



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΜΑΚΕΔΟΝΙΑΣ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ  
ΤΟΜΕΑΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΚΑΙ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ  
ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

**ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΟΠΤΙΚΟΥ ΕΡΕΥΝΗΤΙΚΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ  
ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ ΜΕ ΧΡΗΣΗ ΒΙΟΚΑΥΣΙΜΩΝ**

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΕΥΘΥΜΙΟΠΟΥΛΟΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ ΚΟΛΟΚΟΤΡΩΝΗΣ

ΚΟΖΑΝΗ, ΝΟΕΜΒΡΙΟΣ 2020



## Περιεχόμενα

Ευχαριστίες .....	6
Περίληψη.....	8
Abstract.....	10
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1<sup>ο</sup></b> .....	<b>12</b>
1. Γενική Εισαγωγή.....	13
1.1 Ανάλυση του πεδίου μελέτης .....	13
1.2 Ιστορική αναδρομή των ΜΕΚ.....	14
1.3 Σκοπός και στόχοι .....	15
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2<sup>ο</sup></b> .....	<b>17</b>
2. Ανάλυση της τεχνολογίας των Μηχανών Εσωτερικής Καύσης .....	18
2.1 Χημική ενέργεια καυσίμου και διαφορές μεταξύ καυσίμων .....	18
2.2 Εξεταζόμενα καύσιμα.....	18
2.3 Οπτικός Ερευνητικός Κινητήρας .....	22
2.3.1 Θεωρητικό υπόβαθρο λειτουργίας Μηχανών Εσωτερικής Καύσης.....	22
2.3.2 Διάταξη Οπτικού Ερευνητικού Κινητήρα .....	27
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3<sup>ο</sup></b> .....	<b>37</b>
3. Υπολογιστικά Προγράμματα Μελέτης Κύκλου Καύσης ΜΕΚ.....	38
3.1 Γνωστά Προγράμματα .....	38
3.2 Υπολογιστικό πρόγραμμα AVL Boost.....	39
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4<sup>ο</sup></b> .....	<b>41</b>
4. Μοντελοποίηση Μηχανής Εσωτερικής Καύσης.....	42
4.1 Χαρακτηριστικά κυλίνδρου.....	42
4.2 Αγωγοί και όρια συστήματος.....	51
4.3 Χαρακτηριστικά μηχανής .....	55
4.4 Προσομοίωση καυσίμων.....	56

4.5	Μεταβλητές και σημεία λειτουργίας .....	58
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5<sup>ο</sup></b>	.....	<b>60</b>
5.1	Ανάλυση αποτελεσμάτων .....	61
5.1.1	Αιθανόλη.....	62
5.1.1	Μεθανόλη .....	66
5.1.2	Μεθανόλη 10% .....	69
5.1.3	Μεθανόλη 20% .....	73
5.1.4	Καύσιμο E85.....	77
5.1.5	Βιοβουτανόλη .....	81
5.1.6	Βιοβενζίνη.....	84
5.2	Συμπεράσματα και κριτική .....	88
5.3	Προτάσεις για περαιτέρω έρευνα .....	93
Βιβλιογραφία	.....	94



## Ευχαριστίες

Αρχικά θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα καθηγητή και διδάσκοντα μου, κ. Δ. Κολοκοτρώνη για την συνεργασία μας, αλλά και για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε αναθέτοντάς μου ένα σημαντικό και ενδιαφέρον θέμα.

Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω συνολικά το Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών του Πανεπιστημίου Δυτικής Μακεδονίας, όσον αφορά το διδακτικό και το διοικητικό προσωπικό.

Τέλος, οφείλω να ευχαριστήσω τον πιο σημαντικό αρωγό στην προσπάθεια όλων αυτών των χρόνων που διήρκησαν οι σπουδές μου, που είναι η οικογένεια μου.



## Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία έχει ως θέμα την βελτιστοποίηση της χαρτογράφησης θεωρητικού προσομοιωτικού μοντέλου που δημιουργήθηκε στην σουίτα AVL Boost, και αντιστοιχήθηκε λειτουργικά σε οπτικό ερευνητικό κινητήρα εσωτερικής καύσης, κατασκευής της AVL, που βρίσκεται στο εργαστήριο MEK του Πανεπιστημίου Δυτικής Μακεδονίας (Π.Δ.Μ.).

Έχει ως σκοπό την εύρεση βέλτιστων ρυθμίσεων λειτουργίας της συγκεκριμένης MEK με χρήση διαφόρων καυσίμων και βιοκαυσίμων, καθώς και την εκτίμηση μέσω προσομοίωσης της μέγιστης αναπτυσσόμενης πίεσης εντός του θαλάμου καύσης που αποτελεί ένα απ' τα κριτήρια ασφαλούς λειτουργίας του κινητήρα.





## **Abstract**

This diploma thesis deals with optimization of an optical engine theoretical simulation model which was developed in AVL Boost suite, and corresponds to the optical research engine, manufactured by AVL, and is located in University's of Western Macedonia (UoWM) internal combustion laboratory.

Our goal is to identify the optimal operation settings of this particular internal combustion engine by using different fuels and bio-fuels, and estimate the maximum pressure inside the combustion chamber, which constitutes one of the safe operation criteria for this engine.



## **ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1<sup>ο</sup>**

---

### *Γενική Εισαγωγή*

---

# 1. Γενική Εισαγωγή

## 1.1 Ανάλυση του πεδίου μελέτης

Ο κόσμος χαρακτηρίζεται από την διασύνδεση μεταξύ τόσο τοπικών όσο και παγκόσμιων αγορών. Σε έναν τέτοιο κόσμο υπάρχει η ανάγκη για μεταφορά τόσο αγαθών όσο και ανθρώπων σε μεγάλες αποστάσεις, το οποίο απαιτεί την εξέλιξη μηχανών ικανών να πραγματοποιήσουν το σκοπό αυτό. Δεδομένης της ανάγκης μείωσης του κόστους, χρησιμοποιούνται ευρέως οι Μηχανές Εσωτερικής Καύσης (Μ.Ε.Κ.) για την εκπλήρωση αυτού του στόχου. Η έρευνα και βελτίωση των μηχανών αυτών είναι λοιπόν ένα τρέχον ζήτημα ιδιαίτερα σημαντικό για την σημερινή παγκόσμια κοινωνία, κάτι που επιβεβαιώνεται αν κοιτάξουμε στα στατιστικά. Συγκεκριμένα, οι παγκόσμιες πωλήσεις ιδιωτικών αυτοκινήτων για το έτος 2018 αγγίζουν τα 78,9 εκατομμύρια [1].

Παρόλα αυτά, οι Μ.Ε.Κ. είναι ένας τύπος μηχανών που ακόμα λειτουργούν με σχετικά χαμηλό βαθμό απόδοσης, κυρίως λόγω της απώλειας ωφέλιμης ενέργειας τόσο μέσω καυσαερίων όσο και μέσω τριβών. Σύγχρονες μηχανές εσωτερικής καύσης με βενζίνη στη Formula 1 φτάνουν βαθμούς απόδοσης μεγαλύτερους του 50% [59], αλλά τα οχήματα που κυκλοφορούν στους δρόμους κυμαίνονται μεταξύ 20% και 35% [60]. Οι μηχανές πετρελαίου σε σύγχρονα φορτηγά, λεωφορεία και αυτοκίνητα μπορούν να επιτύχουν μέχρι περίπου 45% [60].

Το άλλο κύριο μειονέκτημα των Μ.Ε.Κ. είναι φυσικά το ότι χρειάζονται καύσιμο για την λειτουργία τους – κάτι το οποίο προκαλεί πολλά περιβαλλοντικά προβλήματα καθώς είναι όλο δυσκολότερη η εύρεση νέων κοιτασμάτων ορυκτών καυσίμων, ενώ η καύση υδρογονανθράκων έχει της δυσάρεστη συνέπεια της παραγωγής διοξειδίου του άνθρακα και άλλων αερίων του θερμοκηπίου που ευθύνονται για ένα από τα σοβαρότερα προβλήματα που καλείται να αντιμετωπίσει η ανθρωπότητα – την παγκόσμια υπερθέρμανση.

Είναι, λοιπόν, επιτακτική η ανάγκη τόσο για βελτίωση του θερμικού βαθμού απόδοσης των κινητήρων αυτών, όσο επίσης η έρευνα για εύρεση εναλλακτικών καυσίμων τα οποία θα είναι πιο φιλικά προς το περιβάλλον.

## 1.2 Ιστορική αναδρομή των ΜΕΚ



Εικόνα 1: Daimler 1886.

