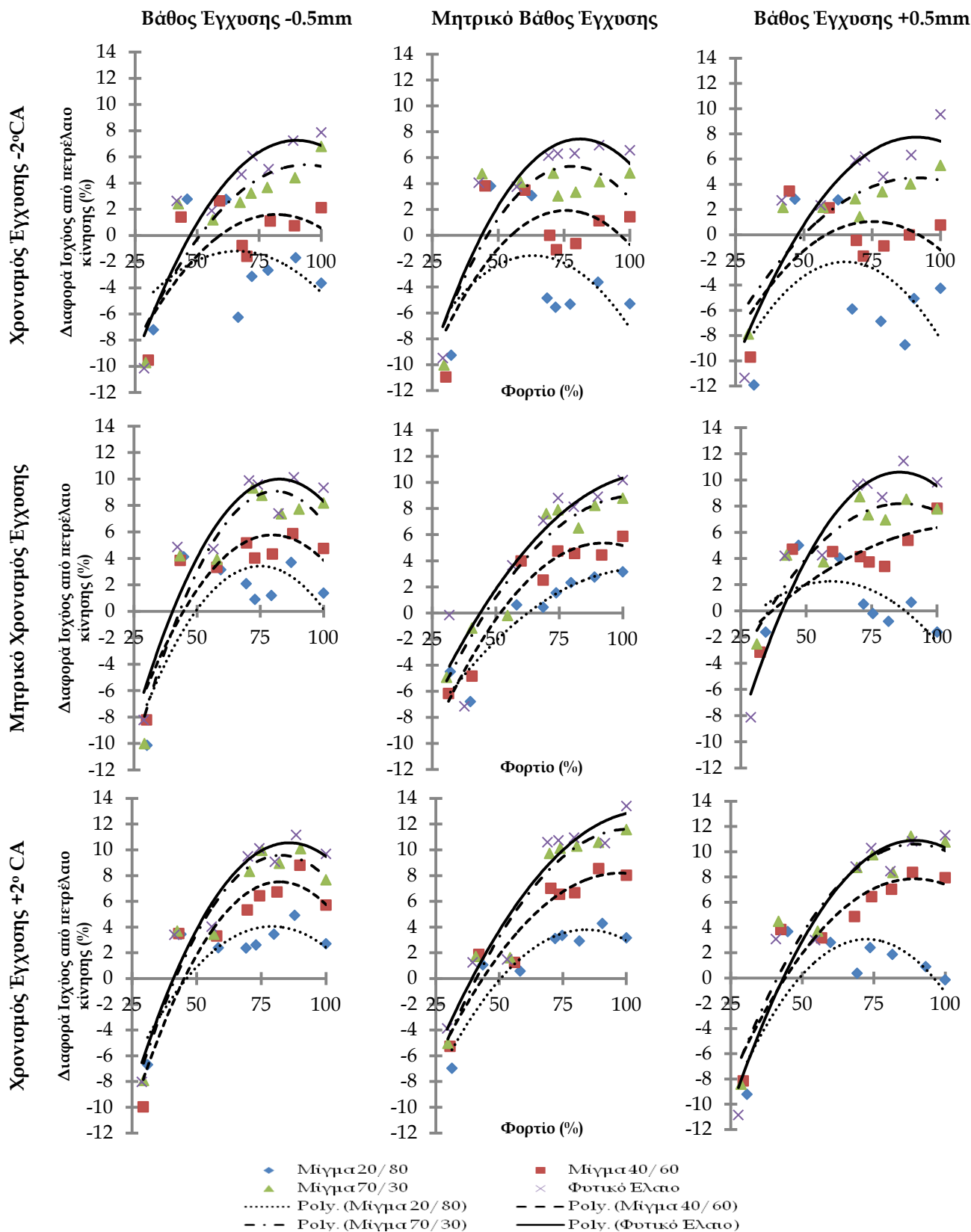
7.2.2 Ροπή & Ισχύς

Οι διακυμάνσεις της ισχύος και της ροπής του κινητήρα με τα εναλλακτικά καύσιμα παρουσιάζονται στο Διάγραμμα 7-1 και Διάγραμμα 7-2 αντίστοιχα. Στα διαγράμματα αυτά χρησιμοποιήθηκε η πολυωνυμική παρεμβολή (βλέπε Poly στην λεζάντα των διαγραμμάτων 7-1 και 7-2) ως γραμμή συσχέτισης (trendline) των σημείων του κάθε τύπου καυσίμου. Ο λόγος της επιλογής αυτής ήταν ότι από τις δυνατές επιλογές γραμμών συσχέτισης του προγράμματος Microsoft Excel, ο συντελεστής συσχέτισης R^2 της

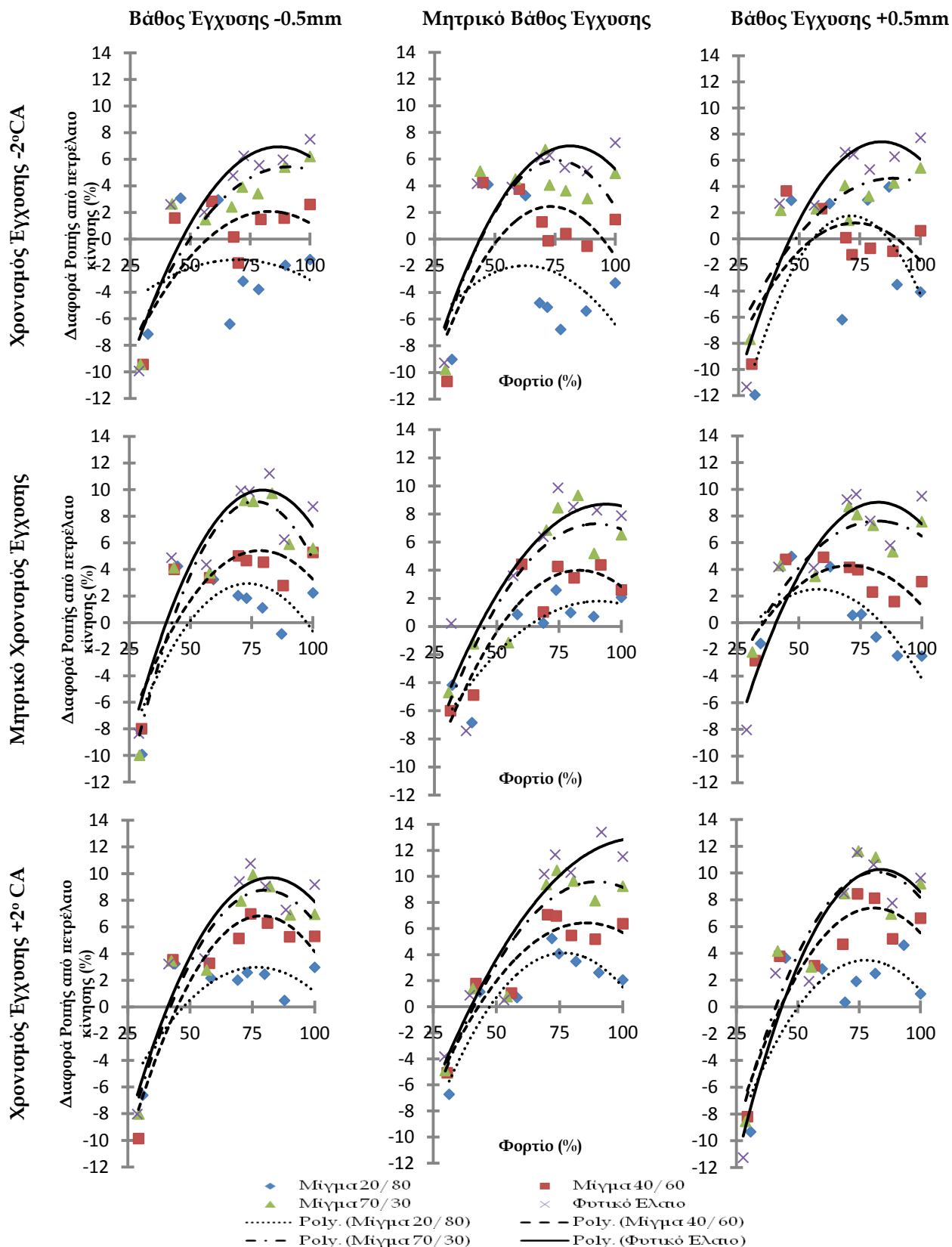
πολυωνυμικής παρεμβολής ήταν ο μεγαλύτερος. Έτσι, βάσει αυτής της γραμμής γίνεται φανερή η τάση μετατροπής της ισχύος και της ροπής με την αλλαγή του φορτίου για κάθε καύσιμο.

Μια γενική παρατήρηση από το σύνολο των 9 συνδυασμών IT-IP στο Διάγραμμα 7-1 και στο Διάγραμμα 7-2 είναι ότι όσο το περιεχόμενο σε ηλιέλαιο αυξάνονταν, η ροπή και η ισχύς αυξάνονταν επίσης. Αυτό θα μπορούσε να εξηγηθεί από την υψηλότερη πυκνότητα και ιξώδες και την περιεκτικότητα σε οξυγόνο του ηλιελαίου σε σύγκριση με το πετρέλαιο καύσης (Kalam et al., 2003). Ειδικότερα, η πυκνότητα είναι περίπου 13% υψηλότερη από το πετρέλαιο κίνησης και δεδομένου ότι το καύσιμο αποστέλλεται στο θάλαμο καύσης βάσει όγκου και όχι μάζας, η συνολική μάζα του καυσίμου που διοχετεύεται στους κυλίνδρους είναι μεγαλύτερη. Επιπλέον, το γεγονός ότι τα φυτικά έλαια περιέχουν οξυγόνο, βελτιώνει την καύση, με αποτέλεσμα να αυξάνεται η ροπή, όπως παρατηρήθηκε στη μελέτη αυτή. Ένας άλλος λόγος αύξησης της ισχύος και της ροπής του κινητήρα θα μπορούσε να είναι το υψηλότερο ιξώδες του ηλιελαίου που μειώνει τις εσωτερικές διαρροές στον κινητήρα με αποτέλεσμα την μείωση της ποσότητας του καυσίμου προς καύση και την μόλυνση του λιπαντικού ελαίου του κινητήρα (Wagner et al., 1984, Al-Widyan et al., 2002). Τέλος, αφού η καύση βελτιώνεται πάντα με υψηλά μίγματα αέρα/καυσίμου, καλό ψεκασμό και χαρακτηριστικά ψεκασμού (Venkanna et al., 2009), το ηλιέλαιο που είναι ακόρεστο έλαιο (Πίνακας 6-3), ενισχύει την ανάμειξη, λόγω των χαλαρών δεσμών μεταξύ των μορίων του (Puhan et al., 2010).

Σύμφωνα με τα παρακάτω διαγράμματα (Διάγραμμα 7-1 και Διάγραμμα 7-2), υπάρχουν οι διαφορές μεταξύ των 9 συνδυασμών IT-IP ήταν σημαντικές. Από την άποψη της αλλαγής IT, φάνηκε ότι ο προοδευμένος IT (IT+2 °CA) είχε αυξημένη ισχύ και ροπή για όλα τα καύσιμα ηλιελαίου σε σύγκριση με τον IT του κατασκευαστή (IT0), ενώ ο κινητήρας παρήγαγε πολύ μικρότερη ισχύ και ροπή με τον όψιμο IT (IT-2 °CA). Αυτό το φαινόμενο θα μπορούσε να εξηγηθεί από το γεγονός ότι η ρύθμιση IT+2 °CA του κινητήρα έδωσε περισσότερο χρόνο για να ολοκληρωθεί η καύση του, καθώς έχει πάντα υψηλότερη υστέρηση ανάφλεξης και ρυθμό καύσης (Nwafor et al., 2000).



Διάγραμμα 7-1 Σύγκριση παραγόμενης ισχύος των εναλλακτικών καυσίμων σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης για τις εννέα (9) διαφορετικές ρυθμίσεις κινητήρα



Διάγραμμα 7-2 Σύγκριση παραγόμενης ροπής των εναλλακτικών καυσίμων σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης για τις εννέα (9) διαφορετικές ρυθμίσεις κινητήρα

Επιπλέον, το ηλιέλαιο έχει ευεργετική επίδραση στη διαδικασία καύσης όταν είναι ελεγχόμενη ανάμειξης (mixing controlled) (Desantes et al., 1999), κάτι που φαίνεται να συμβαίνει σε αυτή τη μελέτη (Διάγραμμα 7-1 και Διάγραμμα 7-2), αφού ο κινητήρας είναι υπερτροφοδοτούμενος με υψηλή σχέση συμπίεσης (υψηλή θερμοκρασία και πίεση στο μίγμα αέρα/καυσίμου στον κύλινδρο) (Rakopoulos et al., 2011). Παρ' όλα αυτά, η επίδραση του περιεχομένου σε ηλιέλαιο ήταν μεγαλύτερη στην τελική παραγωγή ροπής από την ρύθμιση του ΙΤ, η οποία απεικονίζεται στην αυξημένη ισχύ και ροπή του κινητήρα σε όλα τα υπό δοκιμή καύσιμα, εκτός από το ΗΛ20. Στην περίπτωση αυτή, η επίδραση του προοδευμένου ΙΤ στην ισχύ και την ροπή του κινητήρα ήταν πολύ πιο σημαντική από την περιεκτικότητα σε ηλιέλαιο, η οποία φαίνεται από την μειωμένη ισχύ και ροπή σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης.

Το φαινόμενο αυτό δείχνει ότι ο προοδευμένος ΙΤ δεν επιτρέπει στα καύσιμα ηλιελαίου να καούν σωστά λόγω έλλειψης χρόνου, η οποία επιδεινώνεται στα καύσιμα με χαμηλή περιεκτικότητα σε ηλιέλαιο.

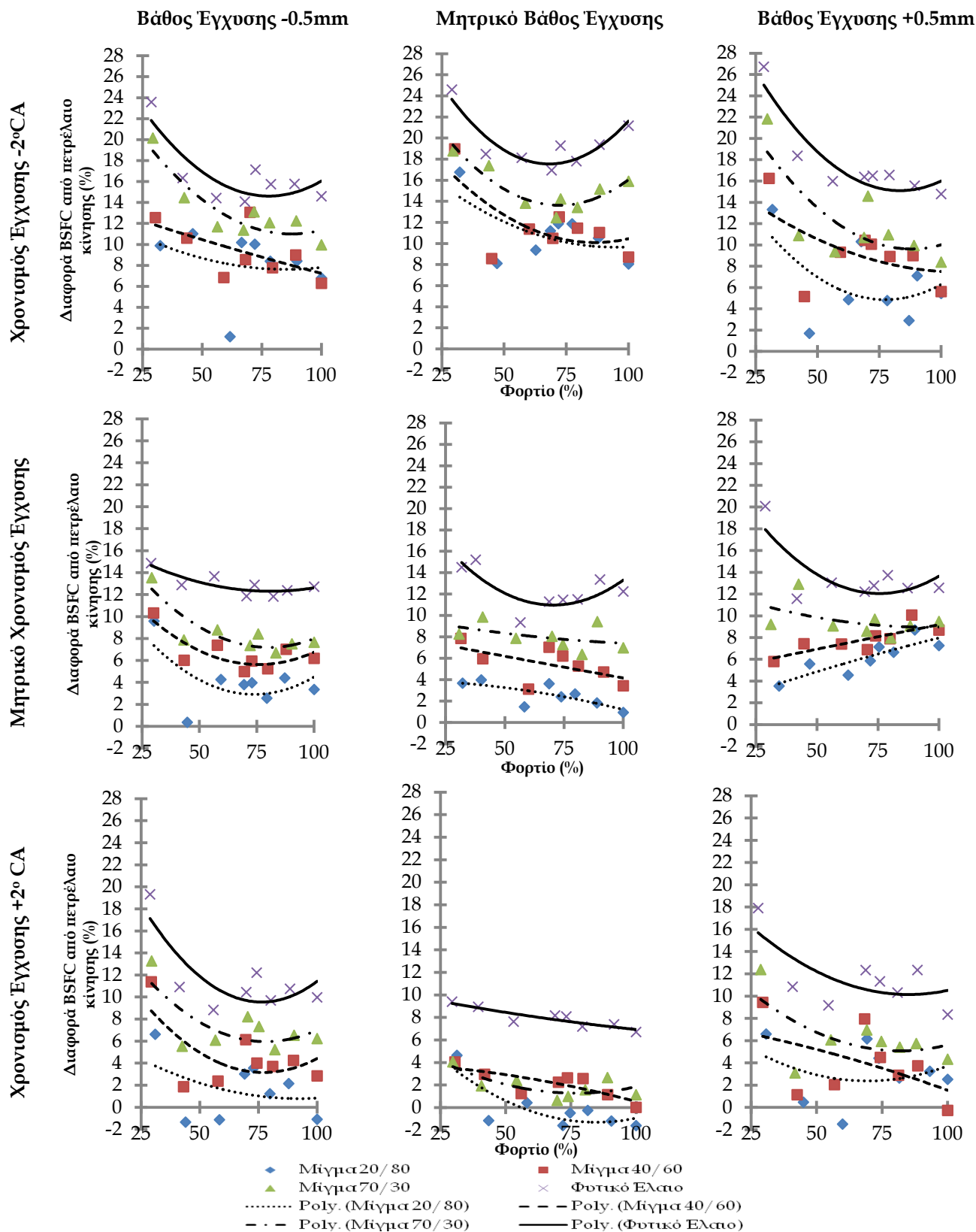
Όσον αφορά τον αντίκτυπο του ΙΡ στην παραγωγή ισχύος και ροπής, από το Διάγραμμα 7-1 και το Διάγραμμα 7-2 φαίνεται πως υπάρχει μια τάση της βαθιάς προεξοχής (ΙΡ-0.5 mm) να πλεονεκτεί στα καύσιμα χαμηλής περιεκτικότητας σε ηλιέλαιο (ΗΛ20 και ΗΛ40) και της ρηχής προεξοχής (ΙΡ+0.5 mm) να πλεονεκτεί στα καύσιμα υψηλής περιεκτικότητας σε ηλιέλαιο (ΗΛ70 και ΗΛ). Το αποτέλεσμα αυτό θα μπορούσε να εξηγηθεί από το γεγονός ότι το ηλιέλαιο έχει μεγαλύτερο μέγεθος σταγονιδίων, λόγω του υψηλού ιξώδους τους και εάν ο εγχυτήρας είχε στην ίδια προεξοχή, όπως με το πετρέλαιο κίνησης χρησιμοποιώντας την ίδια πίεση ψεκασμού, τότε το σημείο πρόσκρουσης στο τοίχωμα του κοιλώματος του εμβόλου θα ήταν σε χαμηλότερο σημείο λόγω της βαρύτητας. Ένα χαμηλότερο σημείο πρόσκρουσης θα αύξανε την διανομή του καυσίμου προς το πάτωμα του κοιλώματος του εμβόλου, προκαλώντας κακή ανάμειξη με τον αέρα, λόγω της έλλειψης αέρα κοντά στο κέντρο του θαλάμου καύσης (Zhu et al., 2004). Ως εκ τούτου, ο κινητήρας έχει καλύτερη ισχύ και ροπή με τη ρύθμιση ΙΡ+0.5mm με τα καύσιμα με υψηλή περιεκτικότητα σε ηλιέλαιο.

7.2.3 Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου (BSFC)

Το Διάγραμμα 7-3 δείχνει τις διακομάνσεις της BSFC του κινητήρα με τα εναλλακτικά καύσιμα. Στο διάγραμμα αυτό χρησιμοποιήθηκε η πολυωνυμική παρεμβολή (βλέπε Poly στην λεζάντα του διαγράμματος) για τους ίδιους λόγους που αναφέρθηκαν στο Διάγραμμα 7-1. Έτσι, γίνεται φανερή η τάση μετατροπής της BSFC με την αλλαγή του φορτίου για κάθε καύσιμο.

Η BSFC βρέθηκε να είναι σε όλες τις περιπτώσεις, εκτός από μία (συνδυασμός ΗΛ20/IT+2/IP0), υψηλότερη από το πετρέλαιο κίνησης (Διάγραμμα 7-3). Επίσης, φαίνεται ότι όσο αυξάνονταν η περιεκτικότητα σε ηλιέλαιο, η BSFC ήταν επίσης αυξημένη. Αυτή η αντίδραση θα μπορούσε να εξηγηθεί από την υψηλότερη πυκνότητα του καυσίμου, η οποία οδηγεί σε αυξημένη κατά βάρος κατανάλωση καυσίμου, λόγω της αυξημένης μάζας του καυσίμου για τον ίδιο όγκο έγχυσης από την αντλία καυσίμου. Επιπλέον, η χαμηλότερη θερμογόνος δύναμη μπορεί επίσης να αυξήσει την ογκομετρική κατανάλωση καυσίμου για να κρατήσει την παραγόμενη ενέργεια από τον κινητήρα σε παρόμοια επίπεδα (Fontaras et al., 2006, Agarwal and Agarwal, 2007). Στην περίπτωση του συνδυασμού ΗΛ20/IT+2/IP0, η BSFC ήταν χαμηλότερη από το πετρέλαιο κίνησης που αποδόθηκε στην υψηλότερη θερμική απόδοση (Διάγραμμα 7-4), δηλαδή, στην μικρότερη κατανάλωση καυσίμου για τους ίδιους περιορισμούς φορτίου (Rakopoulos et al., 2011).

Στο Διάγραμμα 7-3 φαίνεται πως ο αντίκτυπος του IT στην BSFC είχε μια σαφή τάση υπέρ της ρύθμισης IT+2 °CA, η οποία έδωσε σημαντικά μειωμένη BSFC σε σύγκριση με τη ρύθμιση IT0 και ακόμα περισσότερο από τη ρύθμιση IT-2 °CA. Αυτή η βελτίωση στην κατανάλωση καυσίμου θεωρήθηκε ότι οφείλεται στην αυξημένη διαθεσιμότητα χρόνου για τον αργό ρυθμό καύσης του ηλιελαίου (Nwafor et al., 2000).



Διάγραμμα 7-3 Σύγκριση Ειδικής Κατανάλωσης (BSFC) των εναλλακτικών καυσίμων σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης για τις εννέα (9) διαφορετικές ρυθμίσεις κινητήρα

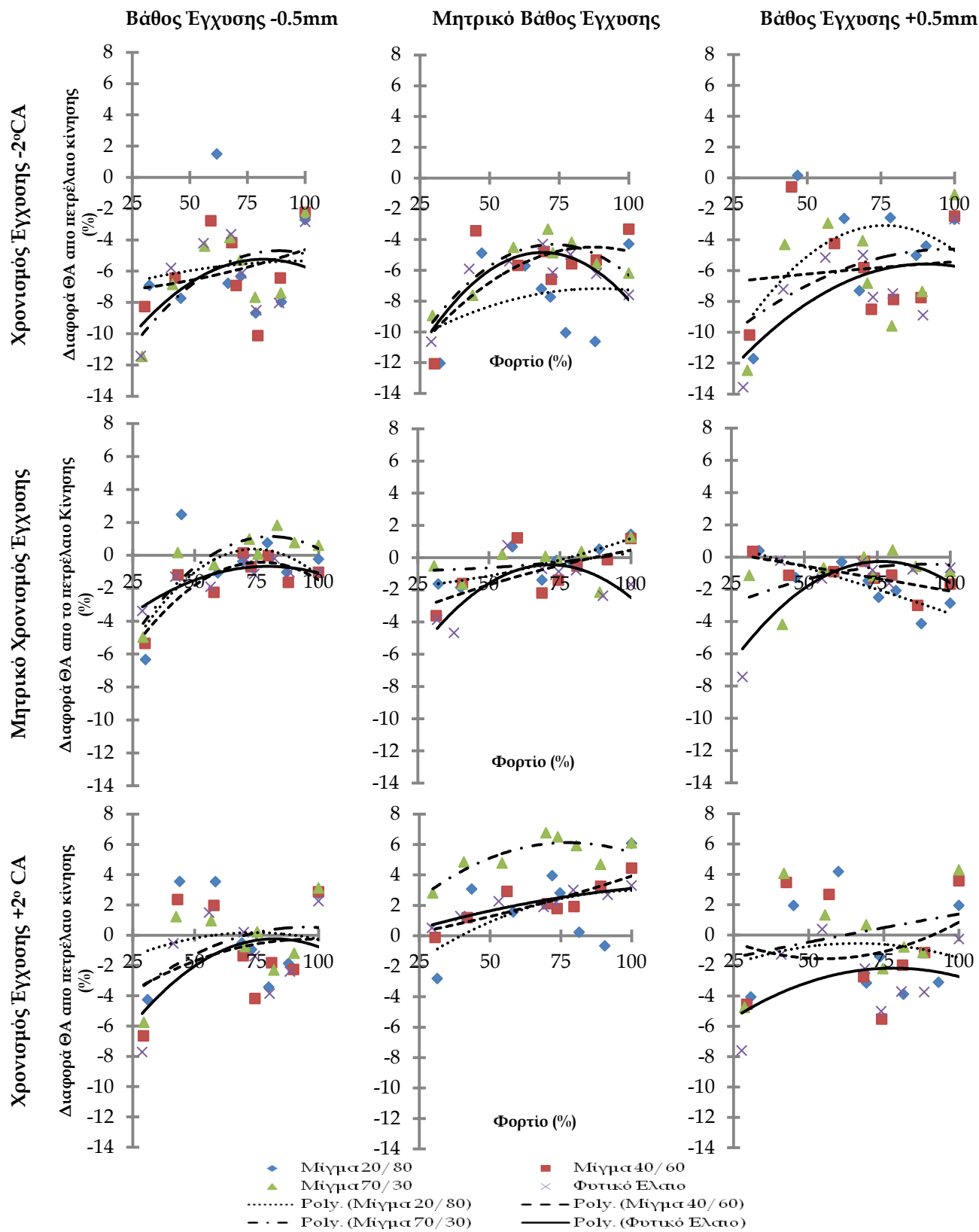
Από την άποψη της IP, οι επιπτώσεις στην BSFC ήταν ασαφής (Διάγραμμα 7-3). Η μικρότερη BSFC με τη ρύθμιση IT+2 °CA βρέθηκε με το IP0, το οποίο αποδεικνύει ότι ο αντίκτοπος του IT ήταν πολύ πιο σημαντική σε σύγκριση με το IP. Στην περίπτωση της ρύθμισης IT-2 °CA, η οποία έδωσε την χειρότερη BSFC σε όλους τους τύπους καυσίμου, το καλύτερο IP ήταν το IP+0.5mm. Η έγχυση του καυσίμου εκτελέστηκε 2 °CA μετά το TDC και το σημείο πρόσκρουσης του καυσίμου στον τοίχο του εμβόλου ήταν στο υψηλότερο σημείο όλων των συνδυασμών. Ως εκ τούτου, τα σταγονίδια καυσίμου διανεμήθηκαν στο πάνω μέρος του θαλάμου καύσης κοντά στην κεφαλή, που επιτρέπει την εκμετάλλευση του αέρα σε αυτό το μέρος του θαλάμου και εξουδετερώνει εν μέρει τον χαμένο χρόνο για τη διαδικασία της καύσης λόγω του καθυστερημένου IT.

Τέλος, στο Διάγραμμα 7-3 φαίνεται πως όταν ο κινητήρας λειτουργεί με IT0, φάνηκε ότι στα καύσιμα με χαμηλή περιεκτικότητα σε ηλιέλαιο (ΗΛ20 και ΗΛ40) επικράτησε το IP0, ενώ στα καύσιμα με υψηλή περιεκτικότητα σε ηλιέλαιο (ΗΛ70 και ΗΛ), το IP-0.5 mm έδωσε την μικρότερη BSFC.

7.2.4 Θερμική Απόδοση (ΘΑ)

Στο Διάγραμμα 7-4 απεικονίζεται η διαφορά θερμική απόδοσης (ΘΑ) του κινητήρα με τους 36 συνδυασμούς Καυσίμου-IT-IP από το συμβατικό πετρέλαιο κίνησης. Στο διάγραμμα αυτό χρησιμοποιήθηκε η πολυωνυμική παρεμβολή (βλέπε Poly στην λεζάντα του διαγράμματος) για τους ίδιους λόγους που αναφέρθηκαν στο Διάγραμμα 7-1. Έτσι, γίνεται φανερή η τάση μετατροπής της ΘΑ με την αλλαγή του φορτίου για κάθε καύσιμο.

Είναι αξιοσημείωτο ότι στις περισσότερες περιπτώσεις, η ΘΑ ήταν χαμηλότερη από το πετρέλαιο κίνησης (Διάγραμμα 7-4). Από την άλλη πλευρά, η μείωση αυτή έφτανε έως και 6,5%, το οποίο κράτησε την ΘΑ σε αποδεκτά επίπεδα για κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης. Ο λόγος της μείωσης αυτής ήταν ότι ακόμα και αν η δυναμομετρημένη ισχύς αυξήθηκε με το μεγαλύτερο μέρος των συνδυασμών (αριθμητής), υπήρξε ταυτόχρονη αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου (παρονομαστής), η οποία είχε πιο σημαντική επίδραση στο τελικό αποτέλεσμα της ΘΑ.



Διάγραμμα 7-4 Σύγκριση παραγόμενης Θερμικής Απόδοσης (ΘΑ) των εναλλακτικών καυσίμων σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης για τις εννέα (9) διαφορετικές ρυθμίσεις κινητήρα

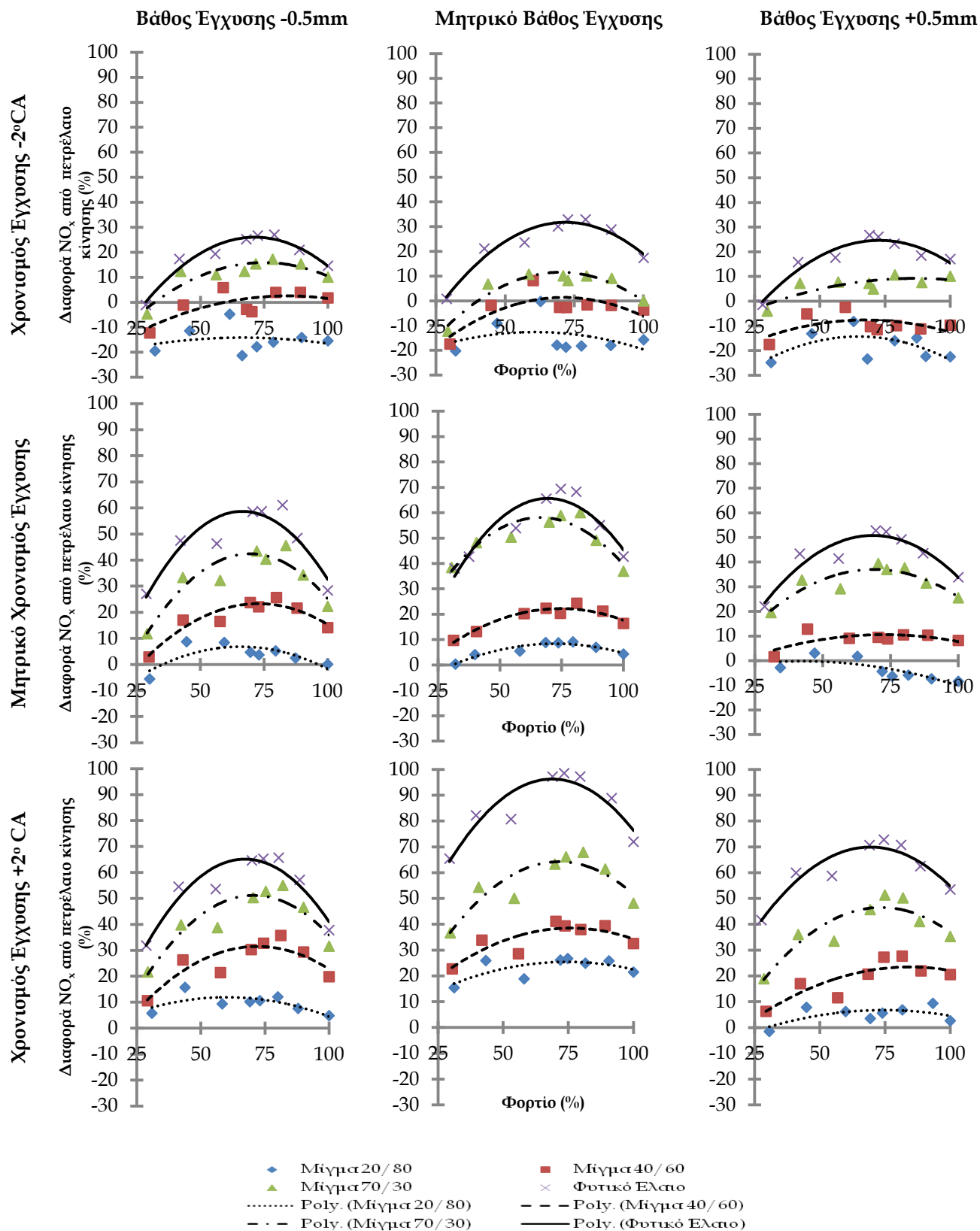
Ωστόσο, αξίζει να σημειωθεί ότι όλοι οι συνδυασμοί με IT+2 °CA έδωσαν τα καλύτερη ΘΑ, η οποία οφείλεται στην αύξηση της παραγωγής ενέργειας σε συνδυασμό με την χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου (Διάγραμμα 7-4). Ειδικότερα, ο συνδυασμός IT+2/IP0, με όλους τους τύπους καυσίμων, έδωσε αύξηση ΘΑ μεταξύ 2.5 - 4.5%.

7.3 Επίδραση Χρονισμού Έγχυσης & Βάθους Έγχυσης στους Αέριους Ρύπους

7.3.1 Όξειδια του Αζώτου (NO_x)

Το Διάγραμμα 7-5 παρουσιάζει την διαφορά των εκπομπών NO_x των 36 συνδυασμών καυσίμου-IT-IP από το συμβατικό πετρέλαιο κίνησης. Στο διάγραμμα αυτό χρησιμοποιήθηκε η πολυωνυμική παρεμβολή (βλέπε Poly στην λεζάντα του διαγράμματος) για τους ίδιους λόγους που αναφέρθηκαν στο Διάγραμμα 7-1. Έτσι, γίνεται φανερή η τάση μετατροπής των εκπομπών NO_x με την αλλαγή του φορτίου για κάθε καύσιμο.

Από το Διάγραμμα 7-5 φαίνεται ότι η εισαγωγή του ηλιελαίου στο καύσιμο του κινητήρα είχε σημαντική επίδραση στο επίπεδο εκπομπών NO_x. Πρέπει να τονιστεί ότι ο κύριος παράγοντας αύξησης των εκπομπών NO_x είναι η αυξημένη θερμοκρασία στον θάλαμο καύσης (Heywood, 1988). Επιπλέον, τα καύσιμα με χαμηλό αριθμό κετανίου (στην προκειμένη περίπτωση το ηλιέλαιο), ήταν αναμενόμενο να παράγει υψηλότερα επίπεδα NO_x, λόγω των υψηλότερης υστέρησης ανάφλεξης που δημιουργεί μακρύτερη προαναμεμειγμένη καύση (premixed combustion), η οποία είναι η κύρια φάση της παραγωγής NO_x (Rakopoulos et al., 2006b). Το γεγονός ότι ο κινητήρας υπό δοκιμή παρουσιάζει πολύ υψηλή αναλογία αέρα/καυσίμου προσθέτει στη προσαύξηση των NO_x, που οφείλεται στο διαθέσιμο πλεονάζων O₂ για χημική αντίδραση με το ατμοσφαιρικό N. Καθώς το ποσοστό του ηλιελαίου αυξάνονταν, οι εκπομπές NO_x αυξάνονταν εξίσου.



Διάγραμμα 7-5 Σύγκριση εκπομπών NO_x των εναλλακτικών καυσίμων σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης για τις εννέα (9) διαφορετικές ρυθμίσεις κινητήρα

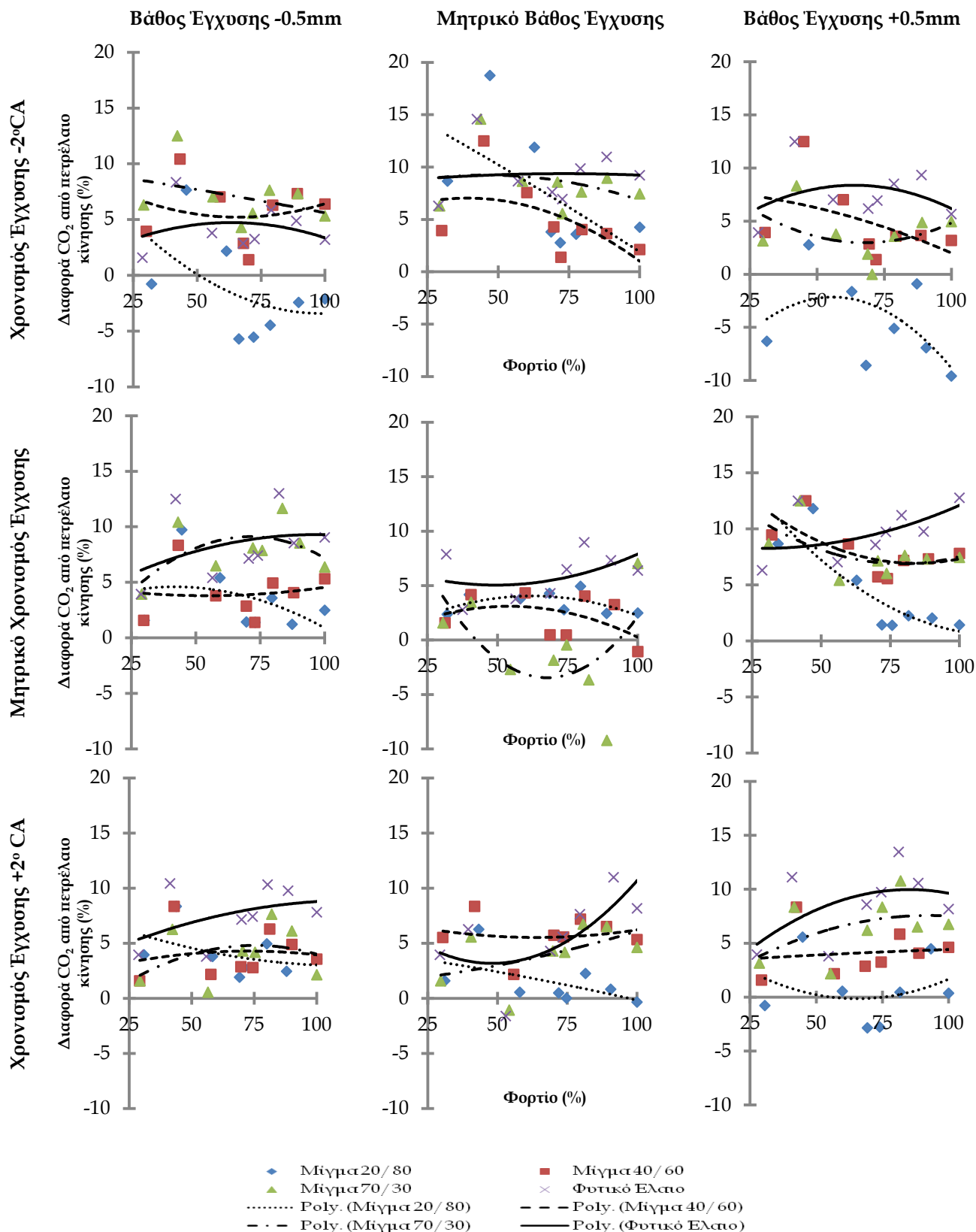
Ωστόσο, υπήρξε ένα αξιοσημείωτο φαινόμενο στην περίπτωση του καυσίμου ΗΛ20, όπου οι τιμές NO_x ήταν χαμηλότερες ή πολύ κοντά στις αντίστοιχες του πετρελαίου κίνησης (Διάγραμμα 7-5). Φαίνεται ότι ο συνδυασμός του πετρελαίου κίνησης με το ηλιέλαιο μειώνει τη θερμοκρασία καύσης και οδήγησε σε μειωμένα επίπεδα NO_x . Αυτό μπορεί να συνέβη λόγω κακής μίξης του καυσίμου με τον αέρα που παράγει ατελή καύση χαμηλότερης θερμοκρασίας. Ένδειξη αυτής της ατελούς καύσης ήταν η πολύ χαμηλή απελευθέρωση ισχύος και ροπής (βλέπε Διάγραμμα 7-1 και Διάγραμμα 7-2) σε συνδυασμό με την πολύ υψηλή κατανάλωση καυσίμου (βλέπε Διάγραμμα 7-3).

Στο Διάγραμμα 7-5 φαίνεται ότι η επίδραση του ΙΤ στην παραγωγή NO_x είχε μια σαφή τάση. Ο προοδευμένος χρονισμός (ΙΤ+2 °CA) έδωσε την υψηλότερη τιμή NO_x , ενώ ο υστερημένος χρονισμός (ΙΤ-2 °CA) δίνει τις χαμηλότερες τιμές. Όπως προαναφέρθηκε, ο προοδευμένος χρονισμός προκαλεί καλύτερη καύση, η οποία συνοδεύεται πάντα από υψηλότερη θερμοκρασία καύσης, με αποτέλεσμα την αύξηση των NO_x . Το αντίθετο φαινόμενο αποδείχθηκε στην περίπτωση του υστερημένου ΙΤ.

Από άποψη του ΙΡ, θεωρήθηκε ότι στις περισσότερες περιπτώσεις το ΙΡ0 είχε τα υψηλότερα επίπεδα εκπομπών NO_x , η οποία δείχνει ότι ο ΙΤ είχε πιο σημαντικό ρόλο στην παραγωγή των εκπομπών NO_x (Διάγραμμα 7-5). Ωστόσο, το ΙΡ+0.5 mm παράγει τις χαμηλότερες τιμές NO_x με τα καύσιμα με χαμηλή περιεκτικότητα σε ηλιέλαιο (ΗΛ20 και ΗΛ40), ενώ το ΙΡ-0.5 mm έδωσε τις μικρότερες εκπομπές NO_x με τα καύσιμα με υψηλή περιεκτικότητα σε ηλιέλαιο (ΗΛ70 και ΗΛ). Οι ρυθμίσεις αυτές έδειξαν να προκαλούν πιο ατελή καύση (χαμηλότερη θερμοκρασία καύσης), η οποία συνοδεύτηκε από μείωση των NO_x .

7.3.2 Διοξείδιο του Άνθρακα (CO_2)

Στο Διάγραμμα 7-6 παρουσιάζει τις εκπομπές CO_2 που παράγονται από τα καύσιμα ηλιελαίου σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης.



Διάγραμμα 7-6 Σύγκριση εκπομπών CO₂ των εναλλακτικών καυσίμων σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης για τις εννέα (9) διαφορετικές ρυθμίσεις κινητήρα

Στο διάγραμμα αυτό χρησιμοποιήθηκε η πολυωνυμική παρεμβολή (βλέπε Poly στην λεζάντα του διαγράμματος) για τους ίδιους λόγους που αναφέρθηκαν στο Διάγραμμα 7-1. Έτσι, γίνεται φανερή η τάση μετατροπής των εκπομπών CO₂ με την αλλαγή του φορτίου για κάθε καύσιμο.

Σε γενικές γραμμές στο Διάγραμμα 7-6 φαίνεται πως, με λίγες εξαιρέσεις, οι εκπομπές CO₂ αυξήθηκαν σε σύγκριση με το πετρέλαιο. Αυτό αποτελεί ένδειξη βελτίωσης της καύσης, πολύ πιθανόν λόγω της περιεκτικότητας του ηλιελαίου σε οξυγόνο (Kalam et al., 2003), της σχετικά καλύτερης ποιότητας έγχυσης και στο πιο ομοιόμορφο μείγμα με τον αέρα που προκαλούν αυτά τα καύσιμα (Altin et al., 2001).

Μπορεί να παρατηρηθεί ότι η υψηλή περιεκτικότητα σε ηλιέλαιο στο καύσιμο είχε την τάση να αυξάνει τις εκπομπές CO₂. Υπήρξε μια μοναδική περίπτωση (ΗΛ20/ΙΤ-2/ΙΡ+0.5), όπου οι εκπομπές CO₂ ήταν πολύ χαμηλότερη από το πετρέλαιο κίνησης, που θα μπορούσε να αποδοθεί σε πολύ χαμηλή ποιότητα καύσης, όπως φαίνεται από την χαμηλή απελευθέρωση ισχύος και ροπής (Διάγραμμα 7-1 και Διάγραμμα 7-2), την χαμηλή θερμική απόδοση (Διάγραμμα 7-4) και τα επίπεδα NO_x (Διάγραμμα 7-5). Από την άποψη του ΙΤ και του ΙΡ, δεν υπήρχαν ορισμένες τάσεις που ακολούθησαν οι εκπομπές CO₂.

7.4 Συμπεράσματα

Η διερεύνηση της ταυτόχρονης αλλαγής του χρονισμού και το βάθους έγχυσης στο κινητήρα είχε τα εξής αποτελέσματα:

- Η αύξηση του ποσοστού του ηλιελαίου έδωσε αύξηση ισχύος και ροπής, BSFC και NO_x.
- Η αύξηση του φορτίου είχε ως αποτέλεσμα τα καύσιμα ηλιελαίου να δώσουν μεγαλύτερες τιμές ισχύος, ροπής, BSFC και NO_x, λόγω της χαμηλότερης ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα που ευνοεί το ηλιέλαιο που έχει υψηλότερη υστέρηση ανάφλεξης.
- Ο πρώιμος χρονισμός έγχυσης παρουσίασε βελτιωμένη ισχύς και ροπή, μειωμένη BSFC και ως αποτέλεσμα αυξημένη θερμική απόδοση.