Κοιτώντας στο παρελθόν το Daimler 1886 αποτελεί την αρχή της μηχανοκίνητης ιστορίας, όπου οι Gottlieb Daimler και Wilhelm Maybach προσάρμοσαν τον κινητήρα τους σε μια ταχυδρομική άμαξα δημιουργώντας το πρώτο τετράτροχο βενζινοκίνητο όχημα, με κινητήρα μονοκύλινδρο των 462 κ.ε. και τελική ταχύτητα τα 18km/h. Η μέση πραγματική ισχύς του συγκεκριμένου κινητήρα ήταν της τάξης του 2,5 bhp/lit [2].



Εικόνα 2: Ford Model A 1903.

Πηγαίνοντας στα πρώτα αυτοκίνητα παραγωγής για το κοινό, συναντάμε το Ford Model A 1903 με κινητήρα 1668 κ.ε., τελική ταχύτητα τα 45 km/h και μέση πραγματική ισχύ 4,8 bhp/lit [3]. Παρατηρούμε ότι η εξαγωγή ενέργειας από το καύσιμο έχει ήδη διπλασιαστεί σε λίγα χρόνια.



Εικόνα 3: Renault Dauphine 1956.

Προχωρώντας στην δεκαετία του '50 συναντούμε το Renault Dauphine 1956, με κινητήρα 845 κ.ε., τελική ταχύτητα 106 km/h, και την εντυπωσιακή μέση πραγματική ισχύ των 36,7 bhp/lit [4]. Ενδεικτικά να αναφέρουμε ότι το συγκεκριμένο μοντέλο πούλησε περισσότερο από 2 εκατομμύρια μονάδες σε διάστημα 12 χρόνων.



**Εικόνα 4:** Lamborghini Countach.

Ακολουθεί η πρώτη εμφάνιση των υπεραυτοκινήτων, περί του 1970 με χαρακτηριστική αυτή του Lamborghini Countach 1974 με κινητήρα V12 4L, τελική ταχύτητα στα 274 km/h και μέση πραγματική ισχύ 94,2 bhp/lt [5]. Είναι ξεκάθαρο ότι για την επίτευξη ταχύτερων αυτοκινήτων πρέπει να χρησιμοποιηθεί όσο δυνατόν μεγαλύτερο μέρος της χημικής ενέργειας του καυσίμου, και αυτό ακριβώς έκαναν τα πρώτα supercars.



**Εικόνα 5:** Bugatti Chiron Sport 110.

Ερχόμενοι στα σημερινά υπεραυτοκίνητα, έχουμε το Bugatti Chiron Sport 110 με κινητήρα W16 8L, τελική ταχύτητα ηλεκτρονικά περιορισμένη στα 420km/h διότι υπάρχουν ανησυχίες για την αντοχή των ελαστικών σε ταχύτητες μεγαλύτερων αυτής και τη μαγευτική μέση πραγματική ισχύ των 185 bhp/lt [6].

### 1.3 Σκοπός και στόχοι

Οι Μ.Ε.Κ. είναι αρκετά σύνθετες μηχανές οι οποίες αποτελούνται από πολλά επιμέρους αλληλεξαρτώμενα συστήματα, τα οποία συμβάλουν στον συνολικό βαθμό απόδοσης. Η έρευνα για την βελτιστοποίηση του βαθμού απόδοσης εστιάζεται στα πιο σημαντικά από αυτά τα συστήματα, όπως ο χρονισμός έγχυσης καυσίμου, ο χρονισμός ανάφλεξης σε σχέση πάντα με το απαιτούμενο φορτίο, η υπερπλήρωση και άλλα. Όπως είδαμε και στην ιστορική αναδρομή, έχει επιτευχθεί μεγάλη πρόοδος όσον αφορά στη μείωση της χαμένης ενέργειας από την καύση, τομέας που συνεχίζει να εξελίσσεται συνεχώς.

Δεδομένων των αυξανόμενων περιβαλλοντολογικών ανησυχιών που ολοένα αυξάνονται, και τα αποθέματα των ορυκτών καυσίμων τα οποία ολοένα φθίνουν, υπάρχει άμεση ανάγκη για εύρεση εναλλακτικών καυσίμων.

Μία αρκετά ελπιδοφόρα κατηγορία είναι τα βιοκαύσιμα, τα οποία προέρχονται από βιοδιασπώμενο κλάσμα προϊόντων παρά από γεωλογικές διαδικασίες, που σημαίνει ότι μπορεί να αναπληρωθεί σε μικρό χρονικό διάστημα σε σχέση με τα ορυκτά καύσιμα τα

οποία απαιτούν κάποια εκατομμύρια χρόνια για την δημιουργία τους. Ένα επιπλέον προτέρημα των βιοκαυσίμων είναι πως έχουν το χαρακτηριστικό των χαμηλότερων εκπομπών CO<sub>2</sub> στο συνολικό κύκλο ζωής τους σε σχέση με τα συμβατικά ορυκτά καύσιμα [7].

Μία άλλη επιλογή είναι η χρήση μίγματος καυσίμων – συνήθως ορυκτών και βιοκαυσίμων – έτσι ώστε να χρησιμοποιήσουμε τα προτερήματα και να πετύχουμε το καλύτερο δυνατό αποτέλεσμα των δυο πλευρών.

Στα πλαίσια αυτής της διπλωματικής εργασίας θα μελετήσουμε την δυνατότητα χρήσης εναλλακτικών καυσίμων σε μια Μ.Ε.Κ., και την βελτιστοποίηση της χαρτογράφησης του κινητήρα ώστε να επιτευχθεί μέγιστη ισχύς για τα διαφορετικά καύσιμα.



## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2<sup>ο</sup>

---

*Ανάλυση της Τεχνολογίας των Μ.Ε.Κ.*

---

## 2. Ανάλυση της τεχνολογίας των Μηχανών Εσωτερικής Καύσης

### 2.1 Χημική ενέργεια καυσίμου και διαφορές μεταξύ καυσίμων

Ως χημική ενέργεια καυσίμου ορίζουμε το σύνολο της ενέργειας που απαιτείται για τη συγκρότηση χημικών ουσιών από διάφορα άτομα. Η ενέργεια αυτή μπορεί να αποδοθεί ως θερμική ή ηλεκτρική ενέργεια με την διάσπαση των μορίων αυτών σε άτομα. Αυτή είναι, ουσιαστικά, η διαδικασία της καύσης.

### 2.2 Εξεταζόμενα καύσιμα

- Βενζίνη

Με τον όρο βενζίνη ορίζουμε ένα σύνολο μιγμάτων που μπορούν να χρησιμοποιηθούν για καύση και παραγωγή ενέργειας σε Μ.Ε.Κ. και παράγονται, αρχικά, από την διαδικασία διύλισης πετρελαίου. Το κυρίως μέρος των ευρέως χρησιμοποιούμενων μιγμάτων βενζίνης αποτελείται από μικρούς και ελαφριούς υδρογονάνθρακες με 4 έως 12 άτομα άνθρακα ανά μόριο. Είναι ένα μίγμα παραφινών, ολεφινών, και κυκλοαλκαλίων. Ο λόγος μορίων της σύστασης κάθε μίγματος βενζίνης μεταβάλλεται και εξαρτάται από την ποιότητα αργού πετρελαίου που χρησιμοποιείται, από την ποιότητα της εξαγόμενης βενζίνης (και πιο συγκεκριμένα απ' τον αριθμό οκτανίων), και από την συγκεκριμένη μονάδα διυλιστηρίου πετρελαίου, καθώς δεν χρησιμοποιούν όλες οι μονάδες την ίδια διάταξη επεξεργασίας [8].

Οι πιο συνηθεις διατάξεις είναι οι εξής :

- Straight-run, επίσης γνωστή και ως νάφθα
- Καταλυτική αναμόρφωση
- Καταλυτική πυρόλυση βενζίνης
- Υδροπυρόλυση
- Αλκαλίωση
- Ισομερίωση
- Μίξη με βουτάνιο

- Αιθανόλη

Η αιθανόλη, γνωστή και ως οινόπνευμα ή αλκοόλ, είναι χημική ουσία με μοριακό τύπο  $C_2H_6O$ . Είναι γνωστή στον άνθρωπο από αρχαιοτάτων χρόνων για τα μεθυστικά της αποτελέσματα, ενώ πρόσφατα άρχισε να χρησιμοποιείται και ως καύσιμη ύλη για Μ.Ε.Κ., ιδιαίτερα στη Βραζιλία. Για βιομηχανική χρήση, η αιθανόλη παράγεται τόσο μέσω ζύμωσης σακχάρων, όσο και πετροχημικά, μέσω ενυδάτωσης αιθενίου. Η ενεργειακή πυκνότητα της αιθανόλης είναι συγκρίσιμη αυτής της βενζίνης και ανέρχεται στα 26,8 MJ/kg (περίπου το 60% της ενεργειακής πυκνότητας της συμβατικής βενζίνης που ανέρχεται στα 42,7 MJ/kg) [51], ενώ παράγει ιδιαίτερα λιγότερο ρυπογόνα καυσαέρια σε σχέση με την βενζίνη. Το βασικό της μειονέκτημα για χρήση ως καύσιμο σε Μ.Ε.Κ. είναι η δυσχερής ανάφλεξή της σε κρύα εκκίνηση κινητήρα [9].