- Ο πρώτος χρονισμός έγχυσης αύξησε σημαντικά τις εκπομπές NO_x.
- Ο όψιμος χρονισμός έγχυσης μείωσε σημαντικά τις εκπομπές NO_x.
- Η βαθύτερη έγχυσης προκάλεσε αυξημένη ροπή στα καύσιμα χαμηλής περιεκτικότητας σε ηλιέλαιο, ενώ η ρηχή έγχυση αύξησε την ροπή στρέψης στα καύσιμα υψηλής περιεκτικότητας σε ηλιέλαιο.
- Γενικά, το βάθος έγχυσης έδωσε ασαφή αποτελέσματα χωρίς συγκεκριμένες τάσεις σε πολλές περιπτώσεις, λόγω της αλληλεπίδρασης της παραμέτρου αυτής με την μεταβολή του χρονισμού έγχυσης, η οποία είχε πιο σημαντική επίδραση στη συμπεριφορά του κινητήρα.

Κεφάλαιο 8:

Ανάλυση Κύκλου Ζωής Ηλιελαίου

8 Ανάλυση Κύκλου Ζωής Ηλιελαίου

8.1 Εισαγωγή

Η περίπτωση παραγωγής και απευθείας χρήση εντός μιας γεωργικής εκμετάλλευσης αποτελεί αειφόρο λύση με οφέλη ενεργειακά, οικονομικά και περιβαλλοντικά (Grau et al., 2010). Η ιδέα της ενεργειακής αυτάρκειας των εκμεταλλεύσεων έχει διερευνηθεί από τις αρχές του 1980 (McIntosh et al., 1984, Farsaie et al., 1985). Όμως, οι χαμηλές τιμές του πετρελαίου, μαζί με την έλλειψη περιβαλλοντικής ευαισθησίας, κράτησαν τέτοιες σκέψεις στο συρτάρι. Σήμερα όμως, ένα σενάριο τέτοιου τύπου γίνεται πιο ελκυστικό, διότι καλύπτονται οι καλλιεργητικές ενεργειακές ανάγκες με ταυτόχρονη ελαχιστοποίηση της εξάρτησης του γεωργού από την διαθεσιμότητα και τις τιμές πετρελαίου, με αποτέλεσμα να εξυπηρετείται η αυτάρκεια ιδιαιτέρως εκμεταλλεύσεων σε απομακρυσμένες περιοχές και να προστατεύεται το γεωργικό εισόδημα.

Για να επιβεβαιωθούν τα οφέλη της χρήσης των αμιγών φυτικών ελαίων (ΑΦΕ) σε γεωργικές εκμεταλλεύσεις, επιβάλλεται να γίνεται ολική ανάλυση κύκλου ζωής (ΑΚΖ) περιλαμβάνοντας τις άμεσες και έμμεσες (επίσης εμφανίζονται ως κρυφές) ενεργειακές και περιβαλλοντικές επιδράσεις.

Στο κεφάλαιο αυτό, έγινε ολική ΑΚΖ στην παραγωγή και χρήση του επιλεγμένου από τα προηγούμενα κεφάλαια φυτικού ελαίου, του ηλιελαίου. Έγινε επικέντρωση στις μη-ανανεώσιμες ενεργειακές απαιτήσεις και τα εκπεμπόμενα αέρια του θερμοκηπίου (Greenhouse Gases - GHGs) μιας εκμετάλλευσης που παράγει και καταναλώνει ηλιέλαιο ως καύσιμο.

8.2 Μοντελοποίηση κύκλου ζωής ηλιελαίου από τρεις ελληνικές γεωργικές εκμεταλλεύσεις

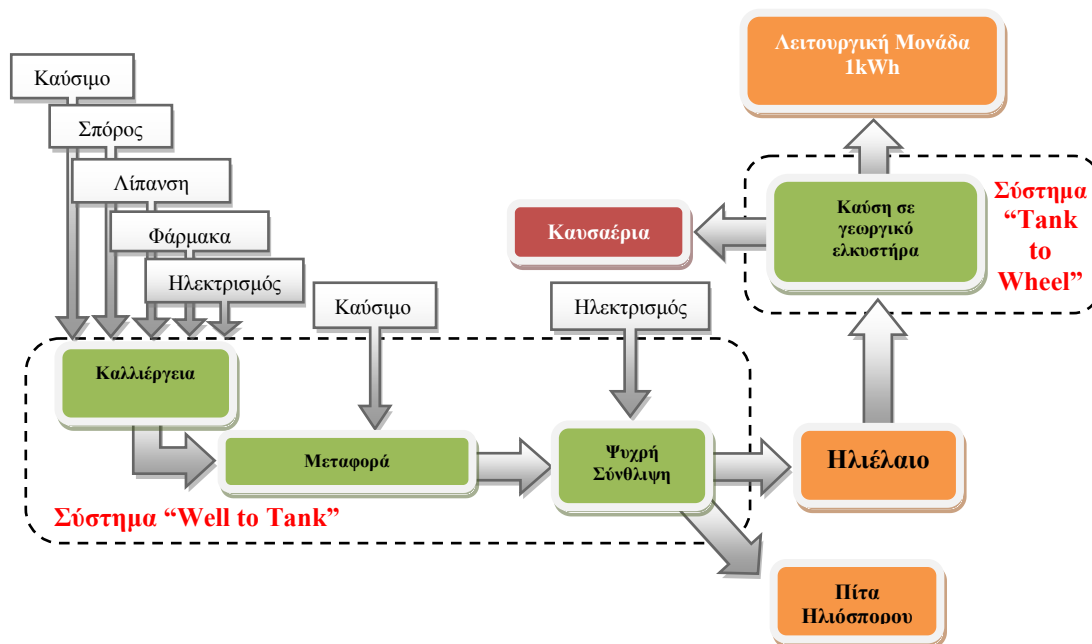
8.2.1 Στόχος

Σε αυτό το κεφάλαιο έγινε ολική ΑΚΖ (Well-to-Wheels) τριών αποκεντρωμένων γεωργικών εκμεταλλεύσεων στην Ελλάδα. Το ηλιέλαιο παράγονταν και καταναλώνονταν εντός της εκμετάλλευσης ή εντός ενός τοπικού συνεταιρισμού. Στόχος είναι να υπολογισθούν η πρωτογενής κατανάλωση μη-ανανεώσιμης ενέργειας και η παραγωγή

GHGs από την παραγωγή του ηλιελαίου στον αγρό και την κατανάλωσή του σε ένα γεωργικό ελκυστήρα. Οι τιμές που προέκυψαν, συγκρίθηκαν με τις αντίστοιχες που αφορούν την χρήση του παραδοσιακού πετρελαίου κίνησης και υπολογίστηκαν τα ενεργειακά κέρδη και τα αποφευχθέντα GHGs όταν χρησιμοποιείται το ηλιέλαιο αντί πετρελαίου.

8.2.2 Γεωργική εκμετάλλευση ηλιάνθου

Ο ηλιάνθος είναι μια καλλιέργεια που παράγει ελαιούχους σπόρους, που συνήθως μετά από μηχανική έκθλιψη ή χημική επεξεργασία ή και τα δύο παράγει ηλιέλαιο. Κύρια χρήση του ελαίου είναι η διατροφή, ενώ πρόσφατα χρησιμοποιείται για παραγωγή βιοντίζελ ή ΑΦΕ. Παράγεται κυρίως στη βόρεια Ελλάδα, λόγω των υψηλών βροχοπτώσεων, με παραγωγή που κυμαίνεται από 1.5 - 2.5 t/ha χωρίς άρδευση (Kallivroussis et al., 2002). Όμως, έχει αποδείξει ότι ο ηλιάνθος μπορεί να καλλιεργηθεί και στη νότια Ελλάδα, αλλά με την υποχρέωση της άρδευσης εξαιτίας της μειωμένης βροχόπτωσης (Γερονικολού, 2004, Ζουμπανιώτης, 2006, Μπαλαφούτης et al., 2007, Τσιάνος, 2008). Η παραγωγή σπόρου σε αυτές τις περιοχές κυμαίνεται μεταξύ 3 - 6 t/ha, λόγω της μεγαλύτερης ηλιοφάνειας και της παράλληλης άρδευσης.



Διάγραμμα 8-1 Διάγραμμα ροής της αλυσίδας κύκλου ζωής παραγωγής και κατανάλωσης ηλιελαίου (Well to Wheel)

Οι τρεις γεωργικές εκμεταλλεύσεις που εξετάζονται σε αυτή τη διατριβή είναι από το βορρά έως το νότο (Ορεστιάδα Έβρου, Παλαμάς Καρδίτσας, Λυγαριά Φθιώτιδας) για να καλύψουν όλες τις πιθανές περιπτώσεις στον Ελλαδικό χώρο. Τα κύρια στάδια της παραγωγής και χρήσης του ηλιελαίου εντός της εκμετάλλευσης φαίνονται στο Διάγραμμα 8-1.

8.2.3 Μη ανανεώσιμες ενεργειακές απαιτήσεις

Η ενεργειακή ανάλυση του κύκλου ζωής επικεντρώνεται στην ποσοτικοποίηση της εξάντλησης των ενεργειακών πόρων βάσει της πρωτογενούς ενέργειας (ενέργεια που είναι ενσωματωμένη σε φυσικούς πόρους, όπως ο άνθρακας, το αργό πετρέλαιο, το ουράνιο, ή η βιομάζα), που δεν έχει υποστεί καμία ανθρωπογενή μετατροπή ή μετασχηματισμό. Ως εκ τούτου, οι πρωτογενής τιμές ενέργειας είναι ένας δείκτης της διαθεσιμότητας ενεργειακών πόρων που εμμέσως λαμβάνουν υπόψη την ποιότητα της ενέργειας. Η πρωτογενής ενέργεια αντιπροσωπεύει το σωρευτικό ενεργειακό περιεχόμενο του συνόλου των πόρων (ορυκτών και μη ορυκτών καυσίμων) που προέρχονται από το περιβάλλον ή, με άλλα λόγια, είναι το άθροισμα της τελικής ενέργειας συμπεριλαμβανομένων όλων των απωλειών κατά τη μετατροπή.

Στις μελέτες ανάλυσης συστημάτων βιο-ενέργειας, είναι σημαντικό να γίνει διάκριση μεταξύ ορυκτών και μη ορυκτών ενεργειακών εισροών, επειδή πρέπει να γίνεται η σύγκριση μεταξύ των πρωτογενών ορυκτών ενεργειακών απαιτήσεων σε όλη τη διάρκεια του κύκλου ζωής των βιοκαυσίμων ($E_{in,fossil,prim}$) και του τελικού ενεργειακού περιεχομένου των βιοκαυσίμων (FEC) για να αξιολογηθεί η συνολική απόδοση των βιοκαυσίμων και τα οφέλη της αντικατάστασης των ορυκτών καυσίμων. Στη βιβλιογραφία περί ενεργειακής ανάλυσης και ΑΚΖ υπάρχει έλλειψη συναίνεσης όσον αφορά τον ορισμό (και την ονομασία) των δεικτών ενεργειακής απόδοσης που πρέπει να χρησιμοποιούνται στις ΑΚΖ και, ιδίως, που να χαρακτηρίζει τις ενεργειακές απαιτήσεις των συστημάτων ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Έχουν χρησιμοποιηθεί διάφοροι δείκτες, συχνά με την ίδια έννοια, αλλά διαφορετικούς, μερικές φορές αντίστροφους, ορισμούς. Παραδείγματα είναι η συνολική ενεργειακή αποδοτικότητα (overall energy efficiency), το συνολικό ενεργειακό ισοζύγιο

(overall energy balance), η αθροιστική ενεργειακή ζήτηση (cumulative energy demand), οι ακαθάριστες ενεργειακές απαιτήσεις (gross energy requirements), οι καθαρές ενεργειακές απαιτήσεις (net energy requirements) και τέλος η απόδοση ανανεώσιμης ενέργειας (energy renewability efficiency) (Malça and Freire, 2006).

Για τη διατριβή αυτή, επιλέχθηκε ο όρος των ενεργειακών απαιτήσεων (Energy Requirements - E_{req}), που αντιπροσωπεύει τη μη-ανανεώσιμη πρωτογενή ενέργεια ανά μονάδα παραγόμενης ενέργειας (Mortimer et al., 2003), όπως φαίνεται στην εξίσωση 8.1.

$$E_{req} = \frac{E_{in,fossil,prim}}{FEC} \quad (8.1)$$

Σύμφωνα με τον παραπάνω ορισμό της E_{req} , αν η E_{req} είναι μεγαλύτερη από 1, το καύσιμο είναι μη ανανεώσιμο, διότι η ενέργεια που απαιτείται για την παραγωγή του καυσίμου είναι περισσότερη από την ενέργεια που περιέχεται στο τελικό προϊόν. Τα βιοκαύσιμα με E_{req} μικρότερη από 1 μπορούν να θεωρηθούν ως (μερικώς) ανανεώσιμες πηγές. Θεωρητικά, ένα απολύτως ανανεώσιμο καύσιμο δεν θα είχε συμμετοχή ορυκτών καυσίμων στην παραγωγή του και, κατά συνέπεια, η E_{req} του θα ήταν μηδενική.

8.2.4 Εκτίμηση εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου (GHGs)

Υπάρχουν διάφορα GHGs που συμβάλλουν στην υπερθέρμανση του πλανήτη. Παρόλα αυτά, σε αυτή τη διατριβή λαμβάνονται υπόψη μόνο το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2), το μεθάνιο (CH_4) και το νιτρώδες οξείδιο (N_2O), καθώς είναι πιο σχετικά με την παραγωγή βιοκαυσίμων και επίσης τα υπόλοιπα αέρια είναι σε μειωμένες ποσότητες (Malça and Freire, 2006). Σύμφωνα με την μεθοδολογία αξιολόγησης των επιπτώσεων του κύκλου ζωής (Life Cycle Impact Assessment - LCIA), όλα τα GHGs παρουσιάζονται σε χιλιόγραμμα ισοδυναμίου CO_2 , με το αντίστοιχο δυναμικό θέρμανσης του πλανήτη για έναν ορίζοντα 100 ετών να είναι $\text{CO}_2 = 1$, $\text{CH}_4 = 25$ και $\text{N}_2\text{O} = 298$ (IPCC, 2007). Ο συγκεκριμένος χρονικός ορίζοντας επιλέχθηκε ως ο πιο συχνά χρησιμοποιούμενος ορίζοντας για την εκτίμηση της πιθανότητας υπερθέρμανσης του πλανήτη (Global Warming Potential - GWP), λαμβάνοντας υπόψη τις βραχυπρόθεσμες έως μεσοπρόθεσμες επιπτώσεις αυτής της υπόθεσης εργασίας όσον αφορά την υπερθέρμανση του πλανήτη.

Διενεργήθηκε μια πλήρης ανάλυση κύκλου ζωής (Well-to-Wheels) με επίκεντρο τον υπολογισμό των μη-ανανεώσιμων ενεργειακών απαιτήσεων και των εκπομπών GHGs για την παραγωγή και χρήση ως καύσιμου του αμιγούς ηλιελαίου και μιγμάτων αυτού με πετρέλαιο κίνησης. Η αξιολόγηση διαιρέθηκε σε δύο μέρη: το στάδιο της παραγωγής του ελαίου (Well-to-Tank) και το στάδιο της χρήσης του ως καύσιμου (Tank-to-Wheel), οι οποίες παρουσιάζονται στις ακόλουθες ενότητες.

8.3 Ανάλυση κύκλου ζωής Well-to-Tank

8.3.1 Εισερχόμενα και εξερχόμενα παραγωγής ηλιελαίου

Οι γεωργικές και βιομηχανικές εισροές και εκροές από τις τρεις γεωργικές εκμεταλλεύσεις ηλιάνθου φαίνονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 8-1), ανά εκτάριο (ha) γεωργικής γης και ανά τόνο (t) παραγόμενου ηλιελαίου.

Πίνακας 8-1 Γεωργικά και βιομηχανικά εισερχόμενα και εξερχόμενα στις τρεις γεωργικές εκμεταλλεύσεις

		Ορεσιτιάδα Έβρου		Παλαμάς Καρδίτσας		Λυγαριά Φθιώτιδας		
		Ανά εκτάριο	Ανά τόνο ηλιελαίου	Ανά εκτάριο	Ανά τόνο ηλιελαίου	Ανά εκτάριο	Ανά τόνο ηλιελαίου	
Εισροές	#1 Καλλιέργεια							
	Σπόρος	kg	3.5	4.74	4	2.32	4	2.67
	Έδαφος	ha	1	1.35	1	0.58	1	0.67
	Λίπανση N	kg	60	81.3	100	57.99	0	0
	Λίπανση P ₂ O ₅	kg	30	40.65	100	57.99	200	133.55
	Λίπανση K ₂ O	kg	0	0	200	115.98	0	0
	Φυτοπροστασία	kg	2.5	3.39	1.5	0.87	3.5	2.34
	Πετρέλαιο κίνησης	kg	95	128.73	110	63.79	100	66.77
	#2 Άρδευση							
	Ηλεκτρική Ενέργεια	MJ	0	0	3290	1907.86	4747	3169.74
#3 Μεταφορά								
Πετρέλαιο Κίνησης	kg	3	4.06	2.5	1.45	3	2.003	
#4 Εκθλιψη Ελαίου								
Ηλεκτρική Ενέργεια	MJ	412.28	558.64	1042.15	604.33	952.82	636.23	
Εκροές	#5 Παραγωγή							
	Σπόρος	kg	1800		4550		4160	
	Περιεχόμενο ελαίου*	%		41		37,9		36
	Ηλιέλαιο	kg	738	1000	1724.5	1000	1497.6	1000
	Πίτα ηλιόσπορου	kg	1062	1439	2825.6	1638.52	2662.4	1777.78

*με μηχανική έκθλιψη (60-70% του συνολικού περιεχομένου του σπόρου σε έλαιο)

Οι τιμές ανά εκτάριο δόθηκαν από το ημερολόγιο καλλιέργειας της κάθε γεωργικής εκμετάλλευσης, ενώ οι τιμές ανά τόνο ηλιελαίου προήλθαν από την αναγωγή των τιμών ανά εκτάριο βάσει της παραγωγής ηλιελαίου που αντιστοιχεί σε ένα εκτάριο. Οι μέθοδοι καλλιέργειας που εφαρμόζονται σε κάθε αγρόκτημα ήταν παρόμοιες, αλλά διαφορετικές ποσότητες των συντελεστών παραγωγής εφαρμόζονται σε κάθε περίπτωση σύμφωνα με τις γεωργικές πρακτικές της κάθε περιοχής.

Πιο συγκεκριμένα, μπορεί να διαπιστωθεί ότι η εφαρμογή λίπανσης αζώτου (N) ήταν χαμηλή στην Ορεσιτιάδα Έβρου, επαρκής στον Παλαμά Καρδίτσας και μηδενική στη Λυγαριά Φθιώτιδας. Η λίπανση φωσφόρου (P_2O_5) εφαρμόστηκε σε όλες τις περιπτώσεις με την μεγαλύτερη ποσότητα να εμφανίζεται στο αγρόκτημα της Λυγαριάς Φθιώτιδας. Το Κάλιο (K_2O) βρήκε εφαρμογή μόνο στο αγρόκτημα του Παλαμά Καρδίτσας, αφού στις περισσότερες περιπτώσεις ελληνικών εδαφικών τύπων δεν είναι υποχρεωτική. Τα φυτοφάρμακα και το πετρέλαιο κίνησης εφαρμόστηκαν σε παρόμοιες ποσότητες. Ωστόσο, η βασική διαφορά είναι ότι η εκμετάλλευση της Ορεσιτιάδας Έβρου είναι μη αρδευόμενη, διότι στην περιοχή αυτή οι βροχοπτώσεις είναι επαρκείς για τις ανάγκες των φυτών, ενώ οι άλλοι δύο αγροί αρδεύονταν με διαφορετικές ποσότητες νερού. Για αυτόν τον λόγο, η χρήση ηλεκτρικής ενέργειας (λόγω της άντλησης νερού) είναι σημαντικά υψηλότερη στον Παλαμά Καρδίτσας και στη Λυγαριά Φθιώτιδας.

Όλες οι εισροές της καλλιέργειας μετρήθηκαν από τους εκάστοτε γεωργούς και συμπληρώθηκαν ημερολόγια καλλιέργειας. Η χρήση ηλεκτρικής ενέργειας για την παραγωγή ηλιελαίου από τον σπόρο φαίνεται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 8-2).

Πίνακας 8-2 Χαρακτηριστικά μηχανικής έκθλιψης ηλιελαίου

Κατασκευαστής	Taby Press Mod 4		
Ισχύς τριφασικού ηλεκτροκινητήρα	kW	-	1.5
Μέση απόδοση χειρισμού σπόρου	kg/h	Q	16.77
Μέση απορροφούμενη ισχύς	kW	P	0.87
Συντελεστής απόδοσης του ηλεκτροκινητήρα	-	EF_p	0.815 (0.18 με την πρωτογενή ενέργεια)

Οι τιμές που αναφέρονται σε αυτόν τον πίνακα προσδιορίστηκαν από πειραματικές μετρήσεις μιας μικρής μηχανής έκθλιψης ελαιούχων σπόρων τύπου ατέρμονα κοχλία, η οποίες πραγματοποιήθηκαν στο Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

(Καβαλάρης, 2007). Οι προδιαγραφές της μηχανής έκθλιψης αναφέρονται στον Πίνακα 8-2 και η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας υπολογίζεται με την εξίσωση 8.2.

$$E_{PR} = 3.6 \times \frac{P}{Q \times EF_p} \quad (8.2)$$

Το καύσιμο για τις μεταφορές αφορά την κατανάλωση καυσίμου του γεωργικού ελκυστήρα για τη μεταφορά του συγκομισμένου σπόρου από τον αγρό στο χώρο αποθήκευσης πριν από την έκθλιψη του ηλιελαίου. Πρέπει να σημειωθεί ότι η διαδικασία ξήρανσης δεν περιλαμβάνεται, αφού η συγκομιδή έγινε στο τέλος Σεπτεμβρίου, όταν ηλιόσποροι έχουν χαμηλή περιεκτικότητα σε υγρασία ($\approx 10\%$).

Η ΑΚΖ εκτελέστηκε χωρίς να λαμβάνεται υπόψη η ενσωματωμένη ενέργεια του υλικού κατασκευής των γεωργικών μηχανημάτων και των εγκαταστάσεων (capital energy). Σύμφωνα με μελέτες, αποτελεί μόλις το 3%, το οποίο δεν επηρεάζει σημαντικά τη συνολική εισερχόμενη ενέργεια (Malça and Freire, 2010, Sharouri H., 2002).

8.3.2 Πηγές δεδομένων και σημαντικές υποθέσεις

Η πρωτογενής ενέργεια και οι εκπομπές GHGs για καθεμία από τις εισροές της καλλιέργειας ηλιάνθου και της παραγωγής του ηλιάνθου παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 8-3). Τα φυτοφάρμακα απαιτούν την υψηλότερη ενέργεια για να παραχθούν με παράλληλη έκλυση της μεγαλύτερης ποσότητας GHGs. Τα αζωτούχα λιπάσματα και το πετρέλαιο κίνησης ακολουθούν με μικρή διαφορά μεταξύ τους.

Πίνακας 8-3 Πρωτογενής ενέργεια και αέρια του θερμοκηπίου (GHG) κατά την καλλιέργεια του ηλιάνθου και την παραγωγή ηλιελαίου

Εισερχόμενα	Πρωτογενής Ενέργεια	Μονάδα Πρωτογενούς Ενέργειας	CO ₂	CH ₄	N ₂ O	Μονάδα GHGs	Σύνολο GHG (g CO ₂ eq)
Σπόρος ¹	7.8	MJ/kg	316	0	1	g/kg	614
Λίπανση N ²	51.9	MJ/kg	2620	13.8	0.118	g/kg N	3000.16
Λίπανση P ₂ O ₅ ²	19.5	MJ/kg	1200	2.38	0.235	g/kg P ₂ O ₅	1329.53
Λίπανση K ₂ O ²	9.1	MJ/kg	532	1.48	0.065	g/kg K ₂ O	588.37
Φυτοπροστασία ¹	274	MJ/kg	4921	0.18	1.51	g/kg	5375.48
Πετρέλαιο Κίνησης ²	46.47	MJ/kg	3423	0.18	0.047	g/kg	3441.5
Ηλεκτρική Ενέργεια ³	4.53	MJpNR/MJ	283	0.173		g/MJ	

(Mortimer et al., 2003, Poitrat et al., 1998, Hirschier et al., 2010)

Η χαμηλή ποσότητα φυτοφαρμάκου που χρησιμοποιείται σε αυτές τις εκμεταλλεύσεις είναι ο λόγος που συμβάλει στο σύνολο με χαμηλή ενέργεια και GHGs στο συνολικό σύστημα ηλιέλαιο, ενώ τα αζωτούχα λιπάσματα και το πετρέλαιο κίνησης συμβάλλουν σε μεγάλο βαθμό. Από την άποψη των GHGs, η υψηλότερη συνεισφορά προέρχεται από το CO₂, αλλά το N₂O έχει σημαντικό μερίδιο στην περίπτωση των σπόρων.

Όπως μπορεί να παρατηρηθεί στον πίνακα, η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας στην Ελλάδα απαιτεί μεγάλες ποσότητες μη ανανεώσιμων πηγών ενέργειας και εκπομπών GHGs, που είναι πολύ υψηλότεροι από το μέσο όρο της ΕΕ, διότι το δίκτυο ηλεκτρικής ενέργειας στην Ελλάδα στηρίζεται κυρίως στις θερμοηλεκτρικές μονάδες άνθρακα (λιγνίτη) και στο πετρέλαιο, με χαμηλή απόδοση, η οποία οδηγεί σε υψηλή κατανάλωση ενέργειας και εκπομπές GHGs.

8.3.3 Εκτίμηση ενέργειας και εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου

8.3.3.1 Λειτουργική μονάδα (Functional Unit - FU)

Η λειτουργική μονάδα (Functional Unit - FU) που επιλέχθηκε ήταν το 1 MJ ενεργειακού περιεχομένου ηλιελαίου. Αυτό είναι σύμφωνο με το στόχο αυτής της μελέτης, ο οποίος είναι να υπολογιστεί η ενεργειακή απόδοση και οι εκπομπές GHGs της αλυσίδας παραγωγής του ηλιελαίου και να συγκριθούν οι τιμές αυτές με τα αντίστοιχα ορυκτά καύσιμα.

8.3.3.2 Πολύ-λειτουργικότητα και κατανομή υποπροϊόντων

Η παραγωγή ηλιελαίου παρέχει ένα πρόσθετο υποπροϊόν (πίτα ηλιάνθου) στη λειτουργική μονάδα του 1 MJ του ηλιελαίου. Αυτό σημαίνει ότι η κατανάλωση ενέργειας και οι σχετικές εκπομπές θα πρέπει να χωριστεί μεταξύ του ηλιελαίου και της πίτας. Η διαίρεση μπορεί να βασιστεί στη μάζα, την ενέργεια, σε οικονομικούς παράγοντες ή μπορεί επίσης να προσεγγιστεί με τη μέθοδο της αντικατάστασης. Η προσέγγιση κατανομής βάσει της ενέργειας προτείνεται στη νέα οδηγία της ΕΕ για τις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας και τα βιοκαύσιμα (2009/28/EC, 2009). Ως εκ τούτου, χρησιμοποιήθηκε η

κατανομή της ενέργειας. Στο αγρόκτημα της Ορεσιτιάδας, το 53.1% του συνολικού φόρτου κατανεμήθηκε στο ηλιέλαιο, ενώ στο αγρόκτημα του Παλαμά έφτασε το 55.1% και στη Λυγαριά το 58.3%, σύμφωνα με τις εξισώσεις 8.2, 8.3 και 8.4.

$$\begin{aligned} \text{Κατανομή}_{\text{Ορεσιτιάδα}} &= \frac{\text{Θερμογόνος Δύναμη Ηλιελαίου}}{\text{Θερμογόνος Δύναμη Ηλιελαίου} + \left(\frac{\text{Μάζα Πίτας}}{\text{Μάζα Ηλιελαίου}} \times \text{Θερμογόνος Δύναμη Πίτας} \right)} \\ &= \frac{39.4}{39.4 + \left(\frac{0.64}{0.36} \right) \times 19.6} = 0,531 \end{aligned} \quad (8.2)$$

$$\begin{aligned} \text{Κατανομή}_{\text{Παλαμάς}} &= \frac{\text{Θερμογόνος Δύναμη Ηλιελαίου}}{\text{Θερμογόνος Δύναμη Ηλιελαίου} + \left(\frac{\text{Μάζα Πίτας}}{\text{Μάζα Ηλιελαίου}} \times \text{Θερμογόνος Δύναμη Πίτας} \right)} \\ &= \frac{39.4}{39.4 + \left(\frac{0.621}{0.379} \right) \times 19.6} = 0,551 \end{aligned} \quad (8.3)$$

$$\begin{aligned} \text{Κατανομή}_{\text{Λυγαριά}} &= \frac{\text{Θερμογόνος Δύναμη Ηλιελαίου}}{\text{Θερμογόνος Δύναμη Ηλιελαίου} + \left(\frac{\text{Μάζα Πίτας}}{\text{Μάζα Ηλιελαίου}} \times \text{Θερμογόνος Δύναμη Πίτας} \right)} \\ &= \frac{39.4}{39.4 + \left(\frac{0.59}{0.41} \right) \times 19.6} = 0,583 \end{aligned} \quad (8.4)$$

8.3.3.3 Μη ανανεώσιμη ενέργεια ανά στάδιο κύκλου ζωής

Στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 8-4) φαίνονται οι απαιτήσεις σε μη-ανανεώσιμη ενέργεια ανά στάδιο κύκλου ζωής στις τρεις γεωργικές εκμεταλλεύσεις.

Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας συνέβαλε καθοριστικά στις δύο αρδευόμενες εκμεταλλεύσεις (Παλαμάς και Λυγαριά), αφού αντιπροσωπεύει αντίστοιχα το 57.3% (Παλαμάς) και 72.7% (Λυγαριά) του συνόλου της πρωτογενούς απαίτησης ενέργειας. Η διαφορά οφείλεται κυρίως στην ποσότητα άρδευσης στα αγροκτήματα του Παλαμά και της Λυγαριάς. Στην περίπτωση του Παλαμά, το πετρέλαιο κίνησης (15.26%) και τα αζωτούχα λιπάσματα (15.15%) ακολούθησαν σε σημαντικότητα. Στη Λυγαριά, όπου δεν εφαρμόστηκε αζωτούχος λίπανση, παρατηρείται ότι το πετρέλαιο κίνησης (13.48%) και η φωσφορική λίπανση (10.99%) επιδρούν επίσης σημαντικά στην τελική ενεργειακή κατανάλωση.

Αντιθέτως, στην Ορεσιάδα, ο πιο σημαντικός παράγοντας ήταν το πετρέλαιο κίνησης (40.75%), ακολουθούμενος από την αζωτούχο λίπανση (28.74%), αφήνοντας την ηλεκτρική ενέργεια χαμηλότερα με 17.24%.

Πίνακας 8-4 Κατανάλωση μη-ανανεώσιμης πρωτογενούς ενέργειας των τριών γεωργικών εκμεταλλεύσεων

	Ορεσιάδα Έβρου		Παλαμάς Καρδίτσας		Λυγαριά Φθιώτιδας	
	MJ/t ηλιελαίου	%	MJ/t ηλιελαίου	%	MJ/t ηλιελαίου	%
#1 Καλλιέργεια						
Σπόρος	37	0.25	18	0.09	21	0.09
Λίπανση N	4219	28.74	3009	15.15	0	0
Λίπανση P ₂ O ₅	793	5.4	1131	5.69	2604	10.99
Λίπανση K ₂ O	0	0	1055	5.31	0	0
Φυτοπροστασία	928	6.32	238	1.2	640	2.7
Πετρέλαιο Κίνησης	5982	40.75	2964	14.92	3103	13.09
#2 Άρδευση						
Ηλεκτρική Ενέργεια	0	0	8642	43.51	14359	60.58
#3 Μεταφορά						
Πετρέλαιο Κίνησης	189	1.29	67	0.34	93	0.39
#4 Εκθλιψη Ελαίου						
Ηλεκτρική Ενέργεια	2531	17.24	2738	13.78	2882	12.16
Σύνολο	14679	100	19862	100	23702	100

8.3.3.4 Εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου ανά στάδιο κύκλου ζωής

Η ίδια τάση εμφανίστηκε και στον υπολογισμό των GHGs (Πίνακας 8-5).

Πίνακας 8-5 Εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου (GHG) στις τρεις γεωργικές εκμεταλλεύσεις

	Ορεσιάδα Έβρου		Παλαμάς Καρδίτσας		Λυγαριά Φθιώτιδας	
	g CO ₂ eq/t ηλιελαίου	%	g CO ₂ eq/t ηλιελαίου	%	g CO ₂ eq/t ηλιελαίου	%
#1 Καλλιέργεια						
Σπόρος	2912	0.31	1424	0.11	1640	0.11
Λίπανση N	243916	26.04	173978	13.68	0	0
Λίπανση P ₂ O ₅	54046	5.77	77099	6.06	177555	11.67
Λίπανση K ₂ O	0	0	68238	5.36	0	0
Φυτοπροστασία	18209	1.95	4676	0.37	12563	0.83
Πετρέλαιο Κίνησης	443012	47.3	219528	17.26	229801	15.1
#2 Άρδευση						
Ηλεκτρική Ενέργεια	0	0	548180	43.11	910755	59.84
#3 Μετάφορα						
Πετρέλαιο Κίνησης	13990	1.49	4989	0.39	6894	0.45
#4 Oil extraction						
Ηλεκτρική Ενέργεια	160514	48.46	173643	13.65	182807	12.01
Σύνολο	936599	100	1271756	100	1522015	100

Παρατηρήθηκε ότι η ηλεκτρική ενέργεια καλύπτει το 48% (Ορεσιτιάδα), 71% (Παλαμάς), 81% (Λυγαριά) των συνολικών GHGs. Το πετρέλαιο κίνησης και τα αζωτούχα λιπάσματα ακολούθησαν σε σημαντικότητα.

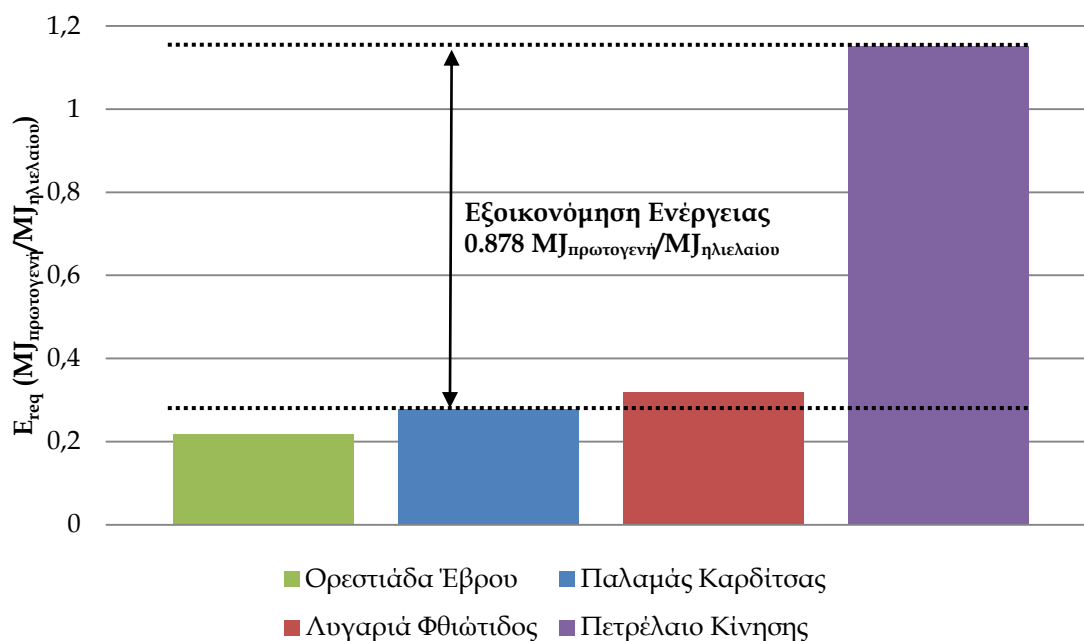
8.3.3.5 Εξοικονόμηση ενέργειας

Το ενεργειακό περιεχόμενο της συνολικής παραγωγής τόσο ηλιελαίου όσο και πίτας ηλιάνθου για κάθε εκμετάλλευση φαίνεται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 8-6).

Πίνακας 8-6 Σύνολο ενεργειακού περιεχομένου της παραγωγής των τριών γεωργικών εκμεταλλεύσεων

	Ορεσιτιάδα Έβρου	Παλαμάς Καρδίτσας	Λυγαριά Φθιώτιδας
	MJ/t ηλιελαίου	MJ/t ηλιελαίου	MJ/t ηλιελαίου
Ηλιέλαιο		39400	
Πίτα Ηλιόσπορου	28205	32115	34844

Με βάση τα στοιχεία των προηγούμενων πινάκων (Πίνακας 8-3, Πίνακας 8-4), υπολογίστηκαν οι ενεργειακές απαιτήσεις για κάθε εκμετάλλευση και συγκρίθηκαν με τις απαιτήσεις ενέργειας του πετρελαίου κίνησης. Η διαφορά πρωτογενούς απαίτησης ενέργειας για τα τρία αγροκτήματα φαίνεται στο Διάγραμμα 8-2.



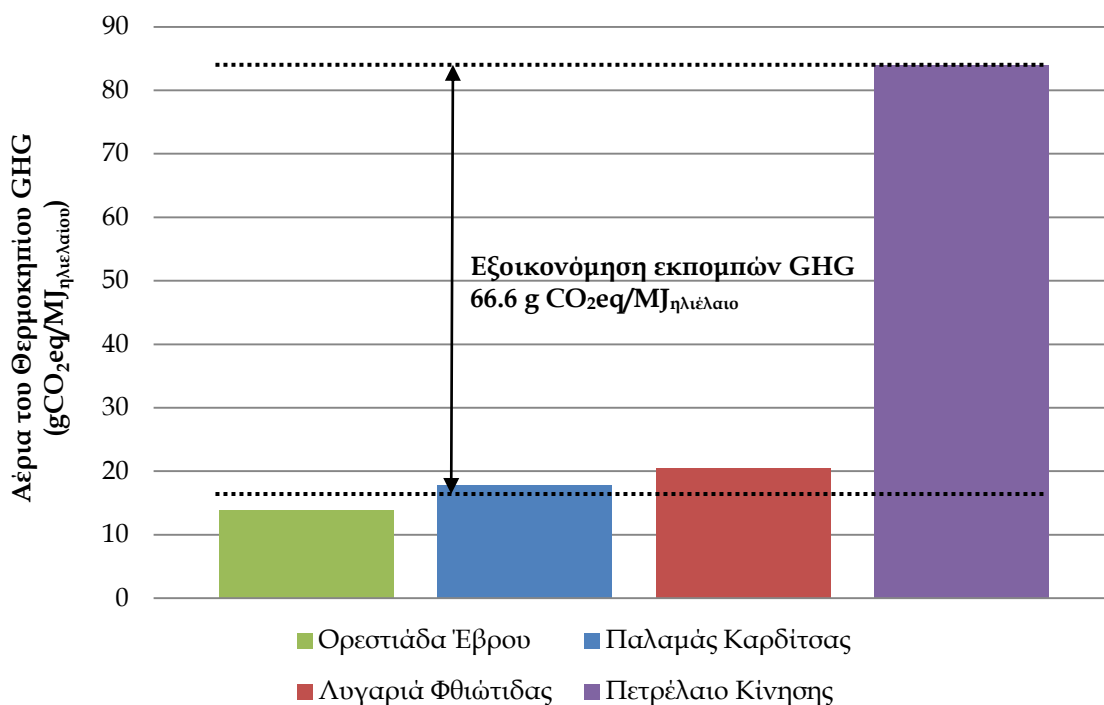
Διάγραμμα 8-2 Ενεργειακές απαιτήσεις (MJ πρωτογενή/MJ ηλιελαίου) για τις τρεις εκμεταλλεύσεις

Το ηλιέλαιο που παράγεται στο αγρόκτημα της Ορεσιτιάδας απαιτεί πολύ λιγότερη πρωτογενή ενέργεια από τα άλλα δύο (22% και 32% αντίστοιχα). Οι απαιτήσεις ενέργειας για την παραγωγή ηλιελαίου στα αγροκτήματα της Ορεσιτιάδας, του Παλαμά και της Λυγαριάς ήταν 0.217, 0.278, 0.319 MJ_{πρωτογενή}/MJ_{ηλιελαίου} αντίστοιχα, όταν οι ενεργειακές απαιτήσεις για την παραγωγή του πετρελαίου κίνησης φτάνουν το 1.15 MJ/MJ, διότι εκτός του περιεχομένου του καυσίμου σε ενέργεια υπολογίζεται και η εξόρυξη και διανομή του έως την χρήση του (Malça and Freire, 2006). Η μείωση των ενεργειακών αναγκών σε σχέση με το πετρέλαιο ήταν 81%, 76%, 72% για τα αγροκτήματα της Ορεσιτιάδας, του Παλαμά και της Λυγαριάς, αντίστοιχα. Όπως φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα (Διάγραμμα 8-2), η μέση τιμή των ενεργειακών απαιτήσεων για τα τρία αγροκτήματα ήταν 0.271 MJ_{πρωτογενή}/MJ_{ηλιελαίου} και όταν το ηλιέλαιο αντικαθιστά το πετρέλαιο κίνησης η τελική εξοικονόμηση ενέργειας ήταν 0.878 MJ_{πρωτογενή}/MJ_{ηλιελαίου}.

8.3.3.6 Αποφυγή εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου

Οι εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου για την παραγωγή ηλιελαίου στις τρεις γεωργικές εκμεταλλεύσεις και για την παραγωγή του πετρελαίου κίνησης φαίνεται στο Διάγραμμα 8-3.

Οι εκπομπές GHGs ήταν σημαντικά διαφορετικές μεταξύ των τριών αγροκτημάτων, (Ορεσιτιάδα 13.8, Παλαμά 17.8, Λυγαριά 20.5 g CO_{2eq}/MJ_{ηλιέλαιο} αντίστοιχα). Οι εκπομπές GHGs του πετρελαίου κίνησης είναι 84 g CO_{2eq}/MJ_{πετρέλαιο} (Malça and Freire, 2006). Η μέση τιμή για τα τρία αγροκτήματα φτάνει στα 17.4 g CO_{2eq}/MJ_{ηλιελαίου} και η συνολική εξοικονόμηση GHGs ήταν 66.6 g CO_{2eq}/MJ_{ηλιέλαιο}. Επιπλέον, παρατηρείται ότι το ηλιέλαιο από όλες τις εκμεταλλεύσεις έχει σημαντικά λιγότερες εκπομπές GHGs από το πετρέλαιο κίνησης (83.5%, 78.8%, 75.6% αντίστοιχα).



Διάγραμμα 8-3 Εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου (GHG) (g CO₂eq/MJ ηλιέλαιο) για τις τρεις εκμεταλλεύσεις σύμφωνα με την μέθοδο ενεργειακής κατανομής

8.4 Ανάλυση κύκλου ζωής Tank-to-Wheels

8.4.1 Δοκιμές κινητήρα

Από τους εννέα (9) συνδυασμούς χρονισμού έγχυσης - βάθους έγχυσης που δοκιμάσθηκαν στον κινητήρα της πειραματικής διάταξης (Κεφάλαιο 7), επιλέχθηκε ο συνδυασμός προοδευμένου χρονισμού έγχυσης (IT+2 °CA) και μητρικού βάθους έγχυσης (IP0). Η επιλογή έγινε με βασικά κριτήρια την θερμική απόδοση του κινητήρα και τις συνολικές εκπομπές CO₂ με κάθε ένα από τους συνδυασμούς.

8.4.2 Απαιτούμενη ενέργεια σε κάθε σενάριο

Η μέση BSFC που μετρήθηκε στις δοκιμές του κινητήρα μετατράπηκε σε ενέργεια χρησιμοποιώντας την θερμογόνο δύναμη του πετρελαίου κίνησης και του ηλιέλαιου, οι οποίες είναι 46.47 MJ/kg και 39.4 MJ/kg αντίστοιχα. Τέλος, υπολογίστηκε η ενέργεια των καυσίμων που καταναλώνονται για κάθε kWh μηχανικής ενέργειας που παράγεται από τον κινητήρα, λαμβάνοντας υπόψη την θερμική απόδοση του κινητήρα. Οι

τελικές τιμές των προαναφερθέντων υπολογισμών φαίνονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 8-7).

Πίνακας 8-7 Ειδική κατανάλωση καυσίμου (BSFC) και ενεργειακές απαιτήσεις καυσίμου ανά kWh παραγωγής ενέργεια από τον κινητήρα

		Πετρέλαιο Κίνησης	Μίγμα 20/80	Μίγμα 40/60	Μίγμα 70/30	Ηλιέλαιο
Μέση BSFC	g/kWh	230	236	242	242	258
Ενέργεια Καυσίμου	MJ _{καυσίμου} /kWh	10.69	10.67	10.58	10.07	10.21
Απόδοση Κινητήρα	%	36	35	34	33	32

Είναι φανερό ότι το συμβατικό πετρέλαιο δίνει την μεγαλύτερη θερμική απόδοση του κινητήρα (36%) και την αντίστοιχη μικρότερη BSFC (230 g/kWh), ενώ το ηλιέλαιο δίνει την μικρότερη θερμική απόδοση του κινητήρα (32%) και την αντίστοιχη μεγαλύτερη BSFC (258 g/kWh), όπως έχει αναλυθεί εκτενώς στο Κεφάλαιο 7. Όμως, το μίγμα ηλιελαίου/πετρελαίου κίνησης 70/30 κατ' όγκο έδωσε την ελάχιστη κατανάλωση ενέργειας καυσίμου για την παραγωγή μίας kWh μηχανικής ενέργειας από τον κινητήρα (Πίνακας 8-7). Οι αιτίες του συγκεκριμένου αποτελέσματος ήταν η σχετικά χαμηλή BSFC που παρουσιάζει κατά μέσο όρο (242 g/kWh), η καλύτερη θερμική απόδοση από το αμιγές ηλιέλαιο (33%) και η αυξημένη ισχύς που αποδίδει ο κινητήρας σε σχέση με τα μικρότερης περιεκτικότητας σε ηλιέλαιο καύσιμα (βλέπε Κεφάλαιο 7).

8.5 Ολική ανάλυση κύκλου ζωής (Well-to-Wheels)

8.5.1 Εισαγωγή

Αυτή η ενότητα παρουσιάζει την συνολική AKZ (Well-to-Wheels) που συνδυάζει τις AKZ της παραγωγής του ηλιελαίου (Well-to-Tank) και της χρήσης του (Tank-to-Wheels) των παραγράφων 8.3 και 8.4. Η FU που επιλέχθηκε για αυτήν την αξιολόγηση είναι 1 kWh παρεχόμενης ενέργειας από τον κινητήρα του γεωργικού ελκυστήρα.

8.5.2 Ολική εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας

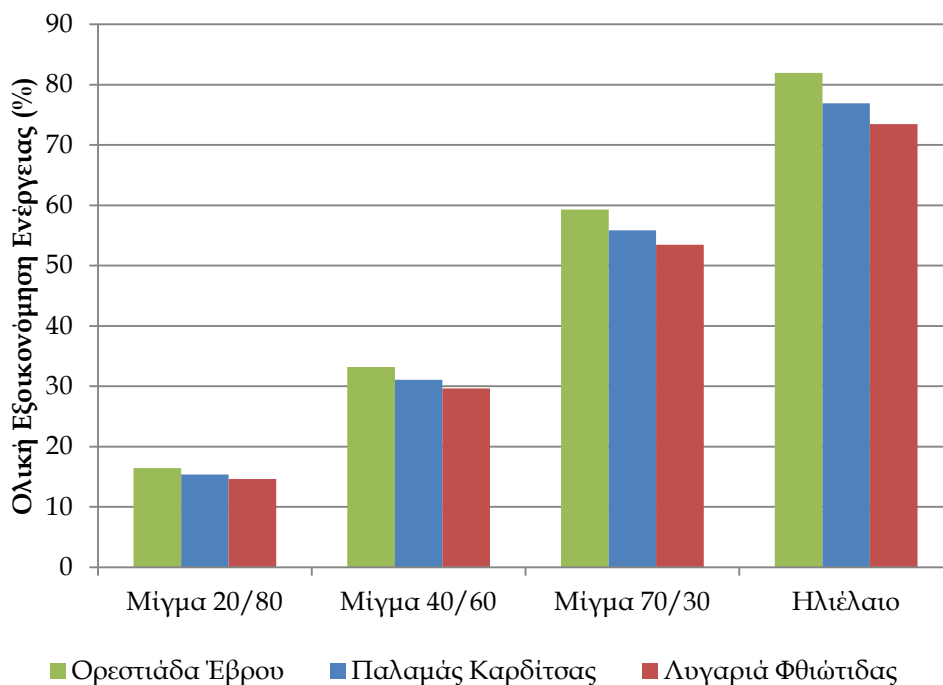
Οι μη-ανανεώσιμες ενεργειακές απαιτήσεις για τη χρήση του γεωργικού ελκυστήρα υπολογίστηκαν πολλαπλασιάζοντας την πρωτογενή ενέργεια για την παραγωγή 1 MJ κάθε καυσίμου με την ενέργεια που απαιτείται για κάθε είδος καυσίμου για την παραγωγή μηχανικής ενέργειας 1 kWh από τον κινητήρα. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 8-8) για τα τρία αγροκτήματα.

Πίνακας 8-8 Πρωτογενής Ενεργειακή απαίτηση για τα τέσσερα καύσιμα και τις τρεις εκμεταλλεύσεις

		Πετρέλαιο Κίνησης	Μίγμα 20/80	Μίγμα 40/60	Μίγμα 70/30	Ηλιέλαιο
Ορεοσιάδα Έβρου	MJ _p /kWh	12.294	10.251	8.165	4.919	2.096
Παλαμάς Καρδίτσας	MJ _p /kWh	12.294	10.319	8.301	5.145	2.424
Λυγαριά Φθιώτιδας	MJ _p /kWh	12.294	10.520	8.699	5.809	3.385

Όλοι οι συνδυασμοί καυσίμου-εκμετάλλευσης εξοικονόμησαν ενέργεια σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης, όπως φαίνεται στο Διάγραμμα 8-4. Τα καλύτερα αποτελέσματα επιτυγχάνονται από το συνδυασμό αμιγούς ηλιελαίου που παράχθηκε στην εκμετάλλευση της Ορεοσιάδας (82% μείωση), ενώ τα χειρότερα αποτελέσματα δόθηκαν από το μίγμα 20/80 στην εκμετάλλευση της Λυγαριάς (14.6% μείωση).

Οι λόγοι για το αποτέλεσμα αυτό ήταν δύο. Η συνολική ενέργεια που απαιτείται για την παραγωγή 1 kWh ενέργειας από το αμιγές ηλιέλαιο ήταν στα ίδια επίπεδα με τα υπόλοιπα υπό δοκιμή καύσιμα και την ίδια στιγμή η εκμετάλλευση της Ορεοσιάδας ήταν μη αρδευόμενη που σημαίνει πολύ μικρότερη ενεργειακή κατανάλωση για την παραγωγή του ηλιελαίου. Παρόλα αυτά, σε όλες τις περιπτώσεις η χρήση ηλιελαίου ως καυσίμου υπήρξε θετική ως προς την μείωση της καταναλισκόμενης ενέργειας σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης.



Διάγραμμα 8-4 Συνολική εξοικονόμηση ενέργειας (%) για τα καύσιμα ηλιελαίου όταν αντικαθιστούν το πετρέλαιο κίνησης (τρεις εκμεταλλεύσεις και τέσσερα εναλλακτικά καύσιμα)

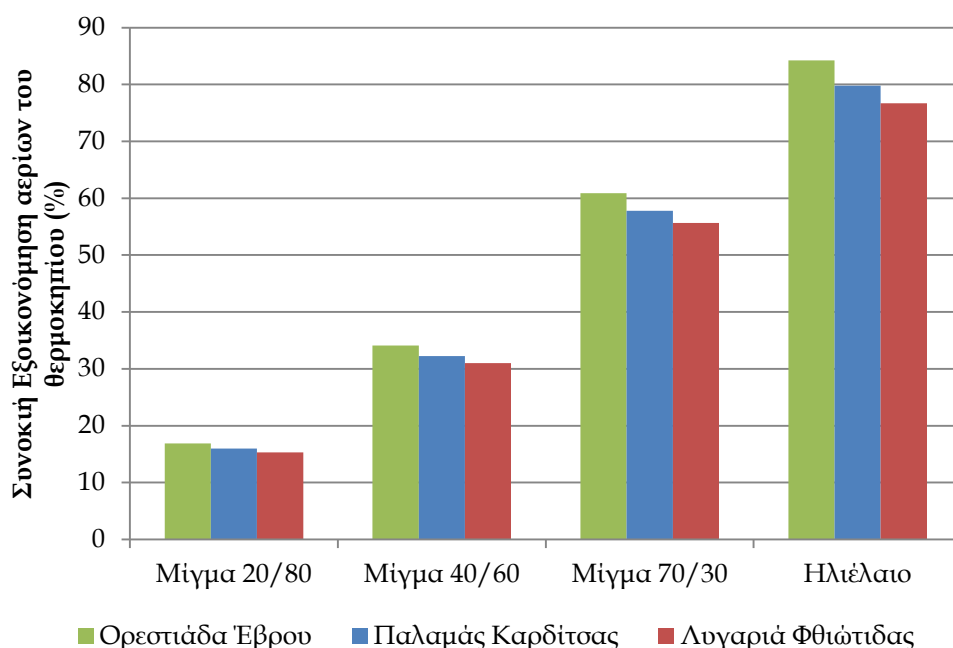
8.5.3 Ολική εξοικονόμηση εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου

Οι εκπομπές GHGs για την παραγωγή του συμβατικού πετρελαίου κίνησης και του αμιγούς ηλιελαίου σε κάθε εκμετάλλευση δόθηκαν στην παράγραφο 8.3.3.6. Σύμφωνα με αυτά υπολογίστηκαν τα GHGs για την παραγωγή όλων των μιγμάτων σε όλες τις εκμεταλλεύσεις. Τέλος, τα στοιχεία αυτά πολλαπλασιάστηκαν με την ενέργεια των καυσίμων που απαιτούνται για την παραγωγή 1 kWh μηχανικής ενέργειας από τον κινητήρα του γεωργικού ελκυστήρα και παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 8-9).

Πίνακας 8-9 Πρωτογενής παραγωγή αερίων του θερμοκηπίου (GHG) για τα τέσσερα καύσιμα και τις τρεις εκμεταλλεύσεις

		Πετρέλαιο Κίνησης	Μίγμα 20/80	Μίγμα 40/60	Μίγμα 70/30	Ηλιέλαιο
Ορεσιτάδα Έβρου	g CO ₂ eq/kWh	898.02	744.69	588.42	345.97	133.76
Παλαμάς Καρδίτσας	g CO ₂ eq/kWh	898.02	754.69	608.25	379.01	181.63
Λουγαριά Φθιώτιδας	g CO ₂ eq/kWh	898.02	762.16	623.05	403.67	217.37

Τελικά, εμφανίστηκαν παρόμοια αποτελέσματα με την ολική εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας. Όλοι οι συνδυασμοί των καυσίμων ηλιελαίου έδωσαν καλύτερα αποτελέσματα σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης για όλες τις εκμεταλλεύσεις (Διάγραμμα 8-5). Η βέλτιστη περίπτωση ήταν πάλι η χρήση στον κινητήρα αμιγούς ηλιελαίου που παράχθηκε στο αγρόκτημα της Ορεσιτιάδας, αφού μειώνει τις συνολικές εκπομπές GHGs κατά 84.2% σε σχέση με το πετρέλαιο κίνησης.



Διάγραμμα 8-5 Σύνολο εξοικονόμησης εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου (%) για τις τρεις εκμεταλλεύσεις και τα τέσσερα εναλλακτικά καύσιμα σε σύγκριση με το πετρέλαιο κίνησης

Η μεγαλύτερη παραγωγή GHGs εμφανίστηκε στην περίπτωση του μίγματος 20/80 στην εκμετάλλευση της Λυγαριάς, όπου η μείωση τους ήταν 15.3%. Παρόλα αυτά, ακόμα και αυτή η περίπτωση έχει θετικό περιβαλλοντικό αντίκτυπο από το πετρέλαιο.

8.6 Συμπεράσματα

Εκτελέστηκε μία ΑΚΖ που καλύπτει όλο το φάσμα των εργασιών από την παραγωγή του ηλιόσπορου, την έκθλιψη του ηλιελαίου και την καύση του σε κινητήρα γεωργικού ελκυστήρα (Well-to-Wheels) που αφορά τρεις ελληνικές γεωργικές εκμεταλλεύσεις. Υπολογίστηκαν τα ενεργειακά και περιβαλλοντικά οφέλη της πιθανής

χρήσης ηλιελαίου ως καυσίμου εντός της γεωργικής εκμετάλλευσης στην οποία παράγεται. Στην AKZ της παραγωγής του ηλιελαίου (Well-to-Tank) παρατηρήθηκε ότι η εξοικονόμηση ενέργειας κυμάνθηκε από 72% έως 81%, ενώ η αποφυγή αερίων του θερμοκηπίου ήταν μεταξύ 75.5% και 83.5%. Σημαντική παρατήρηση ήταν ότι η άρδευση του ηλιάνθου είχε καθοριστική επίδραση όσον αφορά την κατανάλωση πρωτογενούς ενέργειας και παραγωγής αερίων του θερμοκηπίου. Αυτό μπορεί να εξηγηθεί από το γεγονός ότι η άρδευση τροφοδοτείται με ηλεκτρική ενέργεια, η οποία στην Ελλάδα παράγεται κυρίως από ορυκτά καύσιμα και ιδιαίτερα λιγνίτη χαμηλής θερμογόνου δύναμης. Ως εκ τούτου, ο συνδυασμός καυσίμων χαμηλής ποιότητας με παλιούς, χαμηλής απόδοσης θερμοηλεκτρικούς σταθμούς παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας έχει ως αποτέλεσμα υψηλή απαίτηση πρωτογενούς ενέργειας και εκλυόμενων αερίων του θερμοκηπίου. Επομένως, οι αρδευόμενες φυτείες ηλιάνθου στον Παλαμά Καρδίτσας και την Λουγαριά Φθιώτιδας καταναλώνουν μεγαλύτερη ενέργεια και εκλύουν περισσότερα αέρια του θερμοκηπίου σε σύγκριση με μη αρδευόμενες γεωργικές εκμεταλλεύσεις του Βορρά, όπως αυτή της Ορεστιάδας Έβρου. Όμως, πρέπει να τονισθεί ότι η συνολική ζήτηση ενέργειας και τα παραγόμενα αέρια του θερμοκηπίου για την παραγωγή και χρήση των βασισμένων σε ηλιέλαιο καυσίμων ήταν σε όλες τις περιπτώσεις χαμηλότερα από το συμβατικό πετρέλαιο κίνησης. Η συνολική AKZ (Well-to-Wheels) έδειξε ότι η παραγωγή ηλιελαίου και απευθείας χρήση του ως καύσιμο σε μια ελληνική γεωργική εκμετάλλευση παράγει θετικά αποτελέσματα όσον αφορά την εξοικονόμηση ενέργειας και την αποφυγή εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου. Συγκεκριμένα, ανάλογα με το ποσοστό χρήσης ηλιελαίου στο καύσιμο του γεωργικού ελκυστήρα του αγροκτήματος (20 - 100%), η εξοικονόμηση ενέργειας μπορεί να φτάσει από 14.6% έως 82% και η αποφυγή εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου από 15.3% έως 84.25%. Ο καλύτερος συνδυασμός τύπου καυσίμου - αγροκτήματος ήταν το αμιγές ηλιέλαιο που παράγεται στο αγρόκτημα της Ορεστιάδας.

Κεφάλαιο 9:

Πολυκριτηριακή Ανάλυση

9 Πολυκριτηριακή Ανάλυση

9.1 Μέθοδοι πολυκριτηριακής ανάλυσης

Σε αυτό το κεφάλαιο εξετάζεται η εφαρμογή των πολλαπλών κριτηρίων λήψης αποφάσεων (Multi Criteria Decision Making - MCDM) στο πρόβλημα της επιλογής του καλύτερου συνδυασμού καυσίμου/ΙΤ/ΙΡ για τον κινητήρα αυτής της μελέτης. Η μέθοδος MCDM είναι μια γνωστή μέθοδος και χρησιμοποιείται για να βρούμε την καλύτερη επιλογή από όλες τις πιθανές εναλλακτικές λύσεις με την παρουσία πολλαπλών κριτηρίων λήψης αποφάσεων (Isiklar and Büyükožkan, 2007).

Οι συνδυασμοί που συγκρίθηκαν με τις μεθόδους MCDM είναι τριάντα επτά (37) και αναφέρονται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 9-1). Ο πίνακας περιλαμβάνει την αρχική κατάσταση του κινητήρα με τις ρυθμίσεις του κατασκευαστή (ΙΤ0 και ΙΡ0) με καύσιμο το πετρέλαιο κίνησης που αποτελεί τον συνδυασμό αναφοράς και εννέα (9) συνδυασμούς ΙΤ/ΙΡ για καθένα από τα τέσσερα (4) εναλλακτικά καύσιμα (αμιγές ηλιέλαιο, μίγμα ηλιελαίου/πετρελαίου κίνησης 20/80, 40/60 και 70/30 κατ' όγκο).

9.2 Επιλεγμένες μέθοδοι πολυκριτηριακής ανάλυσης

Δύο δημοφιλείς μέθοδοι MCDM είναι η Αναλυτική Διαδικασία Ιεράρχησης (Analytic Hierarchy Process - AHP) και η Τεχνική Ταξινόμησης κατά ομοιότητα με την ιδανική κατάσταση (Technique for Order Preference by Similarity to the Ideal Solution - TOPSIS), οι οποίες εφαρμόστηκαν για την κατάταξη των συνδυασμών Καυσίμου/ΙΤ/ΙΡ. Η τεχνική AHP (Saaty, 1980) είναι μια τεχνική MCDM, η οποία αναδεικνύει την γνώση ειδικών επιστημόνων σε ένα αντικείμενο. Η τεχνική TOPSIS (Hwang and Yoon, 1981) επιλέγει την καλύτερη εναλλακτική λύση, η οποία είναι η πλησιέστερη προς τη θετική ιδανική λύση και η πλέον απομακρυσμένη από την αρνητική ιδανική λύση. Και οι δύο μέθοδοι απαιτούν την προ-επιλογή των εναλλακτικών λύσεων (κριτήρια) και τα χαρακτηριστικά βάσει των οποίων θα αξιολογηθούν (χαρακτηριστικά) (Balli and Korukoğlu, 2009). Τα χαρακτηριστικά μπορεί να συνεπάγονται κόστος ή όφελος σε μια

λήψη αποφάσεων. Μια μεγαλύτερη τελική τιμή σημαίνει πάντα μεγαλύτερη προτίμηση για ένα όφελος ή μικρότερη προτίμηση για ένα κόστος (Zanakis et al., 1998).

Πίνακας 9-1 Συνδυασμοί Καυσίμου/IT/IP υπό σύγκριση

Α/Α	Σενάρια		
	Τύπος καυσίμων	Χρονισμός έγχυσης (°CA)	Προεξοχή εγχυτήρα (mm)
1	Πετρέλαιο	0	0
2	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 20/80	0	0
3	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 20/80	0	-0.5
4	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 20/80	0	+0.5
5	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 20/80	-2	0
6	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 20/80	-2	-0.5
7	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 20/80	-2	+0.5
8	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 20/80	+2	0
9	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 20/80	+2	-0.5
10	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 20/80	+2	+0.5
11	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 40/60	0	0
12	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 40/60	0	-0.5
13	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 40/60	0	+0.5
14	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 40/60	-2	0
15	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 40/60	-2	-0.5
16	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 40/60	-2	+0.5
17	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 40/60	+2	0
18	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 40/60	+2	-0.5
19	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 40/60	+2	+0.5
20	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 70/30	0	0
21	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 70/30	0	-0.5
22	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 70/30	0	+0.5
23	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 70/30	-2	0
24	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 70/30	-2	-0.5
25	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 70/30	-2	+0.5
26	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 70/30	+2	0
27	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 70/30	+2	-0.5
28	Ηλιέλαιο/Πετρέλαιο 70/30	+2	+0.5
29	Ηλιέλαιο	0	0
30	Ηλιέλαιο	0	-0.5
31	Ηλιέλαιο	0	+0.5
32	Ηλιέλαιο	-2	0
33	Ηλιέλαιο	-2	-0.5
34	Ηλιέλαιο	-2	+0.5
35	Ηλιέλαιο	+2	0
36	Ηλιέλαιο	+2	-0.5
37	Ηλιέλαιο	+2	+0.5

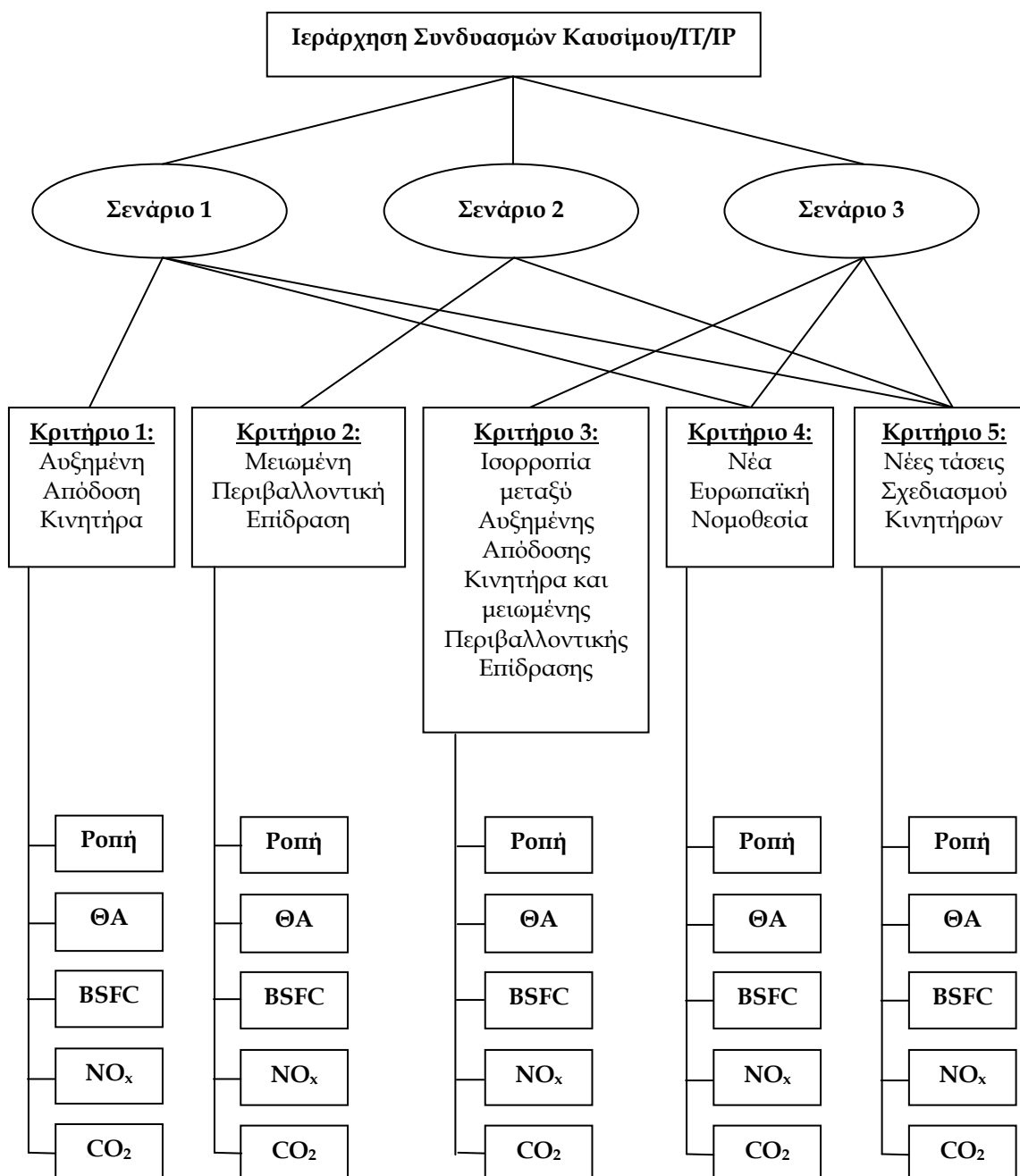
Οι μέθοδοι AHP και TOPSIS έχουν βρει ένα μεγάλο αριθμό εφαρμογών σε πολλούς τομείς. Στον τομέα της ενέργειας, υπάρχουν αρκετές εφαρμογές (Nigim et al.,

2004, Pohekar and Ramachandran, 2004, Zhou et al., 2006). Για παράδειγμα, δημιουργήθηκε ένα νέο μεθοδολογικό πλαίσιο πολυ-συμμετοχικής απόφασης (multi-participatory) και πολλαπλών κριτηρίων λήψης αποφάσεων (MCDM) για την αξιολόγηση των επιλογών εφαρμογής ανανεώσιμων πηγών ενέργειας στην Ελλάδα (Polatidis and Haralambopoulos., 2004). Άλλη περίπτωση αποτελεί η επιλογή των πλέον κατάλληλων εναλλακτικών παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας για την Τουρκία μέσω ενός πλαισίου ολοκληρωμένων αποφάσεων με MCDM (Topcu and Ulengin, 2004). Πρόσφατα, εφαρμόστηκαν διάφορες τεχνικές MCDM για να καθορισθεί η καλύτερη εναλλακτική τεχνική για τον ενεργειακό σχεδιασμό της Τουρκίας (Kaya and Kahraman, 2011). Επίσης, παρουσιάστηκε μια λεπτομερής περιγραφή διαφόρων μεθόδων MCDM για τον στρατηγικό σχεδιασμό αιφώρων συστημάτων ενεργειακής παραγωγής (Laes and Verbruggen, 2010) και βγήκε το συμπέρασμα πως η πολυδιάστατη φύση της αιφορίας επιβάλλει τα δημόσια σχέδια ή οι στρατηγικές αποφάσεις να αξιολογούνται με διαδικασίες που ρητά ενσωματώνουν μια σειρά (ενδεχομένως αντικρουόμενων) απόψεων.

Σε αυτή τη διατριβή, η αξιολόγηση των συνδυασμών καυσίμου/IT/IP εκτελέστηκε βάσει της γνώμης ειδικών εμπειρογνομόνων στα καύσιμα και τους κινητήρες. Τα χαρακτηριστικά που χρησιμοποιήθηκαν ήταν τα πειραματικά αποτελέσματα του κινητήρα ως προς της λειτουργία του και τους ρύπους του (Ροπή, BSFC, ΘΑ, NO_x και CO₂). Παρ' όλα αυτά, τα κριτήρια για τη ρύθμιση καυσίμου/κινητήρα έπρεπε να ορισθούν, για να μπορούν τα μοντέλα MCDM να θέσουν τις παραμέτρους σε προτεραιότητα σχετικά με τη σημασία τους. Ως εκ τούτου, επιλέχθηκαν τρία βασικά κριτήρια και οι εμπειρογνώμονες τα αξιολόγησαν βάσει των πιο πάνω πέντε χαρακτηριστικών.

Το πρώτο κριτήριο αποσκοπούσε στην υψηλή απόδοση του κινητήρα με περιορισμένη προσοχή στις εκπομπές αερίων ρύπων (Κριτήριο 1), το δεύτερο στόχευε στις χαμηλές εκπομπές αερίων ρύπων με περιορισμένη προσοχή στην απόδοση του κινητήρα (Κριτήριο 2) και το τρίτο ήταν μια ενδιάμεση κατάσταση μεταξύ των δύο πρώτων ακραίων περιπτώσεων (Κριτήριο 3). Επιπλέον, ορίστηκαν δύο βοηθητικά κριτήρια που αναφέρονται στη νέα πολιτική της ΕΕ για τις εκπομπές αερίων ρύπων των κινητήρων (Κριτήριο 4) και στις νέες τάσεις σχεδιασμού του κινητήρα (Κριτήριο 5). Τέλος, ένα

ερωτηματολόγιο (βλ. Παράρτημα Β) από πέντε ερωτήσεις που αντιστοιχούσαν στα πέντε κριτήρια αναπτύχθηκε και κάθε ερώτηση αξιολογήθηκε χρησιμοποιώντας τα πέντε χαρακτηριστικά που ορίζονται παραπάνω (Εικόνα 9-1).



Εικόνα 9-1 Ιεραρχική δομή της κατάταξης του συνδυασμού Καυσίμου/IT/IP (3 Σενάρια, 5 Κριτήρια, 5 Χαρακτηριστικά για κάθε κριτήριο).

Κάθε ένα από τα χαρακτηριστικά εκτιμήθηκε από τους εμπειρογνώμονες δίνοντας ένα βαθμό ανάλογα με τη σημασία του. Το εύρος κατάταξης ήταν 1 - 5, όπου το 1 αναλογούσε στην χαμηλή σημασία και το 5 στην υψηλή σημασία. Εννέα ειδικοί εμπειρογνώμονες σχετικά με τα καύσιμα και τους κινητήρες από διάφορες χώρες (ΗΠΑ: 1, Ισπανία: 1, Ιταλία: 1, Γερμανία: 2, Δανία: 1, Ελλάδα: 3) απάντησαν στο ερωτηματολόγιο και τα αποτελέσματα χρησιμοποιήθηκαν στις δύο επλεγμένες μεθόδους MCDM (AHP και TOPSIS).

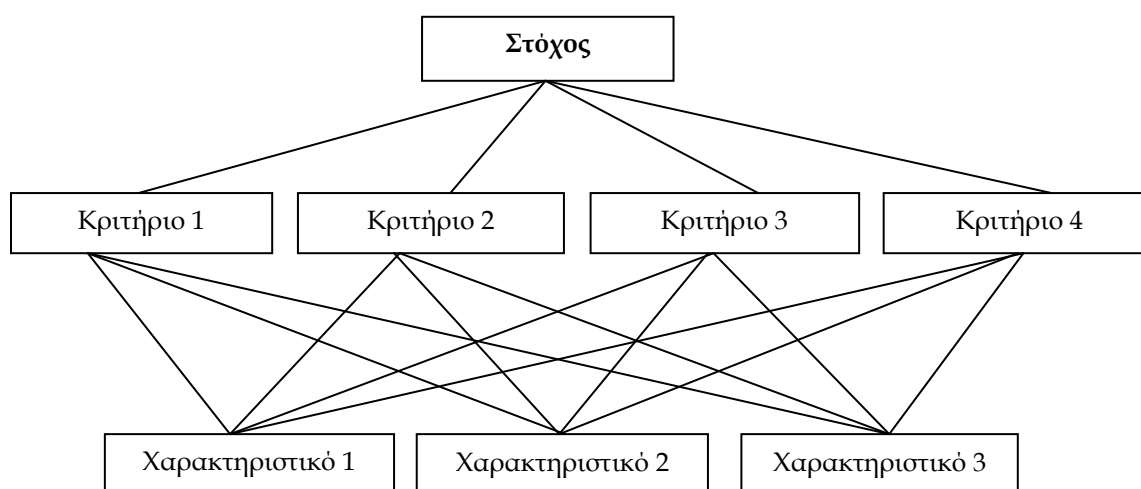
Προκειμένου να επιτευχθεί ο γενικός στόχος της κατάταξης των συνδυασμών καυσίμου/IT/IP, αποφασίστηκε να μελετηθούν τα πέντε κριτήρια σε τρία σενάρια. Συγκεκριμένα, κάθε σενάριο περιλάμβανε τον συνδυασμό ενός κύριου κριτηρίου (Κριτήρια 1,2,3) με τα δύο δευτερεύοντα κριτήρια (Κριτήρια 4,5). Ειδικότερα, τα τρία σενάρια ήταν Σενάριο 1 (Κριτήρια 1-4-5), Σενάριο 2 (Κριτήρια 2-4-5) και Σενάριο 3 (Κριτήρια 3-4-5). Η σύνθεση αυτή θεωρείται φυσιολογική, αφού σύμφωνα με το Υπουργείο Κοινοτήτων και Τοπικής Αυτοδιοίκησης του Ηνωμένου Βασιλείου μπορούν να συνδυάζονται άνω των τριών κριτηρίων (cluster criteria) σε μια τιμή (www.communities.gov.uk, January 2009). Αυτοί οι συνδυασμοί επιλέχθηκαν επειδή θεωρήθηκε σημαντικό να συνδυαστούν τα βασικά κριτήρια ρύθμισης καυσίμου/κινητήρα με τη σύγχρονη αντίληψη για την ανάπτυξη των κινητήρων (τεχνικά και νομικά).

9.2.1 Αναλυτική Διαδικασία Ιεράρχησης (Analytical Hierarchy Process, AHP)

Η μέθοδος AHP χρησιμοποιείται για την σύγκριση διαφόρων σεναρίων και καταλήγει στην επιλογή του βέλτιστου σεναρίου αναπτύσσοντας μια δομή για να συγκεντρώσει τις σημαντικότερες παραμέτρους που τα χαρακτηρίζει. Είναι ευρύτατα γνωστή τεχνική και χρησιμοποιείται εκτενώς, γιατί είναι κατανοητή και εύκολο να εφαρμοστεί. Πολλοί φορείς λήψης αποφάσεων εφαρμόζουν την μέθοδο AHP, επειδή μπορεί να χειριστεί πολύπλοκα προβλήματα της καθημερινής ζωής. Η μέθοδος AHP σχεδιάστηκε για να ασχοληθεί με λήψη αποφάσεων σε πολύπλοκα προβλήματα χρησιμοποιώντας πολλαπλά κριτήρια τα οποία χειρίζεται ταυτόχρονα (Saaty, 1977). Το

κύριο πλεονέκτημα αυτής της μεθόδου είναι η δυνατότητα να διαχειριστεί ένα μεγάλο αριθμό διαφορετικών παραγόντων (ποιοτικά και ποσοτικά δεδομένα), προκειμένου να παρθεί μια απόφαση (Saaty, 2004).

Η μέθοδος AHP αποσυνθέτει ένα σύνθετο πρόβλημα σε μικρότερα επιμέρους προβλήματα, τα οποία μπορούν να λυθούν ξεχωριστά. Τα κριτήρια αναλύονται όλο και περισσότερο μέχρι να μπορεί να χρησιμοποιηθούν αποτελεσματικά για τη σύγκριση των εναλλακτικών λύσεων ή εναλλακτικών αποφάσεων. Έτσι, δημιουργείται μια ιεραρχία (Εικόνα 9-2).



Εικόνα 9-2 Παράδειγμα δένδρου ιεραρχίας, όπου στην κορυφή της ιεραρχίας τίθεται ο στόχος του προβλήματος, το οποίο διαιρείται σε 4 υπο-προβλήματα (κριτήρια). Κάθε κριτήριο αποτελείται από 3 χαρακτηριστικά.

Στην κορυφή της ιεραρχίας (ή στη ρίζα του δένδρου), βρίσκεται ο στόχος του προβλήματος. Τα κριτήρια αποτελούν τα παιδιά της ρίζας, όπου κάθε κριτήριο μπορεί να έχει υπο-κριτήρια. Στο κατώτερο επίπεδο της ιεραρχίας, βρίσκονται οι εναλλακτικές λύσεις (χαρακτηριστικά) (ή τα φύλλα του δέντρου), (Paralikas and Lygeros, 2005).

Η μέθοδος AHP χρησιμοποιεί ως είσοδο τις απαντήσεις από τον λήπτη αποφάσεων (Decision Maker - DM) σε μια σειρά ερωτήσεων από τη γενική μορφή: «Πόσο σημαντικό είναι το κριτήριο A σχετικά με το κριτήριο B;» ή «Πόσο σημαντικό είναι το χαρακτηριστικό A ως προς το χαρακτηριστικό B σε σχέση με το κριτήριο A;». Αυτές οι ερωτήσεις ονομάζονται συγκρίσεις ζευγών (pairwise comparisons) και χρησιμοποιούνται για τη δημιουργία:

1. βαρών για τα χαρακτηριστικά
2. βαθμολογίες επιδόσεων για τις εναλλακτικές λύσεις για τα διάφορα κριτήρια (Janic and Reggiani, 2002).

Κατά συνέπεια, όταν το μοντέλο ιεραρχίας έχει ολοκληρωθεί, ο DM ή μια ομάδα εμπειρογνομόνων, διενεργεί συγκρίσεις ζευγών για κάθε επίπεδο του δέντρου, ώστε να αποκτήσει το κάθε στοιχείο ένα συντελεστή βαρύτητας (weight factor) σε σχέση με τον γονέα του (το αμέσως υψηλότερο επίπεδο). Αυτός ο συντελεστής βαρύτητας ενσωματώνεται στο τελικό αποτέλεσμα. Για να υπολογίσουμε τον συντελεστή βαρύτητας των n στοιχείων, ο εμπειρογνώμονας συγκρίνει την παράμετρο i^{th} με την παράμετρο j^{th} , χρησιμοποιώντας μια τιμή a_{ij} , που αντιστοιχεί σε έναν ακέραιο αριθμό μεταξύ 1 - 9 (Πίνακας 9-2) (Saaty, 1977, Saaty, 2004).

Πίνακας 9-2 Κλίμακα σύγκρισης ζευγών (Saaty, 1977, Saaty, 2004)

Σημαντικότητα	Ορισμός	Εξήγηση
1	Ισοδύναμης σημαντικότητας (equal importance)	Δύο στοιχεία είναι εξίσου σημαντικά
3	Αδύνατης σημαντικότητας (weak importance)	Το στοιχείο i είναι λίγο πιο σημαντικό του στοιχείου j
5	Ισχυρής σημαντικότητας (strong importance)	Το στοιχείο i είναι πιο σημαντικό του στοιχείου j
7	Πολύ ισχυρής σημαντικότητας (very strong importance)	Το στοιχείο i είναι πολύ πιο σημαντικό του στοιχείου j
9	Απόλυτης σημαντικότητας (Absolute importance)	Το στοιχείο i είναι απολύτως πιο σημαντικό του στοιχείου j
2, 4, 6, 8	Ενδιάμεσες τιμές	

Δημιουργείται μια μήτρα A μεγέθους $n \times n$.

$$A = [a_{ij}] = \begin{array}{c|cccc} & C_1 & C_2 & \dots & C_n \\ \hline C_1 & 1 & a_{12} & \dots & a_{1n} \\ C_2 & 1/a_{12} & 1 & \dots & a_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ C_n & 1/a_{1n} & 1/a_{2n} & \dots & 1 \end{array}$$

Για παράδειγμα, εάν το στοιχείο C_1 είναι πολύ πιο σημαντικό από το στοιχείο C_3 , τότε το a_{13} θα πρέπει να αποτιμάται με 5. Αν ισχύει το αντίστροφο, το στοιχείο C_3 είναι λιγότερο σημαντικό από ό, τι το στοιχείο C_1 , τότε το a_{31} βαθμολογείται με $1/5$, ή $a_{ij} = \frac{1}{a_{ji}}, \forall i, j$. Εάν το στοιχείο i συγκρίνεται με τον εαυτό του, τότε το a_{ii} βαθμολογείται με 1 (Alphonse, 1997, Paralikas and Lygeros, 2005).

Οι μαθηματικές εκφράσεις χρησιμοποιούνται για να βρεθεί το eigenvector X (το eigenvector είναι γνωστό ως λίστα βαρών), που είναι υπεύθυνο για τη μετατροπή της μήτρας σε ιεράρχηση κριτηρίων. Όταν καταρτίζεται μια λίστα βαρών, το τελικό βήμα είναι να υπολογιστεί η αναλογία συνέπειας (Consistency Ratio - CR). Μια CR δείχνει το πόσο συνεπή είναι τα στοιχεία (αποφάσεις) σε σχέση με μεγάλα δείγματα των τυχαίων στοιχείων.

Ένα σημαντικό μέρος της διαδικασίας ιεράρχησης είναι να ακολουθηθούν τα παρακάτω τρία βήματα σύμφωνα με την Εικόνα 9-2:

1. **Επιλογή του αντικειμένου:** Ο στόχος (ποιος είναι ο λόγος για την λήψη αποφάσεων;)
2. **Ορισμός των κριτηρίων:** Κριτήριο 1, Κριτήριο 2, Κριτήριο 3 και Κριτήριο 4
3. **Επιλογή των χαρακτηριστικών:** Χαρακτηριστικό 1, Χαρακτηριστικό 2 και Χαρακτηριστικό 3

Το επόμενο στάδιο είναι να προσδιοριστούν τα σχετικά βάρη των κριτηρίων λήψης αποφάσεων και ο καθορισμός της σχετικής κατάταξης (προτεραιότητας) των χαρακτηριστικών (Janic and Reggiani, 2002, Ariff et al., 2008, Hou et al., 2011, Saaty, 1990). Στο Παράρτημα Γ, παρουσιάζονται τα βήματα της μεθόδου AHP για τον καθορισμό του καλύτερου χαρακτηριστικού.

9.2.2 Τεχνική ταξινόμηση κατά ομοιότητα με την ιδανική κατάσταση (Technique for Order Preference by Similarity to Ideal Situation, TOPSIS)

Η μέθοδος TOPSIS είναι μια από τις πολλές προσεγγίσεις των MCDM (Hwang and Yoon, 1981). Πηγάζει από την έννοια της επιλογής καλύτερης εναλλακτικής λύσης ή

την κατάταξη των εναλλακτικών λύσεων που έχουν τη μικρότερη απόσταση από τη θετική ιδανική λύση (Positive Ideal Solution - PIS) και την πλέον απομακρυσμένη από την αρνητική ιδανική λύση (Negative Ideal Solution - NIS), μέσα από μια γεωμετρική (Ευκλείδειο) οπτική (Karimi et al., 2010). Στη μέθοδο TOPSIS, όλα τα χαρακτηριστικά εξετάζονται ταυτόχρονα σχετικά με τις αποστάσεις από το PIS και το NIS (Shih, 2008). Η ιδανική και μη ιδανική λύση εκπονούνται με τη χρήση μιας κανονικοποιημένης μήτρας. Στη συνέχεια, υπολογίζονται οι Ευκλείδειες αποστάσεις των χαρακτηριστικών από το ιδανικό και το μη ιδανικό σημείο και μετράται η σχετική εγγύτητα (relative closeness) ως προς την ιδανική λύση, η οποία εκφράζεται στο εύρος μεταξύ 0 - 1. Αν η εξεταζόμενη λύση πλησιάζει προς το 1, τότε είναι κοντά στο ιδανικό σημείο, αλλιώς αν πλησιάζει στο 0 τότε είναι κοντά στο μη ιδανικό σημείο (Hao and Qing-Sheng, 2006).

Τα πλεονεκτήματα αυτής της προσέγγισης είναι (García-Cascales et al., 2010):

- Η λογική της μεθόδου TOPSIS είναι κατανοητή.
- Η διαδικασία υπολογισμού είναι απλή.
- Η μέθοδος TOPSIS χρησιμοποιεί μια απλή μαθηματική μορφή για μπορέσει να βρει τις καλύτερες εναλλακτικές λύσεις για κάθε κριτήριο.
- Τα βάρη σημαντικότητας ενσωματώνονται στις διαδικασίες σύγκρισης.

Υπάρχουν όμως και κάποια μειονεκτήματα, όπως:

- Η μέθοδος TOPSIS εξαρτάται από τα βάρη.
- Η ιδανική και μη ιδανική λύση εξαρτώνται σε μεγάλο βαθμό από τις τιμές των προς σύγκριση παραμέτρων.

Στη μέθοδο TOPSIS, η σημαντικότητα του κάθε δείκτη δεν είναι ίδια, οπότε θα πρέπει να ορίζονται διαφορετικοί συντελεστές βαρύτητας (weight factors). Οι συντελεστές βαρύτητας είναι πολύ σημαντικοί, διότι επηρεάζουν άμεσα τα αποτελέσματα. Υπάρχουν πολλά βάρη για να ρυθμίζονται οι συντελεστές βαρύτητας, όπως συμβαίνει και στη μέθοδο AHP (Hao and Qing-Sheng, 2006). Η μέθοδος TOPSIS χρησιμοποιεί m χαρακτηριστικά

(επιλογές) και η κριτήρια και παίρνει ως είσοδο το αποτέλεσμα της κάθε επιλογής σε σχέση με το κάθε κριτήριο. Τα βήματα αυτής της μεθόδου αναλύονται στο Παράρτημα Δ.

9.3 Εφαρμογή πολυκριτηριακής ανάλυσης για την επιλογή του βέλτιστου συνδυασμού καυσίμου – χρονισμού έγχυσης – βάθους έγχυσης

9.3.1 Εφαρμογή ΑHP

Παρακάτω αναλύεται η μέθοδος ΑHP που αφορά το Σενάριο 1 (Κριτήρια 1-4-5). Τα δύο άλλα Σενάρια υπολογίζονται με τον ίδιο τρόπο. Υπάρχουν τρία στάδια που πρέπει να ληφθούν σε ένα μοντέλο ΑHP: Η αποσύνθεση, οι μετρήσεις των προτιμήσεων και η σύνθεση (Uzoka et al., 2011).

9.3.1.1 Αποσύνθεση (Decomposition)

Αρχικά, έπρεπε να ορισθεί ο στόχος της συγκεκριμένης περίπτωσης, ο οποίος ήταν η κατάταξη των 37 συνδυασμών Καύσιμο/IT/IP. Στη συνέχεια, ορίστηκαν τα κριτήρια βάσει των οποίων αξιολογούνται τα αποτελέσματα. Τέλος, επιλέχθηκαν τα χαρακτηριστικά σύμφωνα με τα οποία τα κριτήρια θα μπορούσαν να αξιολογηθούν. Τα κριτήρια και τα χαρακτηριστικά αυτής της μελέτης αναφέρεται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 9-3). Η μέθοδος ΑHP έτρεξε για τα τρία (3) κριτήρια σύμφωνα με το δέντρο ιεραρχίας που φαίνεται στην Εικόνα 9-1.

Πίνακας 9-3 Ιεραρχία των κριτηρίων για τους συνδυασμούς Καύσιμο/IT/IP

Στόχος	Κριτήρια	Χαρακτηριστικά
Κατάταξη των 37 συνδυασμών Καύσιμο/IT/IP	Κριτήριο 1: Εστίαση στην απόδοση του κινητήρα	Χαρακτηριστικό 1: Ροπή
	Κριτήριο 4: Αναμενόμενη νομοθεσία ΕΕ	Χαρακτηριστικό 2: Θερμική Απόδοση
		Χαρακτηριστικό 3: BSFC
	Κριτήριο 5: Νέες τάσεις στον σχεδιασμό κινητήρων	Χαρακτηριστικό 4: NO _x
		Χαρακτηριστικό 5: CO ₂

9.3.1.2 Μετρήσεις Προτιμήσεων (Measurements of preferences)

Σε αυτό το στάδιο, διεξήχθη σύγκριση ανά ζεύγη των χαρακτηριστικών για το κάθε κριτήριο αξιολόγησης σε σχέση με το κάθε άλλο κριτήριο. Η σύγκριση αυτή δείχνει τη δύναμη της σημασίας ενός χαρακτηριστικού σε σχέση με ένα άλλο αριθμητικά σε απόλυτη κλίμακα (Uzoka et al., 2011), όπως φαίνεται στην περιγραφή της μεθόδου AHP. Οι απαντήσεις των ειδικών εμπειρογνομώνων καυσίμου/κινητήρα αθροίστηκαν και δημιουργήθηκε μια μήτρα σύγκρισης ανά ζεύγος (PairWise Comparison Matrix – PWCM) για κάθε μία από τις τρεις (3) υπό εξέταση περιπτώσεις (Πίνακας 9-4).