- Μεθανόλη

Η μεθανόλη, γνωστή και ως ξυλόπνευμα, είναι χημική ουσία με μοριακό τύπο  $CH_4O$  ή  $CH_3OH$ . Είναι μια ουσία ευρέως χρησιμοποιούμενη και η ετήσια παραγωγή της είναι περισσότερη από 20 εκατομμύρια τόνοι. Ενδεικτικά να αναφέρουμε πως οι σχετικοί επιχειρηματικοί δείκτες κάλυψης ζήτησης εκτιμούνται ότι βρίσκονται στα επίπεδα του 50-60%. Χημικά μπορεί να χρησιμοποιηθεί για παραγωγή μεθανάλης (χρήση σε ευρύτατες εφαρμογές), αιθανικού οξέως (για παραγωγή πολυεστέρων), ως αντικροτικό πρόσθετο καυσίμων, και έμμεσα για την παραγωγή βιοντίζελ, καθώς επίσης και σε σχετικά νέες εφαρμογές όπως η μετατροπή της σε βενζίνη, προπένιο και διμεθυλαιθέρα [10].

Η απ' ευθείας χρήση της μεθανόλης ως καύσιμο σε Μ.Ε.Κ. είναι εφικτή αλλά παρουσιάζει προβλήματα. Είναι καύσιμο 109 οκτανίων, ενεργειακής πυκνότητας 19,9 MJ/kg και το κύριο μειονέκτημά της είναι η όξινη δράση της, που είναι ικανή να διαβρώσει το προστατευτικό επίστρωμα του θαλάμου καύσης των Μ.Ε.Κ. (συνήθως κατασκευασμένο από οξειδίο του αργιλίου).

Να σημειωθεί πως ο ερευνητικός αριθμός οκτανίων (Research Octane Number – RON) υπολογίζεται σε κινητήρες δοκιμών με μεταβλητό λόγο συμπίεσης και υπό ελεγχόμενες συνθήκες (600 rpm για την ταχύτητα της μηχανής). Οι πραγματικές επιδόσεις του καυσίμου είναι αναμενόμενο να διαφέρουν [58].

- Μίγμα Μεθανόλης 10% και 20% με οκτάνιο

Η μεθανόλη ως συστατικό ανάμιξης με συμβατική βενζίνη, προσφέρει ένα εύρος πλεονεκτημάτων. Λόγω του υψηλού αριθμού οκτανίων που διαθέτει (109 Research Octane Number – RON), προσφέρει βελτίωση στην κρουστική συμπεριφορά της μηχανής [11]. Ιστορικά χρησιμοποιείται ως συστατικό ανάμιξης ανά καιρούς από το 1980. Λόγω του ότι οι περισσότερες μηχανές εσωτερικής καύσης χρησιμοποιούσαν συστήματα τροφοδοσίας καυσίμου με καρμπυρατέρ, και επειδή αυτά τα συστήματα έχουν περιορισμένη δυνατότητα να διαχειριστούν υψηλή περιεκτικότητα οξυγόνου στο καύσιμο, η ανάμιξη μεθανόλης περιοριζόταν σε μίγματα περιεκτικότητας 3 έως 5 τοις εκατό κατ' όγκο. Στα σύγχρονα συστήματα τροφοδοσίας καυσίμου χρησιμοποιείται πετρεωμένη εισαγωγή καυσίμου καθώς και ηλεκτρονικοί βρόγχοι ελέγχου ανατροφοδότησης, οπότε μπορούν να χρησιμοποιηθούν μίγματα περιεκτικότητας μεθανόλης έως 15% κατ' όγκο (M15) [12].

Στην παρούσα διπλωματική θα εξετάσουμε μίγματα μεθανόλης 10% και 20% με 90% και 80% καθαρό οκτάνιο αντίστοιχα.

Αντίθετα με άλλες αλκοόλες, η ανάμιξη μεθανόλης στη συμβατική βενζίνη έχει αποδειχθεί οικονομικά βιώσιμη χωρίς κρατικές επιδοτήσεις ή επιβολή υποχρεωτικών προδιαγραφών ποιότητας καυσίμων. Η χρήση μίγματος μεθανόλης έχει διάφορα πλεονεκτήματα, όπως παρουσία επιπλέον οξυγόνου για πληρέστερη καύση, χαμηλότερη θερμοκρασία βρασμού που προσφέρει πιο εύκολη εξάτμιση καυσίμου σε κρύα εκκίνηση, ενώ δεν περιέχει θείο που δηλητηριάζει την λειτουργία του καταλυτικού μετατροπέα [49]. Τέλος, η χρήση μεθανόλης αντικαθιστά άλλα πρόσθετα, όπως αρωματικές ενώσεις, για την βελτίωση του αριθμού οκτανίων του καυσίμου, τα οποία παράγουν τοξικούς ρύπους.

- E85

Το E85 είναι μίγμα καυσίμων αποτελούμενο από μέχρι και 85% ανανεώσιμη αιθανόλη κατά όγκο, αναμειγμένη με βενζίνη. Στην Ευρωπαϊκή Ένωση το ποσοστό αιθανόλης στο E85 κυμαίνεται μεταξύ 65 – 85%. Χρησιμοποιείται αποκλειστικά σε ειδικά σχεδιασμένα αυτοκίνητα αποκαλούμενα Flex Fuel Vehicles, τα οποία μπορούν να χρησιμοποιήσουν E85, συμβατική βενζίνη ή οποιοδήποτε μίγμα αυτών, χωρίς την ανάγκη χρήσης ξεχωριστών ντεπόζιτων [13]. Γι' αυτά τα οχήματα υπάρχουν ειδικές γραμμές παραγωγής στη λατινική Αμερική κυρίως, διότι χρειάζονται μετατροπές στα συστήματα ροής και ψεκασμού καυσίμου.

Στην Ευρωπαϊκή Ένωση, η χρήση του E85 είναι διαδεδομένη στη Γαλλία (όπου υπάρχουν ήδη 1787 σταθμοί πώλησης του στο κοινό [61]) και στη Σουηδία [62] αλλά

εμφανίζεται και σε άλλες χώρες, όπως η Λιθουανία και η Τσεχία, ενώ μίγματα με λιγότερη περιεκτικότητα σε αιθανόλη εμφανίζονται στην αγορά πολλών ευρωπαϊκών αγορών [50]. Μοιράζεται όλα τα πλεονεκτήματα της αιθανόλης, όπως η μείωση εκπομπών ρύπων και η βελτίωση της ποιότητας της ατμόσφαιρας σε πυκνά κατοικημένες περιοχές [14]. Όσον αφορά τον καταναλωτή, η χρήση E85 προσφέρει οικονομική σταθερότητα, εφόσον είναι λιγότερο ευαίσθητη στις διακυμάνσεις της τιμής του αργού πετρελαίου.

- Βιοβουτανόλη

Η βιοβουτανόλη είναι αλκοόλη με 4 άνθρακες, παράγεται από τις ίδιες πρώτες ύλες όπως η αιθανόλη, συμπεριλαμβανομένων κόκκων καλαμποκιού και άλλη βιομάζα. Τα πλεονεκτήματα της βουτανόλης, όταν την συγκρίνουμε με την αιθανόλη, είναι πως η βιοβουτανόλη είναι λιγότερο διαλυτή στο νερό, έχει μεγαλύτερο ενεργειακό περιεχόμενο, και χαμηλότερη πίεση ατμού.