Πίνακας 9-4 Μήτρα σύγκρισης ανά ζεύγος (PWCM) για τα επιλεγμένα κριτήρια

A/A	Κριτήριο 1	Κριτήριο 4	Κριτήριο 5
Κριτήριο 1	1	3	2
Κριτήριο 4	0.33	1	0.67
Κριτήριο 5	0.5	1.5	1

Ο Πίνακας 9-5 παρουσιάζει την κανονικοποιημένη μήτρα PWCM, διαιρώντας κάθε τιμή με το άθροισμα της στήλης στην οποία ανήκει (Βήμα 1, Βήμα 2 στο Παράρτημα Γ). Το άθροισμα κάθε σειράς διαιρέθηκε με τον αριθμό των κριτηρίων (Βήμα 3 στο Παράρτημα Γ) για να υπολογισθούν τα βάρη των κριτηρίων (Πίνακας 9-6), προκειμένου να ελεγχθεί ως προς την συνοχή κρίσης (judgment consistency).

Πίνακας 9-5 Κανονικοποιημένη μήτρα σύγκρισης ανά ζεύγος

A/A	Κριτήριο 1	Κριτήριο 4	Κριτήριο 5
Κριτήριο 1	0.55	0.55	0.54
Κριτήριο 4	0.18	0.18	0.18
Κριτήριο 5	0.27	0.27	0.27

Πίνακας 9-6 Eigenvector X

Βάρη Κριτηρίων
0.546
0.182
0.273

Το επόμενο βήμα ήταν ο υπολογισμός του λ_{\max} , ο οποίος απαιτείται για τον υπολογισμό του δείκτη συνέπειας (Consistency Index – CI) και της CR (Βήμα 4 στο

Παράρτημα Γ). Η λ_{max} βρέθηκε να είναι 3. Ως εκ τούτου, $CI = \frac{\lambda_{max}-n}{n-1} = \frac{3-3}{2}$ (5α Βήμα στο Παράρτημα Γ). Επιπλέον, $RI = 0.58$ (Πίνακας Β-1 στο Παράρτημα Γ) και, τέλος, $CR = \frac{CI}{RI} = \frac{0}{0,58} = 0$ (5β Βήμα στο Παράρτημα Γ). Το CR είναι μικρότερο από 0,1 και, κατά συνέπεια, οι αποφάσεις είναι αξιόπιστες.

Το επόμενο βήμα ήταν να αξιολογηθούν όλα τα χαρακτηριστικά για τα κριτήρια 1, 4 και 5, αντιστοίχως. Ο Πίνακας 9-7 παρουσιάζει την μήτρα PWCM για το κριτήριο 1 και ο Πίνακας 9-8 παρουσιάζει την κανονικοποίηση του PWCM για το Κριτήριο 1.

Πίνακας 9-7 PWCM για το Κριτήριο 1

A/A	Ροπή	ΘΑ	BSFC	NO _x	CO ₂
Ροπή	1	0.833	0.833	0.968	0.958
ΘΑ	1.2	1	1	1.161	1.125
BSFC	1.2	1	1	1.161	1.125
NO_x	1.033	0.861	0.861	1	0.969
CO₂	1.067	0.889	0.889	1.032	1

Πίνακας 9-8 Κανονικοποιημένο PWCM για το Κριτήριο 1

A/A	Ροπή	ΘΑ	BSFC	NO _x	CO ₂
Ροπή	0.219	0.219	0.219	0.219	0.219
ΘΑ	0.208	0.208	0.208	0.208	0.208
BSFC	0.208	0.208	0.208	0.208	0.208
NO_x	0.179	0.179	0.179	0.179	0.179
CO₂	0.185	0.185	0.185	0.185	0.185

Επιπλέον, υπολογίστηκαν οι eigenvalues και το eigenvectors. Χρησιμοποιώντας αυτές τις τιμές, επιτυγχάνεται ένα μοντέλο προτεραιότητας. Το eigenvector υπολογίστηκε αρχικά αθροίζοντας κάθε στήλη και στη συνέχεια διαιρώντας κάθε τιμή της μήτρας PWC με το άθροισμα της στήλης. Το βάρος του κάθε χαρακτηριστικού υπολογίστηκε (Βήμα 6 στο Παράρτημα Γ) ως η μέση τιμή της κάθε γραμμής της κανονικοποιημένης μήτρας PWCM και αυτό φαίνεται στον παρακάτω πίνακα (Πίνακας 9-9). Ο Δείκτης Συνέπειας για όλες τις περιπτώσεις είναι ο εξής: $CR = \frac{CI}{RI} = \frac{0}{1,12} = 0$

Πίνακας 9-9 Οι Eigenvectors για τις τρεις περιπτώσεις

A/A	Προτεραιότητα V _{i1}	Προτεραιότητα V _{i2}	Προτεραιότητα V _{i3}
Ροπή	0.182	0.152	0.163
ΘΑ	0.218	0.190	0.221
BSFC	0.218	0.196	0.174
NO _x	0.188	0.228	0.221
CO ₂	0.184	0.234	0.221

9.3.1.3 Σύνθεση (Synthesis)

Στο τελικό στάδιο, προέκυψε το συνολικό διάνυσμα προτεραιότητας του κάθε χαρακτηριστικού από τον πολλαπλασιασμό της μήτρας βαρών των κριτηρίων με το φορέα προτεραιότητα (priority vector) των χαρακτηριστικών. Έτσι, ήταν δυνατή η εύρεση του χαρακτηριστικού με την μεγαλύτερη επίδραση (Πίνακας 9-10).

Πίνακας 9-10 Κατάταξη χαρακτηριστικών

A/A	Προτεραιότητα V _{i1}	Προτεραιότητα V _{i2}	Προτεραιότητα V _{i3}	Χ	Βάρη Κριτηρίων	Αποτέλεσμα	Κατάταξη
Ροπή	0.182	0.152	0.163		x	0.546	0.171
ΘΑ	0.218	0.190	0.221	0.214		1	
BSFC	0.218	0.196	0.174	0.202		4	
NO _x	0.188	0.228	0.221	0.204		3	
CO ₂	0.184	0.234	0.221	0.209		2	

Οι υπολογισμοί εκτελέστηκαν ως εξής:

$$\text{Ροπή} = 0.182 \times (0.546) + 0.152 \times (0.182) + 0.163 \times (0.273) = 0.171$$

$$\text{ΘΑ} = 0.218 \times (0.546) + 0.190 \times (0.182) + 0.221 \times (0.273) = 0.214$$

$$\text{BSFC} = 0.218 \times (0.546) + 0.196 \times (0.182) + 0.174 \times (0.273) = 0.202$$

$$\text{NO}_x = 0.188 \times (0.546) + 0.228 \times (0.182) + 0.221 \times (0.273) = 0.204$$

$$\text{CO}_2 = 0.184 \times (0.546) + 0.234 \times (0.182) + 0.221 \times (0.273) = 0.209$$

Σαφώς, στο σενάριο 1 των κριτηρίων, η ΘΑ ήταν το πιο σημαντικό χαρακτηριστικό για την κατάταξη των συνδυασμών καύσιμο/IT/IP, ακολουθούμενη από το CO₂, NO_x, BSFC και τελευταία την ροπή. Αυτό το αποτέλεσμα ήταν σύμφωνο με το στόχο του κύριου κριτηρίου 1 (αύξηση της απόδοσης του κινητήρα), αφού η ΘΑ είναι ο καλύτερος δείκτης υψηλής απόδοσης του κινητήρα (συνδυασμός της ισχύος του κινητήρα με την κατανάλωση καυσίμων). Χρησιμοποιώντας την ίδια μεθοδολογία, τα σενάρια 2 και

3 έδωσαν τα ακόλουθα αποτελέσματα στην κατάταξη των χαρακτηριστικών (Πίνακας 9-11 και Πίνακας 9-12).

Πίνακας 9-11 Κατάταξη Χαρακτηριστικών χρησιμοποιώντας την μέθοδο AHP (Σενάριο 2)

A/A	Αποτέλεσμα	Κατάταξη
Ροπή	0.143	5
ΘΑ	0.195	3
BSFC	0.191	4
NO _x	0.234	2
CO ₂	0.236	1

Πίνακας 9-12 Κατάταξη Χαρακτηριστικών χρησιμοποιώντας την μέθοδο AHP (Σενάριο 3)

A/A	Αποτέλεσμα	Κατάταξη
Ροπή	0.149	5
ΘΑ	0.200	4
BSFC	0.203	3
NO _x	0.228	1
CO ₂	0.220	2

Παρατηρήθηκε ότι στο Σενάριο 2, το CO₂ κατέλαβε την πρώτη θέση σε σημασία, ακολουθούμενο από τα NO_x. Στη συνέχεια, η ΘΑ και η BSFC είχαν σχεδόν την ίδια σημασία, ενώ η ροπή έμεινε τελευταία. Η κατάταξη των χαρακτηριστικών ήταν επίσης, σύμφωνα με τους σκοπούς του κύριου Κριτηρίου 2 (μείωση των περιβαλλοντικών επιπτώσεων), όπως συνέβη και στο Σενάριο 1, αφού σε αυτή την περίπτωση τα πιο σημαντικά χαρακτηριστικά ήταν οι εκπομπές αέριων ρύπων.

Όσον αφορά το Σενάριο 3, τα NO_x ήταν στην πρώτη θέση, ακολουθούμενα από το CO₂, την BSFC, την ΘΑ και τέλος την ροπή. Για άλλη μια φορά, η κατάταξη των χαρακτηριστικών ήταν, σύμφωνα με το στόχο του κύριου Κριτηρίου 3 (ισορροπημένη κατάσταση μεταξύ ικανοποιητικής απόδοσης του κινητήρα και μειωμένων περιβαλλοντικών επιπτώσεων), αφού αν και οι ρύποι βρέθηκαν πιο σημαντικοί, οι δείκτες απόδοσης του κινητήρα (BSFC, ΘΑ και ροπή), ήταν επίσης σημαντικοί. Το παραγόμενο αποτέλεσμα ήταν μεταξύ του Σεναρίου 1 και του Σεναρίου 3 που ήταν το αναμενόμενο.

Τέλος, το συνολικό διάνυσμα προτεραιότητας του κάθε χαρακτηριστικού, πολλαπλασιάστηκε με την τιμή του χαρακτηριστικού από τα πειραματικά δεδομένα για κάθε συνδυασμό καυσίμου/IT/IP και στη συνέχεια οι τιμές αυτές συνοψίστηκαν σε έναν

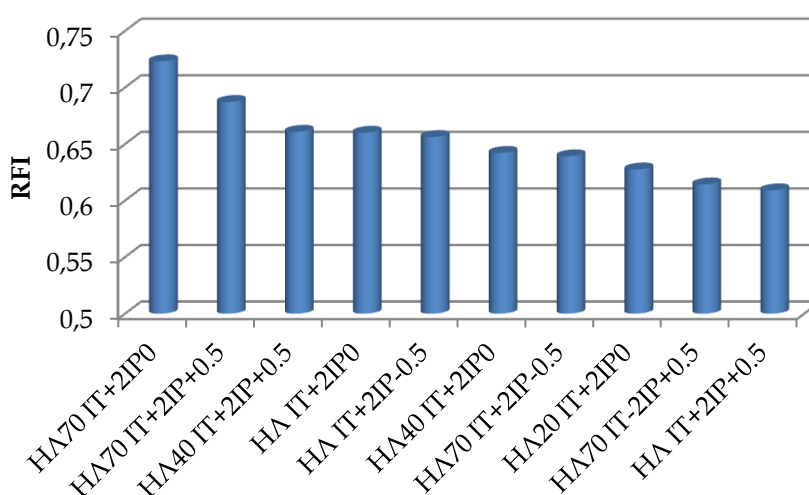
Συντελεστή Κατάταξης (Ranking Index Factor - RFI). Όσο υψηλότερος ο RFI, τόσο υψηλότερη ήταν η θέση κατάταξης του κάθε συνδυασμού.

Σενάριο 1 $RFI = 0.171 \times \text{Ροπή} + 0.214 \times \Theta\text{Α} + 0.202 \times \text{BSFC} + 0.204 \times \text{NO}_x + 0.209 \times \text{CO}_2$

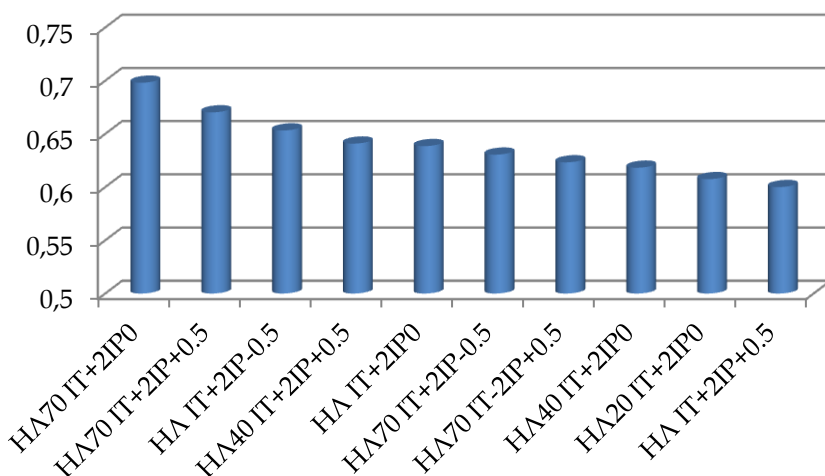
Σενάριο 2 $RFI = 0.143 \times \text{Ροπή} + 0.195 \times \Theta\text{Α} + 0.191 \times \text{BSFC} + 0.234 \times \text{NO}_x + 0.236 \times \text{CO}_2$

Σενάριο 3 $RFI = 0.149 \times \text{Ροπή} + 0.200 \times \Theta\text{Α} + 0.203 \times \text{BSFC} + 0.228 \times \text{NO}_x + 0.220 \times \text{CO}_2$

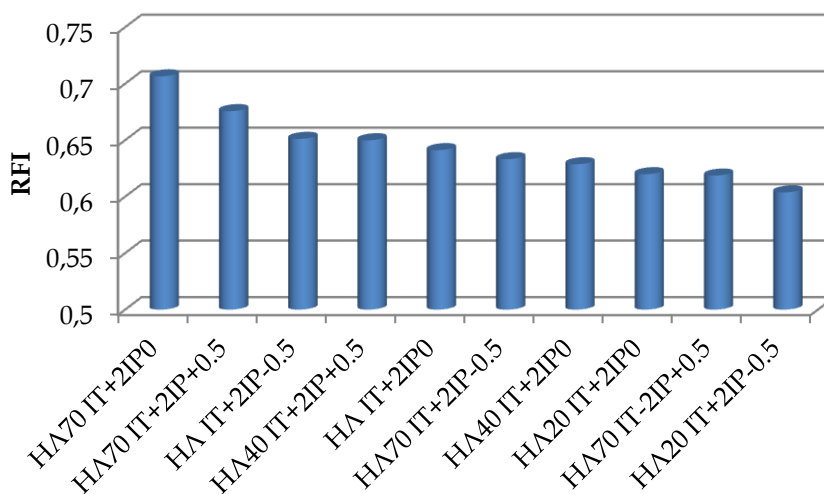
Με αυτό τον τρόπο, υπολογίστηκε η συνολική κατάταξη των 37 συνδυασμών Καύσιμο/IT/IP. Οι πρώτοι δέκα καλύτεροι συνδυασμοί φαίνονται παρακάτω για τα τρία σενάρια (Διάγραμμα 9-1, Διάγραμμα 9-2 και Διάγραμμα 9-3).



Διάγραμμα 9-1 Κατάταξη συνδυασμών Καυσίμου/IT/IP χρησιμοποιώντας την μέθοδο AHP (Σενάριο 1)



Διάγραμμα 9-2 Κατάταξη συνδυασμών Καυσίμου/IT/IP χρησιμοποιώντας την μέθοδο AHP (Σενάριο 2)



Διάγραμμα 9-3 Κατάταξη συνδυασμών Καυσίμου/ΙΤ/ΙΡ χρησιμοποιώντας την μέθοδο ΑHP (Σενάριο 3)

Η καλύτερη ρύθμιση και στα τρία σενάρια ήταν το μίγμα ΗΛ70, σε συνδυασμό με τον πρώιμο χρονισμό έγχυσης (ΙΤ+2 °CA) και το βάθος έγχυσης του κατασκευαστή (ΙΡ0). Τα καύσιμα υψηλής περιεκτικότητας σε ηλιέλαιο κατατάσσονται στις πρώτες θέσεις, το οποίο έδειξε ότι ανεξάρτητα από το επιλεγμένο σενάριο, τα καύσιμα αυτά προτιμήθηκαν από την μέθοδο ΑHP (Διάγραμμα 9-1). Μια άλλη παρατήρηση είναι ότι 9 από τους 10 καλύτερους συνδυασμούς είχαν πρώιμο χρονισμό έγχυσης (ΙΤ+2 °CA). Το αποτέλεσμα αυτό έδειξε ότι η πολύ καλή απόδοση του κινητήρα με αυτή τη ρύθμιση χρονισμού έγχυσης ξεπέρασε την επίδραση της αύξησης των NO_x στην τελική απόφαση της μεθόδου ΑHP. Από την άποψη του βάθους έγχυσης, τα αποτελέσματα της ΑHP ήταν ασαφή. Ωστόσο, η ρύθμιση ΙΡ0 εμφανίστηκε πιο πολλές φορές στους πρώτους 10 συνδυασμούς.

9.3.2 Εφαρμογή TOPSIS

Στην μέθοδο TOPSIS, τα χαρακτηριστικά, τα κριτήρια και τα σενάρια των κριτηρίων ήταν τα ίδια με τη μέθοδο ΑHP. Η μέθοδος TOPSIS χρησιμοποιήθηκε επίσης για την κατάταξη των συνδυασμών καυσίμου/ΙΤ/ΙΡ και το αποτέλεσμα συγκρίθηκε με τη μέθοδο ΑHP. Παρακάτω, παρουσιάζεται μόνο η ανάλυση TOPSIS για το Σενάριο 1

(Κριτήρια 1-4-5) χρησιμοποιώντας τα ίδια χαρακτηριστικά όπως και στην ΑΗΡ (Ροπή, ΘΑ, BSFC, NO_x και CO₂). Η ίδια μεθοδολογία ακολουθήθηκε για τα Σενάρια 2 και 3.

Πριν από τη δημιουργία της μήτρα αποφάσεων D (Βήμα 1 στο Παράρτημα Δ), ήταν αναγκαίο να καθοριστούν τα βάρη του κάθε κριτηρίου που χρησιμοποιούνται στη μέθοδο ΑΗΡ (Πίνακας 9-6), τα οποία ήταν $w_j = [0,546, 0,182, 0,273]$. Στη συνέχεια, τα κριτήρια ταξινομήθηκαν σε κατηγορίες οφέλους και κόστους. Τα κριτήρια οφέλους ήταν: $J^+ = \text{Κριτήριο 1, Κριτήριο 4, Κριτήριο 5}$ (όσο μεγαλύτερη η τιμή του κριτηρίου, τόσο μεγαλύτερη η απόδοσή του), ενώ κανένα από τα κριτήρια αξιολόγησης δεν ανήκει στην κατηγορία κριτηρίων κόστους J^- (το οποίο σημαίνει ότι αν η τιμή αυτών των κριτηρίων μεγαλώσει, η απόδοση μπορεί να μην είναι επίσης μεγαλύτερη). Έτσι, δημιουργήθηκε μία μήτρα αποφάσεων D (Πίνακας 9-13) σύμφωνα με τους DMs.

Πίνακας 9-13 Μήτρα αποφάσεων D μεγέθους 5×3

	<i>Βάρη</i>	0.546	0.182	0.273
	$a \setminus c \rightarrow$	Κριτήριο 1	Κριτήριο 4	Κριτήριο 5
$D = [x_{ij}] =$	Ροπή	8	6	7
	ΘΑ	9	7	9
	BSFC	9	7	7
	NO_x	8	8	9
	CO₂	8	9	9

Αργότερα (Βήμα 2 στο Παράρτημα Δ), υπολογίστηκε η τετραγωνική ρίζα των τετραγώνων της αξίας προσθετικού στοιχείου (Βλέπε Παράρτημα Δ), σύμφωνα με κάθε κριτήριο (Πίνακας 9-14).

Πίνακας 9-14 Υπολογισμός R

	<i>Βάρη</i>	0.546	0.182	0.273
	$a \setminus c \rightarrow$	Κριτήριο 1	Κριτήριο 4	Κριτήριο 5
	Ροπή	64	36	49
	ΘΑ	81	49	81
	BSFC	81	49	49
	NO_x	64	64	81
	CO₂	64	81	81
	$\sqrt{\sum_{i=1}^m x_{ij}^2}$	18.81	16.70	18.47

Στη συνέχεια η μήτρα αποφάσεων r_{ij} κανονικοποιήθηκε (Πίνακας 9-15). Για παράδειγμα, το r_{11} υπολογίστηκε ως εξής:

$$r_{11} = x_{11} / \sqrt{\sum_{i=1}^5 x_{i1}^2} = 64/18.18 = 0.43.$$

Πίνακας 9-15 Κανονικοποιημένη μήτρα αποφάσεων

<i>Βάρη</i>	0.546	0.182	0.273
<i>a</i> \ <i>c</i> →	Κριτήριο 1	Κριτήριο 4	Κριτήριο 5
Ροπή	0.43	0.36	0.3
ΘΑ	0.48	0.42	0.49
BSFC	0.48	0.42	0.38
NO_x	0.43	0.48	0.49
CO₂	0.43	0.54	0.49

Στο επόμενο στάδιο (Βήμα 3 στο Παράρτημα Δ), πολλαπλασιάστηκαν οι τιμές στην κανονικοποιημένη μήτρα αποφάσεων βάρη των κριτηρίων χρησιμοποιώντας τον τύπο $v_{ij} = w_j r_{ij}$ (Πίνακας 9-16). Για παράδειγμα, $v_{11} = 0.546 \times 0.43 = 0.232$.

Πίνακας 9-16 Σταθμισμένη Κανονικοποιημένη Μήτρα Αποφάσεων

<i>a</i> \ <i>c</i> →	Κριτήριο 1	Κριτήριο 4	Κριτήριο 5
Ροπή	0.232	0.065	0.103
ΘΑ	0.261	0.076	0.133
BSFC	0.261	0.076	0.103
NO_x	0.232	0.087	0.133
CO₂	0.232	0.098	0.133

Μετά, υπολογίστηκαν το ιδανικό και αρνητικό ιδανικό σημείο. Το σύμβολο “+” στους παρακάτω πίνακες (Πίνακας 9-17 και Πίνακας 9-18) σημαίνει ότι το εξεταζόμενο κριτήριο ανήκει στο J^+ , που με την σειρά του σημαίνει ότι σε κάθε σειρά συγκρατήθηκε η μεγαλύτερη τιμή. (Αν κάποια τιμή ήταν στην κατηγορία J^- , τότε θα συγκρατούνταν η μικρότερη τιμή). Έτσι, το ιδανικό σημείο ήταν: $A^+ = (0.261, 0.098, 0.133)$.

Πίνακας 9-17 Ιδανικό Σημείο

J^+	+	+	+
$a \downarrow c \rightarrow$	Κριτήριο 1	Κριτήριο 4	Κριτήριο 5
Ροπή	0.232	0.065	0.103
ΘΑ	0.261	0.076	0.133
BSFC	0.261	0.076	0.103
NO _x	0.232	0.087	0.133
CO ₂	0.232	0.098	0.133
A ⁺	max	max	max
A ⁺	0.261	0.098	0.133

Αντίστοιχα, για τον υπολογισμό του αρνητικού ιδανικού σημείου, συγκρατήθηκε η μικρότερη τιμή σε κάθε σειρά. Έτσι, υπολογίστηκε το αρνητικό ιδανικό σημείο που ήταν: $A^- = (0.232, 0.065, 0.103)$.

Πίνακας 9-18 Αρνητικό Ιδανικό Σημείο

J^+	+	+	+
$a \downarrow c \rightarrow$	Κριτήριο 1	Κριτήριο 4	Κριτήριο 5
Ροπή	0.232	0.065	0.103
ΘΑ	0.261	0.076	0.133
BSFC	0.261	0.076	0.103
NO _x	0.232	0.087	0.133
CO ₂	0.232	0.098	0.133
A ⁻	min	min	min
A ⁻	0.232	0.065	0.103

Στο επόμενο στάδιο (Βήμα 5 στο Παράρτημα Δ), υπολογίστηκαν οι διαφορές S_i^+ και S_i^- (Πίνακας 9-19) κάθε χαρακτηριστικού a_i από το ιδανικό σημείο A^+ και το αρνητικό ιδανικό σημείο A^- , αντίστοιχα.

Πίνακας 9-19 Διαφορές S_i^+

$a \downarrow c \rightarrow$	Κριτήριο 1	Κριτήριο 4	Κριτήριο 5	Άθροισμα γραμμών	S_i^+
Ροπή	0.00084	0.00106	0.00087	0.00278	0.053
ΘΑ	0.00000	0.00047	0.00000	0.00047	0.022
BSFC	0.00000	0.00047	0.00087	0.00135	0.037
NO _x	0.00084	0.00012	0.00000	0.00096	0.031
CO ₂	0.00084	0.00000	0.00000	0.00084	0.029

Αρχικά, οι τιμές της κάθε στήλης αφαιρέθηκαν από την μέγιστη τιμή της κάθε στήλης και υψώθηκε στη δύναμη του τετραγώνου. Οι μέγιστη τιμές επιλέχθηκαν, επειδή όλα τα κριτήρια ανήκουν στην κατηγορία J^+ . Για S_i^- , η τιμή της κάθε στήλης αφαιρείται από την ελάχιστη (min) τιμή της κάθε στήλης (η τιμή min επιλέχθηκε γιατί όλα τα κριτήρια που ανήκουν στην κατηγορία J^+) και υψώθηκε στη δύναμη του τετραγώνου. Στη συνέχεια, υπολογίστηκε η τετραγωνική ρίζα του αθροίσματος της κάθε γραμμής. Για παράδειγμα, το αποτέλεσμα του κελιού 11 του παραπάνω πίνακα (Πίνακας 9-19), υπολογίζεται ως εξής:

$$(v_j - v_{ij})^2 = (0.232 - 0.261)^2 = 0.00084.$$

$$\text{Μετά, } S_i^+ = \sqrt{\sum_{j=1}^n (v_{ij} - v_j^+)^2} = \sqrt{\text{Sum of rows}} = 0.053.$$

Αντίστοιχα, υπολογίστηκε το S_i^- .

Στη συνέχεια (Βήμα 6 στο Παράρτημα Δ), υπολογίστηκε η σχετική εγγύτητα των χαρακτηριστικών ως προς το ιδανικό σημείο (Πίνακας 9-20). Στην περίπτωση του C_i , η ροπή είναι ίση με: $C_i = \frac{0.000}{0.053 + 0.000} = 0.00; 0 \leq C_i \leq 1$. Αυτό σημαίνει ότι η ροπή είναι το αρνητικό ιδανικό σημείο, διότι το C_i είναι ίσο με μηδέν (Marković., 2010).

Πίνακας 9-20 Σχετική εγγύτητα στο ιδανικό σημείο

Χαρακτηριστικά	S_i^+	S_i^-	C_i	Κατάταξη
Ροπή	0.053	0.000	0.00	5
ΘΑ	0.022	0.043	0.66	1
BSFC	0.037	0.031	0.46	4
NO_x	0.031	0.037	0.54	3
CO₂	0.029	0.044	0.60	2

Οι ιδιότητες αυτές κατατάσσονται με βάση την εγγύτητα προς το ιδανικό σημείο C_i (Βήμα 7 στο Παράρτημα Δ). Επιλέχθηκε το χαρακτηριστικό με τη μέγιστη C_i (Πίνακας 9-20).

Σαφώς, χρησιμοποιώντας τη μέθοδο TOPSIS, στο Σενάριο 1 το καλύτερο χαρακτηριστικό ήταν η ΘΑ, ακολουθούμενη από το CO₂, τα NO_x, την BSFC αφήνοντας την ροπή τελευταία. Αυτό το αποτέλεσμα ήταν σύμφωνο με το στόχο του κύριου κριτηρίου

1 (αύξηση της απόδοσης του κινητήρα), αφού η ΘΑ είναι ο καλύτερος δείκτης υψηλής απόδοσης του κινητήρα (συνδυασμός της ισχύος του κινητήρα και της κατανάλωση καυσίμου).

Χρησιμοποιώντας την ίδια μεθοδολογία, τα Σενάρια 2 και 3, έδωσαν τα ακόλουθα αποτελέσματα στην κατάταξη των χαρακτηριστικών (Πίνακας 9-21 και Πίνακας 9-22).

Πίνακας 9-21 Κατάταξη Χαρακτηριστικών χρησιμοποιώντας την μέθοδο TOPSIS (Σενάριο 2)

A/A	Αποτέλεσμα	Κατάταξη
Ροπή	0.00	5
ΘΑ	0.48	3
BSFC	0.45	4
NO _x	0.86	2
CO ₂	1.00	1

Πίνακας 9-22 Κατάταξη Χαρακτηριστικών χρησιμοποιώντας την μέθοδο TOPSIS (Σενάριο 3)

A/A	Αποτέλεσμα	Κατάταξη
Ροπή	0.00	5
ΘΑ	0.59	4
BSFC	0.67	3
NO _x	0.84	1
CO ₂	0.74	2

Παρατηρείται ότι στο Σενάριο 2, το CO₂ κατείχε την πρωτεύουσα σημασία, ακολουθούμενο από τα NO_x. Στη συνέχεια, η ΘΑ και η BSFC είχαν σχεδόν την ίδια σημασία και τελευταία έμεινε η ροπή. Η κατάταξη των χαρακτηριστικών ήταν επίσης, σύμφωνα με τους σκοπούς του κύριου κριτηρίου 2 (μείωση των περιβαλλοντικών επιπτώσεων), όπως στο Σενάριο 1, αφού στην περίπτωση αυτή τα πιο σημαντικά χαρακτηριστικά ήταν οι εκπομπές αερίων ρύπων. Ωστόσο, το αποτέλεσμα του CO₂ ήταν πολύ υψηλό σε σύγκριση με το υπόλοιπα χαρακτηριστικά.

Όσον αφορά το Σενάριο 3, τα NO_x ήταν στην πρώτη θέση, ακολουθούμενη από το CO₂, την BSFC, την ΘΑ και την ροπή. Για άλλη μια φορά, η κατάταξη των χαρακτηριστικών ήταν, σύμφωνα με το στόχο του κύριου κριτηρίου 3 (ισορροπημένη κατάσταση μεταξύ ικανοποιητικής απόδοσης του κινητήρα και μειωμένων περιβαλλοντικών επιπτώσεων), αφού αν και οι ρύποι που βρέθηκαν να είναι πιο

σημαντικοί, οι δείκτες απόδοσης (BSFC, ΘA) ήταν επίσης σημαντικοί. Το παραγόμενο αποτέλεσμα ήταν μεταξύ του Σεναρίου 1 και του Σεναρίου 2, όπως αναμενόταν.

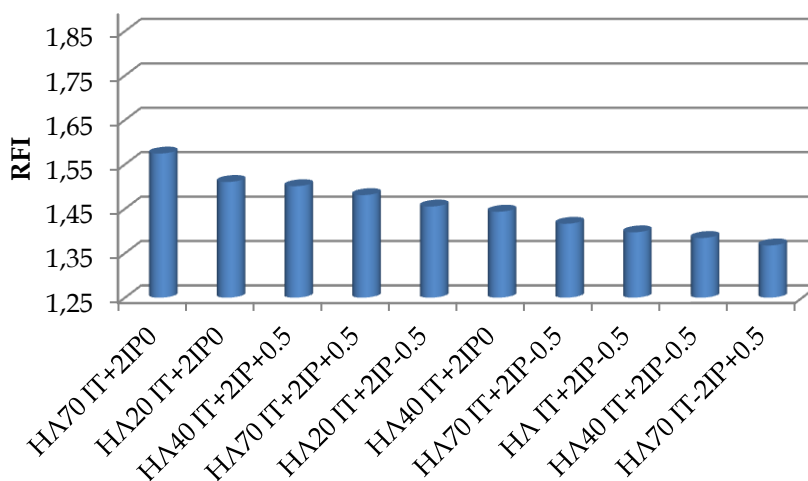
Τέλος, το συνολικό διάνυσμα προτεραιότητα του κάθε χαρακτηριστικού, πολλαπλασιάστηκε με την τιμή του κάθε χαρακτηριστικό από τα πειραματικά στοιχεία για κάθε συνδυασμό καυσίμου/IT/IP και στη συνέχεια οι τιμές αυτές συνοψίστηκαν σε ένα Συντελεστή Κατάταξης (RFI). Όσο υψηλότερη η RFI, τόσο υψηλότερη ήταν η θέση κατάταξης του συγκεκριμένου συνδυασμού. Πρέπει να επισημανθεί ότι η μέθοδος TOPSIS έδωσε σε όλα τα σενάρια βαθμολογία μηδέν (0) στην ροπή, λόγω του γεγονότος ότι το αρνητικό ιδανικό σημείο προέρχονταν πάντα από την ροπή. Το αποτέλεσμα αυτό θα μπορούσε να παράγει προβλήματα στην τελική κατάταξη των συνδυασμών καυσίμου/IT/IP, αφού τα πειραματικά δεδομένα της ροπής δεν λαμβάνονται υπόψη στην τελική κατάταξη.

Σενάριο 1 $RFI = 0.00 \times \text{Ροπή} + 0.66 \times \Theta A + 0.46 \times \text{BSFC} + 0.54 \times \text{NO}_x + 0.60 \times \text{CO}_2$

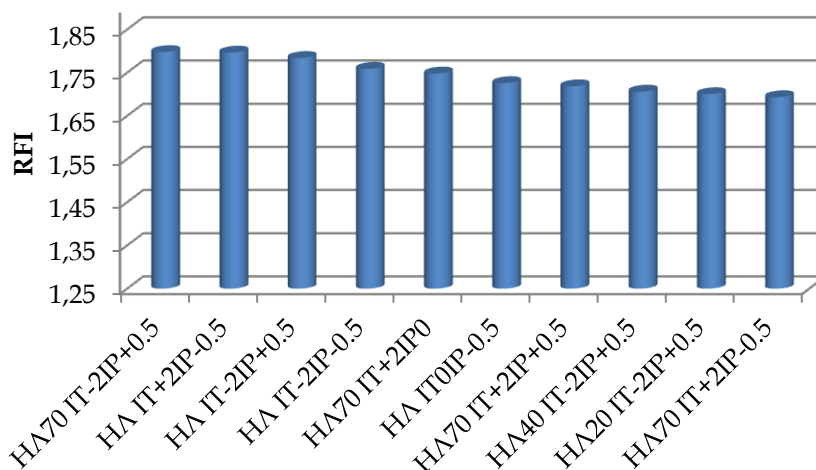
Σενάριο 2 $RFI = 0.00 \times \text{Ροπή} + 0.48 \times \Theta A + 0.45 \times \text{BSFC} + 0.86 \times \text{NO}_x + 1.00 \times \text{CO}_2$

Σενάριο 3 $RFI = 0.00 \times \text{Ροπή} + 0.59 \times \Theta A + 0.67 \times \text{BSFC} + 0.84 \times \text{NO}_x + 0.74 \times \text{CO}_2$

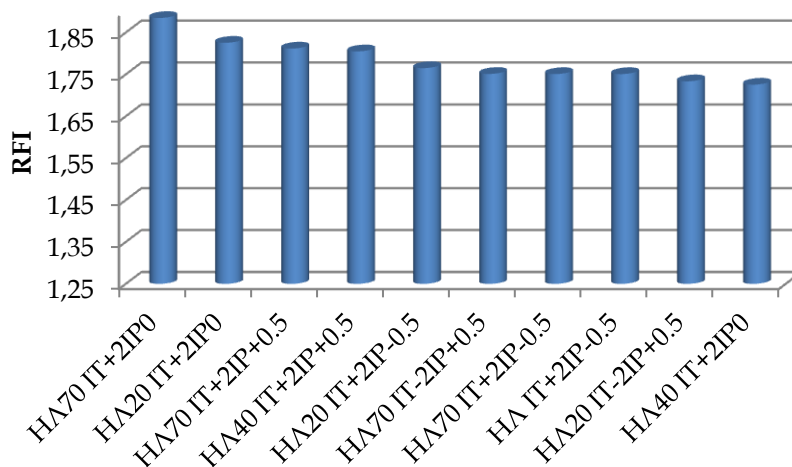
Με αυτόν τον τρόπο, υπολογίστηκε η συνολική κατάταξη των 37 συνδυασμών Καυσίμου/IT/IP. Ωστόσο, για τους σκοπούς της παρούσας διατριβής μόνο οι πρώτοι δέκα καλύτεροι συνδυασμοί παρουσιάζονται παρακάτω για τα τρία σενάρια (Διάγραμμα 9-4, Διάγραμμα 9-5 και Διάγραμμα 9-6).



Διάγραμμα 9-4 Κατάταξη συνδυασμών Καυσίμου/IT/IP χρησιμοποιώντας την μέθοδο TOPSIS (Σενάριο 1)



Διάγραμμα 9-5 Κατάταξη συνδυασμών Καυσίμου/ΙΤ/ΙΡ χρησιμοποιώντας την μέθοδο TOPSIS (Σενάριο 2)



Διάγραμμα 9-6 Κατάταξη συνδυασμών Καυσίμου/ΙΤ/ΙΡ χρησιμοποιώντας την μέθοδο TOPSIS (Σενάριο 3)

Παρατηρήθηκε ότι η καλύτερη ρύθμιση στα Σενάρια 1 και 3 ήταν το μίγμα ΗΛ70, σε συνδυασμό με τον πρώτο χρονισμό έγχυσης (ΙΤ+2 °C_A) και το βάθος έγχυσης του κατασκευαστή (ΙΡ0). Παρ' όλα αυτά, το Σενάριο 2 έδωσε διαφορετικά αποτελέσματα. Ο καλύτερος συνδυασμός Καυσίμου/ΙΤ/ΙΡ χρησιμοποιεί μεν το μίγμα ΗΛ70 ως ιδανικό καύσιμο, αλλά ο επιλεγμένος χρονισμός έγχυσης είναι ο όψιμος (ΙΤ-2 °C_A) και αντίστοιχα το επιλεγμένο βάθος έγχυσης είναι το ρηχό (ΙΡ+0.5 mm). Στα Σενάρια 1 και 3, η δεύτερη θέση ελήφθη από τον συνδυασμό ΗΛ20, ο οποίος είναι αποτέλεσμα της απουσίας επιρροής

της ροπής (η βαθμολογία ροπής ήταν 0) στον τελικό RFI που δίνεται από την μέθοδο TOPSIS. Στο Σενάριο 2, τα καύσιμα υψηλής περιεκτικότητας σε ηλιέλαιο κατατάσσονται στις πρώτες θέσεις, κυρίως λόγω των χαμηλών εκπομπών CO₂ που παράγονται από αυτά. Μια άλλη παρατήρηση είναι ότι στο Σενάριο 1 και 3, η πλειοψηφία των επιλεγμένων συνδυασμών χρησιμοποιούσε πρώιμο χρονισμό έγχυσης (IT+2 °CA). Από την άλλη πλευρά, στο Σενάριο 2 επικράτησαν οι συνδυασμοί με χρονισμό έγχυσης επιλογή με IT-2 °CA. Αυτό συνέβη επειδή οι δύο εκπομπές (NO_x και CO₂) είχαν πολύ υψηλή βαθμολογία στην κατάταξη χαρακτηριστικών, το οποίο στην τελική κατάταξη των συνδυασμών καυσίμου/IT/IP ευνόησε προφανώς το χρονισμό έγχυσης IT-2 °CA που παράγει πολύ μικρές ποσότητες και των δύο αερίων ρύπων.

9.3.3 Σύγκριση των μεθόδων πολυκριτηριακής ανάλυσης

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζεται η κατάταξη των 37 συνδυασμών Καυσίμου/IT/IP χρησιμοποιώντας τις τεχνικές AHP και TOPSIS. Εφαρμόστηκαν οι δύο (2) τεχνικές για να εξεταστεί αν και οι δύο θα έδιναν ίδια αποτελέσματα. Έτσι, τα αποτελέσματα των δύο αυτών μεθόδων συγκρίθηκαν αρχικά όσον αφορά την κατάταξη χαρακτηριστικών και κατά δεύτερον, ως προς την τελική κατάταξη Καυσίμου/IT/IP για καθένα από τα τρία (3) σενάρια κριτηρίων που χρησιμοποιήθηκαν. Ο Πίνακας 9-23 συγκεντρώνει τις κατατάξεις των τεχνικών AHP και TOPSIS για τα χαρακτηριστικά που αφορούν το κάθε σενάριο. Παρατηρήθηκε ότι η κατάταξη και των δύο τεχνικών είναι η ίδια. Αυτό είναι μια ένδειξη ότι και οι δύο τεχνικές θα μπορούσαν να εφαρμοστούν σε αυτές τις περιπτώσεις λήψης αποφάσεων με παρόμοια αποτελέσματα.

Πίνακας 9-23 Κατάταξη Χαρακτηριστικών με τις μεθόδους AHP και TOPSIS (στο βέλτιστο χαρακτηριστικό αποδίδεται το 1, στο χειρίστο χαρακτηριστικό αποδίδεται το 5)

A/A	Σενάριο 1		Σενάριο 2		Σενάριο 3	
	AHP	TOPSIS	AHP	TOPSIS	AHP	TOPSIS
	Κατάταξη					
Ροπή	5	5	5	5	5	5
ΘΑ	1	1	3	3	4	4
BSFC	4	4	4	4	3	3
NO _x	3	3	2	2	1	1
CO ₂	2	2	1	1	2	2

Από την άλλη πλευρά, η τελική ταξινόμηση των συνδυασμών Καυσίμου/IT/IP δεν έδωσε τα ίδια ακριβώς αποτελέσματα (Πίνακας 9-24), διότι τα αποτελέσματα των δύο τεχνικών AHP και TOPSIS όσον αφορά τα χαρακτηριστικά πολλαπλασιάστηκαν με την πειραματική τιμή τους σε κάθε συνδυασμό Καυσίμου/IT/IP και το τελικό αποτέλεσμα διαφοροποιήθηκε.

Πίνακας 9-24 Κατάταξη συνδυασμών Καυσίμου/IT/IP με τις μεθόδους AHP και TOPSIS

A/A	Σενάριο 1		Σενάριο 2		Σενάριο 3	
	AHP	TOPSIS	AHP	TOPSIS	AHP	TOPSIS
	Κατάταξη					
1	ΗΛ70 IT+2IP0	ΗΛ70 IT+2IP0	ΗΛ70 IT+2IP0	ΗΛ70 IT-2IP+0.5	ΗΛ70 IT+2IP0	ΗΛ70 IT+2IP0
2	ΗΛ70 IT+2IP+0.5	ΗΛ20 IT+2IP0	ΗΛ70 IT+2IP+0.5	ΗΛ IT+2IP-0.5	ΗΛ70 IT+2IP+0.5	ΗΛ20 IT+2IP0
3	ΗΛ40 IT+2IP+0.5	ΗΛ40 IT+2IP+0.5	ΗΛ IT+2IP-0.5	ΗΛ IT-2IP+0.5	ΗΛ IT+2IP-0.5	ΗΛ70 IT+2IP+0.5
4	ΗΛ IT+2IP0	ΗΛ70 IT+2IP+0.5	ΗΛ40 IT+2IP+0.5	ΗΛ IT-2IP-0.5	ΗΛ40 IT+2IP+0.5	ΗΛ40 IT+2IP+0.5
5	ΗΛ IT+2IP-0.5	ΗΛ20 IT+2IP-0.5	ΗΛ IT+2IP0	ΗΛ70 IT+2IP0	ΗΛ IT+2IP0	ΗΛ20 IT+2IP-0.5
6	ΗΛ40 IT+2IP0	ΗΛ40 IT+2IP0	ΗΛ70 IT+2IP-0.5	ΗΛ IT0IP-0.5	ΗΛ70 IT+2IP-0.5	ΗΛ70 IT-2IP+0.5
7	ΗΛ70 IT+2IP-0.5	ΗΛ70 IT+2IP-0.5	ΗΛ70 IT-2IP+0.5	ΗΛ70 IT+2IP+0.5	ΗΛ40 IT+2IP0	ΗΛ70 IT+2IP-0.5
8	ΗΛ20 IT+2IP0	ΗΛ IT+2IP-0.5	ΗΛ40 IT+2IP0	ΗΛ40 IT-2IP+0.5	ΗΛ20 IT+2IP0	ΗΛ IT+2IP-0.5
9	ΗΛ70 IT-2IP+0.5	ΗΛ40 IT+2IP-0.5	ΗΛ20 IT+2IP0	ΗΛ20 IT-2IP+0.5	ΗΛ70 IT-2IP+0.5	ΗΛ20 IT-2IP+0.5
10	ΗΛ IT+2IP+0.5	ΗΛ70 IT-2IP+0.5	ΗΛ IT+2IP+0.5	ΗΛ70 IT+2IP-0.5	ΗΛ20 IT+2IP-0.5	ΗΛ40 IT+2IP0

Ωστόσο, αυτό που είναι σημαντικό να τονιστεί είναι ότι και οι δύο μέθοδοι επέλεξαν σε όλες τις περιπτώσεις το ίδιο μίγμα καυσίμου ως τη βέλτιστη επιλογή (ΗΛ70), σε συνδυασμό με τον πρώιμο χρονισμό έγχυσης (IT+2 °CA) και το βάθος έγχυσης του κατασκευαστή (IP0). Το αποτέλεσμα αυτό θα μπορούσε να αποδοθεί στη χρήση της τιμής του CO₂ που υποδείχτηκε μετά από την πλήρη AKZ των αερίων του θερμοκηπίου της παραγωγής του ηλιελαίου (που είναι σημαντικά μικρότερη από την τιμή του CO₂ που καταγράφηκε από τον αναλυτή καυσαερίων). Αυτό έδωσε προβάδισμα στα καύσιμα υψηλής περιεκτικότητας σε ηλιέλαιο. Στο Σενάριο 2, οι μέθοδοι AHP και TOPSIS έδειξαν σημαντικά διαφορετική κατάταξη. Ειδικότερα, η μέθοδος TOPSIS έδωσε ως το καλύτερο αποτέλεσμα τον χρονισμό έγχυσης IT-2 °CA με βάθος έγχυσης IP+0.5 mm. Λαμβάνοντας υπόψη την κατάταξη των χαρακτηριστικών με την μέθοδο TOPSIS, παρατηρήθηκε ότι οι δύο αέριοι ρύποι (NO_x και CO₂) είχαν λάβει πολύ υψηλή βαθμολογία, η οποία στην τελική κατάταξη των συνδυασμών Καυσίμου/IT/IP ευνόησε προφανώς την ρύθμιση IT-2 °CA που παράγει πολύ μικρές ποσότητες και των δύο αερίων ρύπων. Επιπλέον, στην τεχνική

TOPSIS δεν υπήρχε επίδραση των πειραματικών δεδομένων της ροπής (στην κατάταξη των χαρακτηριστικών η ροπή βαθμολογήθηκε με 0) και έτσι δεν υπήρχε αντίπαλο δέος για να ξεπεραστεί η επίδραση των αερίων ρύπων.