Τα πρώτα εργοστάσια παραγωγής βιοβουτανόλης ήταν μετασκευασμένα εργοστάσια παραγωγής αιθανόλης. Το καύσιμο παράγεται μέσω ζύμωσης καλαμποκιού και η διαδικασία είναι σχεδόν πανομοιότυπη με την παραγωγή αιθανόλης. Οι βιομηχανίες βουτανόλης παράγουν ένα εύρος αντικειμένων υψηλής αξίας, συμπεριλαμβανομένου του καυσίμου για μεταφορές. Τα κύρια συμπαράγωγα των εργοστασίων βιοβουτανόλης συμπεριλαμβάνουν διαλύτες/επικαλύψεις, πλαστικά και ίνες [15]. Η συμπαραγωγή αυτών των προϊόντων βοηθά τις βιομηχανίες να βελτιώσουν την οικονομική απόδοσή τους μέσω διαποικίλησης των προϊόντων που προσφέρουν στην αγορά. Η πρόκληση που αντιμετωπίζει η παραγωγή βιοβουτανόλης είναι πως μπορεί να παραχθεί περισσότερη αιθανόλη από βιοβουτανόλη για δεδομένη ποσότητα καλαμποκιού.

Τα πλεονεκτήματα της βουτανόλης είναι τα ακόλουθα:

- Υψηλό ενεργειακό περιεχόμενο σε σχέση με άλλες εναλλακτικές βενζίνης (77% αυτού της βενζίνης και βιοβενζίνης, 166% της μεθανόλης, 123% της αιθανόλης)
- Χαμηλή πίεση ατμού, που σημαίνει λιγότερη εξάτμιση
- Λιγότερες εκπομπές ρύπων κατά την καύση σε σύγκριση με την καύση συμβατικής βενζίνης
- Ευκολότερη διαχείριση αποθεμάτων και μεταφορά, δεδομένου ότι δεν είναι υδατοδιαλυτή και είναι δυνατή η μεταφορά της με σωλήνες για αποφυγή κόστους.

- Βιοβενζίνη

Η βιοβενζίνη παράγεται από βιομάζα όπως φύκια. Όπως και η συμβατική βενζίνη, περιέχει μεταξύ 6 και 12 άτομα άνθρακα ανά μόριο και μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε μηχανές εσωτερικής καύσης. Η βιοβενζίνη είναι χημικά διαφορετική από την βιοβουτανόλη και την βιοιθανόλη, καθώς αυτές είναι αλκοόλες αντί για υδρογονάνθρακες. Διάφορες εταιρείες αναπτύσσουν τεχνικές όπως αποξυγόνωση και αναδιαμόρφωση, που παράγουν βιοβενζίνη. Αυτή η βιοβενζίνη έχει σαν σκοπό να επιτύχει τις ίδιες χημικές, κινητικές ιδιότητες καθώς και να συμπεριφέρεται με τον ίδιο τρόπο κατά την καύση, σε σχέση με την αντίστοιχη συμβατική βενζίνη από πετρέλαιο, αλλά με αρκετά υψηλότερο αριθμό οκτανίων.

Η βιοβενζίνη 100% (BG100) μπορεί να χρησιμοποιηθεί απευθείας σαν υποκατάστατο συμβατικής βενζίνης σε μηχανές εσωτερικής καύσης, και μπορεί να διανεμηθεί από το ήδη υπάρχον σύστημα τροφοδοσίας, επειδή οι ιδιότητες της ουσίας παραμένουν ίδιες. Για τον ίδιο λόγο, είναι εφικτή και η ανάμιξή της με συμβατική βενζίνη για χρήση στους ήδη υπάρχοντες κινητήρες [16].

Όσον αφορά την παραγωγή της, η βιοβενζίνη δημιουργείται με απ' ευθείας μετατροπή από σάκχαρα, με την τεχνική Aqueous Phase Reforming (APR). Η διαδικασία περιλαμβάνει πολλές επιμέρους διεργασίες, οι οποίες αντιγράφουν την φυσιολογική διαδικασία δημιουργίας υδρογονανθράκων, και είναι ο λόγος που μπορούν να χρησιμοποιηθούν απ' ευθείας σε συμβατικές μηχανές εσωτερικής καύσης. Η μόνη διαφορά είναι η πηγή προέλευσης, που στην συγκεκριμένη περίπτωση είναι φυτά όπως σακχαρότευτλο αντί για πετρέλαιο.

## **2.3 Οπτικός Ερευνητικός Κινητήρας**

### **2.3.1 Θεωρητικό υπόβαθρο λειτουργίας Μηχανών Εσωτερικής Καύσης**

Η απόδοση μιας μηχανής εσωτερικής καύσης χαρακτηρίζεται από αρκετές γεωμετρικές και θερμοδυναμικές παραμέτρους [17]. Στην εικόνα 6 μπορούμε να ξεχωρίσουμε τον στρόφαλο, διωστήρα και το έμβολο. Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζουν οι παρακάτω γεωμετρικές παράμετροι, όπως διάμετρος εμβόλου  $B$ , μήκος διωστήρα  $l$ , ακτίνα στροφάλου  $a$ , διαδρομή εμβόλου  $L$  και γωνία στροφάλου  $\theta$ . Στο άνω νεκρό σημείο (Top dead center–

TC) όπου η θέση του στροφαλοφόρου άξονα θα είναι  $\theta=0^\circ$ , έχουμε τον ελάχιστο όγκο  $V_c$ , ενώ αντίστοιχα στη θέση  $\theta=180^\circ$ , ο στροφαλοφόρος βρίσκεται στο κάτω νεκρό σημείο (Bottom dead center - BC) [18]. Σε αυτό το σημείο έχουμε τον μέγιστο όγκο που συμβολίζεται με  $V_l$ . Ο όγκος εμβολισμού είναι :

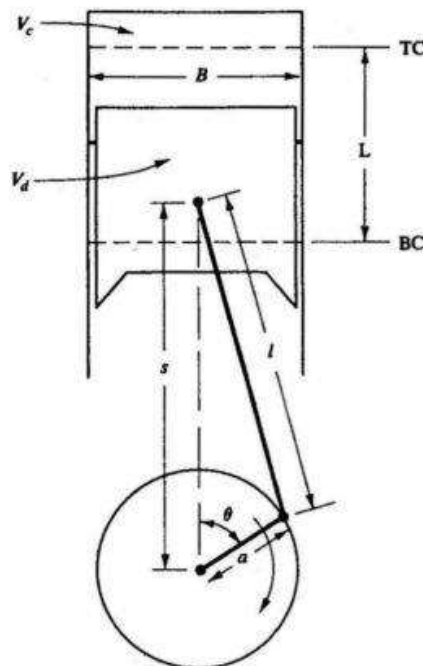
$$V_d = V_l - V_c \quad (2.1)$$

Όπου  $V_l$ : μέγιστος όγκος εμβολισμού [ $m^3$ ]

$V_c$ : ελάχιστος όγκος εμβολισμού [ $m^3$ ]

Επίσης ορίζεται ο λόγος συμπίεσης ως :

$$r = \frac{V_l}{V_c} \quad (2.2)$$



**Εικόνα 6:** Μοντέλο εμβόλου – διωστήρα – στροφάλου [18].

Ένα ακόμα σημαντικό μέγεθος είναι η ταχύτητα του εμβόλου :

$$S_p = 2 \cdot L \cdot N \quad (2.3)$$

Όπου N : στροφές του κινητήρα [1/sec]

L : διαδρομή εμβόλου [m]

Οι μετρήσεις που διεξήχθησαν στην πειραματική διάταξη, ήταν σε 7 σημεία λειτουργίας. Σε κάθε σημείο τα δεδομένα από το δυναμόμετρο ήταν η πίεση στον χώρο καύσης σε συγκεκριμένες μοίρες γωνίας του στροφαλοφόρου άξονα, η ροπή του κάθε σημείου λειτουργίας. Με αυτά τα δεδομένα αφού τα επεξεργαστήκαμε, δημιουργήσαμε διαγράμματα μπίεσης-γωνίας στροφαλοφόρου άξονα από 15 κύκλους λειτουργίας σε κάθε περίπτωση. Έτσι μπορέσαμε να βρούμε τον μέσο όρο της μέγιστης πίεσης καθώς και να δημιουργήσουμε διάγραμμα με το μέσο ίχνος πίεσης. Ακόμη πήραμε αποτελέσματα που αφορούν την ροπή σε κάθε σημείο λειτουργίας που μελετήθηκε. Γνωρίζοντας την ροπή που παράγεται δίνεται η δυνατότητα να εξάγουμε την ισχύ χρησιμοποιώντας και τις στροφές του κινητήρα σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$P = 2 \cdot \pi \cdot N \cdot T \quad (2.4)$$

Όπου οι μονάδες είναι στο σύστημα SI,  $[kw] = [rev/s] \cdot [N m] \cdot 10^{-3}$

Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι η ροπή είναι το μέγεθος ενός κινητήρα που μας δείχνει την ικανότητα της μηχανής να παράγει έργο. Η ισχύς δείχνει το έργο που παράχθηκε ανά μονάδα χρόνου [18].

Στην συνέχεια μπορούμε να δούμε την μέση πραγματική πίεση (MEP – Mean Effective Pressure) που είναι το έργο διαιρεμένο με τον όγκο εμβολισμού. Η παράμετρος αυτή χρησιμοποιείται συχνά ως “κανονικοποιημένη” μεταβλητή για να χαρακτηρίσει την αποδοτικότητα της μηχανής ανεξάρτητα από το μέγεθός της και τον αριθμό στροφών. Δοσ χρήσιμες παράμετροι της μέσης πραγματικής πίεσης είναι οι IMEP και BMEP. Η ενδεικνύμενη μέση πραγματική πίεση (IMEP - Indicative Mean Effective Pressure) εκφράζει το καθαρό έργο ανά μονάδα όγκου εμβολισμού του αερίου, σαν να υπάρχει μια φανταστική



σταθερή πίεση για να δώσει το ίδιο έργο στον όγκο  $V_d$ , με το έργο που παράγεται στον πραγματικό κύκλο [19]. Η πίεση στον κύλινδρο αρχικά αυξάνει κατά τη διάρκεια του χρόνου εκτόνωσης εξαιτίας της προστιθέμενης θερμότητας από το καύσιμο και μετά μειώνεται εξαιτίας της αύξησης του όγκου.

Σημαντική είναι επίσης η μέση πραγματική πίεση πέδησης (BMEP – Break Mean Effective Pressure) που εκφράζει το έργο του άξονα της μηχανής διαιρεμένο με τον όγκο εμβολισμού [45]. Με όρους πραγματικής ισχύος, η BMEP είναι:

$$BMEP = \frac{v \cdot P_b}{V_d \cdot N} \quad (2.5)$$

Όπου  $v$ : ισούται με 1 για δίχρονες και 2 για τετράχρονες μηχανές

$P_b$ : Πραγματική πίεση

$V_d$ : Όγκος εμβολισμού

$N$ : Αριθμός περιστροφών κινητήρα

Ορίζεται το ενδεικνύμενο έργο που παράγει η μηχανή ως:

$$W = \sum_{-360}^{360} \frac{P_{i-1} + P_i}{2} \cdot (V_i - V_{i-1}) = \sum_{-360}^{360} P \cdot \Delta V \quad (2.6)$$

Όπου  $P_i$ : πίεση στον θάλαμο καύσης

$V_i$ : όγκος θαλάμου καύσης

Από το ενδεικνύμενο έργο μπορεί να υπολογιστεί η ενδεικνύμενη ισχύς και ροπή. Η ενδεικνύμενη ισχύς:

$$P_i = W \cdot \frac{N}{2} \quad (2.7)$$

Και η ενδεικνύμενη ροπή υπολογίζεται από:

$$T_i = \frac{P_i}{2 \cdot \pi \cdot N} \quad (2.8)$$

Η ισχύς πραγματικών απωλειών προκύπτει αφαιρώντας από την ενδεικνύμενη ισχύ την πραγματική:

$$P_f = P_i - P_b \quad (2.9)$$

Μέση πραγματική πίεση τριβής (FMEP – Friction Mean Effective Pressure) είναι η διαφορά της ενδεικνύμενης μέσης πραγματικής πίεσης και της μέσης πραγματικής πίεσης πέδησης:

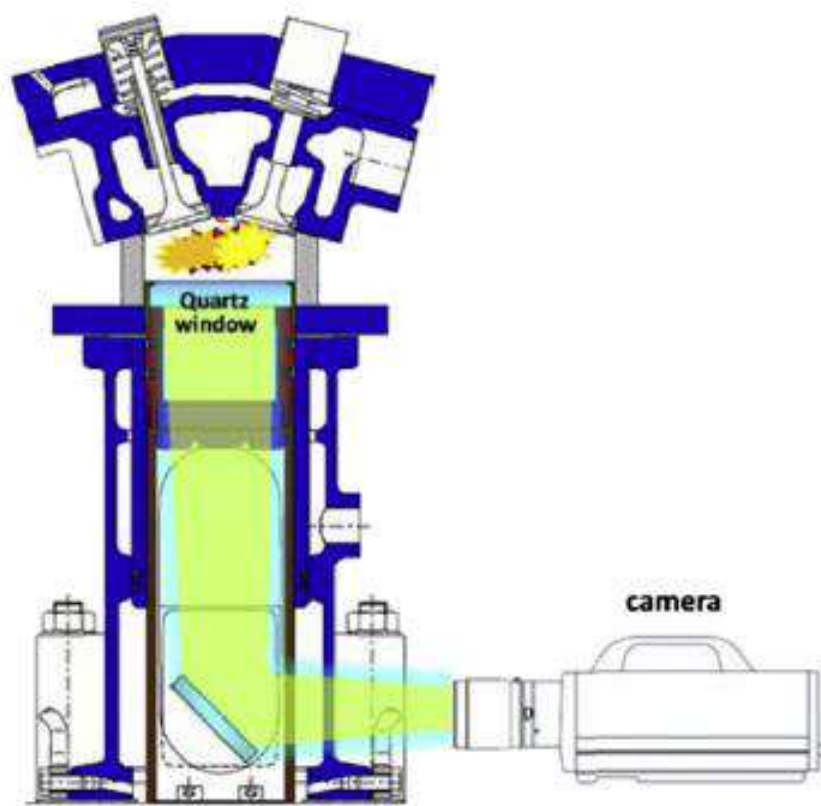
$$FMEP = IMEP - BMEP \quad (2.10)$$

Τέλος, υπολογίζεται ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα ως:

$$n = \frac{BMEP}{IMEP} \quad (2.11)$$

### 2.3.2 Διάταξη Οπτικού Ερευνητικού Κινητήρα

Με την χρήση οπτικής μηχανής με σπινθηριστή έχει διεξαχθεί μεγάλος αριθμός μελετών με διάφορα αντικείμενα. Ένας κύριος τομέας μελέτης είναι η χρήση διαφόρων καύσιμων δίνοντας την δυνατότητα να εξαχθούν από το δυναμόμετρο αποτελέσματα μεγεθών, όπως είναι το Break Mean Effective Pressure (BMEP), η ισχύς, η ροπή, κ.α.. Εκτός όμως από την καταγραφή μεγεθών από το δυναμόμετρο, σε έναν οπτικό κινητήρα υπάρχει η δυνατότητα καταγραφής με κάμερα υψηλής συχνότητας καταγραφής εικόνων της διαδικασίας έγχυσης καθώς και καύσης του μίγματος, αξιολογώντας έτσι τη διεργασία της καύσης. (Σχήμα 7)



Εικόνα 7: Διάταξη οπτικής MEK και κάμερας υψηλής ευκρίνειας [21].

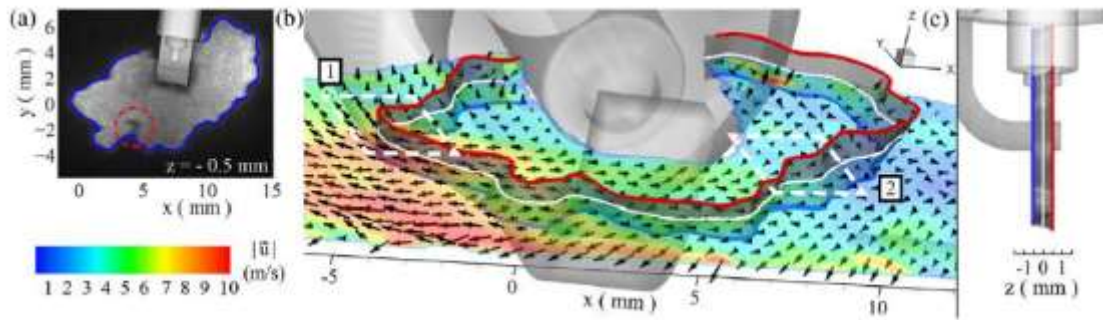
Σε μια οπτική μηχανή εκτός από μία απλή καταγραφή εικόνας, σε πολλές μελέτες έχουν χρησιμοποιηθεί μέθοδοι όπως είναι (PIV - Particle Image Velocimetry) [22-25], (LIF – Laser-Induced Fluorescence) [22-29], και Chemiluminescence [29,30]. Η μέθοδος PIV θα μπορούσε να μεταφραστεί ως «Μέτρηση ταχύτητας με απεικόνιση σωματιδίων», είναι μια τεχνική που σ' ένα ολόκληρο πεδίο ροής παρέχει στιγμιαίες μετρήσεις του διανύσματος της ταχύτητας σε εγκάρσια τομή της ροής. Υπολογίζονται δύο συνιστώσες της ταχύτητας, αλλά

με την χρήση στερεοσκοπίας επιτυγχάνεται προσέγγιση καθώς και καταγραφή των τριών συνιστωσών της ταχύτητας, με αποτέλεσμα στιγμιαία 3D διανύσματα ταχύτητας σε όλη την περιοχή μέτρησης. Η χρήση των σύγχρονων ψηφιακών φωτογραφικών μηχανών και ειδικών συστημάτων υπολογιστών, οδηγεί σε χάρτες ταχύτητας σε πραγματικό χρόνο [31].