Όσον αφορά την επιλογή τύπου καυσίμου, παρατηρήθηκε ότι η πλειοψηφία των κυρίαρχων δέκα (10) συνδυασμών είχαν υψηλή περιεκτικότητα σε ηλιέλαιο (ΗΛ και ΗΛ70), η οποία κατέδειξε ότι η αύξηση του ηλιελαίου στα καύσιμα ευνοήθηκε και από τις δύο τεχνικές MCDM. Όπως προαναφέρθηκε, το αποτέλεσμα αυτό οφειλόταν κυρίως στις χαμηλές εκπομπές CO₂ που παράγονται από τα καύσιμα υψηλής περιεκτικότητας σε ηλιέλαιο που υποδεικνύεται από την παρέμβαση της ΑΚΖ. Ωστόσο, συγκρίνοντας τα τρία σενάρια κριτηρίων, διαπιστώθηκε ότι το Σενάριο 2 που επικεντρώνονταν στην προστασία του περιβάλλοντος, είχε περισσότερα καύσιμα υψηλής περιεκτικότητας σε ηλιέλαιο στις κορυφαίες θέσεις και το Σενάριο 3 προώθησε σημαντικά το μίγμα ΗΛ20 σε σύγκριση με τα άλλα δύο Σενάρια.

9.3.4 Συμπεράσματα

Τα πειραματικά αποτελέσματα της δοκιμής των τεσσάρων (4) καυσίμων (μίγματα ηλιελαίου/πετρελαίου 20/80, 40/60, 70/30 κατ' όγκο και αμιγές ηλιέλαιο) με τρεις (3) χρονισμούς έγχυσης (IT+2 °CA, IT0 και IT-2 °CA) και τρία (3) βάθη έγχυσης (IP-0.5 mm, IP0, IP+0.5 mm) έδωσαν 36 συνδυασμούς Καυσίμου/IT/IP οι οποίες συγκρίθηκαν με τον συνδυασμό αναφοράς που ήταν πετρέλαιο κίνησης/IT0/IP0. Οι 37 αυτοί συνδυασμοί αξιολογήθηκαν με τη χρήση δύο τεχνικών πολλαπλών κριτηρίων λήψης αποφάσεων (AHP και TOPSIS) και επιλέχθηκε ο βέλτιστος συνδυασμός Καυσίμου/IT/IP. Οι μέθοδοι AHP και TOPSIS εφαρμόστηκαν για τρία σενάρια κριτηρίων που επικεντρώνονται αντίστοιχα, στις υψηλότερες επιδόσεις του κινητήρα (Σενάριο 1), την μικρότερη επίπτωση στο περιβάλλον (Σενάριο 2) και την ισορροπία μεταξύ των δύο πρώτων σεναρίων (Σενάριο 3). Τα αποτελέσματα των δύο μεθόδων συγκρίθηκαν και εξάχθηκαν τα παρακάτω συμπεράσματα:

- Οι μέθοδοι AHP και TOPSIS έδωσαν την ίδια κατάταξη χαρακτηριστικών και στα τρία σενάρια κριτηρίων. Συγκεκριμένα, για το σενάριο 1 και οι δύο μέθοδοι έδωσαν ως πιο σημαντικό χαρακτηριστικό την θερμική απόδοση του κινητήρα, ακολουθούμενη από το CO₂, τα NO_x, την BSFC και τελευταία την ροπή. Το σενάριο 2 έδωσε και με τις δύο μεθόδους ως σημαντικότερο χαρακτηριστικό το CO₂, ακολουθούμενο από τα NO_x, την θερμική απόδοση, την BSFC και την ροπή. Τέλος, για το σενάριο 3, οι δύο μέθοδοι κατέληξαν ότι το σημαντικότερο χαρακτηριστικό είναι τα NO_x, ακολουθούμενα από το CO₂, την BSFC, την θερμική απόδοση και την ροπή.
- Οι μέθοδοι AHP και TOPSIS δεν δίνουν τα ίδια αποτελέσματα στην τελική κατάταξη των συνδυασμών Καυσίμου/χρονισμό έγχυσης/ βάθους έγχυσης για τα τρία σενάρια κριτηρίων. Αυτό οφείλεται στο γεγονός πως ενώ τα χαρακτηριστικά είχαν καταταγεί ομοίως από τις δύο μεθόδους, ο τρόπος υπολογισμού της τελικής κατάταξης για την AHP και την TOPSIS διαφέρει, με αποτέλεσμα την διαφοροποίηση της κατάταξης. Συγκεκριμένα, ενώ η AHP λαμβάνει υπόψη όλα τα χαρακτηριστικά στον τελικό υπολογισμό, η TOPSIS θεωρεί μηδενικό το χαρακτηριστικό που καταλαμβάνει την τελευταία θέση στην κατάταξη χαρακτηριστικών.
- Το μίγμα ηλιελαίου/πετρελαίου κίνησης 70/30 κατ' όγκο επιλέχθηκε και από τις δύο τεχνικές, ως το βέλτιστο καύσιμο σε όλα τα σενάρια κριτηρίων. Κύριος λόγος ήταν η παρέμβαση της Ανάλυσης Κύκλου Ζωής στις τιμές του CO₂ που χρησιμοποιείται και στις δύο μεθόδους λήψης αποφάσεων πολλαπλών κριτηρίων. Πιο συγκεκριμένα, το γεγονός ότι μέρος του CO₂ που εκλύονταν από την καύση του ηλιελαίου ανακυκλώνονταν, έδωσε στα καύσιμα που περιείχαν ηλιέλαιο ένα πλεονέκτημα έναντι του πετρελαίου που μεταφράστηκε στην πολυκριτηριακή ανάλυση σε υπερτέρηση των καυσίμων με υψηλό ποσοστό ηλιελαίου έναντι αυτών με χαμηλό ποσοστό και το αμιγές πετρέλαιο κίνησης.
- Ο πρόωρος χρονισμός έγχυσης αναφέρθηκε στις περισσότερες περιπτώσεις ως ο βέλτιστος χρονισμός έγχυσης και από τις δύο μεθόδους AHP και TOPSIS.

-
- Το βάθος έγχυσης του κατασκευαστή εμφανίστηκε στις περισσότερες περιπτώσεις ως η καλύτερη λύση βάθους έγχυσης.

Κεφάλαιο 10:

Δοκιμή Διαρκείας

10 Δοκιμή Διαρκείας

10.1 Εισαγωγή

Αφού επιλέχθηκε ο συνδυασμός του μίγματος ηλιελαίου/πετρελαίου κίνησης 70/30 και της ρύθμισης χρονισμού έγχυσης IT+2 °CA και βάθους έγχυσης IP0 ως ο ιδανικός συνδυασμός καυσίμου/IT/IP, έγινε μια δοκιμή διάρκειας του κινητήρα για να διαπιστωθεί η δυνατότητα χρήσης του συγκεκριμένου συνδυασμού για όλες τις ανάγκες μιας ελληνικής γεωργικής εκμετάλλευσης για μεγάλο διάστημα δίχως προβλήματα.

Η διάρκεια μια τέτοιας δοκιμής συνήθως είναι 100 h – 500 h (Schlick et al., 1988, Ziejewski and Goettler, 1995, King, 1995, Dorado et al., 2002, Knuth and Winkler, 2009, Basinger et al., 2010a), όμως υπάρχουν περιπτώσεις λιγότερων (Karaosmanoglu et al., 2000, Ramadhas et al., 2005) ή περισσότερων ωρών (Wagner and Peterson, 1982, Johansson and Nordstum, 1982, Fuls et al., 1984). Στην διατριβή αυτή, ο κινητήρας της δοκιμής έχει μεγάλη κατανάλωση, η οποία για τον συγκεκριμένο συνδυασμό καυσίμου/IT/IP κυμαίνεται μεταξύ 8.5 – 16 kg/h σε όλο το εύρος λειτουργίας του. Η διενέργεια ενός πολύ μακροχρόνιου πειράματος θα απαιτούσε πολύ μεγάλες ποσότητες καυσίμου με απαγορευτικό κόστος.

Έτσι, επιλέχθηκε να γίνει μια δοκιμή διάρκειας 42 h που δεν είναι αρκετές για να έχουμε ασφαλή συμπεράσματα σε όλους του τομείς επιδράσεων στον κινητήρα, αλλά είναι ενδεικτικές για να βρεθούν τάσεις συμπεριφοράς του κινητήρα με το νέο καύσιμο και ρυθμίσεις.

10.2 Πειραματική Διαδικασία

Αρχικά, ρυθμίστηκε ο κινητήρας με τον επιλεγμένο χρονισμό έγχυσης (IT+2 °CA) και επανήλθε το βάθος έγχυσης στην μητρική του ρύθμιση (IP0). Ο κινητήρας με τις νέες ρυθμίσεις δέχτηκε μια πλήρη συντήρηση. Αλλάχθηκαν τα δύο φίλτρα καυσίμου και καθαρίστηκαν οι δύο υδατοπαγίδες που προηγούνται των φίλτρων και φωτογραφήθηκαν. Έγινε αλλαγή του υγρού ψύξης του συστήματος ψύξης, του ελαίου λίπανσης με

ταυτόχρονη αντικατάσταση του φίλτρου του και έγινε έλεγχος σε όλα τα σημεία του κινητήρα, βάσει του βιβλίου συντήρησης του κατασκευαστή. Επίσης, οι εγχυτήρες αφαιρέθηκαν από τον κινητήρα και μεταφέρθηκαν σε εξειδικευμένο συνεργείο της εταιρίας κατασκευής τους (Bosch) για τον πλήρη καθαρισμό τους και ρύθμιση λειτουργίας στην προκαθορισμένη πίεση λειτουργίας τους (260 bar). Οι εγχυτήρες φωτογραφήθηκαν μετά τον καθαρισμό με ψηφιακό μικροσκόπιο σε μεγέθυνση (7x, 10x, 50x) και επανατοποθετήθηκαν στον κινητήρα.

Έχοντας τον κινητήρα έτοιμο προς δοκιμή, έπρεπε να παραχθεί μίγμα 70/30 κατ' όγκο στην αναγκαία ποσότητα για τη δοκιμή διάρκειας στο δοχείο του εναλλακτικού καυσίμου (Εικόνα 4-12). Παράχθηκαν 750 kg μίγματος 70/30 κατ' όγκο και φιλτραρίστηκαν με την διάταξη που αναφέρεται στο Κεφάλαιο 4 (Εικόνα 4-34).

Ο κινητήρας τέθηκε σε λειτουργία με καύσιμο πετρέλαιο κίνησης έως ότου έφτασε στη κανονική θερμοκρασία λειτουργίας του (92 °C) και μετά μέσω της τριόδης βαλβίδας (Εικόνα 4-16) άρχισε να ρέει στο σύστημα τροφοδοσίας το μίγμα 70/30 κατ' όγκο. Μετά, ο κινητήρας άρχισε να λειτουργεί στη μέγιστη ταχύτητα περιστροφής (2300 rpm) και μέσω του δυναμομέτρου (Εικόνα 4-3) αυξήθηκε το φορτίο του στο 75% του μέγιστου φορτίου (≈ 2000 rpm) που είναι ενδεικτικό φορτίο για τις περισσότερες χρήσεις ενός κινητήρα (Hawkins et al., 1983, Fuls et al., 1984, Basinger et al., 2010a). Όταν ο κινητήρας σταθεροποιήθηκε στο σημείο αυτό έγινε η πρώτη καταγραφή των παραπάνω παραμέτρων (3 μετρήσεις με διαφορά 3 min μεταξύ τους) και άρχισε η καταμέτρηση του χρόνου μέχρι να συμπληρωθούν οι 42 h λειτουργίας. Κάθε ώρα καταγράφονταν όλες οι παράμετροι για να είναι δυνατή η παρατήρηση τυχόν αλλαγών στην λειτουργία του κινητήρα. Στο τέλος των 42 h, έγινε η αποφόρτιση του κινητήρα και μέσω της τριόδης βαλβίδας, ο κινητήρας άρχισε να λειτουργεί με πετρέλαιο κίνησης για 30 min για τον καθαρισμό του συστήματος τροφοδοσίας.

Μετά το πέρας της δοκιμής διάρκειας, οι υδατοπαγίδες, τα φίλτρα καυσίμου και οι εγχυτήρες αφαιρέθηκαν εκ νέου από τον κινητήρα και έγινε επαναφωτογράφησή τους για να παρατηρηθούν οι διαφορές που προκάλεσαν οι 42 h λειτουργίας με τον επιλεγμένο συνδυασμό καυσίμου/IT/IP σε σχέση με τις φωτογραφίες που προηγήθηκαν της δοκιμής.

Το λιπαντικό έλαιο του κινητήρα είναι μάρτυρας καλής ή κακής λειτουργίας του κινητήρα και οι ιδιότητές του μετά το πέρας μιας δοκιμής διάρκειας είναι καθοριστικές για τον καθορισμό των διαστημάτων αλλαγής του. Συγκεκριμένα, όταν ένας κινητήρας λειτουργεί με καύσιμο φυτικό έλαιο, από τις πολλές ιδιότητες που μετρούνται συνήθως στα λιπαντικά έλαια (Πίνακας 10-1), είναι αναγκαίο να μετρηθούν οκτώ (8) συγκεκριμένες ιδιότητες (με έντονα γράμματα στον Πίνακα 10-1), των οποίων έχουν καθορισθεί κρίσιμες τιμές (Πίνακας 10-2) που όταν ξεπερνιούνται πρέπει να επακολουθεί άμεση αλλαγή του λιπαντικού ελαίου (Basinger et al., 2010a).

Πίνακας 10-1 Μετρούμενες ιδιότητες λιπαντικών ελαίων (Basinger et al., 2010a)

Ιδιότητα	Μονάδα Μέτρησης	Μεθοδολογία	Πρωτόκολλο
Ιξώδες	cSt @ 100 °C	Ιξωδόμετρο	ASTM D445
Συνολικός αριθμός βάσεων (TBN)	mg KOH/g	Τιτλοποίηση	ASTM D664
Οξειδωση	Abs/cm	FT-IR	HL-1140
Θειοποίηση	Abs/cm	FT-IR	HL-1140
Αιθάλη	% wt.	FT-IR	HL-1140
Καύσιμο	% vol.	FT-IR	HL-1140
Νερό	% vol.	FT-IR	HL-1140
Γλυκόλη	% vol.	FT-IR	HL-1140
Σίδηρος	ppm	ICP	HL-1158
Αλουμίνιο	ppm	ICP	HL-1158
Χρώμιο	ppm	ICP	HL-1158
Μόλυβδος	ppm	ICP	HL-1158
Κασσίτερος	ppm	ICP	HL-1158
Χαλκός	ppm	ICP	HL-1158
Νικέλιο	ppm	ICP	HL-1158
Ασήμι	ppm	ICP	HL-1158
Αντιμόνιο	ppm	ICP	HL-1158
Πυρίτιο	ppm	ICP	HL-1158
Νάτριο	ppm	ICP	HL-1158
Βόριο	ppm	ICP	HL-1158
Ψευδάργυρος	ppm	ICP	HL-1158
Φώσφορος	ppm	ICP	HL-1158
Ασβέστιο	ppm	ICP	HL-1158
Μαγνήσιο	ppm	ICP	HL-1158
Βάριο	ppm	ICP	HL-1158
Μολυβδαίνιο	ppm	ICP	HL-1158
Κάλιο	ppm	ICP	HL-1158

Σύμφωνα με την παραπάνω έρευνα, η παράμετρος που φτάνει πρώτη στην κρίσιμη τιμή της ήταν το ιξώδες. Άρα, θεωρήθηκε ως ένας δείκτης για τον καθορισμό της χρονικής διάρκειας των αλλαγών του λιπαντικού ελαίου.

Πίνακας 10-2 Κρίσιμες τιμές επιλεγμένων ιδιοτήτων (Basinger et al., 2010a)

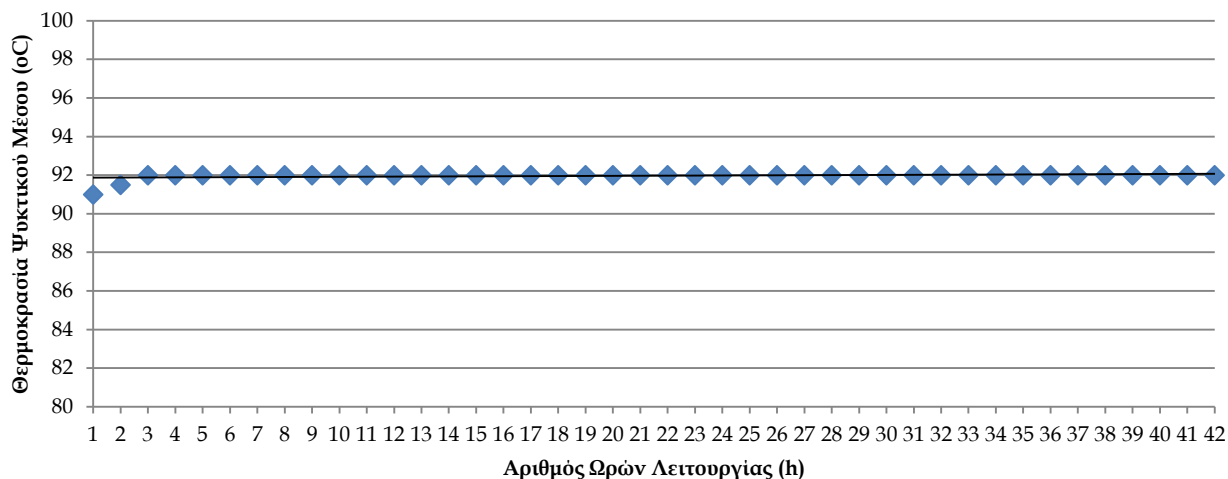
Ιδιότητα	Βάση επιλογής των κριτικών τιμών	Κριτική Τιμή
Ιξώδες	Στόχος (SAE J300)	12.5 (cSt @ 100°C)
Συνολικός αριθμός βάσεων (TBN)	Στόχος (50% της τιμής νέου ελαίου)	4.2 (mg KOH/g)
Οξείδωση	Στατιστική	20 (Abs/cm)
Θειοποίηση	Στατιστική	20 (Abs/cm)
Σίδηρος	Στατιστική	99 (ppm)
Χρώμιο	Στατιστική	12 (ppm)
Μόλυβδος	Στατιστική	43 (ppm)
Κασσίτερος	Στατιστική	13 (ppm)

Πάρθηκε δείγμα του λιπαντικού ελαίου που χρησιμοποιήθηκε στον κινητήρα στη δοκιμή διάρκειας και έγινε μέτρηση του ιξώδους του.

10.3 Αποτελέσματα

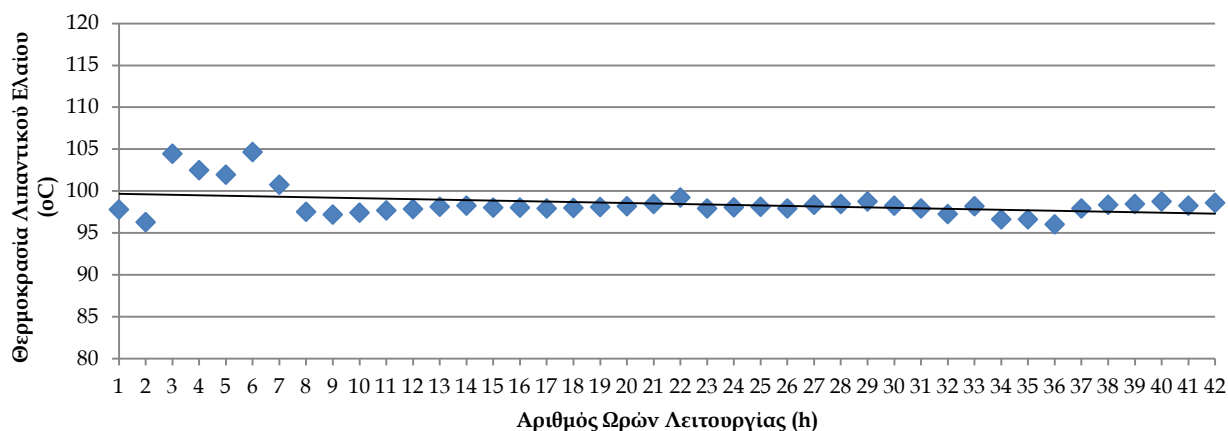
10.3.1 Παράμετροι λειτουργίας του κινητήρα

Ο κινητήρας της δοκιμής, κατά την διάρκεια των 42 h συνεχούς λειτουργίας έδειξε ομαλή λειτουργία χωρίς σπασμοδικές αλλαγές σε οποιαδήποτε από τις παραμέτρους που εξετάστηκαν. Η σταθερότητα της λειτουργίας του κινητήρα κρίνεται βάσει πολλών παραμέτρων, αλλά κυρίως από την σταθερότητα της θερμοκρασίας στα διάφορα μέρη του, αφού αυτό σημαίνει πως δεν υπάρχουν σημαίνουσες διαφορές στην ποιότητα της καύσης και την εκπεμπόμενη θερμότητά της. Έτσι, μετρήθηκαν η θερμοκρασία ψυκτικού μέσου (T_{water}), η θερμοκρασία λιπαντικού ελαίου (T_{oil}) και η θερμοκρασία καυσαερίων (T_{gas}). Μπορεί να παρατηρηθεί πως η ένδειξη της T_{water} είχε μικρή αλλαγή στις τρεις πρώτες ώρες, αλλά μετά μέχρι την τελευταία ώρα λειτουργίας διατηρήθηκε σταθερή στους 92 °C (Διάγραμμα 10-1).



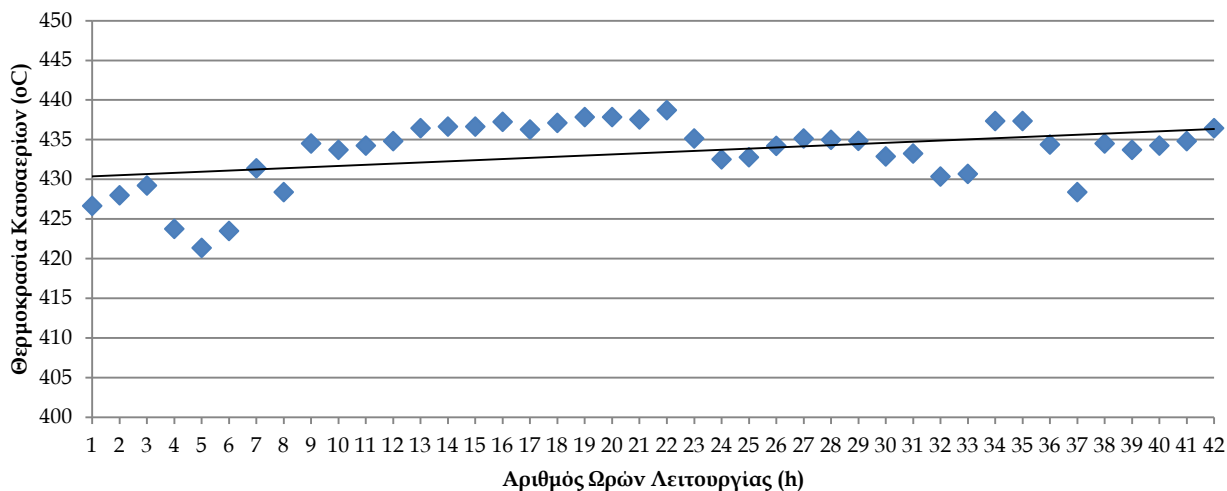
Διάγραμμα 10-1 Μεταβολή Θερμοκρασίας Ψυκτικού Υγρού κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h

Οι διακυμάνσεις της T_{oil} φαίνονται στο παρακάτω διάγραμμα (Διάγραμμα 10-2). Το εύρος διακύμανσης ήταν $96.2 - 104.6$ °C, αλλά μετά την 7 h οι τιμές κυμάνθηκαν μεταξύ $96.2 - 99.2$ °C. Παρατηρείται ότι ο κινητήρας διατήρησε την θερμοκρασία λιπαντικού ελαίου σε σταθερά επίπεδα χωρίς να επιδρά καθοριστικά ο χρόνος λειτουργίας του στην παράμετρο αυτή.



Διάγραμμα 10-2 Μεταβολή Θερμοκρασίας Λιπαντικού Ελαίου κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h

Η T_{gas} διαφοροποιήθηκε κατά τη διάρκεια των 42 h λειτουργίας του κινητήρα, αλλά όχι σημαντικά (Διάγραμμα 10-3). Είναι φανερό η μειωμένη T_{gas} στις πρώτες 7 h λειτουργίας ($421.4 - 428.2$ °C) σε σχέση με τις υπόλοιπες ώρες ($428.4 - 438.7$ °C).

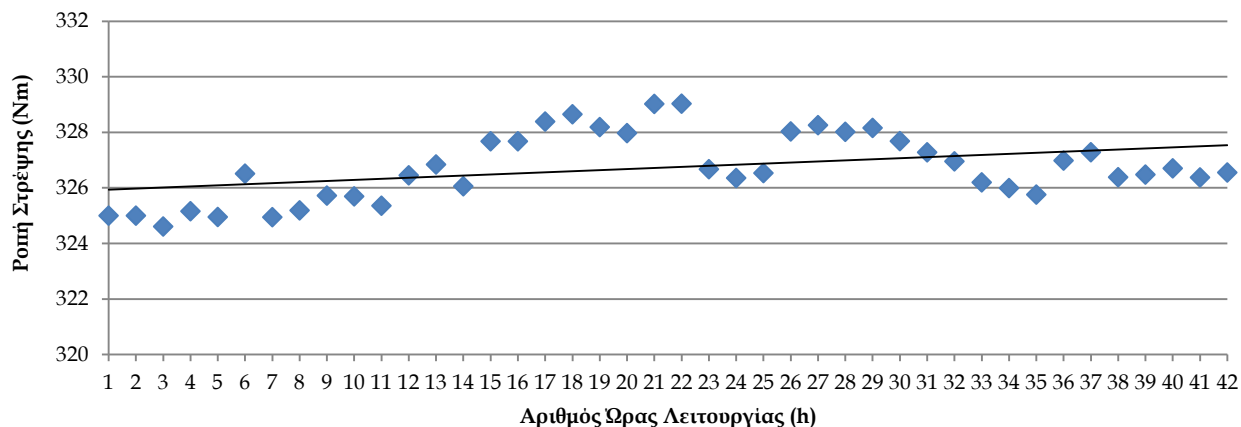


Διάγραμμα 10-3 Μεταβολή Θερμοκρασίας Καυσαερίων κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h

Από τα παραπάνω αποτελέσματα είναι φανερό πως τις πρώτες 7 h λειτουργίας ο κινητήρας ήταν σχετικά ασταθής, χωρίς όμως μεγάλες αλλαγές. Το πείραμα διενεργήθηκε τον μήνα Φεβρουάριο και η θερμοκρασία αέρα ήταν χαμηλή (12 - 14 °C), ενώ η ατμοσφαιρική πίεση κυμάνθηκε από 100 έως 100.5 Pa. Τις πρώτες 7 h, η θερμοκρασία στο χώρο που φιλοξενεί την πειραματική διάταξη αυξήθηκε (12 - 17 °C), αλλά όχι γραμμικά, ενώ η ατμοσφαιρική πίεση ήταν σταθερά 100.5 Pa. Έτσι, φαίνεται πως στο διάστημα των πρώτων 7 h, ο κινητήρας επηρεάστηκε από το νέο καύσιμο και από την περιεκτικότητα του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο (που μειώνεται όσο πιο θερμός είναι ο αέρας εισαγωγής). Στη συνέχεια η θερμοκρασία σταθεροποιήθηκε σχετικά (20 - 22 °C), ενώ η ατμοσφαιρική πίεση έπεσε (100 - 100.2 Pa), γεγονός που είχε αντίκτυπο στην μεγαλύτερη σταθερότητα των θερμοκρασιών ψυκτικού υγρού, λιπαντικού ελαίου και καυσαερίων. Παρακάτω, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα απόδοσης και αέριων ρύπων αναλυτικά.

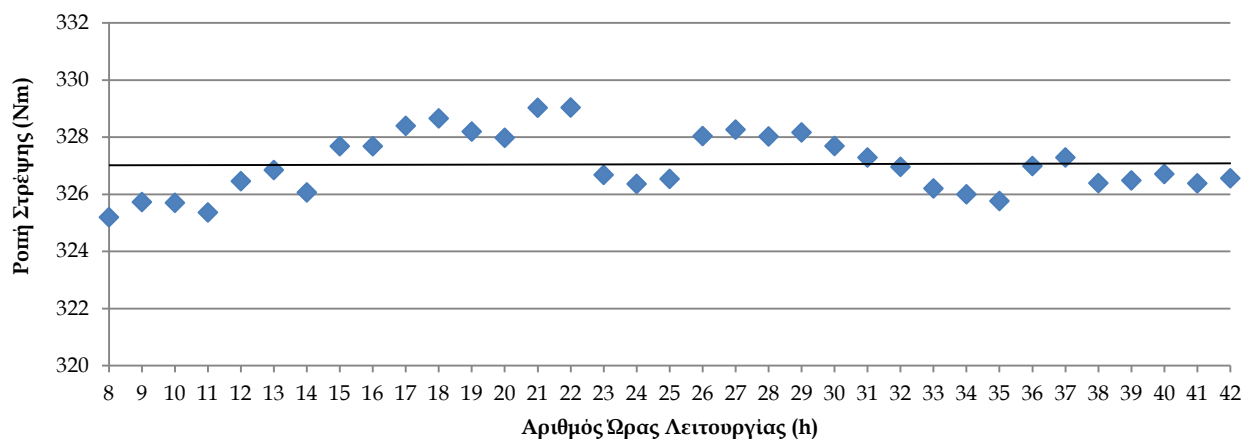
10.3.2 Ροπή

Η ροπή στρέψης του κινητήρα εξελίχθηκε όπως φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα (Διάγραμμα 10-4).



Διάγραμμα 10-4 Μεταβολή Ροπή Στρέψης κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h

Οι τιμές που εμφανίστηκαν ήταν μεταξύ 324 – 329 Nm, τιμές που συμβαδίζουν με τα αποτελέσματα των δοκιμών μικρής διάρκειας (Κεφάλαιο 7). Παρατηρήθηκε μια μικρή αύξηση της ροπής, όπως φαίνεται από την γραμμή συσχέτισης στο Διάγραμμα 10-4, η οποία όμως φαίνεται πως κυρίως οφείλεται στην μικρή μείωση στροφών του κινητήρα κατά την διάρκεια της δοκιμής και όχι στην επίδραση του καυσίμου στον κινητήρα.



Διάγραμμα 10-5 Μεταβολή Ροπή Στρέψης κατά τη διάρκεια των τελευταίων 35 h

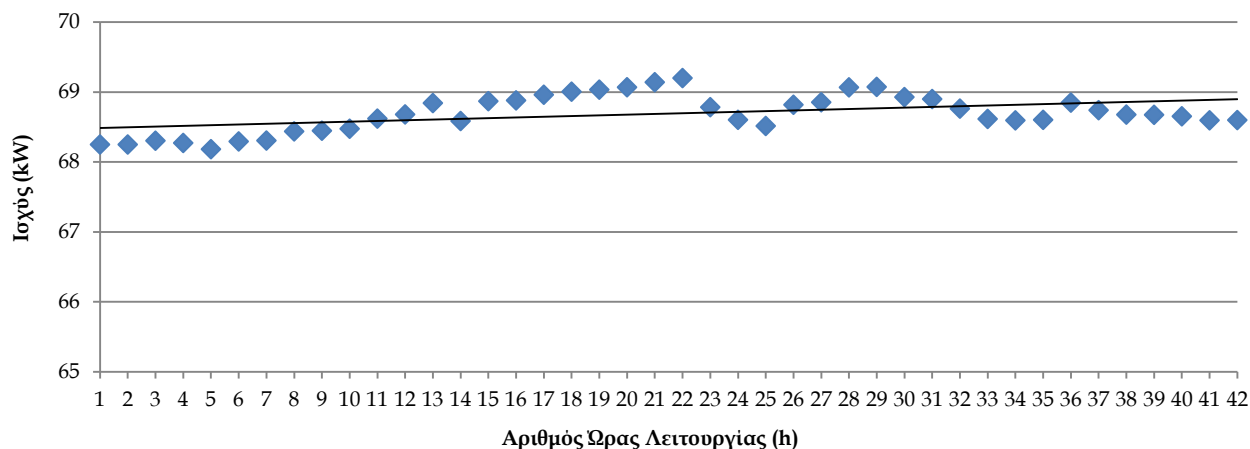
Μάλιστα, μετά το πέρας των πρώτων 7 h που ο κινητήρας είχε ασταθή συμπεριφορά, η διακύμανση της ροπής στρέψης ήταν πιο περιοδική (Διάγραμμα 10-5) με αποτέλεσμα η στατιστική ανάλυση γραμμικής παλινδρόμησης να τη δίνει στατιστικά μη σημαντική (Πίνακας 10-3) που είναι εμφανής και από την γραμμή τάσης του διαγράμματος αυτού.

Πίνακας 10-3 Συντελεστές με εξαρτημένη μεταβλητή την Ροπή

	Μη σχετικοποιημένοι συντελεστές		Σχετικοποιημένοι συντελεστές	t	Σημαντικότητα
	B	Σφάλμα	Beta		
(Σταθερά)	327.003	0.481		679.609	0.000
Ώρες λειτουργίας	0.002	0.018	0.018	0.106	0.916

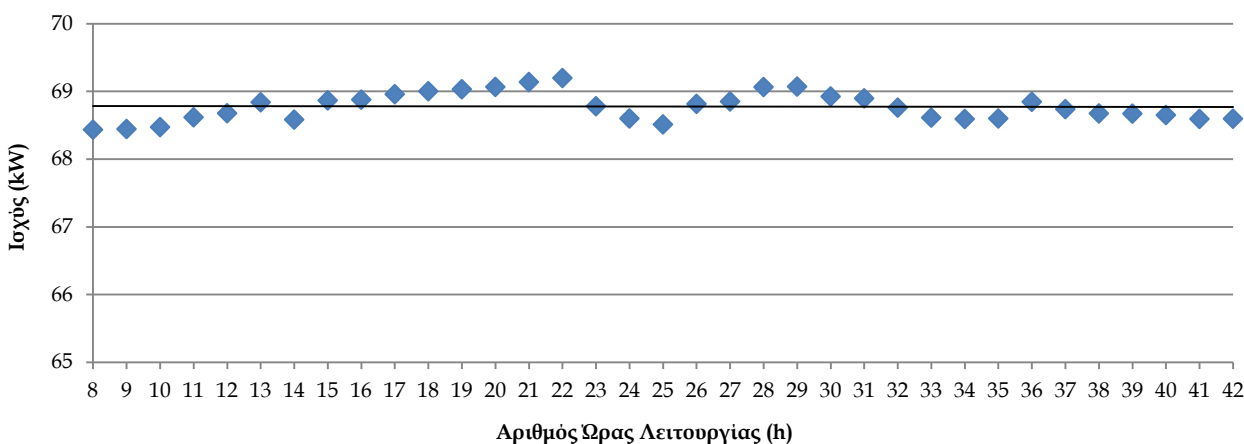
10.3.3 Ισχύς

Η ισχύς του κινητήρα εξελίχθηκε όπως φαίνεται στο παρακάτω Διάγραμμα 10-7. Οι τιμές ισχύος έδειξαν διαφορετική τάση τις πρώτες 7 h ασταθούς λειτουργίας σε σχέση με τις υπόλοιπες ώρες λειτουργίας. Αυτό δείχνει πως το πρώτο διάστημα λειτουργίας, ο κινητήρας δεν ήταν τόσο σταθερός, δεν εκμεταλλεύονταν την χημική ενέργεια του καυσίμου σε ικανό βαθμό και παρήγαγε μικρότερη ισχύ. Γενικά όμως, οι τιμές ισχύος συμβαδίζουν με τα αποτελέσματα των δοκιμών μικρής διάρκειας (Κεφάλαιο 7).



Διάγραμμα 10-6 Μεταβολή Ισχύος κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h

Παρατηρήθηκε μια μικρή αύξηση, όπως φαίνεται από την γραμμή συσχέτισης του διαγράμματος. Αυτή η αύξηση εξαφανίστηκε όταν εξετάστηκαν μόνο οι τελευταίες 35 h (Διάγραμμα 10-7), όπως φαίνεται από την γραμμή συσχέτισης στο Διάγραμμα 10-7.



Διάγραμμα 10-7 Μεταβολή Ισχύος κατά τη διάρκεια των τελευταίων 35 h

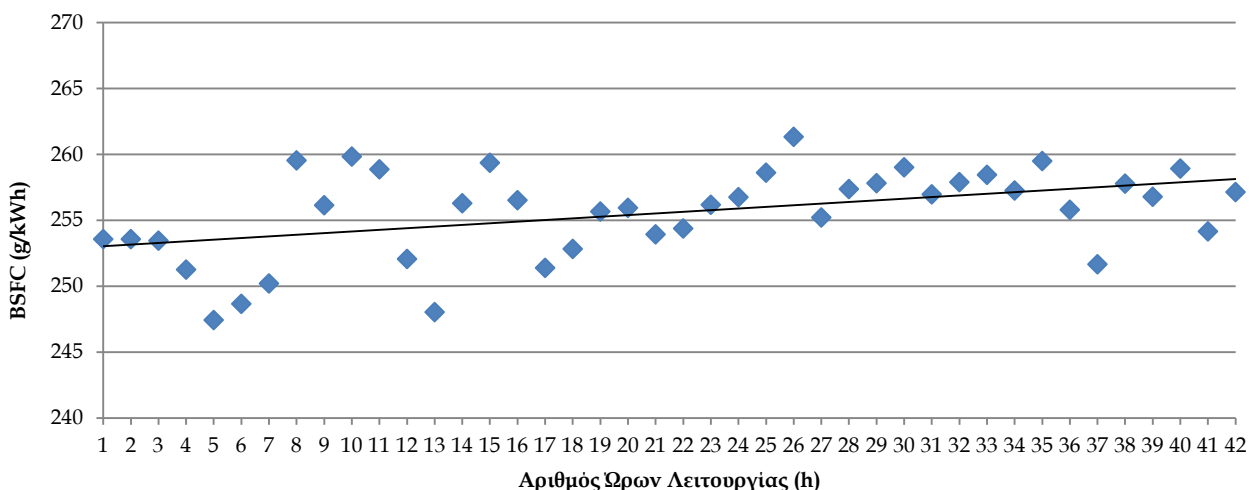
Επίσης, η σταθερότητα των τιμών της ισχύος φαίνεται από την μη στατιστικά σημαντική μεταβολή των τιμών αυτών μετά από ανάλυση γραμμικής παλινδρόμησης (Πίνακας 10-4).

Πίνακας 10-4 Συντελεστές με εξαρτημένη μεταβλητή την Ισχύ

	Μη σχετικοποιημένοι συντελεστές		Σχετικοποιημένοι συντελεστές	t	Σημαντικότητα
	B	Σφάλμα	Beta		
(Σταθερά)	68.786	0.095		722.063	0.000
Ώρες λειτουργίας	0.000	0.004	-0.018	-0.105	0.917

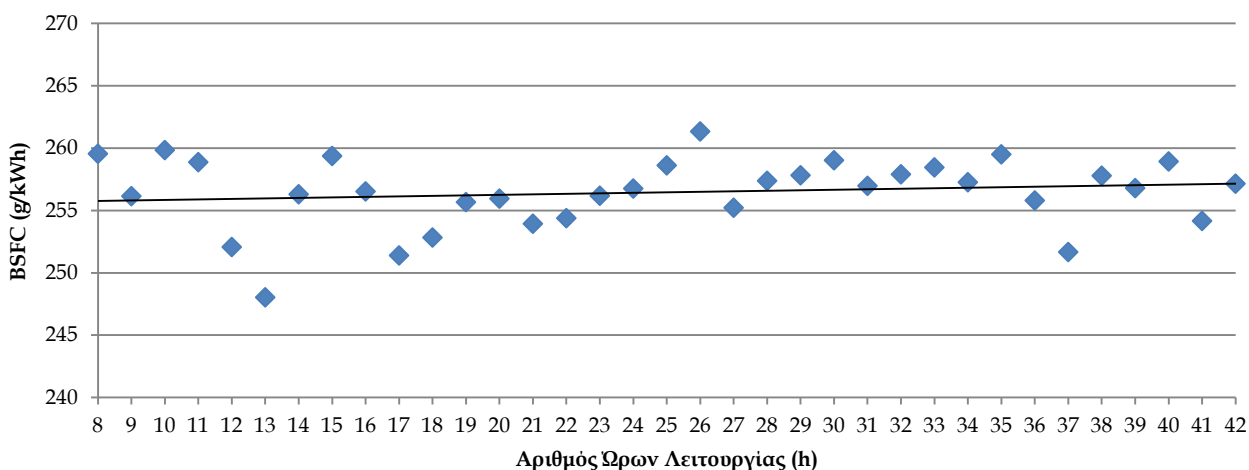
10.3.4 Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου (BSFC)

Η εξέλιξη της BSFC του κινητήρα φαίνεται στο Διάγραμμα 10-8. Είναι φανερό πως η BSFC έχει μια αυξητική τάση όσο περνούσαν οι ώρες λειτουργίας του κινητήρα, η οποία οφείλεται στην αύξηση της ισχύος που απαιτήσε μεγαλύτερη ποσότητα καυσίμου για να επιτευχθεί. Ακολουθώντας την καμπύλη της BSFC του κινητήρα (Διάγραμμα 6-3) είναι φανερό πως η BSFC έχει αυξητικές τάσεις όσο αυξάνεται η ισχύς του κινητήρα.



Διάγραμμα 10-8 Μεταβολή BSFC κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h

Παρόλα αυτά, η αύξηση δεν υπερβαίνει τα όρια των τιμών BSFC που αναμένονταν και επίσης διατηρήθηκε σε επίπεδα αποδεκτά για κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης (247 - 261 g/kWh).



Διάγραμμα 10-9 Μεταβολή BSFC κατά τη διάρκεια των τελευταίων 35 h

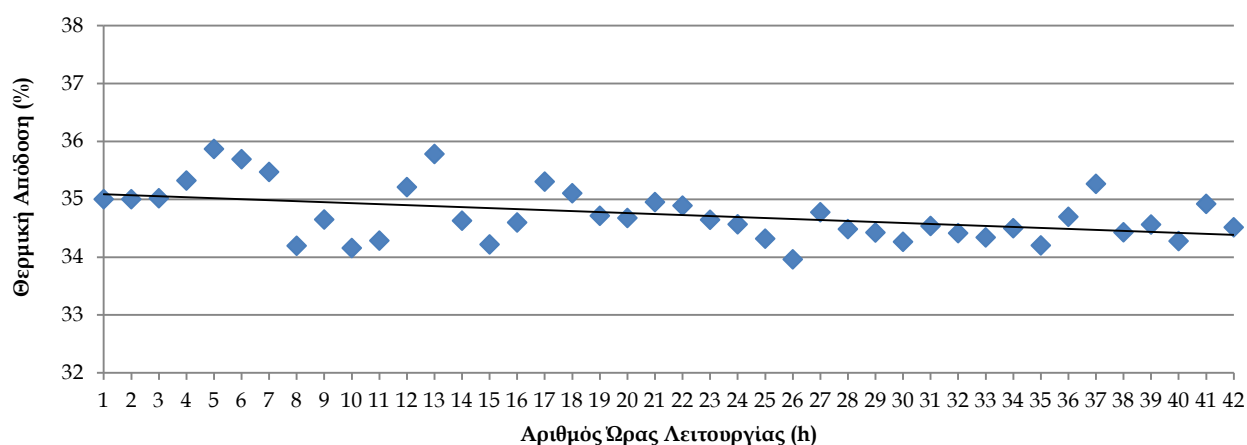
Απαλείφοντας τις πρώτες 7 h ασταθούς λειτουργίας, η BSFC έδειξε λιγότερες διακυμάνσεις (Διάγραμμα 10-9) που μεταφράστηκαν στην ανάδειξη της διακύμανσης της BSFC σε μη στατιστικά σημαντική παράμετρο (Πίνακας 10-5).

Πίνακας 10-5 Συντελεστές με εξαρτημένη μεταβλητή την BSFC

	Μη σχετικοποιημένοι συντελεστές		Σχετικοποιημένοι συντελεστές	t	Σημαντικότητα
	B	Σφάλμα	Beta		
(Σταθερά)	255.420	1.273		200.603	0.000
Ώρες λειτουργίας	0.041	0.047	0.150	0.874	0.389

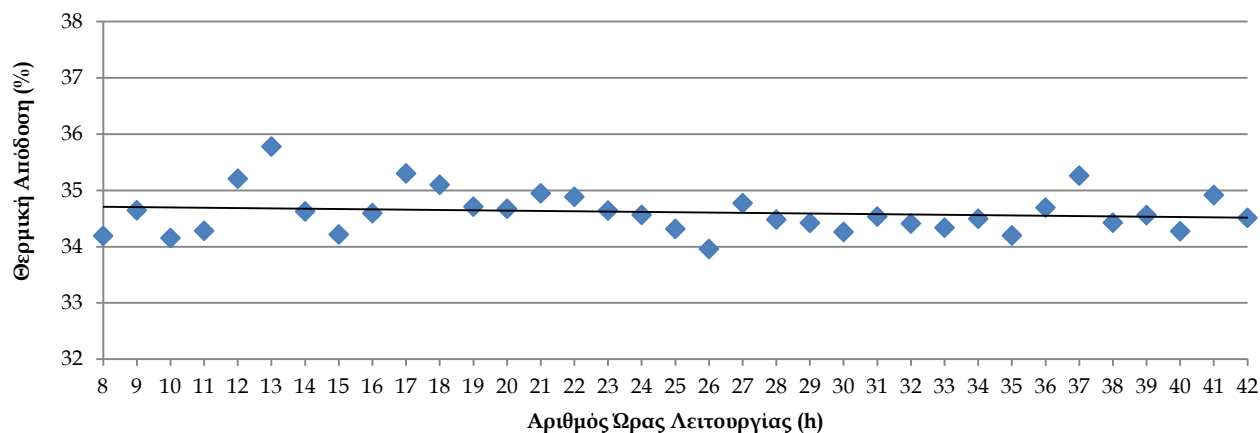
10.3.5 Θερμική Απόδοση (ΘΑ)

Στο Διάγραμμα 10-10 φαίνεται η διαφοροποίηση της ΘΑ κατά τη διάρκεια των 42 h. Οι τιμές της ΘΑ κομάνθηκαν από 34 - 35.9% με τις πρώτες 7 h να έχουν γενικά τάση να δίνουν μεγαλύτερες τιμές από τις υπόλοιπες, λόγω της μικρότερης BSFC που εμφάνισαν. Παρατηρήθηκε τάση μείωσης της ΘΑ κατά τη διάρκεια του πειράματος, η οποία οφείλεται στην μεγαλύτερη κλίση αύξησης της BSFC (Διάγραμμα 10-8) σε σχέση με την κλίση της αύξησης της ισχύος (Διάγραμμα 10-6).



Διάγραμμα 10-10 Μεταβολή Θερμικής Απόδοσης κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h

Παρόλα αυτά, ενώ οι τιμές που εμφανίζονται στις πρώτες 7 h λειτουργίας είναι σημαντικά μεγαλύτερες, οι υπόλοιπες 35 h έχουν παρόμοιες τιμές (Διάγραμμα 10-11) με αποτέλεσμα να μειώνεται η κλίση της γραμμής τάσης μείωσης της ΘΑ.



Διάγραμμα 10-11 Μεταβολή Θερμικής Απόδοσης κατά τη διάρκεια των τελευταίων 35 h

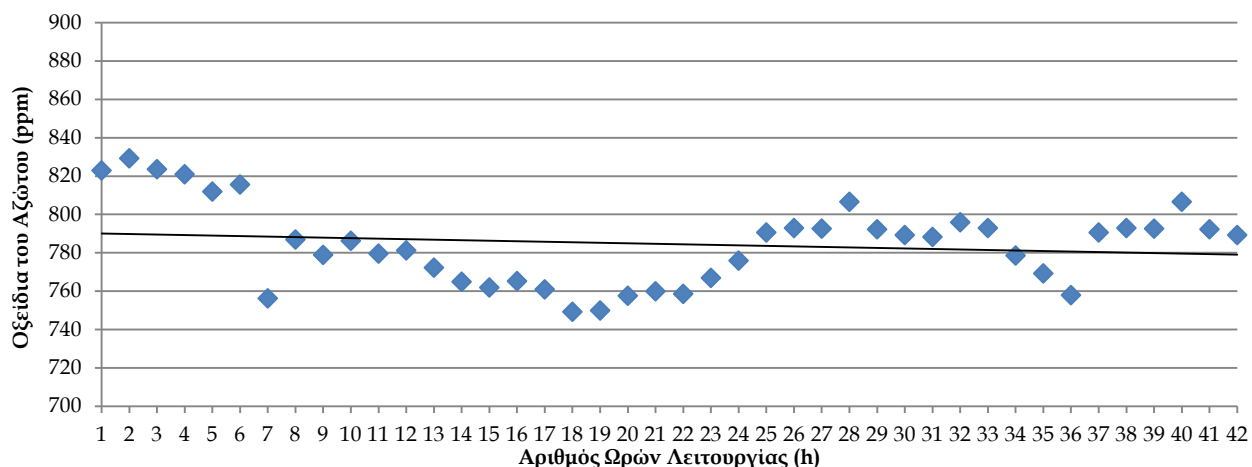
Αυτή η μειωμένη κλίση φαίνεται και στο αποτέλεσμα της στατιστικής ανάλυσης γραμμικής παλινδρόμησης που έδωσε ότι η ΘΑ είναι παράμετρος που μεταβάλλεται μη στατιστικώς σημαντικά (Πίνακας 10-6).

Πίνακας 10-6 Συντελεστές με εξαρτημένη μεταβλητή την Θερμική Απόδοση

	Μη σχετικοποιημένοι συντελεστές		Σχετικοποιημένοι συντελεστές	t	Σημαντικότητα
	B	Σφάλμα	Beta		
(Σταθερά)	34.757	0.174		200.267	0.000
Ωρες λειτουργίας	-0.006	0.006	-0.154	-0.894	0.378

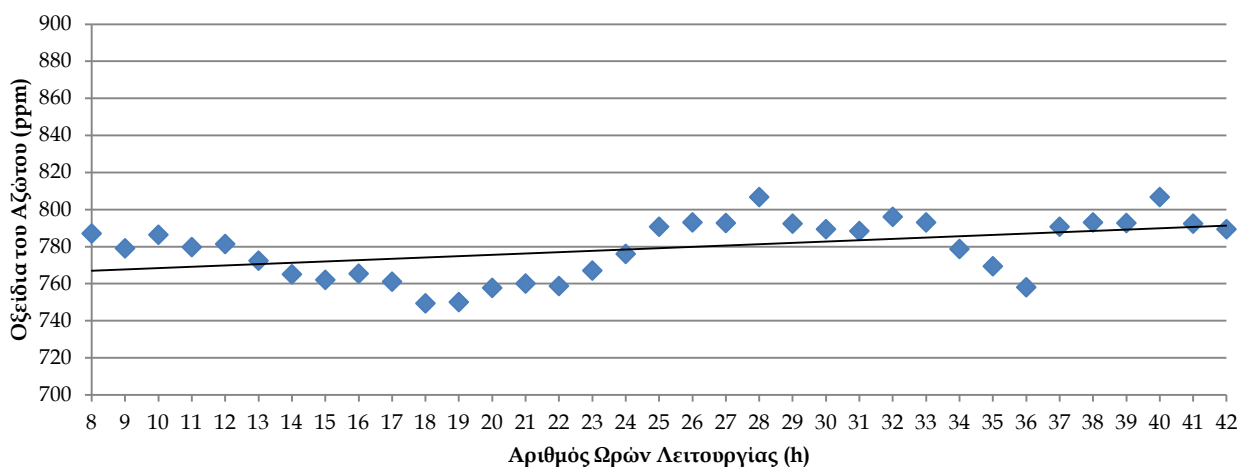
10.3.6 Οξείδια του Αζώτου (NO_x)

Η διακύμανση της τιμής των NO_x φαίνεται στο Διάγραμμα 10-12. Αν εξαιρέσουμε τις πρώτες 7 h που είχαν σημαντικά μεγαλύτερες τιμές NO_x (812 – 829 ppm), όλες οι υπόλοιπες ώρες λειτουργίας είχαν μικρή διακύμανση μεταξύ τους (749 – 806 ppm). Η αυξημένη ποσότητα NO_x στις πρώτες μετρήσεις δεν αναμένονταν. Σε γενικές γραμμές η ποσότητα NO_x που εκλύεται έχει πολύ μικρή τάση μείωσης, σύμφωνα με την γραμμή τάσης που φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα, γεγονός που οφείλεται αποκλειστικά στις πολύ υψηλές τιμές των NO_x τις πρώτες 7 h.



Διάγραμμα 10-12 Μεταβολή Οξειδίων του Αζώτου (NO_x) κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h

Αναλύοντας μόνο τις τελευταίες 35 h, η τάση μεταβολής των NO_x αναστρέφεται και γίνεται αυξανόμενη όσο περνάνε η ώρες λειτουργίας του κινητήρα (Διάγραμμα 10-13).



Διάγραμμα 10-13 Μεταβολή Οξειδίων του Αζώτου (NO_x) κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 35 h

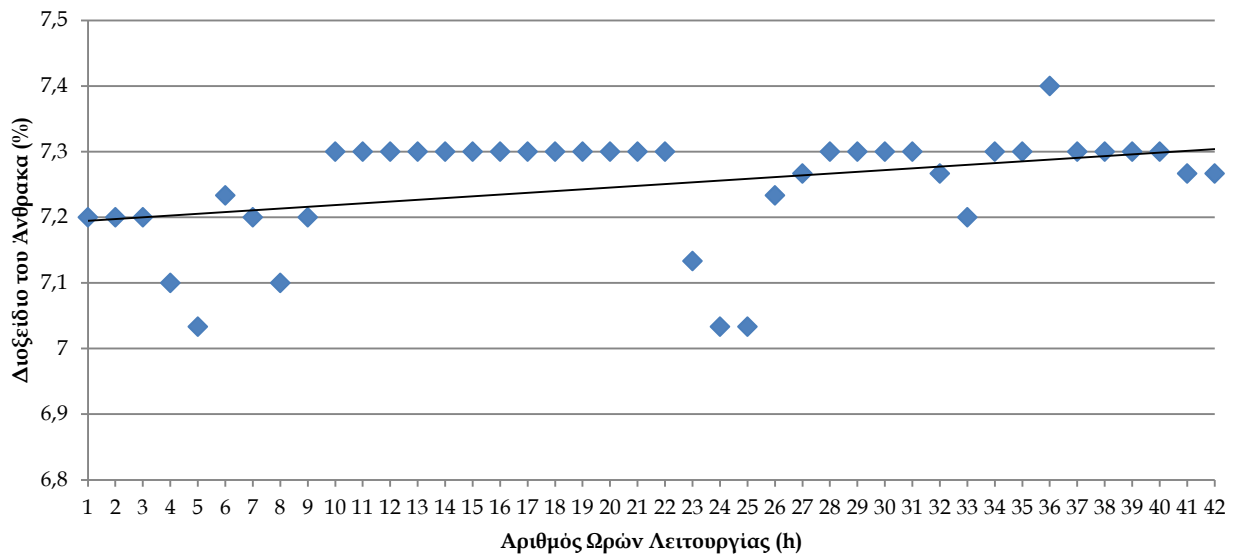
Η στατιστική ανάλυση γραμμικής παλινδρόμησης σχετικά την μεταβολή των NO_x έδωσε στατιστική σημαντικότητα στην αύξηση του παράγοντα αυτού. Συγκεκριμένα, έδωσε μια μέση αύξηση NO_x κατά 0.712 ppm για κάθε ώρα λειτουργίας που περνάει.

Πίνακας 10-7 Συντελεστές με εξαρτημένη μεταβλητή τα Οξειδία του Αζώτου

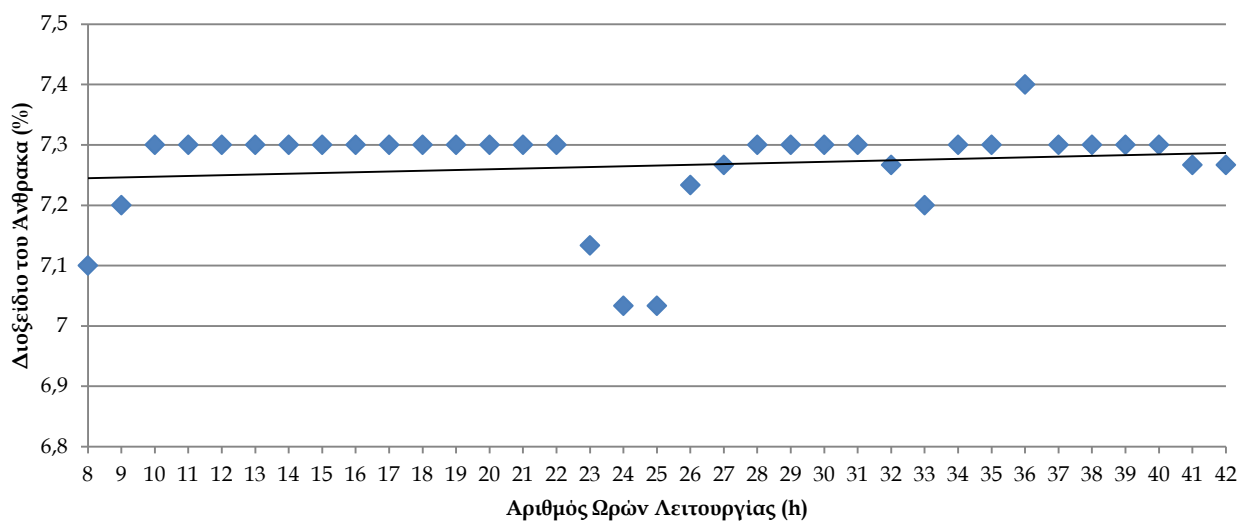
	Μη σχετικοποιημένοι συντελεστές		Σχετικοποιημένοι συντελεστές	t	Σημαντικότητα
	B	Σφάλμα	Beta		
(Σταθερά)	761.361	6.432		118.380	0.000
Ώρες λειτουργίας	0.712	0.239	0.461	2.984	0.005

10.3.7 Διοξείδιο του Άνθρακα (CO₂)

Οι τιμές του CO₂ κατά τη διάρκεια των 42 h φαίνονται στο Διάγραμμα 10-14. Ενώ τις πρώτες 7 h οι τιμές του CO₂ ήταν χαμηλότερες και υπήρξε σημαντική διακύμανση μεταξύ τους (7 - 7.2%), στις επόμενες ώρες οι τιμές κομάνθηκαν περί το 7.3%, με ελάχιστες ακραίες τιμές.



Διάγραμμα 10-14 Μεταβολή Διοξειδίου του Άνθρακα (CO₂) κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h



Διάγραμμα 10-15 Μεταβολή Διοξειδίου του Άνθρακα (CO₂) κατά τη διάρκεια της δοκιμής διάρκειας 42 h

Η στατιστική ανάλυση γραμμικής παλινδρόμησης ανέδειξε το CO₂ ως μη στατιστικά μεταβαλλόμενο μέγεθος.

Πίνακας 10-8 Συντελεστές με εξαρτημένη μεταβλητή τα Οξείδια του Αζώτου

	Μη σχετικοποιημένοι συντελεστές		Σχετικοποιημένοι συντελεστές	t	Σημαντικότητα
	B	Σφάλμα	Beta		
(Σταθερά)	7.235	0.035		204.790	0.000
Ώρες λειτουργίας	0.001	0.001	0.163	0.948	0.350

10.3.8 Σύστημα Τροφοδοσίας Καυσίμου

10.3.8.1 Εισαγωγή

Έγινε οπτική ανάλυση του συστήματος τροφοδοσίας καυσίμου και τα αποτελέσματα φαίνονται παρακάτω.

10.3.8.2 Υδατοπαγίδες

Οι υδατοπαγίδες, όπως φαίνεται στην Εικόνα 10-1 παρέμειναν σε πολύ καλή κατάσταση μετά το μέρας της δοκιμής διάρκειας 42 h. Είχαν ελάχιστα ξένα σώματα, γεγονός που αποδεικνύει ότι αν το έλαιο είναι καλά φιλτραρισμένο δεν περιέχει μεγάλου μεγέθους σωματίδια που θα μπορούσαν να φράξουν το δίκτυο τροφοδοσίας σε πολύ μικρό χρονικό διάστημα.



Εικόνα 10-1 Υδατοπαγίδες πριν (α) και μετά (β) την δοκιμή διάρκειας 42 h

10.3.8.3 Φίλτρα Καυσίμου

Τα φίλτρα καυσίμου είναι κλειστού τύπου. Μετά το πέρας του πειράματος κόπηκε το πρώτο φίλτρο και φωτογραφήθηκε. Το χάρτινο φίλτρο δεν έδειξε μεγάλες αποθέσεις σωματιδίων και ήταν σε πολύ καλή κατάσταση, όπως φαίνεται στην Εικόνα 10-2.



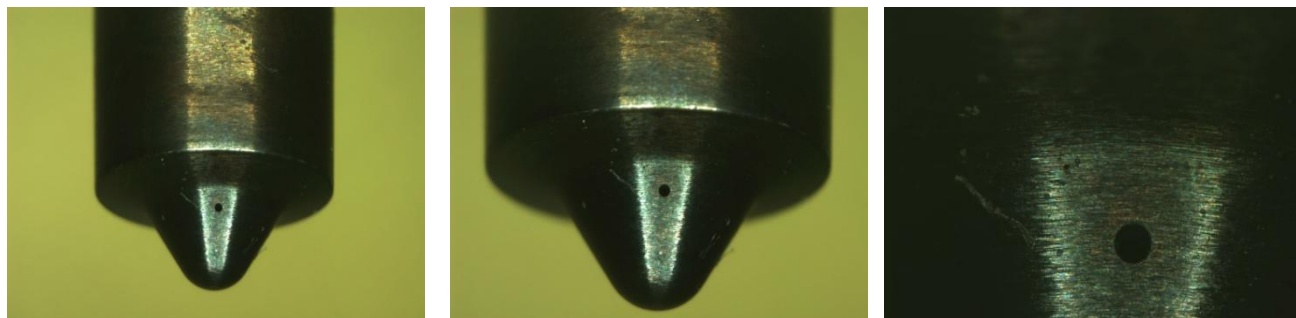
Εικόνα 10-2 Φίλτρο καυσίμου μετά την δοκιμή διάρκειας 42 h

10.3.8.4 Εγχυτήρες

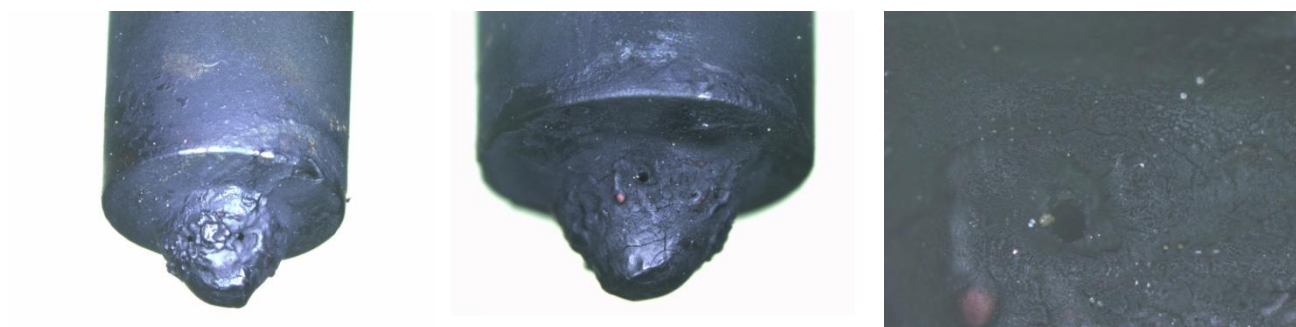
Οι εγχυτήρες των τεσσάρων κυλίνδρων εμφάνισαν σημαντικές αποθέσεις άνθρακα μετά από 42 h λειτουργίας. Στην Εικόνα 10-3 παρουσιάζεται η μικροσκοπική ανάλυση με μεγέθυνση 7x, 10x και 50x για τον πρώτο κύλινδρο. Οι αντίστοιχες εικόνες των τριών άλλων κυλίνδρων φαίνονται στο Παράρτημα Ε. Η οπτική ανάλυση των εγχυτήρων των τεσσάρων κυλίνδρων τους έδειξε πως δεν υπήρχαν σημαντικές διαφορές μεταξύ τους ως προς τις αποθέσεις.

Είναι φανερό πως γύρω από το σημείο έγχυσης, λόγω της χαμηλότερης θερμοκρασίας του εγγεόμενου καυσίμου σε σχέση με τον υπόλοιπο θάλαμο καύσης έχουμε αποθέσεις άνθρακα, λόγω αδυναμίας του να καεί. Το γεγονός αυτό θα μπορούσε να μειωθεί αυξάνοντας την θερμοκρασία του καυσίμου παραπάνω από την ήδη αυξημένη θερμοκρασία του (η μέση θερμοκρασία εισόδου καυσίμου ήταν 65 °C) που θα διατηρούσε την θερμοκρασία επί του ακροφυσίου σε μεγαλύτερα επίπεδα και τις αποθέσεις σε μικρότερα.

Πριν την δοκιμή διαρκείας



Μετά την δοκιμή διαρκείας



(α)

(β)

(γ)

Εικόνα 10-3 Ακροφύσιο του εγχυτήρα του κυλίνδρου Α σε τρεις μεγεθύνσεις μετά τη δοκιμή διαρκείας 42 h

Οι εγχυτήρες δοκιμάσθηκαν με την βοήθεια χειροκίνητης αντλίας για να διαπιστωθεί αν η έγχυση γίνεται με την αναμενόμενη πίεση των 260 bar (Εικόνα 10-4). Πράγματι, οι τέσσερις εγχυτήρες άρχιζαν την έγχυση στις 260 bar, γεγονός που δείχνει πως το εσωτερικό του εγχυτήρα δεν είχε αποθέσεις. Ενδεικτικά, μετρήθηκε και η ποσότητα καυσίμου ανά ψεκασμό, η οποία ήταν η ίδια για τους τέσσερις εγχυτήρες και παρατηρήθηκε η γωνία εκτόξευσης του καυσίμου. Τα αποτελέσματα αυτών των πρόχειρων μετρήσεων σε συνδυασμό με την οπτική παρατήρηση των ακροφυσίων σε υψηλή μεγέθυνση (50x) είναι ενδείξεις ότι το σχήμα και το μέγεθος των οπών του εγχυτήρα δεν είχαν επηρεαστεί σε τέτοιο βαθμό ώστε να μεταβληθεί η γωνία και η ποσότητα εγχεόμενου καυσίμου κατά την λειτουργία του καυσίμου (μέρος γ στην Εικόνα 10-3).



(α)



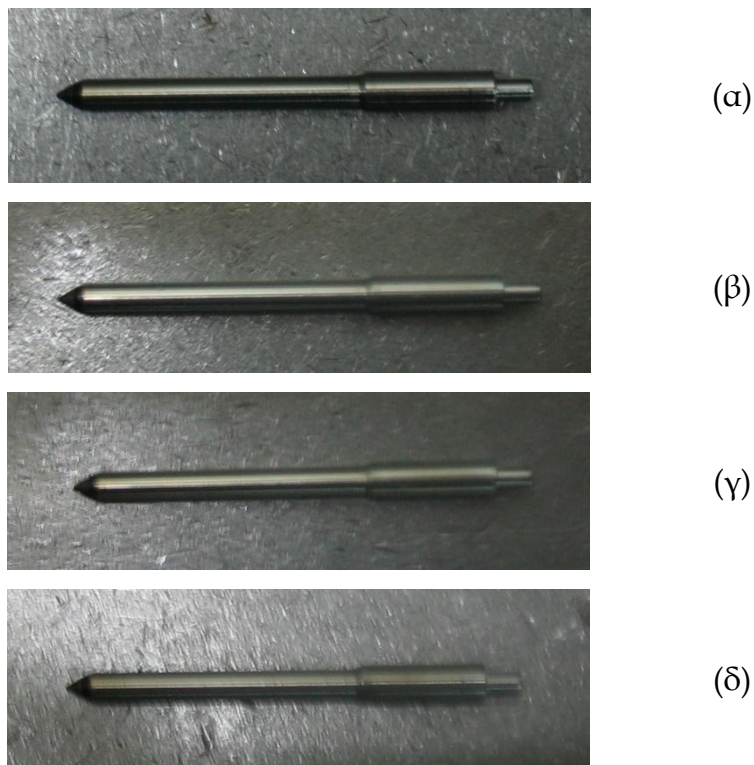
(β)

Εικόνα 10-4 (α) Συσκευή μέτρησης πίεσης έγχυσης των εγχυτήρων (β) δοκιμή των τεσσάρων εγχυτήρων μετά τη δοκιμή διάρκειας 42 h

Τέλος, μετά της αποσυναρμολόγηση των εγχυτήρων φάνηκε πως δεν υπήρχαν αποθέσεις στο εσωτερικό τους (Εικόνα 10-5), ενώ οι βελόνες απόφραξης του ακροφυσίου των τεσσάρων εγχυτήρων βρίσκονταν σε άριστη κατάσταση (Εικόνα 10-6).



Εικόνα 10-5 Αποσυναρμολογημένοι εγχυτήρες μετά την δοκιμή 42 h



Εικόνα 10-6 Βελόνα των τεσσάρων εγχυτήρων μετά τη δοκιμή διάρκειας 42 h

10.3.9 Λιπαντικό Έλαιο

Μετρήθηκε το ιξώδες του λιπαντικού ελαίου στους 100 °C διενεργώντας τρεις (3) επαναλήψεις με το ιξωδόμετρο Ubbelohde και βρέθηκε η τιμή του κατά μέσο όρο να είναι 28.04 cSt. Η τιμή αυτή είναι κατά πολύ υψηλότερη των 12.5 cSt που καθορίστηκαν στην μελέτη του Basinger (Basinger et al., 2010a), με αποτέλεσμα να μην απαιτείται η αντικατάσταση του λιπαντικού ελαίου. Φυσικά, οι 42 h λειτουργίας δεν αναμένονταν να προκαλέσουν τέτοια επίδραση στο έλαιο για να χρειάζεται η αλλαγή του, ακόμα και με καύσιμο φυτικό έλαιο.

10.4 Συμπεράσματα

- Ο κινητήρας λειτούργησε καθ' όλη τη διάρκεια του πειράματος ομαλά χωρίς έντονες αλλαγές.
- Η θερμοκρασία ψυκτικού μέσου, λιπαντικού ελαίου και καυσαερίων δεν είχε σημαντικές αλλαγές, παρά μόνο κατά τις πρώτες 7 h.
- Η ροπή, η ισχύς, η θερμική απόδοση και η BSFC παρέμειναν στα ίδια επίπεδα χωρίς στατιστικά σημαντικές αλλαγές.
- Τα NO_x είχαν μια τάση αύξησης με στατιστική σημαντικότητα, ενώ το CO₂ δεν επηρεάστηκαν κατά την διάρκεια της δοκιμής.
- Το φίλτρο σχάρας και τα δύο φίλτρα χαρτιού του κινητήρα δεν έδειξαν σημαντικό φράξιμο.
- Οι εγχυτήρες μετά από μικροσκοπική ανάλυσή τους έδειξαν σημαντικές αποθέσεις άνθρακα γύρω από τις οπές, γεγονός που είναι ανησυχητικό για το αποτέλεσμα περαιτέρω μακροχρόνιας δοκιμής. Πρέπει όμως να τονισθεί πως στην καθημερινή χρήση του ελκυστήρα, το σύστημα διανομής καυσίμου θα καθαρίζεται με πετρέλαιο κίνησης κάθε φορά μετά το τέλος των εργασιών του, πρακτική που έχει αποδειχθεί ευεργετική για τις επικαθίσεις εντός του θαλάμου καύσης.
- Το λιπαντικό έλαιο εξετάσθηκε ως προς το ιξώδες του που είναι σημαντικός παράγοντας επιλογής χρονικής διάρκειας αλλαγής ελαίου λιπανσης και φάνηκε πως το έλαιο δεν είχε επηρεασθεί τόσο από την χρήση του κινητήρα με το μίγμα 70/30 κατ' όγκο για να αλλαχθεί τόσο νωρίς.

Κεφάλαιο 11:

Σύνοψη Αποτελεσμάτων - Γενικά
Συμπεράσματα - Προτάσεις
Μελλοντικής Έρευνας

11 Σύνοψη Αποτελεσμάτων – Γενικά Συμπεράσματα Διατριβής – Προτάσεις Μελλοντικής Έρευνας

11.1 Εισαγωγή

Η διατριβή αυτή επικεντρώθηκε στην χρήση φυτικών ελαίων ως καυσίμων σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης με σκοπό να δοθεί μια εναλλακτική λύση στις Ελληνικές γεωργικές εκμεταλλεύσεις για την παραγωγή και άμεση χρήση βιοκαυσίμων εντός της εκμετάλλευσης και την πλήρη ή μερική αυτονομία τους από το σύστημα διανομής καυσίμων. Δοκιμάστηκαν τρία φυτικά έλαια ελληνική προέλευσης (ηλιέλαιο, κραμβέλαιο και βαμβακέλαιο) είτε αμιγή είτε σε μίγματα με πετρέλαιο κίνησης σε ένα κινητήρα γεωργικού ελκυστήρα χρησιμοποιώντας τις μητρικές του ρυθμίσεις. Μετά, επιλέχθηκε το ηλιέλαιο για περαιτέρω διερεύνηση και διενεργήθηκε ανάλυση κύκλου ζωής της παραγωγή ηλιελαίου για να βρεθούν τυχόν ενεργειακά και περιβαλλοντικά οφέλη του ελαίου αυτού όταν χρησιμοποιείται ως καύσιμο. Στη συνέχεια, έγιναν φθηνές και εύκολες μετατροπές στον κινητήρα (αλλαγή χρονισμού και βάθους έγχυσης) για να βελτιστοποιηθεί η λειτουργία του με το ηλιέλαιο ή κάποιο από τα δοκιμασμένα μίγματα του με πετρέλαιο κίνησης. Τα αποτελέσματα χρησιμοποιήθηκαν σε μια πολυκριτηριακή ανάλυση για να καταλήξουμε σε ένα ιδανικό συνδυασμό τύπου καυσίμου, χρονισμού έγχυσης και βάθους έγχυσης. Τέλος, ο ιδανικός συνδυασμός εφαρμόστηκε σε μια δοκιμή διάρκειας του κινητήρα με σκοπό την επιβεβαίωση της ομαλής λειτουργίας του κινητήρα με τον συνδυασμό αυτόν. Τα αποτελέσματα των ανωτέρω βημάτων αναλύθηκαν στα παραπάνω κεφάλαια και τα κύρια συμπεράσματα παρουσιάζονται παρακάτω.

11.2 Συγκριτική δοκιμή Ηλιελαίου – Κραμβελαίου – Βαμβακελαίου

Η συνολική εικόνα που έδωσε η σύγκριση των τριών φυτικών ελαίων (ηλιέλαιο, κραμβέλαιο, βαμβακέλαιο) με το καύσιμο αναφοράς (πετρέλαιο κίνησης) έδωσε τα εξής αποτελέσματα:

- Όλα τα φυτικά έλαια παρείχαν ομαλή λειτουργία του κινητήρα χωρίς προβλήματα κατά τις δοκιμές μικρής διάρκειας.
- Τα μίγματα 20/80 έδειξαν ασταθή αποτελέσματα σε όλους τους δείκτες επιδόσεων και ρύπων με ασαφής τάσεις, σε σχέση με τα υψηλότερου ποσοστού σε έλαιο καύσιμα.
- Η ισχύς, η ροπή και η BSFC αυξήθηκαν όσο το περιεχόμενο σε φυτικό έλαιο αυξάνονταν στο δοκιμασμένο καύσιμο.
- Τα βασισμένα στο κραμβέλαιο καύσιμα έδωσαν τα καλύτερα αποτελέσματα όσον αφορά την ισχύ και την ροπή με ταυτόχρονη μείωση της BSFC, με αποτέλεσμα η θερμική απόδοση να είναι σημαντικά υψηλότερη. Τα καύσιμα βαμβακελαίου είναι καλύτερα από τα καύσιμα ηλιελαίου κατά μέσο όρο.
- Οι εκπομπές NO_x αυξήθηκαν όσο το ποσοστό του ελαίου στο καύσιμο αυξάνονταν.
- Τα καύσιμα κραμβελαίου αύξησαν την παραγωγή NO_x λιγότερο από τα καύσιμα βαμβακελαίου, αφήνοντας τα καύσιμα ηλιελαίου στη τελευταία θέση.
- Οι εκπομπές CO₂ έδειξαν μια τάση αύξησης όσο το περιεχόμενο σε έλαιο αυξάνονταν όταν χρησιμοποιούνταν τα καύσιμα κραμβελαίου και βαμβακελαίου. Τα καύσιμα ηλιελαίου έδωσαν ασαφή αποτελέσματα χωρίς συγκεκριμένη τάση.
- Τη μεγαλύτερη τιμή CO₂ παρήγαγαν τα καύσιμα βαμβακελαίου, ακολουθούμενο από τα καύσιμα κραμβελαίου και ηλιελαίου.

Το κύριο συμπέρασμα ήταν ότι στον συγκεκριμένο κινητήρα την καλύτερη συμπεριφορά είχαν τα καύσιμα κραμβελαίου. Παρόλα αυτά, επιλέχθηκε για περαιτέρω έρευνα το ηλιέλαιο, κυρίως λόγω της ευκολίας εγκατάστασης του ηλιάνθου στις περισσότερες περιοχές της Ελλάδας, η οποία δίνει την ευκαιρία σε όλες τις Ελληνικές γεωργικές εκμεταλλεύσεις να το παράξουν και να το χρησιμοποιήσουν εντός του αγροκτήματος.

11.3 Εκτενής δοκιμή Ηλιελαίου

Η διερεύνηση της ταυτόχρονης αλλαγής του χρονισμού και το βάθους έγχυσης στο κινητήρα είχε τα εξής αποτελέσματα:

- Η αύξηση του ποσοστού του ηλιελαίου έδωσε αύξηση ισχύος και ροπής, BSFC και NO_x .
- Η αύξηση του φορτίου είχε ως αποτέλεσμα τα καύσιμα ηλιελαίου να δώσουν μεγαλύτερες τιμές ισχύος, ροπής, BSFC και NO_x , λόγω της χαμηλότερης ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα που ευνοεί το ηλιέλαιο που έχει υψηλότερη υστέρηση ανάφλεξης.
- Ο πρώιμος χρονισμός έγχυσης παρουσίασε βελτιωμένη ισχύς και ροπή, μειωμένη BSFC και ως αποτέλεσμα αυξημένη θερμική απόδοση.
- Ο πρώιμος χρονισμός έγχυσης αύξησε σημαντικά τις εκπομπές NO_x .
- Ο όψιμος χρονισμός έγχυσης μείωσε σημαντικά τις εκπομπές NO_x .
- Η βαθύτερη έγχυσης προκάλεσε αυξημένη ροπή στα καύσιμα χαμηλής περιεκτικότητας σε ηλιέλαιο, ενώ η ρηχή έγχυση αύξησε την ροπή στρέψης στα καύσιμα υψηλής περιεκτικότητας σε ηλιέλαιο.
- Γενικά, το βάθος έγχυσης έδωσε ασαφή αποτελέσματα χωρίς συγκεκριμένες τάσεις σε πολλές περιπτώσεις, λόγω της αλληλεπίδρασης της παραμέτρου αυτής με την μεταβολή του χρονισμού έγχυσης, η οποία είχε πιο σημαντική επίδραση στη συμπεριφορά του κινητήρα.

11.4 Ανάλυση Κύκλου Ζωής

Εκτελέστηκε μία ΑΚΖ που καλύπτει όλο το φάσμα των εργασιών από την παραγωγή του ηλιόσπορου, την έκθλιψη του ηλιελαίου και την καύση του σε κινητήρα γεωργικού ελκυστήρα (Well-to-Wheels) που αφορά τρεις ελληνικές γεωργικές εκμεταλλεύσεις. Υπολογίσθηκαν τα ενεργειακά και περιβαλλοντικά οφέλη της πιθανής χρήσης ηλιελαίου ως καυσίμου εντός της γεωργικής εκμετάλλευσης στην οποία παράγεται.

Στην AKZ της παραγωγής του ηλιελαίου (Well-to-Tank) παρατηρήθηκε ότι η εξοικονόμηση ενέργειας κυμάνθηκε από 72% έως 81%, ενώ η αποφυγή αερίων του θερμοκηπίου ήταν μεταξύ 75.5% και 83.5%.

Σημαντική παρατήρηση ήταν ότι η άρδευση του ηλιανθου είχε καθοριστική επίδραση όσον αφορά την κατανάλωση πρωτογενούς ενέργειας και παραγωγής αερίων του θερμοκηπίου. Αυτό μπορεί να εξηγηθεί από το γεγονός ότι η άρδευση τροφοδοτείται με ηλεκτρική ενέργεια, η οποία στην Ελλάδα παράγεται κυρίως από ορυκτά καύσιμα και ιδιαίτερα λιγνίτη χαμηλής θερμογόνου δύναμης. Ως εκ τούτου, ο συνδυασμός καυσίμων χαμηλής ποιότητας με παλιούς, χαμηλής απόδοσης θερμοηλεκτρικούς σταθμούς παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας έχει ως αποτέλεσμα υψηλή απαίτηση πρωτογενούς ενέργειας και εκλυόμενων αερίων του θερμοκηπίου. Επομένως, οι αρδευόμενες φυτείες ηλιανθου στον Παλαμά Καρδίτσας και την Λυγαριά Φθιώτιδας καταναλώνουν μεγαλύτερη ενέργεια και εκλύουν περισσότερα αέρια του θερμοκηπίου σε σύγκριση με μη αρδευόμενες γεωργικές εκμεταλλεύσεις του Βορρά, όπως αυτή της Ορεστιάδας Έβρου.

Όμως, πρέπει να τονισθεί ότι η συνολική ζήτηση ενέργειας και τα παραγόμενα αέρια του θερμοκηπίου για την παραγωγή και χρήση των βασισμένων σε ηλιέλαιο καυσίμων ήταν σε όλες τις περιπτώσεις χαμηλότερα από το συμβατικό πετρέλαιο κίνησης. Η συνολική AKZ (Well-to-Wheels) έδειξε ότι η παραγωγή ηλιελαίου και απευθείας χρήση του ως καύσιμο σε μια ελληνική γεωργική εκμετάλλευση παράγει θετικά αποτελέσματα όσον αφορά την εξοικονόμηση ενέργειας και την αποφυγή εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου. Συγκεκριμένα, ανάλογα με το ποσοστό χρήσης ηλιελαίου στο καύσιμο του γεωργικού ελκυστήρα του αγροκτήματος (20 - 100%), η εξοικονόμηση ενέργειας μπορεί να φτάσει από 14.6% έως 82% και η αποφυγή εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου από 15.3% έως 84.25%. Ο καλύτερος συνδυασμός τύπου καυσίμου - αγροκτήματος ήταν το αμιγές ηλιέλαιο που παράγεται στο αγρόκτημα της Ορεστιάδας.

11.5 Πολυκριτηριακή Ανάλυση

Τα πειραματικά αποτελέσματα της δοκιμής των τεσσάρων (4) καυσίμων (μίγματα ηλιελαίου/πετρελαίου 20/80, 40/60, 70/30 κατ' όγκο και αμιγές ηλιέλαιο) με τρεις (3) χρονισμούς έγχυσης (IT+2 °CA, IT0 και IT-2 °CA) και τρία (3) βάθη έγχυσης (IP-0.5 mm, IP0, IP+0.5 mm) έδωσαν 36 συνδυασμούς Καυσίμου/IT/IP οι οποίες συγκρίθηκαν με τον συνδυασμό αναφοράς που ήταν Πετρέλαιο κίνησης/IT0/IP0. Οι 37 αυτοί συνδυασμοί αξιολογήθηκαν με τη χρήση δύο τεχνικών πολλαπλών κριτηρίων λήψης αποφάσεων (AHP και TOPSIS) και επιλέχθηκε ο βέλτιστος συνδυασμός Καυσίμου/IT/IP. Οι μέθοδοι AHP και TOPSIS εφαρμόστηκαν για τρία σενάρια κριτηρίων που επικεντρώνονται αντίστοιχα, στις υψηλότερες επιδόσεις του κινητήρα (Σενάριο 1), την μικρότερη επίπτωση στο περιβάλλον (Σενάριο 2) και την ισορροπία μεταξύ των δύο πρώτων σεναρίων (Σενάριο 3). Τα αποτελέσματα των δύο μεθόδων συγκρίθηκαν και εξάχθηκαν τα παρακάτω συμπεράσματα:

- Οι μέθοδοι AHP και TOPSIS έδωσαν την ίδια κατάταξη χαρακτηριστικών και στα τρία σενάρια κριτηρίων. Συγκεκριμένα, για το σενάριο 1 και οι δύο μέθοδοι έδωσαν ως πιο σημαντικό χαρακτηριστικό την θερμική απόδοση του κινητήρα, ακολουθούμενη από το CO₂, τα NO_x, την BSFC και τελευταία την ροπή. Το σενάριο 2 έδωσε και με τις δύο μεθόδους ως σημαντικότερο χαρακτηριστικό το CO₂, ακολουθούμενο από τα NO_x, την θερμική απόδοση, την BSFC και την ροπή. Τέλος, για το σενάριο 3, οι δύο μέθοδοι κατέληξαν ότι το σημαντικότερο χαρακτηριστικό είναι τα NO_x, ακολουθούμενα από το CO₂, την BSFC, την θερμική απόδοση και την ροπή.
- Οι μέθοδοι AHP και TOPSIS δεν δίνουν τα ίδια αποτελέσματα στην τελική κατάταξη των συνδυασμών Καυσίμου/χρονισμό έγχυσης/ βάθους έγχυσης για τα τρία σενάρια κριτηρίων. Αυτό οφείλεται στο γεγονός πως ενώ τα χαρακτηριστικά είχαν καταταγεί ομοίως από τις δύο μεθόδους, ο τρόπος υπολογισμού της τελικής κατάταξης για την AHP και την TOPSIS διαφέρει, με αποτέλεσμα την διαφοροποίηση της κατάταξης. Συγκεκριμένα, ενώ η AHP λαμβάνει υπόψη όλα τα χαρακτηριστικά στον τελικό υπολογισμό, η TOPSIS θεωρεί μηδενικό το

χαρακτηριστικό που καταλαμβάνει την τελευταία θέση στην κατάταξη χαρακτηριστικών.

- Το μίγμα ηλιελαίου/πετρελαίου κίνησης 70/30 κατ' όγκο επιλέχθηκε και από τις δύο τεχνικές, ως το βέλτιστο καύσιμο σε όλα τα σενάρια κριτηρίων. Κύριος λόγος ήταν η παρέμβαση της Ανάλυσης Κύκλου Ζωής στις τιμές του CO₂ που χρησιμοποιείται και στις δύο μεθόδους λήψης αποφάσεων πολλαπλών κριτηρίων. Πιο συγκεκριμένα, το γεγονός ότι μέρος του CO₂ που εκλύονταν από την καύση του ηλιελαίου ανακυκλώνονταν, έδωσε στα καύσιμα που περιείχαν ηλιέλαιο ένα πλεονέκτημα έναντι του πετρελαίου που μεταφράστηκε στην πολυκριτηριακή ανάλυση σε υπερτέρηση των καυσίμων με υψηλό ποσοστό ηλιελαίου έναντι αυτών με χαμηλό ποσοστό και το αμιγές πετρέλαιο κίνησης.
- Ο πρόωρος χρονισμός έγχυσης αναφέρθηκε στις περισσότερες περιπτώσεις ως ο βέλτιστος χρονισμός έγχυσης και από τις δύο μεθόδους AHP και TOPSIS.
- Το βάθος έγχυσης του κατασκευαστή εμφανίστηκε στις περισσότερες περιπτώσεις ως η καλύτερη λύση βάθους έγχυσης.

11.6 Δοκιμή διάρκειας με Ηλιέλαιο

Ο κινητήρας ρυθμίστηκε βάσει των αποτελεσμάτων της πολυκριτηριακής ανάλυσης σε προοδευμένο χρονισμό έγχυσης κατά 2 μοίρες στροφαλοφόρου άξονα και διατηρήθηκε το μητρικό βάθος έγχυσης και δοκιμάσθηκε επί 42h με καύσιμο το μίγμα 70/30. Τα αποτελέσματα ήταν:

- Ο κινητήρας λειτούργησε καθ' όλη τη διάρκεια του πειράματος ομαλά χωρίς έντονες αλλαγές.
- Η θερμοκρασία ψυκτικού μέσου, λιπαντικού ελαίου και καυσαερίων δεν είχε σημαντικές αλλαγές, παρά μόνο κατά τις πρώτες 7 h.
- Η ροπή, η ισχύς, η θερμική απόδοση και η BSFC παρέμειναν στα ίδια επίπεδα χωρίς στατιστικά σημαντικές αλλαγές.