Έπειτα η μέθοδος φθορισμού με χρήση λέιζερ (LIF) χρησιμοποιείται για να μελετηθούν τα όρια της καύσης. Κατά τη διάρκεια της διαδικασίας καύσης, πολλές αντιδράσεις που συμβαίνουν στο μέτωπο της φλόγας δημιουργούν μια περιοχή υψηλής τοπικής απελευθέρωσης θερμότητας, οπότε ένα μεγάλο μέρος της έρευνας της καύσης επικεντρώνεται σε αυτήν την περιοχή της φλόγας. Στο μέτωπο της φλόγας δεν μπορεί απλά μία κάμερα υψηλής ευκρίνειας να απεικονίσει τη ζώνη ανάδρασης. Απαιτείται η συμβολή ενός σημαντικού ενδιάμεσου στοιχείου στην οξειδωση των υδρογονανθράκων του καυσίμου όπου είναι η ρίζα OH, η οποία σχηματίζεται στο μέτωπο της φλόγας [34]. Με την μέθοδο LIF αυτό που επιτυγχάνεται είναι να διεγερθούν τα μόρια του OH έτσι ώστε να εκπέμπουν συγκεκριμένη ακτινοβολία για να μπορέσουν να καταγραφούν τα όρια της φλόγας. Μια παρόμοια μέθοδο με την LIF που χρησιμοποιήθηκε για να καταγραφούν τα όρια της φλόγας είναι η Χημιφωταύγεια (Chemiluminescence) όπου σε αντίθεση με την LIF, η απεικόνιση με χρήση χημιφωταύγειας είναι μια απλούστερη τεχνική που χρησιμοποιεί τη χημική διέγερση του OH αντί για τη διέγερση του με χρήση λέιζερ. Η κάμερα καταγράφει την ακτινοβολία που εκπέμπεται από το χημικά διεγερμένο OH, το οποίο συμβολίζεται OH\*.

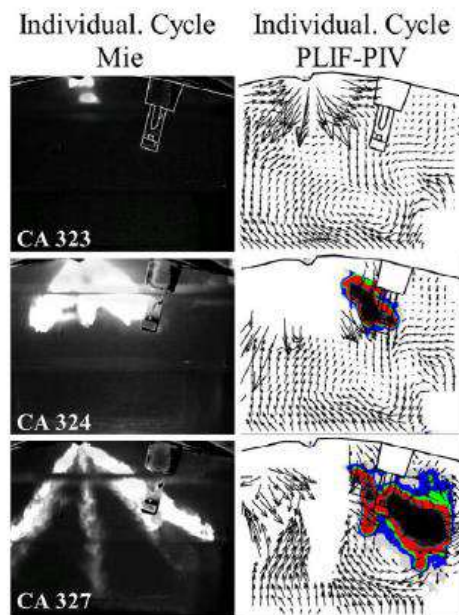
Μελέτες με χρήση PIV και LIF ταυτόχρονα μπορούν να γίνουν σε οπτικό κινητήρα για μελέτη της φλόγας [22,24], ή την ανάπτυξη του σπρτί κατά την διάρκεια της έγχυσης του καυσίμου [23,25], ενώ LIF μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για την μελέτη της μεταφοράς θερμότητας στα τοιχώματα του θαλάμου [28]. Για παράδειγμα γίνεται χρήση PIV και LIF σε μία μηχανή SI [24] έχοντας ως στόχο την τρισδιάστατη απεικόνιση και μελέτη της φλόγας, με κύριο στόχο την αλληλεπίδραση τύρβης - χημείας, κατά τα πρώιμα στάδια εξάπλωσης της φλόγας στον χώρο γύρω από τον σπινθηριστή.

Στο σημείο γύρω από το σπινθηριστή όπου γίνεται η μελέτη έχει καταναλωθεί μόλις το 5% του μίγματος αέρα-καυσίμου. Σε αυτή την πειραματική διάταξη έγινε χρήση ταυτόχρονα δύο διατάξεων LIF-OH καθώς και δυο συσκευών PIV. Με το LIF-OH γίνεται εμφανές το όριο εξάπλωσης φλόγας και με το PIV μπορεί να διακριθεί, με την εμφάνιση των διανυσμάτων, η κατεύθυνση που έχει το όριο της φλόγας στον 3D χώρο (Εικόνα 8).



**Εικόνα 8:** Στιγμιαία εξάπλωση της φλόγας. (a) ακατέργαστη LIF-εικόνα και το όριο εξάπλωσης φλόγας με μπλε γραμμή. (b) 3D επιφάνεια φλόγας που προβάλλεται το πεδίο ροής της σε τρισδιάστατο χώρο. (c) πλευρική όψη 3D επιφάνειας της φλόγας [24].

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, έχουν διεξαχθεί μελέτες για την ανάπτυξη του σπρέι κατά την διάρκεια της έγχυσης κυρίως σε άμεσο ψεκασμό [37]. Έτσι με την χρήση PIV και PLIF υπάρχει η δυνατότητα να εξεταστεί η αλληλεπίδραση της ροής του σπρέι μέσα στη μηχανή και η έναρξη της καύσης. (Εικόνα 9)



**Εικόνα 9:** Οι εικόνες PIV και PLIF χρησιμοποιούνται για να περιγράψουν το σπρέι και τη διαδικασία καύσης στον κινητήρα SG-SIDI [25].

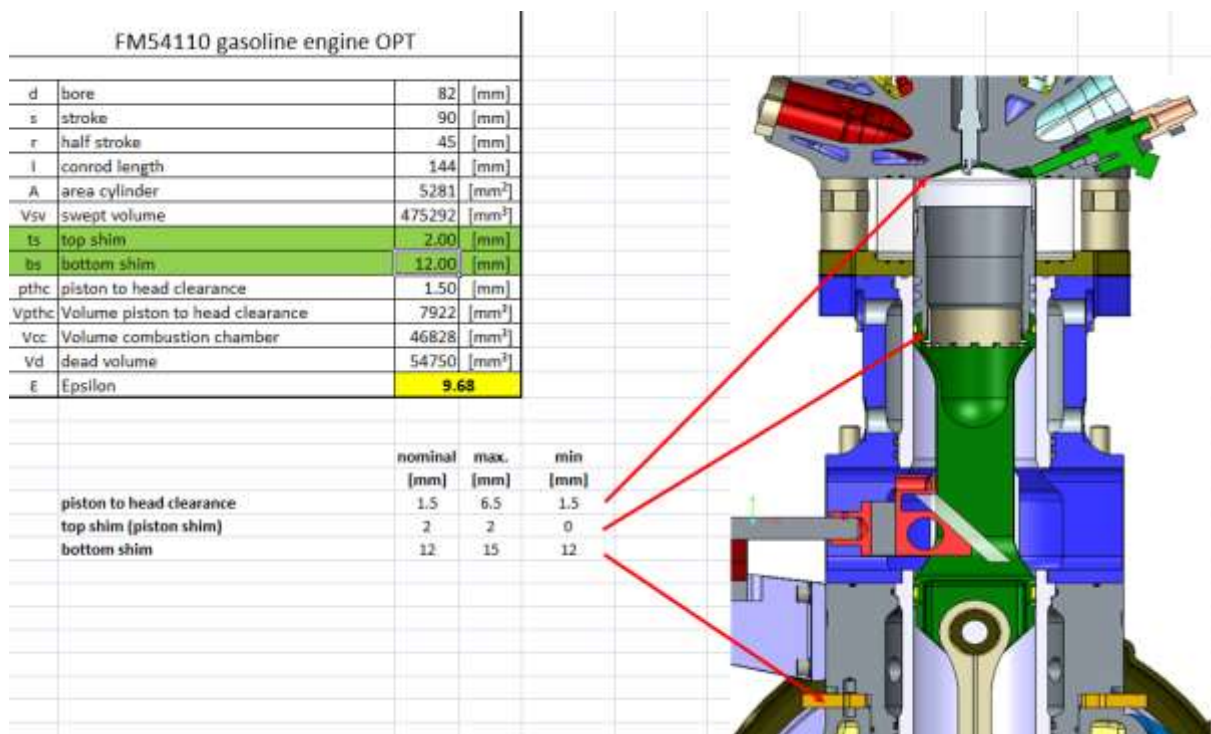
Η παρούσα διπλωματική εργασία ξεκίνησε ως συνέχεια της προσπάθειας δημιουργίας ενός εργαστηρίου όπου θα φιλοξενούσε μία οπτική μηχανή εσωτερικής καύσης σε συνδυασμό μ' ένα δυναμόμετρο, και σταδιακά θα εμπλουτίζεται το εργαστήριο με περαιτέρω εξοπλισμό. Στόχος ήταν σε αυτό το εργαστήριο να μπορούν, με τον κατάλληλο εξοπλισμό,

να μελετηθούν διάφορα καύσιμα, διάφορες συνθήκες καύσης και να γίνουν μελέτες όπως αυτές που προαναφέρθηκαν. Επίσης θα γίνει επίδειξη κάποιων δυνατοτήτων της συγκεκριμένης διάταξης, αναφέροντας κάποια σημεία αναφοράς που έχουν ήδη μελετηθεί.



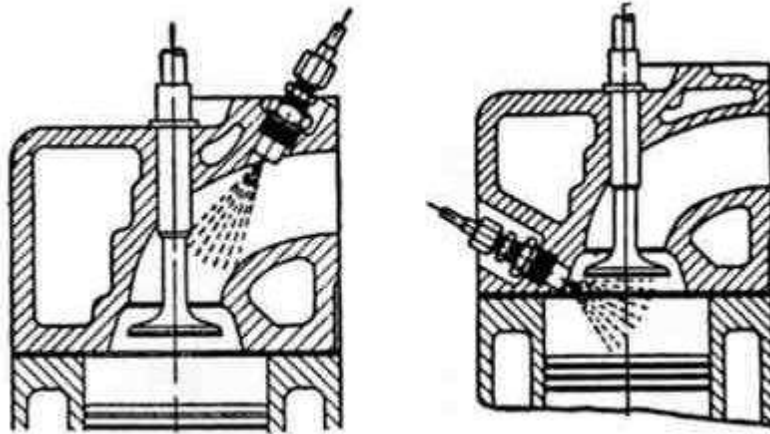
**Εικόνα 10:** Διάταξη οπτικού κινητήρα στο εργαστήριο μηχανών εσωτερικής καύσης του Π.Δ.Μ.

Πρόκειται για έναν οπτικό ερευνητικό κινητήρα ανάφλεξης με σπινθηριστή (SI) της AVL, ο οποίος μπορεί να λειτουργήσει με οπτικά προσβάσιμο κύλινδρο ώστε να μελετηθεί η φλόγα, θέτοντας διαφορετικές παραμέτρους καύσης (Εικόνα 11). Ο συγκεκριμένος κινητήρας έχει προδιαγραφές χώρου καύσης ως εξής: διάμετρο πιστονιού 82 mm και διαδρομή πιστονιού 90 mm, οπότε έχουμε σαν αποτέλεσμα μια συνολική ογκομεταβολή 475 cm<sup>3</sup>. Αναλυτικά στον ακόλουθο πίνακα φαίνονται οι προδιαγραφές του κινητήρα που δόθηκαν από την εταιρεία AVL.



Εικόνα 11: Προδιαγραφές οπτικού κινητήρα ανάφλεξης με σπινθήρα FM54110 [35].

Έχει την δυνατότητα για δύο λειτουργίες έγχυσης καυσίμου. Η πρώτη είναι η λειτουργία άμεσου ψεκασμού (GDI - Gasoline Direct Injection), όπου εγχυτήρας βρίσκεται μέσα στον θάλαμο καύσης και ψεκάζει απευθείας καύσιμο στον θάλαμο καύσης, αποκλειστικά για υγρά καύσιμα, ενώ η δεύτερη είναι η PFI (Port Fuel Injection) όπου έχουμε τον εγχυτήρα έμμεσου ψεκασμού τοποθετημένο ακριβώς πριν την βαλβίδα εισαγωγής. Με αυτή τη μέθοδο μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε ισοοκτάνιο, αλλά και διαφορετικά ήδη καυσίμου όπως μεθάνιο, υδρογόνο κ.ά. χρησιμοποιώντας πάντα τον κατάλληλο εγχυτήρα για το κάθε καύσιμο (Εικόνα 12). Όσον αφορά τον άμεσο ψεκασμό, είναι μια μέθοδος που πρωτοεμφανίστηκε το 1920, αλλά λόγω πολλών δυσκολιών για την εφαρμογή της, εμφανίστηκε στην αγορά την τελευταία εικοσαετία. Μπορεί να προσφέρει αρκετά οφέλη, όπως μέχρι και 15% χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου και εκπομπών CO<sub>2</sub> με την ίδια απόδοση ισχύος, αύξηση ροπής στις χαμηλές στροφές μέχρι και 50%, υψηλότερη ισχύ σε μικρού κυβισμού υπερτροφοδοτούμενους κινητήρες, χάρη στην εφαρμογή της υπερπλήρωσης. Ακόμα, όμως, η μέθοδος έγχυσης GDI έχει αρκετά περιθώρια βελτίωσης και έχει ως κύριο μειονέκτημα το υψηλότερο κόστος κατασκευής ενός τέτοιου τύπου κινητήρα, λόγο ακριβότερου και πολυπλοκότερου συστήματος τροφοδοσίας. Έτσι για χαμηλού κόστους εφαρμογές χρησιμοποιείται ακόμα σύστημα τροφοδοσίας με εγχυτήρα PFI [36].



**Εικόνα 12:** Αριστερά η διάταξη PFI και δεξιά η διάταξη GDI [18].

Εκτός από τους δύο τρόπους έγχυσης υπάρχουν πολύ παράμετροι που παρέχουν δυνατότητα ρύθμισης στη συγκεκριμένη μηχανή. Μερικές από αυτές είναι οι ρυθμίσεις που μπορούν να γίνουν στην κεντρική μονάδα η οποία διαχειρίζεται τον σπινθηριστή και τους εγχυτήρες. Ο εγκέφαλος είναι ο AVL ETU 247 (Engine Timing Unit) από τον οποίο μπορούμε να ρυθμίσουμε τον επιθυμητό χρονισμό έγχυσης και την διάρκεια (σε χρόνο ή σε μοίρες περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα) ψεκασμού του εγχυτήρα, καθώς και τον χρόνο, ή τη γωνία του στροφαλοφόρου άξονα, που θα γίνει η πυροδότηση του σπινθηριστή.

Στον άμεσο ψεκασμό μας δίνεται η δυνατότητα και για πολλαπλές εγχύσεις. Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι η ETU έχει αρκετές εξόδους ώστε να μπορούμε να δώσουμε εντολή είτε σε μια κάμερα υψηλής ταχύτητας καταγραφής είτε σε κάποια διάταξη με λέιζερ (Laser Induced Fluorescence και Particle Image Velocimetry).



**Εικόνα 13:** Η μονάδα AVL ETU 247.





**Εικόνα 14:** Ο οπτικός κινητήρας FM54110 ανάφλεξης με σπινθήρα της AVL.

Εκτός από τις ρυθμίσεις παραμέτρων που προσφέρει η ETU, υπάρχει και η δυνατότητα για αλλαγή του χρονισμού των εκκεντροφόρων αφού είναι ξεχωριστοί, ένας για την εισαγωγή και ένας για την εξαγωγή. Ακόμα μπορεί να μεταβληθεί η συμπίεση του κινητήρα, εντός βέβαια των ορίων που ορίζει ο κατασκευαστής. Είναι επίσης σημαντικό να αναφερθεί ότι μπορεί να αλλαχτεί ο γυάλινος κύλινδρος και το πιστόνι με μεταλλικά μέρη (Εικόνες 15,16), αν χρειαστεί να ληφθούν μετρήσεις με ακραίες παραμέτρους ή να δοκιμαστεί κάποιο διαφορετικό καύσιμο. Έτσι προστατεύουμε τα οπτικά μέρη του κινητήρα, ώστε να μην υπάρξει θραύση στο γυαλί, και αν επιβεβαιωθεί ότι όλα τα σημεία λειτουργίας βρίσκονται εντός των ορίων που καθορίζει ο κατασκευαστής της μηχανής, ξανά πραγματοποιούνται οι μετρήσεις με τα γυάλινα τμήματα.