- Τα NO_x είχαν μια τάση αύξησης με στατιστική σημαντικότητα, ενώ το CO₂ δεν επηρεάστηκαν κατά την διάρκεια της δοκιμής.
- Το φίλτρο σκάρας και τα δύο φίλτρα χαρτιού του κινητήρα δεν έδειξαν σημαντικό φράξιμο.
- Οι εγχυτήρες μετά από μικροσκοπική ανάλυσή τους έδειξαν σημαντικές αποθέσεις άνθρακα γύρω από τις οπές, γεγονός που είναι ανησυχητικό για το αποτέλεσμα περαιτέρω μακροχρόνιας δοκιμής. Πρέπει όμως να τονισθεί πως στην καθημερινή χρήση του ελκυστήρα, το σύστημα διανομής καυσίμου θα καθαρίζεται με πετρέλαιο κίνησης κάθε φορά μετά το τέλος των εργασιών του, πρακτική που έχει αποδειχθεί ευεργετική για τις επικαθίσεις εντός του θαλάμου καύσης.
- Το λιπαντικό έλαιο εξετάσθηκε ως προς το ιξώδες του που είναι σημαντικός παράγοντας επιλογής χρονικής διάρκειας αλλαγής ελαίου λίπανσης και φάνηκε πως το έλαιο δεν είχε επηρεασθεί τόσο από την χρήση του κινητήρα με το μίγμα 70/30 κατ' όγκο για να αλλαχθεί τόσο νωρίς.

11.7 Γενικά Συμπεράσματα

Η διατριβή αυτή έδειξε πως διάφορα είδη φυτικών ελαίων μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως καύσιμα σε κινητήρες ανάφλεξης συμπίεσης γεωργικών ελκυστήρων αρκεί να προθερμαίνονται και να αναμιγνύονται με πετρέλαιο κίνησης για να μειωθεί η πιο σημαντική αρνητική ιδιότητα του που είναι το υψηλό ιξώδες. Διενεργώντας πιο εκτενή έρευνα ενός κινητήρα γεωργικού ελκυστήρα με καύσιμο προθερμασμένο ηλιέλαιο και μίγματα αυτού με πετρέλαιο κίνησης αλλάζοντας τον χρονισμό και το βάθος έγχυσης του καυσίμου, διαφάνηκε πως η πρόοδος του χρονισμού ήταν καθοριστική για την βελτίωση των επιδόσεων του κινητήρα, αλλά με δραστική αύξηση στις εκπομπές NO_x. Όσον αφορά το βάθος έγχυσης, δεν φάνηκε σημαντική επίδραση της παραμέτρου αυτής στην λειτουργία του κινητήρα, κυρίως λόγω της επικάλυψής της από τον χρονισμό έγχυσης που είχε πολύ καθοριστική επίδραση. Έτσι, με την βοήθεια δύο μεθόδων πολυκριτηριακής ανάλυσης (AHP και TOPSIS) επιλέχθηκε ως καλύτερός συνδυασμός για την διενέργεια μιας δοκιμής

διαρκείας ο προοδευμένος χρονισμός έγχυσης με το μητρικό βάθος έγχυσης και ένα μίγμα υψηλή περιεκτικότητας σε ηλιέλαιο (70% κατ' όγκο). Ο κινητήρας λειτούργησε χωρίς προβλήματα για 42 h συνεχούς λειτουργίας, που ήταν μια ένδειξη πως ο συνδυασμός που επιλέχθηκε θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί στον ελκυστήρα μιας Ελληνικής γεωργικής εκμετάλλευσης.

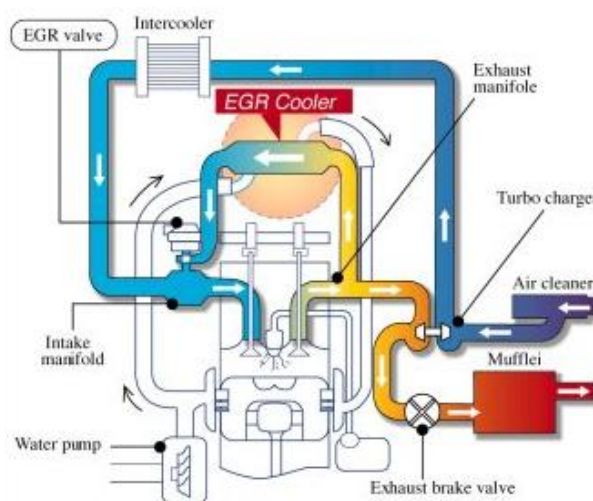
11.8 Προτάσεις Μελλοντικής Έρευνας

Τα ανωτέρω συμπεράσματα οδηγούν στην ανάγκη για περαιτέρω βήματα έρευνας που θα μπορούσαν να δώσουν περισσότερες εγγυήσεις καλής λειτουργίας του κινητήρα χρησιμοποιώντας φυτικά έλαια ως καύσιμα.

Ένα βασικό αντικείμενο έρευνας είναι η εύρεση λύσης για μείωση των εκπομπών NO_x που αυξήθηκαν λόγω της χρήσης του ηλιελαίου, αλλά κυρίως λόγω της προόδου του χρονισμού έγχυσης του καυσίμου. Για να επιτευχθεί η αναμενόμενη μείωση θα μπορούσε να εφαρμοσθεί είτε σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR), είτε σύστημα επλεκτικής καταλυτικής μείωσης (SCR) σε διαφορετικά ποσοστά για να βρεθεί η βέλτιστη λύση.

Το σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων βασίζεται στην λογική της επανεισόδου των καυσαερίων στον θάλαμο καύσης μαζί με τον καθαρό ατμοσφαιρικό αέρα ως αδρανές αέριο για να επιτευχθεί μείωση της θερμοκρασίας καύσης, άρα και των παραγόμενων NO_x . Ο συγκεκριμένος κινητήρας μπορεί να δεχθεί σύστημα μερικού EGR αλλάζοντας το εκκεντροφόρο άξονα με άλλον που φέρει πρόσθετο έκκεντρο μικρότερου βυθίσματος για την βαλβίδα εξαγωγής, το οποίο ανοίγει μερικώς την βαλβίδα εξαγωγής ταυτόχρονα με την βαλβίδα εισαγωγής κατά την εισαγωγή του αέρα με σκοπό την είσοδο μέρους των καυσαερίων στον θάλαμο καύσης και την μείωση της θερμοκρασίας καύσης αφού πρόκειται για αδρανές αέριο. Έτσι, προβλέπεται μείωση των NO_x . Σε περίπτωση που το ποσοστό EGR μέσω αυτού του συστήματος δεν είναι αρκετό, τότε θα μπορούσε να δοκιμασθεί το παραδοσιακό σύστημα EGR με εξωτερικό δίκτυο αγωγών και σύστημα

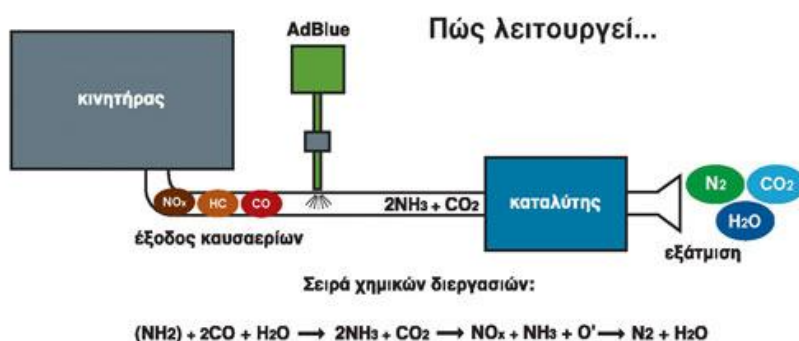
ψύξης των καυσαερίων που μπορεί μέσω μιας βαλβίδας να αλλάζει το ποσοστό EGR σε μεγάλο βαθμό (Εικόνα 11-1).



Εικόνα 11-1 Σύστημα ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR)

Πηγή: <http://www.tokyo-radiator.co.jp/seihin/egr.html>

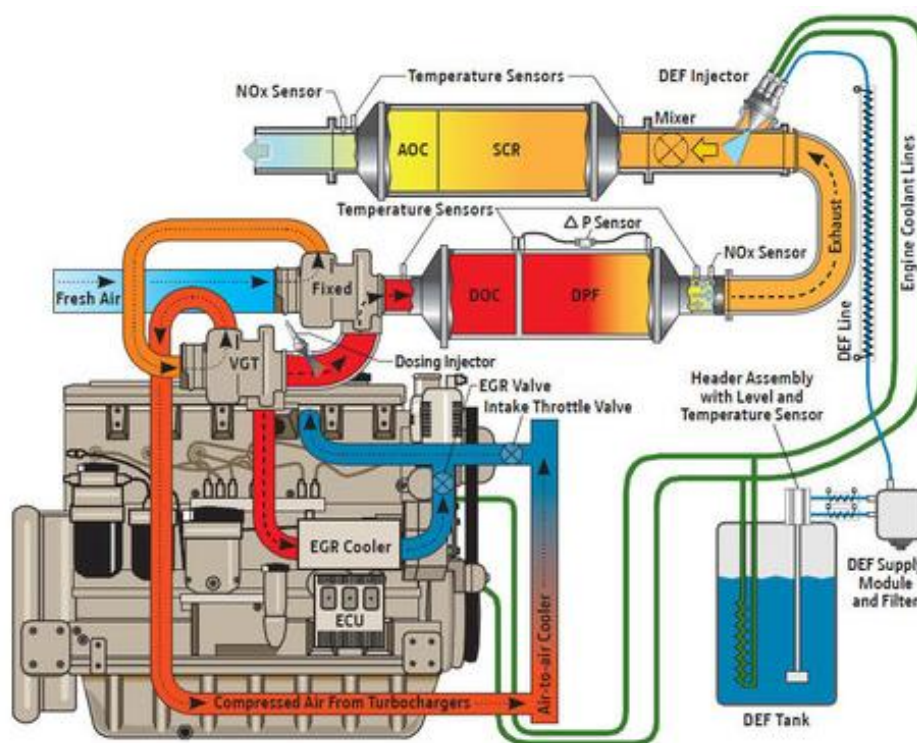
Το σύστημα επιλεκτικής καταλυτικής μείωσης βασίζεται στον ψεκασμό ουρίας που αποθηκεύεται σε πρόσθετο δοχείο εντός του αγωγού καυσαερίων, μέσα στον οποίο γίνεται χημική αντίδραση των NO_x με το εγχεόμενο υγρό και μετατρέπονται σε μοριακό άζωτο και οξυγόνο. Το υγρό αυτό έχει εμπορική ονομασία AdBlue και έχει αρχίσει να χρησιμοποιείται εκτενώς σε όλους τους τύπους βαρέων οχημάτων (π.χ. φορτηγά, λεωφορεία, χωματουργικά μηχανήματα, γεωργικούς ελκυστήρες, κτλ). Αποτελεί πιο εύκολη εφαρμογή από το EGR, αφού δεν απαιτεί εγκατάσταση σημαντικού εξοπλισμού και μπορεί να αλλάξει η ποσότητα του AdBlue κατά ελάχιστα ποσοστά (Εικόνα 11-2).



Εικόνα 11-2 Σύστημα επιλεκτικής καταλυτικής μείωσης (SCR)

Πηγή: <http://www.adblueinfo.gr/el/index.htm>

Υπάρχει δυνατότητα συνδυασμένης χρήσης των δύο συστημάτων (Εικόνα 11-3). Πρέπει να τονισθεί πως οι εταιρίες παραγωγής κινητήρων έχουν αρχίσει να καταργούν το EGR και η εφαρμογή του SCR κερδίζει όλο και περισσότερο έδαφος στην αγορά. Όμως, θεωρείται πως για τους σκοπούς της διατριβής αυτής που αναζητά λύσεις αυτονομίας ενός αγροκτήματος από εξωτερικές πρώτες ύλες, θα ήταν προτιμητέα η λύση του EGR, αν και εφόσον έδινε ικανή μείωση των παραγόμενων NO_x, διότι δεν θα απαιτούνταν η αγορά του πρόσθετου AdBlue από τον γεωργό της αυτόνομης γεωργικής εκμετάλλευσης.



Εικόνα 11-3 Συνδυασμένη χρήση ανακυκλοφορίας καυσαερίων (EGR) και επιλεκτικής καταλυτικής μείωσης (SCR)

Πηγή: <http://www.oemoffhighway.com/article/10657806/egr-meets-scr>

Ένα δεύτερο αντικείμενο έρευνας θα μπορούσε να είναι η αύξηση της πίεσης έγχυσης των εγχυτήρων για να επιτευχθεί μεγαλύτερος διαμερισμός του καυσίμου και η καλύτερη ανάμειξή του με τον αέρα. Το γεγονός πως τα φυτικά έλαια έχουν μεγαλύτερο ιξώδες από το πετρέλαιο κίνησης, ακόμα και όταν είναι προθερμασμένα, αυξάνει το μέγεθος των σταγονιδίων του και τα κάνει λιγότερο πτητικά με πιθανό αποτέλεσμα η

υπάρχουσα πίεση έγχυσης των 260 bar να μην είναι αρκετή για να βελτιστοποιηθεί το μίγμα αέρα/καυσίμου και να μην υπάρχουν κατάλοιπα εντός του κυλίνδρου λόγω κακής και δυσανάλογης καύσης στα διάφορα σημεία του θαλάμου καύσης.

Άλλο αντικείμενο διερεύνησης θα μπορούσε να είναι η αύξηση της υπερπίεσης του αέρα εισαγωγής, αφού θα μπορούσε να προκαλέσει βελτίωση της απόδοσης του κινητήρα με τα φυτικά έλαια αυξάνοντας την θερμοκρασία και την πίεση του θαλάμου καύσης που είναι καθοριστικά για την καύση των παχύρευστων φυτικών ελαίων.

Τέλος, θεωρείται πως ο κινητήρας πρέπει να δοκιμασθεί σε μακροχρόνια λειτουργία (τουλάχιστον 200 h) για να επιβεβαιωθεί ή όχι η δυνατότητα χρήσης του ηλιελαίου ως καυσίμου για τις ανάγκες ενός αγροκτήματος χωρίς προβλήματα.

Βιβλιογραφία

- 2009/28/EC, D. 2009. Promotion of the use of energy from renewable sources
In: PARLIAMENT, E. (ed.).
- AGARWAL, A. K. & RAJAMANOхарAN, K. 2009. Experimental investigations of performance and emissions of Karanja oil and its blends in a single cylinder agricultural diesel engine. *Applied Energy*, 86, 106-112.
- AGARWAL, D. & AGARWAL, A. K. 2007. Performance and emissions characteristics of Jatropha oil (preheated and blends) in a direct injection compression ignition engine. *Applied Thermal Engineering*, 27, 2314-2323.
- AGARWAL, D., KUMAR, L. & AGARWAL, A. K. 2008. Performance evaluation of a vegetable oil fuelled compression ignition engine. *Renewable Energy*, 33, 1147-1156.
- AGENCY, F. S. 1991. Fats and Oils. Food Standards Agency, McCance & Widdowson's the Composition of Foods, Royal Society of Chemistry
- AL-WIDYAN, M. I., TASHTOUSH, G. & ABU-QUDAIS, M. D. 2002. Utilization of ethyl ester of waste vegetable oils as fuel in diesel engines. *Fuel Processing Technology*, 76, 91-103.
- ALPHONCE, C. B. 1997. Application of the analytic hierarchy process in agriculture in developing countries. *Agricultural Systems*, 53, 97-112.
- ALTIN, R., ÇETINKAYA, S. & Y¹/₄CESU, H. S. 2001. The potential of using vegetable oil fuels as fuel for diesel engines. *Energy Conversion and Management*, 42, 529-538.
- ALTUN, S., BULUT, H. & ÖNER, C. 2008. The comparison of engine performance and exhaust emission characteristics of sesame oil-diesel fuel mixture with diesel fuel in a direct injection diesel engine. *Renewable Energy*, 33, 1791-1795.
- ANDERSON, G. & HADDEN, D. 1999. *The Gas Monitoring Handbook*, Avocet Press Inc.
- ARAYA, K., MAEKAWA, T. & KINTAYAMA, M. 1987. Diesel Engine Performance with Sunflower Oil. *J. Senshu University*, 20, 137-154.
- ARIFF, H., SALIT, M. S., ISMAIL, N. & NUKMAN, Y. 2008. Use of analytical hierarchy process (AHP) for selecting the best design concept. *Jurnal Teknologi*, 49, 1-18.

- BALAFOUTIS, A., GERONIKOLOU, L. & KYRITSIS, S. 2006. Feasibility Study of new and existing crops in Greece to be used as feedstock for biodiesel production. *National Research Project "New chemical process development for biodiesel production from biomass and use in the Greek market"* Athens: R&D General Secretariat, Ministry of Development (in Greek).
- BALLI, S. & KORUKOĞLU, S. 2009. Operating system selection using Fuzzy AHP and TOPSIS methods. *Mathematical and Computational Applications*, 14, 119-130.
- BARI, S., LIM, T. H. & YU, C. W. 2002. Effects of preheating of crude palm oil (CPO) on injection system, performance and emission of a diesel engine. *Renewable Energy*, 27, 339-351.
- BARSIC, N. J. & HUMKE, A. L. 1981a. Performance and Emission Characteristics of a Naturally Aspirated Diesel Engine with Vegetable Oil Fuel SAE, 810262.
- BARSIC, N. J. & HUMKE, A. L. 1981b. Performance and Emission Characteristics of a Naturally Aspirated Diesel Engine with Vegetable Oil Fuel (Part 2). SAE, 810955.
- BASINGER, M., REDING, T., RODRIGUEZ-SANCHEZ, F. S., LACKNER, K. S. & MODI, V. 2010a. Durability testing modified compression ignition engines fueled with straight plant oil. *Energy*, 35, 3204-3220.
- BASINGER, M., REDING, T., WILLIAMS, C., LACKNER, K. S. & MODI, V. 2010b. Compression ignition engine modifications for straight plant oil fueling in remote contexts: Modification design and short-run testing. *Fuel*, 89, 2925-2938.
- BORGNAKKE, C., DAVIS, G. C. & TABACZYNSKI, R. J. 1981. Prediction of In Cylinder Swirl Velocity and Turbulence for an Open Chamber Cup in Piston Engine. SAE, 810224.
- CANAKCI, M., OZSEZEN, A. N. & TURKCAN, A. 2009. Combustion analysis of preheated crude sunflower oil in an IDI diesel engine. *Biomass and Bioenergy*, 33, 760-767.
- ÇETIN, M. & YUKSEL, F. 2007. The use of hazelnut oil as a fuel in pre-chamber diesel engine. *Applied Thermal Engineering*, 27, 63-67.
- CROOKS, R. J., NAZHA, M. A. A. & KIANNEJAD, F. 1992. Single and Multi Cylinder Engine Tests with Vegetable Oil Emulsions. SAE, 922230.
- DE ALMEIDA, S. C. A., BELCHIOR, C. R., NASCIMENTO, M. V. G., VIEIRA, L. D. S. R. & FLEURY, G. 2002. Performance of a diesel generator fuelled with palm oil. *Fuel*, 81, 2097-2102.

- DEMIRBAS, A. 2003. Biodiesel fuels from vegetable oils via catalytic and non-catalytic supercritical alcohol transesterifications and other methods: a survey. *Energy Conversion and Management*, 44, 2093-2109.
- DEMIRBAS, A. 2008. Studies on cottonseed oil biodiesel prepared in non-catalytic SCF conditions. *Bioresource Technology*, 99, 1125-1130.
- DESANTES, J. M., ARREGLE, J., RUIZ, S. & DELAGE, A. 1999. Characterization of the injection-combustion process in a D.I. diesel engine running with rape oil methyl ester. *SAE*, no. 1999-01-1497.
- DORADO, M. P., ARNAL, J. M., GÓMEZ, J., GIL, A. & LÓPEZ, F. J. 2002. The Effect of a Waste Vegetable Oil Blend with Diesel Fuel on Engine Performance. *Transactions of the American Society of Agricultural Engineers*, 45, 519-523.
- FARSAIE, A., DEBARTHE, J. V., KENWORTHY, W. J., LESSLEY, B. V. & WIEBOLD, W. J. 1985. Analysis of producing vegetable oil as an alternate fuel. *Energy in Agriculture*, 4, 189-205.
- FERGUSON, C. R. 1986. *Internal Combustion Engines*, Wiley, New York.
- FONTARAS, G., MAMAKOS, A., NTZIACHRISTOS, L., MILTSIOS, G. & SAMARAS, Z. 2006. Evaluation of Cottonseed Oil - Diesel Fuel Blends as Fuel for Automotive Diesel Engines. *FISITA 2006 World Automotive Congress*. Yokohama, Japan.
- FONTARAS, G., SAMARAS, Z. & MILTSIOS, G. 2007. Experimental Evaluation of Cottonseed Oil-Diesel Blends as Automotive Fuels via Vehicle and Engine Measurements. *SAE Technical Papers*.
- FORT, E. F. & BLUMBERG, P. N. 1982. Performance and durability of a turbocharged diesel fueled with cottonseed oil blends. . *Vegetable oil fuels proceedings of the international conference on plant and vegetable oils as fuels*, ASAE.
- FULS, J., HAWKINS, C. S. & HUGO, F. J. C. 1984. Tractor Engine Performance on Sunflower Oil Fuel. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 30, 29-35.
- GARCÍA-CASCALES, M. S., LAMATA, M. T. & VERDEGAY, J. L. 2010. The TOPSIS method and its application to linguist variables, Preferences and Decisions. *Studies in Fuzziness and Soft Computing*, 257/2010, 383-395.
- GEMTOS, T. A., SORENSEN, C. & HENTEN, E. J. V. 2009. The potential of on-farm biofuel production. *Future Farm Project*.

- GERONIKOLOU, L. 2004. *Experimental investigation of sunflower oil production from 4 sunflower varieties aiming on its use as diesel substitute*. MSc (in Greek), Agricultural University Athens.
- GOETTLER, H. J. M., ZIEJEWSKI, M. & KNUDSON, A. M. 1985. Performance of a diesel engine operating on blends of diesel fuel and crude sunflower oil at normal and elevated fuel temperature. *SAE*, 852087.
- GRAU, B., BERNAT, E., ANTONI, R., JORDI-ROGER, R. & RITA, P. 2010. Small-scale production of straight vegetable oil from rapeseed and its use as biofuel in the Spanish territory. *Energy Policy*, 38, 189-196.
- HALDAR, S. K., GHOSH, B. B. & NAG, A. 2009. Studies on the comparison of performance and emission characteristics of a diesel engine using three degummed non-edible vegetable oils. *Biomass and Bioenergy*, 33, 1013-1018.
- HAO, L. & QING-SHENG, X. Application of TOPSIS in the Bidding of manufacturing enterprises. 5th International Conference on e-Engineering & Digital Enterprise Technology, 16 -18 August 2006 Guiyang, China. e-ENGDET2006.
- HAWKINS, C., FULS, J. & HUGO, F. 1983. Engine Durability Tests with Sunflower Oil in an Indirect Injection Diesel Engine. *SAE Technical Papers*, 831357.
- HAZAR, H. & AYDIN, H. 2010. Performance and emission evaluation of a CI engine fueled with preheated raw rapeseed oil (RRO)-diesel blends. *Applied Energy*, 87, 786-790.
- HE, Y. & BAO, Y. D. 2003. Study on rapeseed oil as alternative fuel for a single-cylinder diesel engine. *Renewable Energy*, 28, 1447-1453.
- HE, Y. & BAO, Y. D. 2005. Study on cottonseed oil as a partial substitute for diesel oil in fuel for single-cylinder diesel engine. *Renewable Energy*, 30, 805-813.
- HEISLER, H. 1995. *Advanced engine technology*, Arnold.
- HEISLER, H. 1999. *Vehicle and engine technology*. Arnold.
- HEMMERLEIN, N., KORTE, V. & RICHTER, H. 1991. Performance, exhaust emission and durability of modern diesel engines running on rapeseed oil. *SAE*, 910848.
- HEYWOOD 1988. *Internal Combustion Engines Fundamentals*, McGraw Hill.
- HIGELIN, P. 1992. *Huiles vegetales - biocombustible Diesel. Incidence des aspects thermiques lies au type de moteur sur la combustion*. PhD, University of Orleans.

- HIGELIN, P. & CHARLET, A. 1995. The use of Sunflower Oil as Diesel Fuel for DI Engines
- HIROYASU, H. & KADOTA, T. 1976. Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in DI Diesel Engines *SAE*, 760129.
- HISCHIER, R., WEIDEMA, B., ALTHAUS, H. J., BAUER, C., DOKA, G., DONES, R., FRISCHKNECHT, R., HELLWEG, S., HUMBERT, S., JUNGBLUTH, N., KÖLLNER, T., LOERINCIK, Y., MARGNI, M. & NEMECEK, T. 2010. Implementation of Life Cycle Impact Assessment Methods. *Final report ecoinvent v2.2 No. 3. Swiss Centre for Life Cycle Inventories*. Dübendorf, CH.
- HOU, Y., WANG, B., OUYANG, G., SHEN, H. & HE, Y. 2011. An Analytic Hierarchy Process to evaluate PEM fuel cell engine performance. *International Journal of Hydrogen Energy*, 36, 6780-6787.
- HUZAYYIN, A. S., BAWADY, A. H., RADY, M. A. & DAWOOD, A. 2004. Experimental evaluation of Diesel engine performance and emission using blends of jojoba oil and Diesel fuel. *Energy Conversion and Management*, 45, 2093-2112.
- HWANG, L. C. & YOON, K. 1981. *Multi Attribute Decision-Making: A Methods and Applications. Lecture Series in Economics and Mathematical Systems*, Berlin, Germany.
- IPCC 2007. Climate change 2007: The physical science basis. Fourth assessment report. . *In: PRESS, C. U. (ed.)*. New York.
- ISIKLAR, G. & BUYUKÖZKAN, G. 2007. Using a multi-criteria decision making approach to evaluate mobile phone alternatives. *Computer Standards & Interfaces*, 29, 265-274.
- JANIC, M. & REGGIANI, A. 2002. An Application of the Multiple Criteria Decision Making (MCDM) Analysis to the Selection of a New Hub Airport. *EJTIR* 2, 2, 113 - xx.
- JOHANSSON, E. & NORDSTUM, O. 1982. Swedish tests on rapeseed oil as an alternative to diesel fuel. *In: ASAE (ed.) Internation Conference on Plant and Vegetable Oils as Fuels*. St. Joseph, MI, USA.
- JONES, S. T., PETERSON, C. L. & THOMPSON, J. C. 2001. Used Vegetable Oil Fuel Blend Comparisons using Injector Coking in a DI Diesel Engine. *ASAE Annual International Meeting*. St. Joseph, Mich.
- KALAM, M. A., HUSNAWAN, M. & MASJUKI, H. H. 2003. Exhaust emission and combustion evaluation of coconut oil-powered indirect injection diesel engine. *Renewable Energy*, 28, 2405-2415.

- KALLIGEROS, S., ZANNIKOS, F., STOURNAS, S., LOIS, E., ANASTOPOULOS, G., TEAS, C. & SAKELLAROPOULOS, F. 2003. An investigation of using biodiesel/marine diesel blends on the performance of a stationary diesel engine. *Biomass and Bioenergy*, 24, 141-149.
- KALLIVROUSSIS, L., NATSIS, A. & PAPADAKIS, G. 2002. RD--Rural Development: The Energy Balance of Sunflower Production for Biodiesel in Greece. *Biosystems Engineering*, 81, 347-354.
- KARAOSMANOGLU, F. 1999. Vegetable oil fuels: a review. *Energy Sources*, 21, 221 - 231.
- KARAOSMANOGLU, F., KURT, G. & ÖZAKTAS, T. 2000. Long term CI engine test of sunflower oil. *Renewable Energy*, 19, 219-221.
- KARIMI, M. S., YUSOP, Z. & LAW, S. H. 2010. Location decision for foreign direct investment in ASEAN countries: A TOPSIS approach. *International Research Journal of Finance and Economics* [Online].
- KARMAKAR, A., KARMAKAR, S. & MUKHERJEE, S. 2010. Properties of various plants and animals feedstocks for biodiesel production. *Bioresource Technology*, 101, 7201-7210.
- KAYA, T. & KAHRAMAN, C. 2011. Multicriteria decision making in energy planning using a modified fuzzy TOPSIS methodology. *Expert Systems with Applications*, 38, 6577-6585.
- KHAN, I. M., WANG, C. H. T. & LANGRIDGE, B. E. 1972. Effect of Air Swirl on Smoke and Gaseous Emissions from Direct-Injection Diesel Engines. *SAE*, 720102.
- KING, A. 1995. *Rapeseed Oil as a Diesel Fuel Extender*. MSc Thesis, National University of Ireland.
- KNUTH, H.-W. & WINKLER, M. 2009. Implementation of a 500h Engine Test Cycle and Field Testing of DEUTZ Common-Rail Engines in Heavy-Duty Euro IV Truck Applications for Release of Biodiesel. In: 540/080, U. P. N. (ed.) DEUTZ AG.
- LABECKAS, G. & SLAVINSKAS, S. 2006. Performance of direct-injection off-road diesel engine on rapeseed oil. *Renewable Energy*, 31, 849-863.
- LABECKAS, G. & SLAVINSKAS, S. 2009. Study of exhaust emissions of direct injection diesel engine operating on ethanol, petrol and rapeseed oil blends. *Energy Conversion and Management*, 50, 802-812.

- LADOMMATOS, N., BALIAN, R., HORROCKS, R. & COOPER, L. 1998. The Effects on Diesel Combustion and Emissions of Reducing Inlet Charge Mass due to Thermal Throttling with Hot EGR. *SAE*, 980185.
- LAES, E. & VERBRUGGEN, A. 2010. Decision Support for National Sustainable Energy Strategies in an Integrated Sustainability Assessment Framework. *Intech*.
- LAZA, T. & BERECZKY, Á. 2011. Basic fuel properties of rapeseed oil-higher alcohols blends. *Fuel*, 90, 803-810.
- MALÇA, J. & FREIRE, F. 2006. Renewability and life-cycle energy efficiency of bioethanol and bio-ethyl tertiary butyl ether (bioETBE): Assessing the implications of allocation. *Energy*, 31, 3362-3380.
- MALÇA, J. & FREIRE, F. 2010. Uncertainty Analysis in Biofuel Systems. *Journal of Industrial Ecology*, 14, 322-334.
- MARKOVIĆ, Z. 2010. Modification of TOPSIS for solving of multicriteria tasks. *Yugoslav Journal of Operations Research*, 20, 117-143.
- MARTYR, A. J. & PLINT, M. A. 2012. Chapter 20 - Tribology, Fuel, and Lubrication Testing. *Engine Testing (Fourth Edition)*. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- MATSUI, Y. & SUGIHARA, K. 1986. Sources of Hydrocarbon Emissions from a small Direct Injection Diesel Engine. *JSAE Review* 7.
- MCDONNELL, K. P., WARD, S. M., MCNULTY, P. B. & HOWARD-HILDIGE, R. 2000. Results of engine and vehicle testing of semirefined rapeseed oil. *Transactions of the American Society of Agricultural*, 43, 1309-1316.
- MCINTOSH, C. S., SMITH, S. M. & WITHERS, R. V. 1984. Energy balance of on-farm production and extraction of vegetable oil for fuel in the United States' inland northwest. *Energy in Agriculture*, 3, 155-166.
- MELAS, D. 2003. *The impact of some geometrical features of the piston bowl on combustion and emissions of an automotive diesel engine*. Ph.D., Brunel University.
- MIDDLEMIS, I. D. 1978. Characteristics of the Perkins 'Squish Lip' Direct Injection Combustion System. *SAE*, 780113.
- MINAMI, T., TEKEUCHI, K. & SHIMAZAKI, N. 1995. Reduction of Diesel Engine NO_x Using Pilot Injection. *SAE*, 950611.
- MISRA, R. D. & MURTHY, M. S. 2010. Straight vegetable oils usage in a compression ignition engine--A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 3005-3013.

- MISRA, R. D. & MURTHY, M. S. 2011a. Jatropha--The future fuel of India. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, 1350-1359.
- MISRA, R. D. & MURTHY, M. S. 2011b. Performance, emission and combustion evaluation of soapnut oil-diesel blends in a compression ignition engine. *Fuel*, 90, 2514-2518.
- MORTIMER, N., CORMACK, P., ELSAYED, M. & HORNE, R. 2003. Evaluation of the comparative energy, global warming and social costs and benefits of biodiesel. *Sheffield: Resource Research Unit*. Sheffield Hallam University.
- NABER, J. D. & REITZ, R. D. 1988. Modelling Engine Spray / Wall Impingement. *SAE*, 880107.
- NARAYANA REDDY, J. & RAMESH, A. 2006. Parametric studies for improving the performance of a Jatropha oil-fuelled compression ignition engine. *Renewable Energy*, 31, 1994-2016.
- NIGIM, K., MUNIER, N. & GREEN, J. 2004. Pre-feasibility MCDM tools to aid communities in prioritizing local viable renewable energy sources. *Renewable Energy*, 29, 1775-1791.
- NWAFOR, O. M. I. 2003. The effect of elevated fuel inlet temperature on performance of diesel engine running on neat vegetable oil at constant speed conditions. *Renewable Energy*, 28, 171-181.
- NWAFOR, O. M. I. 2004. Emission characteristics of diesel engine running on vegetable oil with elevated fuel inlet temperature. *Biomass and Bioenergy*, 27, 507-511.
- NWAFOR, O. M. I. & RICE, G. 1996. Performance of rapeseed oil blends in a diesel engine. *Applied Energy*, 54, 345-354.
- NWAFOR, O. M. I., RICE, G. & OGBONNA, A. I. 2000. Effect of advanced injection timing on the performance of rapeseed oil in diesel engines. *Renewable Energy*, 21, 433-444.
- OECD 2011. Standard Code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance. OECD.
- PANDEY, R. K., REHMAN, A. & SARVIYA, R. M. 2012. Impact of alternative fuel properties on fuel spray behavior and atomization. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, 1762-1778.
- PARALIKAS, A. N. & LYGEROS, A. I. 2005. A multi-criteria and fuzzy logic based methodology for the relative ranking of the fire hazard of chemical substances and installations. *Trans IChemE, Part B, Process Safety Environmental Protection*, 83, 122-134.

- POHEKAR, S. D. & RAMACHANDRAN, M. 2004. Application of multi-criteria decision making to sustainable energy planning--A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 8, 365-381.
- POITRAT, E., LEVIEL, B., VERGE, C. & GOSSE, G. 1998. Total Cost and benefits of biomass in selected regions of the European Union (Biocosts) *Report to the the European Commission on the Case Study "ETBE from sugar beet under French conditions"*. Paris: ADEME.
- POLATIDIS, H. & HARALAMBOPOULOS., D. A. 2004. Local renewable energy planning: A participatory multi-criteria approach. *Energy Sources*, 26, 1253-1264.
- PUGAZHVADIVU, M. & JEYACHANDRAN, K. 2005. Investigations on the performance and exhaust emissions of a diesel engine using preheated waste frying oil as fuel. *Renewable Energy*, 30, 2189-2202.
- PUHAN, S., SARAVANAN, N., NAGARAJAN, G. & VEDARAMAN, N. 2010. Effect of biodiesel unsaturated fatty acid on combustion characteristics of a DI compression ignition engine. *Biomass and Bioenergy*, 34, 1079-1088.
- RAKOPOULOS, C. D., ANTONOPOULOS, K. A. & RAKOPOULOS, D. C. 2006a. Multi-zone modeling of Diesel engine fuel spray development with vegetable oil, bio-diesel or Diesel fuels. *Energy Conversion and Management*, 47, 1550-1573.
- RAKOPOULOS, C. D., ANTONOPOULOS, K. A., RAKOPOULOS, D. C., HOUNTALAS, D. T. & GIAKOUMIS, E. G. 2006b. Comparative performance and emissions study of a direct injection Diesel engine using blends of Diesel fuel with vegetable oils or bio-diesels of various origins. *Energy Conversion and Management*, 47, 3272-3287.
- RAKOPOULOS, D. C., RAKOPOULOS, C. D., GIAKOUMIS, E. G., DIMARATOS, A. M. & FOUNTI, M. A. 2011. Comparative environmental behavior of bus engine operating on blends of diesel fuel with four straight vegetable oils of Greek origin: Sunflower, cottonseed, corn and olive. *Fuel*, 90, 3439-3446.
- RAMADHAS, A. S., JAYARAJ, S. & MURALEEDHARAN, C. 2004. Use of vegetable oils as I.C. engine fuels--A review. *Renewable Energy*, 29, 727-742.
- RAMADHAS, A. S., JAYARAJ, S. & MURALEEDHARAN, C. 2005. Characterization and effect of using rubber seed oil as fuel in the compression ignition engines. *Renewable Energy*, 30, 795-803.

- RAO, G. A. P. & MOHAN, P. R. 2003. Effect of supercharging on the performance of a DI Diesel engine with cotton seed oil. *Energy Conversion and Management*, 44, 937-944.
- RAO, K. K., WINTERBONE, D. E. & CLOUGH, E. 1992. Influence of Swirl on High Pressure Injection in Hydra DI Diesel Engine. *Institute of Mechanical Engineers*.
- RICARDO, H. R. & HEMPSON, J. G. 1968. *The High-Speed Internal Combustion Engine*, Institute of Mechanical Engineers.
- RYAN T.W., C. T. J., DODGE L.G. 1982. Characterization of vegetable oil for use as fuels in Diesel engines. *ASAE*, 49085, 71.
- SAATY, T. L. 1977. A scaling method for priorities in Hierarchical Structures. *Journal of Mathematical Psychology*, 15, 19-43.
- SAATY, T. L. 1980. *The Analytic Hierarchy Process: Planning Setting Priorities*, New York, USA.
- SAATY, T. L. 2004. Decision making - The analytic hierarchy and network processes (AHP/ANP). *Journal of Systems and Systems Engineering*, 13, 1-34.
- SAATY, T. L. 1990. How to make a decision: The analytic hierarchy process. *European Journal of Operational Research*, 48, 9-26.
- SCHLICK, M. L., HANNA, M. A. & SCHINSTOCK, J. L. 1988. Soybean and sunflower oil performance in diesel engine. *ASAE*, 31.
- SHAPOURI H., D. J. A. W. M. 2002. The net energy balance of corn ethanol: an update. *Report No 813, Department of Agriculture*.
- SHEHATA, M. S. & RAZEK, S. M. A. 2011. Experimental investigation of diesel engine performance and emission characteristics using jojoba/diesel blend and sunflower oil. *Fuel*, 90, 886-897.
- SHIH, H.-S. 2008. Incremental analysis for MCDM with an application to group TOPSIS. *European Journal of Operational Research*, 186, 720-734.
- SHIMANDA, T., SAKAI, K. & KURIHARA, S. 1986. Variable Swirl Inlet System and its Effect on Diesel Performance and Emissions. *SAE*, 861185.
- SHUAI, S., ABANI, N., YOSHIKAWA, T., REITZ, R. D. & PARK, S. W. 2009. Evaluation of the effects of injection timing and rate-shape on diesel low temperature combustion using advanced CFD modeling. *Fuel*, 88, 1235-1244.

- SHYAM, M., VERMA, S. R. & PATHAK, B. S. 1987. Performance of a low-horsepower diesel engine with a blend of rapeseed oil and conventional diesel fuel. *Energy in Agriculture*, 6, 231-243.
- SIDIBÉ, S. S., BLIN, J., VAITILINGOM, G. & AZOUMAH, Y. 2010. Use of crude filtered vegetable oil as a fuel in diesel engines state of the art: Literature review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 2748-2759.
- SPICHER, U. & DRESEN-RAUSCH, J. 1990. Investigation of Ignition and Flame Propagation in a Direct Injection Diesel Engine by Optical Fiber Diagnostics. *13th Annual Energy-sources Technology Conference*. Louisiana: American Society of Mechanical Engineers.
- STONE, R. 1992. *Internal Combustion Engines*, McMillan.
- STRAYER R.C., C. W. K., ZOERB G.C. 1982. Engine deposit and pour point studies using canola oil as a Diesel fuel. *ASAE*, 49085, 349.
- TOPCU, Y. I. & ULENGIN, F. 2004. Energy for the future: An integrated decision aid for the case of Turkey. *Energy*, 29, 137-154.
- UNCHIDE, N. 1993. Combined effects of EGR and supercharging on Diesel Combustion and Emissions. *SAE*, 930601.
- USTA, N. 2005. Use of tobacco seed oil methyl ester in a turbocharged indirect injection diesel engine. *Biomass and Bioenergy*, 28, 77-86.
- UZOKA, F.-M. E., OSUJI, J. & OBOT, O. 2011. Clinical decision support system (DSS) in the diagnosis of malaria: A case comparison of two soft computing methodologies. *Expert Systems with Applications*, 38, 1537-1553.
- VENKANNA, B. K., SWATI, B. W. & REDDY, C. V. 2009. Effect of injection pressure on performance, emissions and combustion characteristics of direct injection diesel engine running on blends of pogomia pinnata linn oil (Honge oil) and diesel fuel. *Agricultural Engineering International: The CIGR Ejournal*, Vol XI, 1316.
- WAGNER, G. L. & PETERSON, C. L. 1982. Performance of Winter Rape Based Fuel Mixtures in Diesel Engines. In: ASAE (ed.) *International Conference on Plant and Vegetable Oils as Fuels*. St. Joseph, MI, USA.
- WAGNER, L., CLARK, S. & SCHROCK, M. 1984. Effect of soybean oil esters on the performance, lubricating oil, and wear of diesel engines. *SAE*, Warrendale, PA, 841385.
- WANG, Y. D., AL-SHEMMERI, T., EAMES, P., MCMULLAN, J., HEWITT, N., HUANG, Y. & REZVANI, S. 2006. An experimental investigation of the

- performance and gaseous exhaust emissions of a diesel engine using blends of a vegetable oil. *Applied Thermal Engineering*, 26, 1684-1691.
- WWW.CARODIESEL.COM/INDEX/ALL_ABOUT_BIODIESEL/FEEDSTOCKS/CFPP_VALUES.HTM. [Accessed 22 August 2011].
- WWW.COMMUNITIES.GOV.UK. January 2009. *Multi-criteria analysis: a manual* [Online]. [Accessed 10 August 2011].
- YAHYA, A. & MARLEY, S. J. 1994. Performance and exhaust emissions of a compression ignition engine operating on ester fuels at increased injection pressure and advanced timing. *Biomass and Bioenergy*, 6, 297-319.
- YOSHIKAWA, S., RYUNOSUKE, F., ARAI, M. & HIROYASU, H. 1989. Optimising Spraying Behavior to Improve Engine Performance and to Reduce Exhaust Emission in a Small DI Diesel Engine SAE, 890463.
- ZANAKIS, S. H., SOLOMON, A., WISHART, N. & DUBLISH, S. 1998. Multi-attribute decision making: A simulation comparison of select methods. *European Journal of Operational Research*, 107, 507-529.
- ZEJEWSKI, M., GOETTLER, H. & PRATT, G. L. 1986. Influence of vegetable oil based alternative fuels on residue deposits and components wear in a diesel engine. SAE, 860302, 297-307.
- ZHOU, P., ANG, B. W. & POH, K. L. 2006. Decision analysis in energy and environmental modeling: An update. *Energy*, 31, 2604-2622.
- ZHU, Y., ZHAO, H., MELAS, D. A. & LADOMMATOS, N. 2004. Computational study of the effects of the geometry of the piston bowl pip for a high-speed direct injection diesel engine. *Journal of Automobile Engineering*, 218, 875-890.
- ZIEJEWSKI, M. & GOETTLER, H. J. 1995. Limited Durability of the Diesel Engine with Dual-Fuel System on Neat Sunflower Oil. SAE, 950055.
- ΓΕΡΟΝΙΚΟΛΟΥ, Λ. 2004. Πειραματική μελέτη παραγωγής φυτικού λαδιού από τέσσερεις ποικιλίες ηλιάνθου με σκοπό τη χρήση του ως καύσιμο Μεταπτυχιακή Διατριβή, Γεωπονικό Πανεπιστήμιο Αθηνών.
- ΖΟΥΜΠΙΑΝΙΩΤΗΣ, Α. 2006. Ανάλυση Κύκλου Ζωής παραγωγής ηλιελαιίου και χρήσης του σε κινητήρες εσωτερικής καύσης. Μεταπτυχιακή Διατριβή, Γεωπονικό Πανεπιστήμιο Αθηνών.
- ΚΑΒΑΛΑΡΗΣ, Χ. 2007. Ενεργειακό Ισοζύγιο παραγωγής ηλιελαιίου χρησιμοποιώντας μεθόδους χαμηλής κατεργασίας εδάφους. 5ο Πανελλήνιο Συνέδριο Γεωργικής Μηχανικής. Λάρισα.

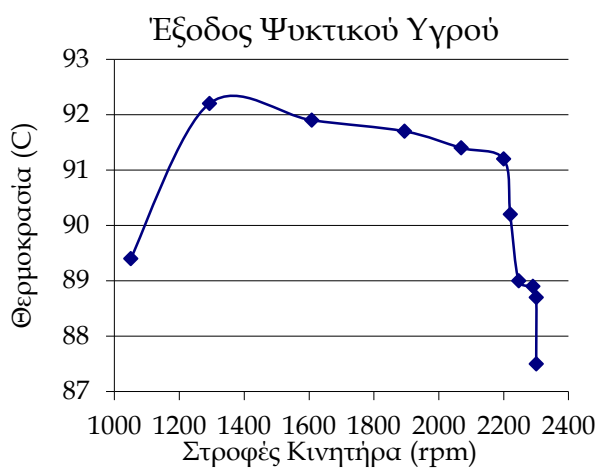
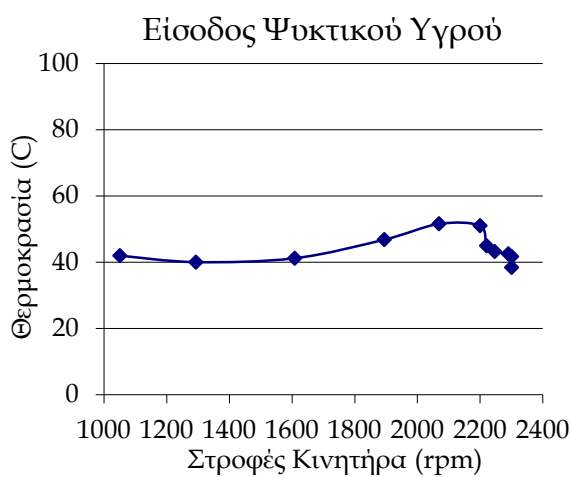
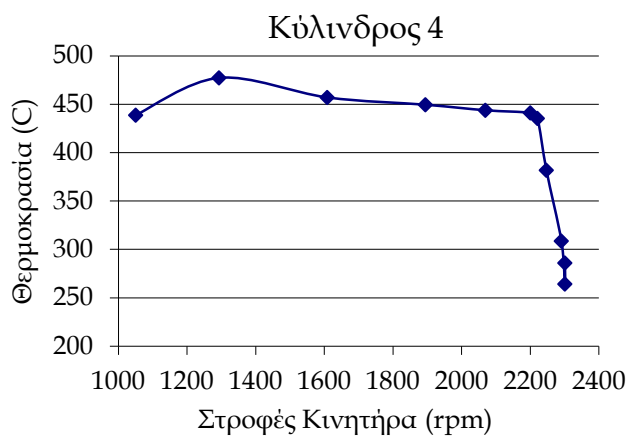
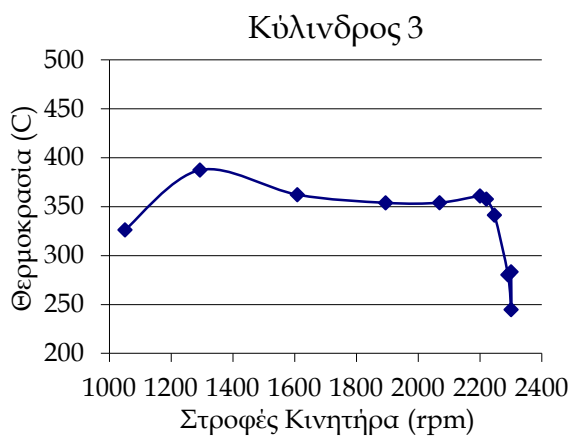
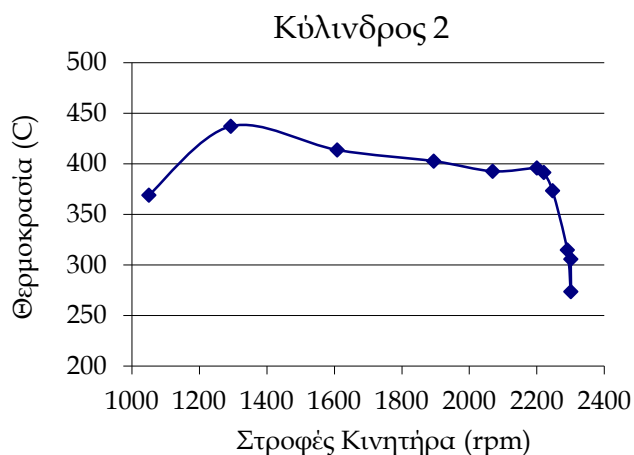
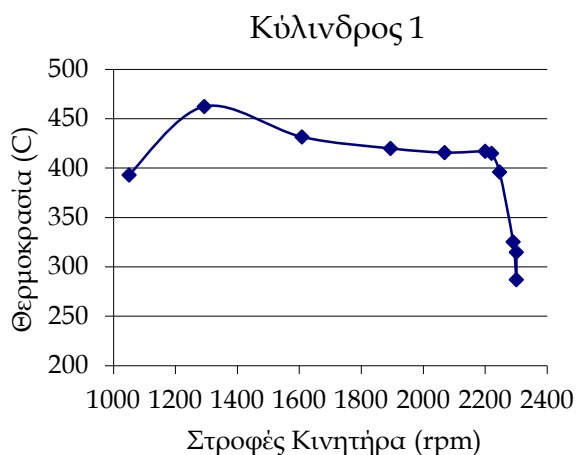
- ΜΟΥΡΤΖΙΝΗΣ, Σ., ΦΟΥΝΤΑΣ, Σ. & ΓΕΜΤΟΣ, Θ. 2007. Αντίληψη Ελλήνων Αγροτών για τη Γεωργία Ακριβείας 5ο Πανελλήνιο Συνέδριο Γεωργικής Μηχανικής. Λάρισα.
- ΜΠΑΛΑΦΟΥΤΗΣ, Α., ΓΕΡΟΝΙΚΟΛΟΥ, Α. & ΚΥΡΙΤΣΗΣ, Σ. 2007. Μελέτη σκοπιμότητας και κόστους για νέες και υπάρχουσες καλλιέργειες στην Ελλάδα για διάθεση πρώτης ύλης για παραγωγής βιοντίζελ. *Ερευνητικό Έργο της Γ.Γ.Ε.Τ. "Ανάπτυξη νέων χημικών διεργασιών παραγωγής βιοντίζελ από βιομάζα και η χρήση του στην Ελληνική αγορά"*. Αθήνα.
- ΝΟΜΟΣ 3423 2005. Εισαγωγή στην Ελληνική Αγορά των βιοκαυσίμων και των άλλων Ανανεώσιμων Καυσίμων. ΦΕΚ 304/Α/2005.
- ΤΣΙΑΝΟΣ, Ν. 2008. *Επίδραση μεθόδων κατεργασίας σε δύο ποικιλίες ηλιάνθου στην κεντρική Ελλάδα* Μεταπτυχιακή Διατριβή, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας.

Παραρτήματα:

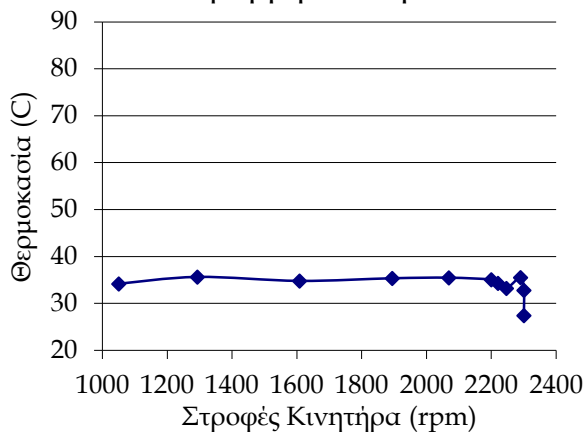
Παράρτημα Α

Σε αυτό το Παράρτημα παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά θερμοκρασίας και πίεσης για κάθε δοκιμαζόμενο καύσιμο. Πρώτη αναφέρεται η περίπτωση λειτουργίας του κινητήρα με μητρικές ρυθμίσεις και χρήση πετρελαίου κίνησης. Οι 12 μετρήσεις του Κεφαλαίου 5 (3 τύποι φυτικών ελαίων x 4 μίγματα) και οι 36 δοκιμές του Κεφαλαίου 7 (ένας τύπος φυτικού ελαίου x 4 μίγματα x 3 χρονισμούς έγχυσης x 3 βάθη έγχυσης) δεν έδειξαν σημαντικές διαφοροποιήσεις σε σχέση με το καύσιμο αναφοράς. Έτσι, ενδεικτικά παρουσιάζεται ο συνδυασμός πετρελαίου κίνησης με χρονισμό έγχυσης και βάθος έγχυσης του κατασκευαστή (συνδυασμός αναφοράς) και ο συνδυασμός του καυσίμου ηλιελαίου/πετρελαίου κίνησης 70/30, χρονισμού έγχυσης +2°CΑ και μητρικού βάθους έγχυσης που επιλέχθηκε από την πολυκριτηριακή ανάλυση και χρησιμοποιήθηκε στην δοκιμή διάρκειας.

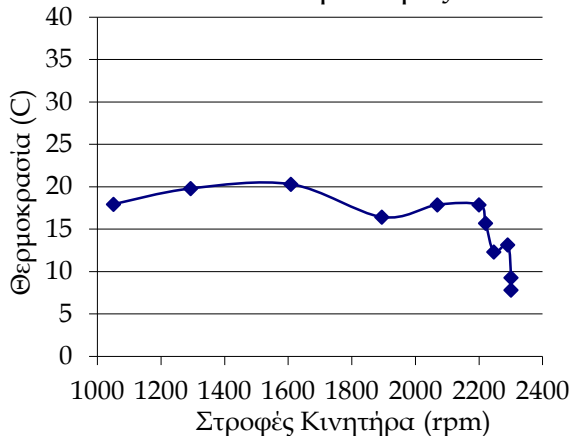
1. Πετρέλαιο Κίνησης ITO IP0



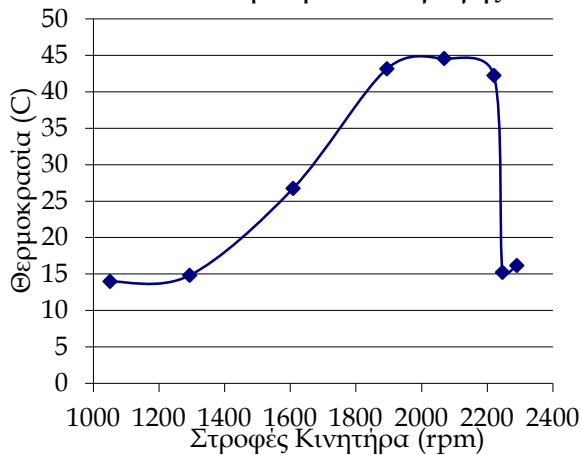
Γραμμή Καυσίμου



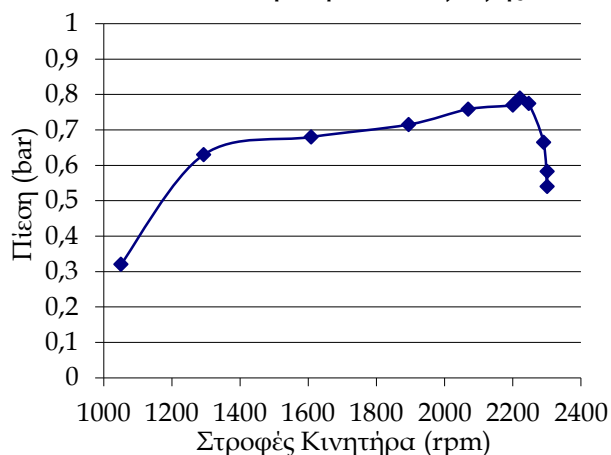
Φίλτρο Αέρος



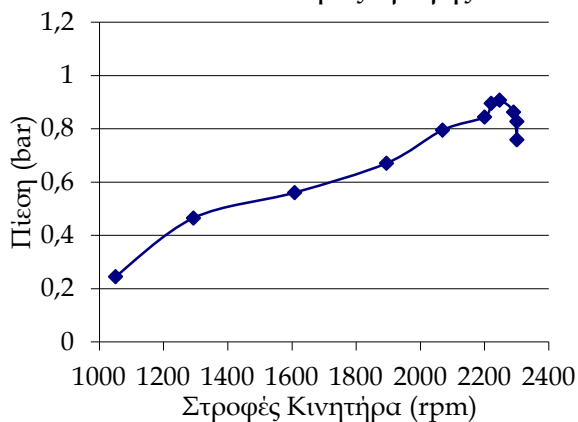
Πολλαπλή Αέρα Εισαγωγής



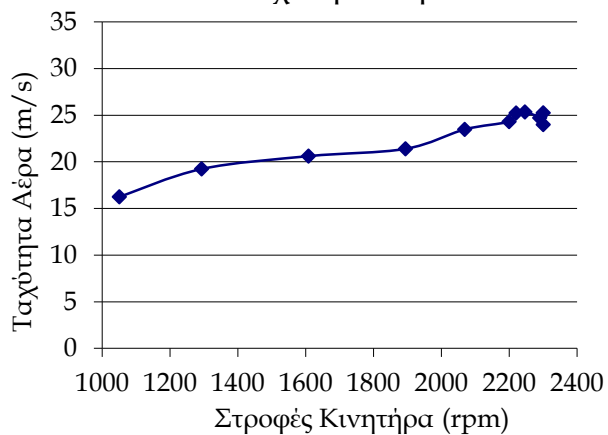
Πολλαπλή Αέρα Εισαγωγής



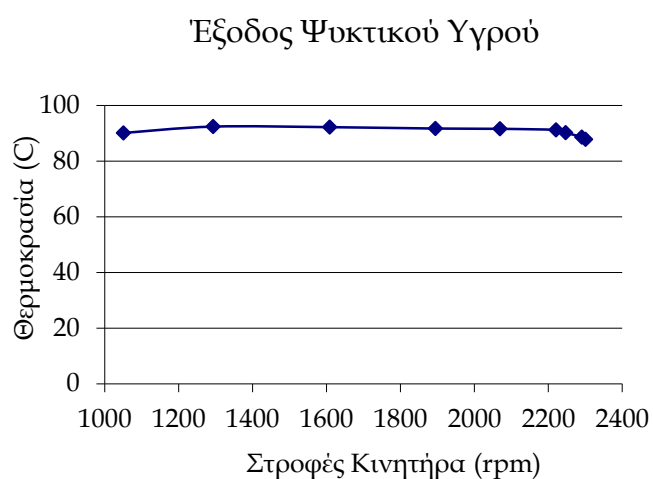
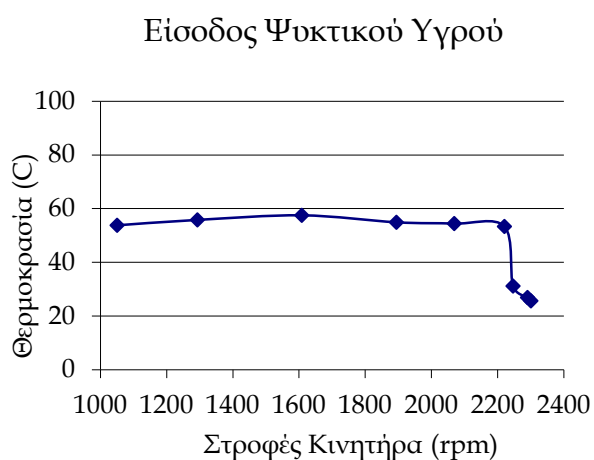
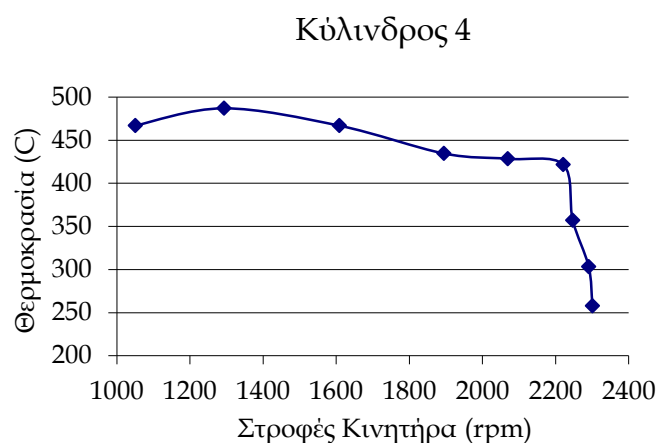
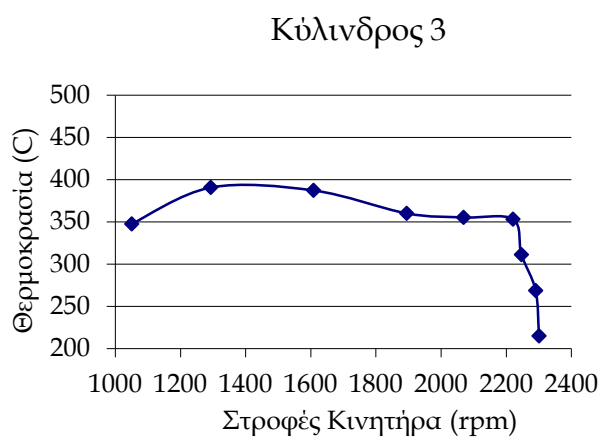
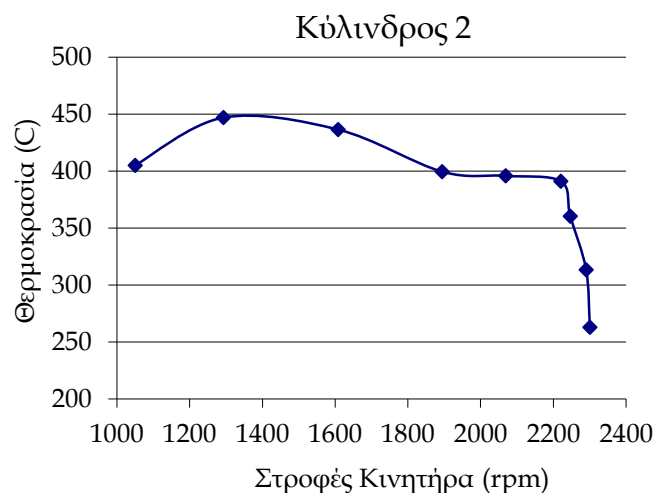
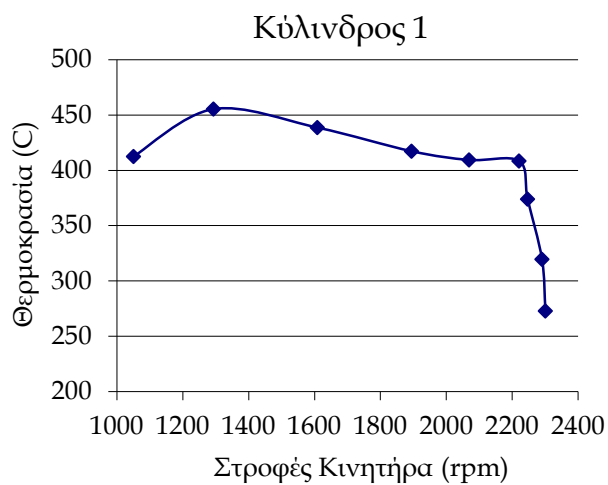
Πολλαπλή Εξαγωγής



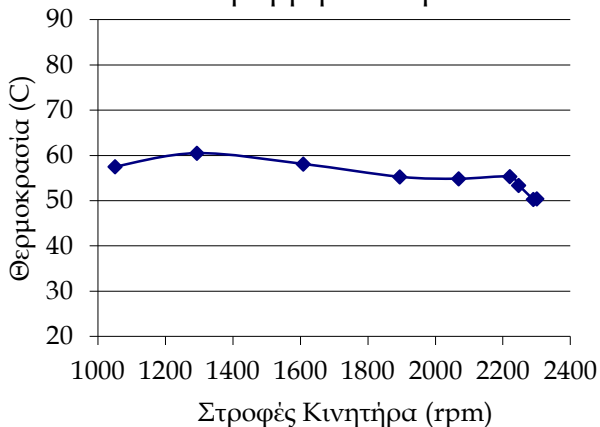
Ταχύτητα Αέρα



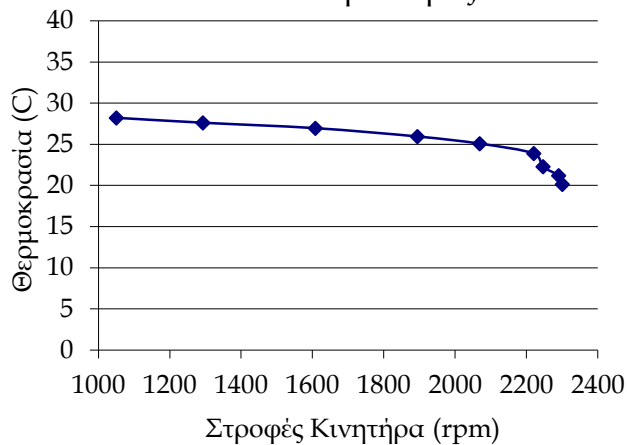
2. Μίγμα ηλιελαίου/πετρελαίου κίνησης 70/30 IP+2°CΑ IP0



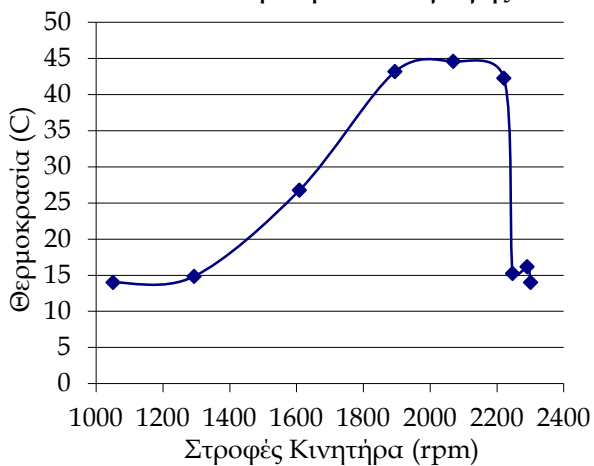
Γραμμή Καυσίμου



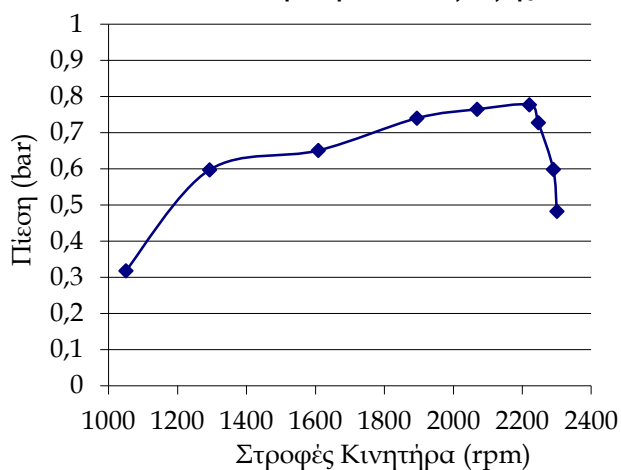
Φίλτρο Αέρος



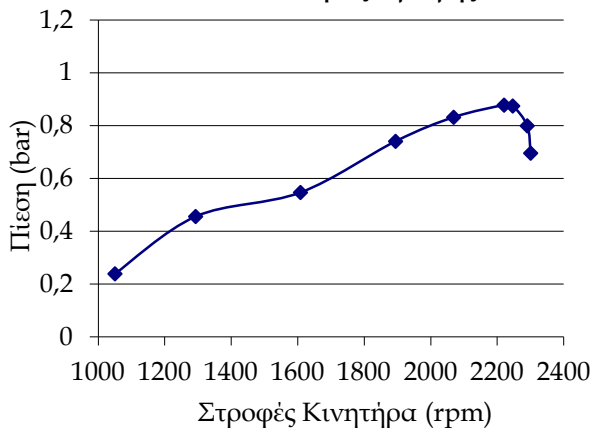
Πολλαπλή Αέρα Εισαγωγής



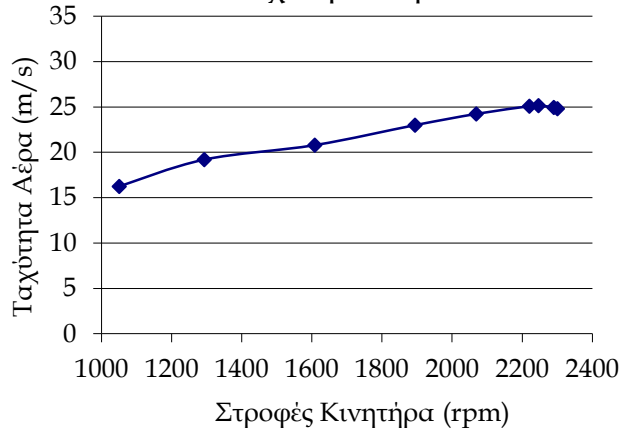
Πολλαπλή Αέρα Εισαγωγής



Πολλαπλή Εξαγωγής




Ταχύτητα Αέρα



Παράρτημα Β

Ερωτηματολόγια για την πολυκριτηριακή ανάλυση με τις μεθόδους AHP και TOPSIS

 ΓΕΩΠΟΝΙΚΟ ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΑΘΗΝΩΝ AGRICULTURAL UNIVERSITY OF ATHENS

Expert Opinion on the Importance of Vegetable Oils as Fuels in Agricultural Tractors

Dear Expert,

Mr. Thanos Balafoutis from Agricultural University of Athens is carrying out a PhD on the use of vegetable oils to replace diesel fuel in agricultural tractors. During his research he has investigated engine performance and exhaust emissions. The vegetable oils that he is working on come from the main crops in Greece that could yield vegetable oils.

He would appreciate your valuable opinion on the importance of different parameters for the selection of the best blend of vegetable oil with diesel fuel.

1. When the focus is on **increased engine performance**, how would you weight the importance of the following factors in a scale 1 to 5? (1: least important, 5: very important)


Factors	1	2	3	4	5
Engine Torque					
Thermal Efficiency (TE)					
Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)					
NO _x exhaust gas emissions					
CO ₂ exhaust gas emissions					

2. When the focus is on **reduced environmental effects**, how would you weight the importance of the following factors in a scale 1 to 5? (1: least important, 5: very important)

Factors	1	2	3	4	5
Engine Torque					
Thermal Efficiency (TE)					
Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)					
NO _x exhaust gas emissions					
CO ₂ exhaust gas emissions					

3. When there should be a **balance between increased engine performance and reduced environmental effects**, how would you weight the importance of the following factors in a scale 1 to 5? (1: least important, 5: very important)

Factors	1	2	3	4	5
Engine Torque					
Thermal Efficiency (TE)					
Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)					
NO _x exhaust gas emissions					
CO ₂ exhaust gas emissions					

 ΓΕΩΠΟΝΙΚΟ ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΑΘΗΝΩΝ AGRICULTURAL UNIVERSITY OF ATHENS

4. Based on **expected EU legislations**, which of the following factors you would weight in a scale of 1 to 5? (1: least important, 5: very important)

Factors	1	2	3	4	5
Engine Torque					
Thermal Efficiency (TE)					
Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)					
NO _x exhaust gas emissions					
CO ₂ exhaust gas emissions					

5. Based on the **new trends in engine design**, which of the following factors you would weight in a scale of 1 to 5? (1: least important, 5: very important)

Factors	1	2	3	4	5
Engine Torque					
Thermal Efficiency (TE)					
Brake Specific Fuel Consumption (BSFC)					
NO _x exhaust gas emissions					
CO ₂ exhaust gas emissions					

Thank you for your time and your efforts.

Sincerely yours,

Thanos Balafoutis
Agricultural Engineer,
Agricultural University of Athens
MSc in Agricultural and Environmental Engineering, Cranfield University, UK
Tel: +30 210 529 4046
Fax: +30 210 529 4032
E-mail: tbalafoutis@aua.gr

Παράρτημα Γ

Τα βήματα της διαδικασίας AHP για τον υπολογισμό του eigenvector και για τον καθορισμό του καλύτερου χαρακτηριστικού.

- **Βήμα 1:**

Αθροίζονται όλες οι τιμές σε κάθε στήλη.

- **Βήμα 2:**

Ο πίνακας A κανονικοποιείται. Οι τιμές σε κάθε στήλη του πίνακα A χωρίζονται από τα αντίστοιχα ποσά στη στήλη (εξίσωση Γ.1).

$$r_{ij} = a_{ij} / \sum_{i=1}^n a_{ij} \quad (\Gamma.1)$$

όπου, r_{ij} είναι η κανονικοποιημένη βαθμολογία του χαρακτηριστικού i για το κριτήριο j th. Μετά, το ποσό της κάθε στήλης πρέπει να αντισταθμιστεί με 1. Τέλος, δημιουργείται μια κανονικοποιημένη μήτρα A_{norm} .

- **Βήμα 3:**

Υπολογίζεται το Eigenvector X (ή το σχετικό βάρος). Κάθε σειρά διαιρείται με n (όπου το n αντιπροσωπεύει τον αριθμό των κριτηρίων) για να βρεθεί ο μέσος όρος. Για παράδειγμα, το βάρος για την i -οστή γραμμή της μήτρας w (w_i) καθορίζεται ως ο μέσος όρος των στοιχείων στη γραμμή i της μήτρας A_{norm} όπως φαίνεται στην παρακάτω εξίσωση:

$$w_i = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n r_{ij} \quad \text{για } i = 1, 2, \dots, n \quad (\Gamma.2)$$

Η νέα μήτρα περιέχει τα βάρη των κριτηρίων. Η στάθμιση των κριτηρίων πρέπει να προσδιορίζεται με τη χρήση $(n \times (n-1))/2$ συγκρίσεων ζευγών.

- **Βήμα 4:**

Υπολογίζεται η eigenvalue λ_{max} , η οποία προκύπτει από την άθροιση των προϊόντων ανάμεσα σε κάθε στοιχείο της Eigenvector και το άθροισμα των στηλών της αμοιβαίας μήτρα (reciprocal matrix).

- **Βήμα 5:**

α) Υπολογίζεται ο Δείκτης Συνοχής (CI). Θεωρείται ότι το κριτήριο 1 είναι A, το κριτήριο 2 B και το κριτήριο 3, Γ. Αν $A > B$ και $B > Γ$, σύμφωνα με την μεταβατική ιδιότητα, καταλήγουμε στη λογική προτίμηση $A > C$ (Saaty, 1977). Ο Saaty απέδειξε ότι για τη δημιουργία μιας συνεπούς αμοιβαίας μήτρας, η μεγαλύτερη eigenvalue είναι ίση με το μέγεθος της συγκριτικής μήτρας, ή $\lambda_{max} = n$. Στη συνέχεια, έδωσε ένα μέτρο συνοχής, που ονομάζεται CI ως απόκλιση ή βαθμός συνοχής με τον ακόλουθο τύπο:

$$CI = \frac{\lambda_{max} - n}{n - 1} \quad (\Gamma.3)$$

β) Έτσι, υπολογίζεται η Αναλογία Συνοχής (CR), η οποία λαμβάνεται από την απόκλιση του CI και του Τυχαίου Δείκτης Συνοχής (RI), με την σχέση:

$$CR = \frac{CI}{RI} \quad (\Gamma.4)$$

Ο Saaty (Saaty, 1977) δημιούργησε τυχαία αμοιβαίες μήτρες χρησιμοποιώντας μια κλίμακα από 1 έως 9 και υπολόγισε τον RI για να δει αν είναι περίπου 10% ή λιγότερο. Ο μέσος όρος του RI για δείγμα 500 μητρών παρουσιάζεται στον παρακάτω πίνακα:

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
RI	0	0	0.58	0.9	1.12	1.24	1.32	1.41	1.45	1.49

Αν η CR είναι μικρότερη από 0.1, τότε τα αποτελέσματα είναι αξιόπιστα και περαιτέρω αξιολόγηση δεν είναι απαραίτητη. Ωστόσο, αν είναι μεγαλύτερη από 0.1, τότε τα αποτελέσματα είναι αναξιόπιστα και η σύγκριση κατά ζεύγη θα πρέπει να αξιολογηθεί εκ νέου ή να απορριφθεί (Saaty, 1977).

• **Βήμα 6:**

Υπολογίζεται η σχετική κατάταξη (κατά προτεραιότητα) των χαρακτηριστικών. Η μέθοδος AHP χρησιμοποιεί την σύγκριση κατά ζεύγη για να δημιουργηθεί σχετική βαθμολογία απόδοσης καθενός από τα χαρακτηριστικά για κάθε κριτήριο. Εάν υπάρχουν m χαρακτηριστικά και n κριτήρια, θα πρέπει να δημιουργηθούν n ξεχωριστές μήτρες m x m και να επεξεργαστούν (τα βήματα 1-3 επαναλαμβάνονται με τις νέες μήτρες). Εναλλακτική βαθμολόγηση λαμβάνεται χρησιμοποιώντας $n \times ((m \times (m-1))/2)$ συγκρίσεις ζεύγη μεταξύ των χαρακτηριστικών για κάθε κριτήριο.

- **Βήμα 7:**

Η σύνθεση των προτεραιοτήτων γίνεται πολλαπλασιάζοντας την μήτρα των βαρών των κριτηρίων με την μήτρα των προτεραιοτήτων των χαρακτηριστικών (σε σχέση με κάθε κριτήριο), όπως φαίνεται στην παρακάτω εξίσωση:

$$S_i = \sum_{j=1}^m w_j v_{ij} \quad \text{για } i = 1, 2, \dots, n \quad (\Gamma.5)$$

Όπου, S_i είναι η συνολική βαθμολογία για το χαρακτηριστικό i^{th} και v_{ij} είναι το στοιχείο του διανύσματος προτεραιότητας του χαρακτηριστικού i^{th} με το κριτήριο j^{th} . Η υψηλότερη βαθμολογία εισέρχεται πρώτη στη λίστα της κατάταξης.

Παράρτημα Δ

Τα βήματα της διαδικασίας TOPSIS για την κατάταξη των εναλλακτικών είναι τα παρακάτω:

• Βήμα 1:

Κάθε λήπτης αποφάσεων δημιουργεί μία μήτρα αποφάσεων, όπως η παρακάτω:

$$D = \begin{array}{c} \\ \mathbf{a}_1 \\ \mathbf{a}_2 \\ \vdots \\ \mathbf{a}_m \end{array} \begin{array}{cccc} C_1 & C_2 & \dots & C_n \\ \hline x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1n} \\ x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{m1} & x_{m3} & \dots & x_{mn} \end{array}$$

Όπου:

το a_i υποδηλώνει το χαρακτηριστικό i^{th} , όπου $i=1, 2, \dots, m$

το C_j χαρακτηρίζει το κριτήριο j^{th} , όπου $j=1, 2, \dots, n$

το x_{ij} αντιπροσωπεύει την απόδοση του χαρακτηριστικού i^{th} σε σχέση με το κριτήριο j^{th} .

Τα Κριτήρια C_j μπορεί να είναι είτε τύπου οφέλους είτε κόστους. Λέγοντας κριτήρια οφέλους εννοείται ότι όσο μεγαλύτερη γίνεται η τιμή του χαρακτηριστικού, τόσο μεγαλύτερη απόδοση έχει (εμφανίζεται ως J^+), ενώ λέγοντας κριτήρια κόστους εννοείται ότι όσο μικρότερη γίνεται η τιμή του χαρακτηριστικού, τόσο μεγαλύτερη απόδοση έχει (εμφανίζεται ως J^-) (Hao and Qing-Sheng, 2006, Marković., 2010)

• Βήμα 2:

Η μήτρα αποφάσεων κανονικοποιείται για να μετατραπούν τα χαρακτηριστικά διαφόρων διαστάσεων σε μη διαστασιοποιημένα χαρακτηριστικά (non-dimensional attributes), τα οποία επιτρέπει συγκρίσεις μεταξύ των κριτηρίων (Karimi et al., 2010).

Το R αποτελεί την τετραγωνική ρίζα των τετραγώνων της αξίας προσθετικού στοιχείου (addition element value), σύμφωνα με κάθε κριτήριο. Το R υπολογίζεται για κάθε κριτήριο j της μήτρας αποφάσεων με χρήση της παρακάτω εξίσωσης (Marković., 2010).

$$R_j = \sqrt{\sum_{i=1}^m x_{ij}^2} \quad \text{for } i = 1, \dots, m; j = 1, \dots, n. \quad (\Delta.1)$$

Μετά, κάθε στήλη διαιρείται με $R_j = \sqrt{\sum_{i=1}^m x_{ij}^2}$ και υπολογίζεται το r_{ij} , που αντιπροσωπεύει τα στοιχεία μίας νέας κανονικοποιημένης μήτρας και υπολογίζεται όπως φαίνεται παρακάτω:

$$r_{ij} = x_{ij} / \sqrt{\sum_{i=1}^m x_{ij}^2} \quad \text{for } i = 1, \dots, m; j = 1, \dots, n. \quad (\Delta.2)$$

• **Βήμα 3:**

Μια σταθμισμένη κανονικοποιημένη μήτρα αποφάσεων υπολογίζεται με τον πολλαπλασιασμό κάθε στήλης της κανονικοποιημένης μήτρας αποφάσεων με κανονικοποιημένους συντελεστές βαρύτητας βάρους συντελεστές w_j για $j = 1, \dots, n$, όπως:

$$\sum_{j=1}^n w_j = 1. \text{ η σταθμισμένη κανονικοποιημένη τιμή } v_{ij} \text{ υπολογίζεται ως } v_{ij} = w_j r_{ij} \text{ (Marković, 2010).}$$

• **Βήμα 4:**

Το ιδανικό και το μη ιδανικό σημείο καθορίζονται όπως φαίνεται παρακάτω (Marković, 2010).

$$\begin{aligned} \text{Ιδανικό σημείο: } A^+ &= \{(\max_i v_{ij} | j \in J_1), (\min_i v_{ij} | j \in J_2) | i = 1, 2, \dots, m\} = \{v_1^+, v_2^+, \dots, v_j^+, \dots, v_n^+\} \\ \text{Αρνητικό Ιδανικό Σημείο: } A^- &= \{(\min_i v_{ij} | j \in J_1), (\max_i v_{ij} | j \in J_2) | i = 1, 2, \dots, m\} = \{v_1^-, v_2^-, \dots, v_j^-, \dots, v_n^-\} \end{aligned}$$

Εφόσον $J_1 \subset \{1, 2, \dots, n | j - \max\}$ για κριτήρια τύπου max
 $J_2 \subset \{1, 2, \dots, n | j - \min\}$ για κριτήρια τύπου min

• **Βήμα 5:**

Υπολογίζονται οι Ευκλείδειες αποστάσεις S_i^+ και S_i^- για κάθε κριτήριο a_i από το ιδανικό σημείο A^+ και από το αρνητικό ιδανικό σημείο A^- αντίστοιχα. Κάθε απόσταση χαρακτηριστικού από το ιδανικό σημείο δίνεται από την εξίσωση Δ.3:

$$S_i^+ = \sqrt{\sum_{j=1}^n (v_{ij} - v_j^+)^2}, \quad i = 1, \dots, m. \quad (\Delta.3)$$

Όπου, κάθε απόσταση χαρακτηριστικού από το αρνητικό ιδανικό σημείο δίνεται από την εξίσωση Δ.4:

$$S_i^- = \sqrt{\sum_{j=1}^n (v_{ij} - v_j^-)^2}, \quad i = 1, \dots, m. \quad (\Delta.4)$$

Όπου, r_j^+ και r_j^- αντιπροσωπεύουν της αποστάσεις του κριτηρίου j^{th} από την ιδανική και τη μη ιδανική λύση.

• **Βήμα 6:**

Υπολογίζεται η σχετική εγγύτητα των χαρακτηριστικών από το ιδανικό και το μη ιδανικό σημείο (Εξίσωση Δ.5).

$$C_i = \frac{S_i^-}{S_i^+ + S_i^-}; 0 \leq C_i \leq 1; i = 1, \dots, n \quad (\Delta.5)$$

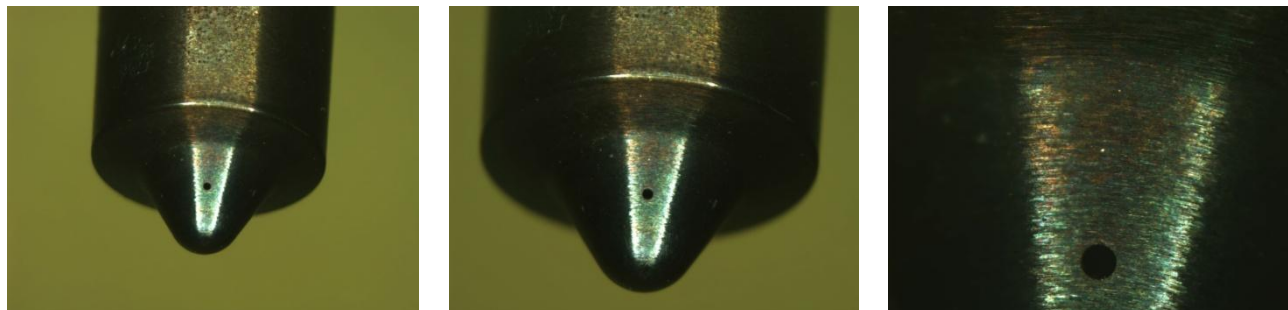
Αν το C_i είναι ίσο με 1, τότε το a_i είναι το ιδανικό σημείο (A^+) και αν το C_i είναι ίσο με 0, τότε το a_i είναι το αρνητικό ιδανικό σημείο (A^-).

• **Βήμα 7:**

Τα χαρακτηριστικά κατατάσσονται βάσει του C_i και επιλέγεται το χαρακτηριστικό με το μέγιστο C_i (Hao and Qing-Sheng, 2006, Marković., 2010).

Παράρτημα Ε

Πριν την δοκιμή διάρκειας



Μετά την δοκιμή διάρκειας



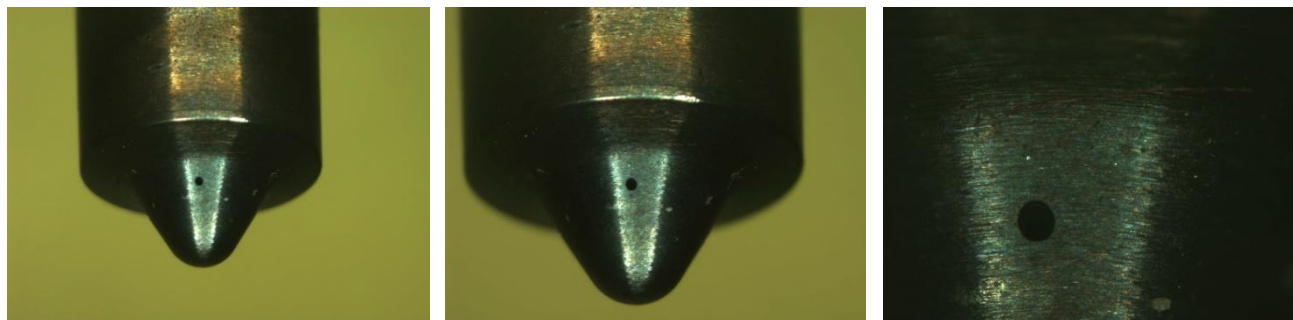
(α)

(β)

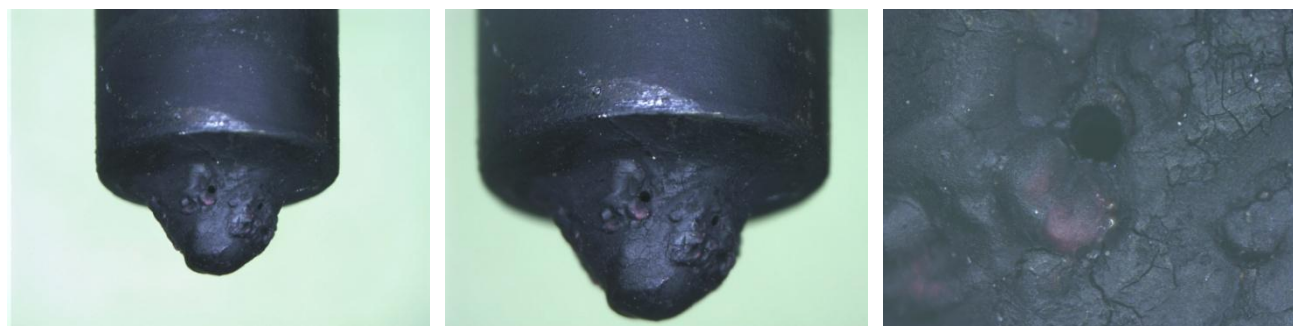
(γ)

Εικόνα Ε-0-1 Ακροφύσιο του εγχυτήρα του κυλίνδρου Β σε τρεις μεγεθύνσεις μετά τη δοκιμή διάρκειας 42 h

Πριν την δοκιμή διαρκείας



Μετά την δοκιμή διαρκείας



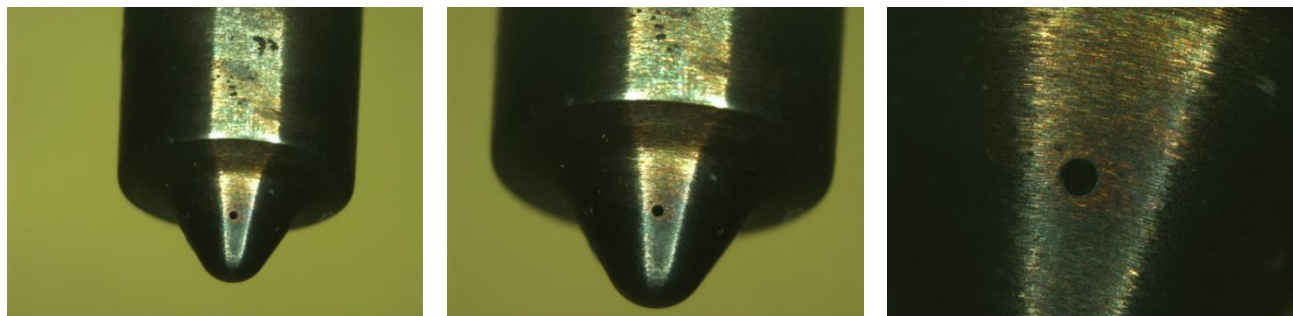
(α)

(β)

(γ)

Εικόνα Ε-0-2 Ακροφύσιο του εγχυτήρα του κολίνδρου Γ σε τρεις μεγεθύνσεις μετά τη δοκιμή διαρκείας 42 h

Πριν την δοκιμή διάρκειας



Μετά την δοκιμή διάρκειας



(α)

(β)

(γ)

Εικόνα Ε-0-3 Ακροφύσιο του εγχυτήρα του κυλίνδρου Δ σε τρεις μεγεθύνσεις μετά τη δοκιμή διάρκειας 42 h