**Εικόνα 15:** Γυάλινο και μεταλλικό πιστόνι.



**Εικόνα 16:** Μεταλλικό χιτώνιο κινητήρα.

Για να έχουν την δυνατότητα ψεκασμού οι εγχυτήρες, θα πρέπει να υπάρχει διαφορά πίεσης σε σχέση με το περιβάλλον τους. Οπότε, ιδιαίτερα στο GDI χρειάζεται μεγάλη διαφορά πίεσης, η οποία μπορεί να ρυθμιστεί αναλόγως με τα δεδομένα της εκάστοτε μελέτης. Στο PFI, τα όρια είναι 0-4 bar, ενώ στο GDI 0-150 bar. Για να επιτευχθούν αυτές οι πιέσεις, υπάρχουν δυο ξεχωριστές μονάδες. Η αντλία βενζίνης PFI (4 bar) (Εικόνα 17), και η αντλία βενζίνης GDI (150 bar) (Εικόνα 18).



**Εικόνα 17:** Αντλία βενζίνης PFI (4 bar).



**Εικόνα 18:** Αντλία βενζίνης GDI (150 bar).

Στον πειραματικό κινητήρα χρειάζεται μεγάλη ακρίβεια στην θερμοκρασία λειτουργίας λόγω του ότι τα γυάλινα τμήματα δεν αντέχουν σε μεγάλες αυξομειώσεις της θερμοκρασίας. Οπότε, πρώτα ο κινητήρας θερμαίνεται στην επιθυμητή θερμοκρασία και στη συνέχεια έχουμε λειτουργία του είτε σε ρυμουλκούμενο είτε σε πλήρες φορτίο με καύση. Γι' αυτόν το λόγο υπάρχει ξεχωριστή μονάδα προετοιμασίας αντιψυκτικού και λαδιού λίπανσης του κινητήρα η οποία ρυθμίζει τη θερμοκρασία των παραπάνω βοηθητικών υγρών με μεγάλη ακρίβεια (Εικόνα 19).



**Εικόνα 19:** Μονάδα προετοιμασίας αντιψυκτικού και λαδιού λίπανσης του οπτικού κινητήρα.

Τέλος, στη διάταξη του κινητήρα υπάρχει και η συσκευή AVL crank angle encoder 365C (Εικόνα 20), η οποία έχει πολύ υψηλή ακρίβεια στην μέτρηση της γωνίας του στροφαλοφόρου άξονα, έως και 0,50. Η συσκευή αυτή λειτουργεί με τη βοήθεια ενός δίσκου που είναι στερεωμένος στον στρόφαλο και έχει μια σχισμή. Λόγω της αρχής της αντανάκλασης του φωτός κάθε φορά που περνάει η εγκοπή από την δέσμη φωτός δίνει σήμα σε μορφή παλμού φωτός διαμέσου μιας οπτικής ίνας στον κωδικοποιητή (encoder) και στην συνέχεια στον ηλεκτρονικό δέκτη (receiver-electronic) και από εκεί λαμβάνουμε το σήμα στην ETU αφού έχει μετατραπεί πλέον σε ψηφιακή μορφή [38].



**Εικόνα 20:** Ο AVL crank encoder 365C [38].

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3<sup>ο</sup>

---

### *Υπολογιστικά προγράμματα*

---

## 3. Υπολογιστικά Προγράμματα Μελέτης Κύκλου Καύσης ΜΕΚ

Όπως αναλύσαμε παραπάνω, το ζήτημα της μοντελοποίησης του κύκλου καύσης χαρακτηρίζεται από έναν ικανό βαθμό πολυπλοκότητας και γι' αυτό, δεδομένης της εποχής που ζούμε, έχουμε τη δυνατότητα να χρησιμοποιήσουμε υπολογιστικά προγράμματα τα οποία καλούνται να λύσουν τις διάφορες εξισώσεις που περιγράφουν το φαινόμενο.

Η πολυπλοκότητα του ζητήματος εμφανίζεται όταν προσπαθούμε να βελτιώσουμε την κατανάλωση καυσίμου και την επίδοση της μηχανής, ενώ παράλληλα να μειώσουμε τις εκπομπές ρύπων. Μηχανές εξοπλισμένες με μονάδα ηλεκτρονικού ελέγχου δίνουν τη δυνατότητα να προσαρμόσουμε τις διάφορες παραμέτρους για να επιτευχθεί το επιθυμητό αποτέλεσμα. Είναι, ωστόσο, γνωστό πως συχνά αυτές οι απαιτήσεις οδηγούν σε αντιφατικούς περιορισμούς που ζητούνται απ' τον αλγόριθμο ελέγχου.

Ο κύριος ρυθμιστής της μηχανής είναι το σύστημα ηλεκτρονικού ελέγχου (Engine Control Unit - ECU), που αποτελείται από ηλεκτρονικές πλακέτες και είναι συνδεδεμένο με τους απαραίτητους αισθητήρες και ενεργοποιητές (actuators), ώστε να υπολογίζει σε πραγματικό χρόνο το σημείο βέλτιστης λειτουργίας, και άρα να παράγει την μέγιστη δυνατή ισχύ σε συνδυασμό με τους λιγότερους ρυπογόνους παράγοντες.

Οι προσομοιώσεις έχουν αποδειχθεί ένα πολύτιμο εργαλείο στην πρόβλεψη και βελτιστοποίηση των συστημάτων ηλεκτρονικού ελέγχου, ώστε να αναπτυχθούν κατάλληλες στρατηγικές ελέγχου.

### 3.1 Γνωστά Προγράμματα

Διάφορα προγράμματα είναι διαθέσιμα στην αγορά σήμερα, που έχουν αναπτυχθεί και είναι διαθέσιμα να λύσουν προβλήματα μηχανικής σχετικά με τον σχεδιασμό και τη βελτιστοποίηση μηχανών εσωτερικής καύσης. Υπάρχουν τέσσερα κύρια πακέτα προγραμμάτων προσομοίωσης λειτουργίας μηχανών εσωτερικής καύσης που χρησιμοποιούνται σήμερα στην βιομηχανία: Ricardo Wave (RW), Lotus Engine Simulation (LESoft), AVL Suite and GT-Power. Αυτά τα πακέτα έχουν παρόμοιο σκοπό και λειτουργικότητα. Απαιτούν αναλυτικές παραμέτρους εισαγωγής ώστε να προσομοιώσουν

την λειτουργία της μηχανής με ενοποιημένο τρόπο, αντίθετα με την προσέγγιση της χρήσης διαφόρων υποσυστημάτων.

Το LESoft είναι ένας κώδικας που έχει αναπτυχθεί από την ίδια την Lotus Engineering. Το πακέτο εκτελεί την προσομοίωση με δύο τμήματα, το τμήμα δεδομένων και το τμήμα επίλυσης. Το τμήμα δεδομένων επιτρέπει στον χρήστη να εισάγει δεδομένα γεωμετρίας της μηχανής. Το τμήμα επίλυσης έχει ενσωματωμένες εξισώσεις καύσης και εξισώσεις μεταφοράς θερμότητας μηδενικών διαστάσεων (μαθηματική μέθοδος που χρησιμοποιείται για απλοποίηση χωρικών προβλημάτων), καθώς και επιλυτές για την σύνθεση του μίγματος αέρα/καυσίμου, σύμφωνα με την εισαγωγή δεδομένων από τον χρήστη στο τμήμα δεδομένων. Το πρόγραμμα έχει τη δυνατότητα να προβλέψει ροή, ανάμιξη, καύση και συνολικά την απόδοση της μηχανής εσωτερικής καύσης.

Το Ricardo Wave (RW) είναι ένα πακέτο προγραμμάτων προσομοίωσης σχεδιασμένο να αναλύσει την δυναμική των κυμάτων πίεσης, ροής μάζας, ενεργειακών απωλειών σε αεραγωγούς, πολλαπλή εξαγωγή κτλ. Το RW δίνει τη δυνατότητα για προσομοίωση χρονοεξαρτώμενης ανάλυσης της μηχανικής ρευστών και θερμοδυναμικής χρησιμοποιώντας μοντέλο δύο ζωνών.

Όμως, τα κόστη αυτών των πακέτων προγραμμάτων προσομοίωσης είναι, σε γενικές γραμμές, απαγορευτικά για μικρές εταιρείες. Επιπλέον, τα πακέτα που υπάρχουν στην αγορά βασίζονται στον υπολογισμό δυναμικής ρευστών (computational fluid dynamics, CFD) επειδή είναι σχεδιασμένα να βελτιώνουν τις μηχανικές λειτουργίες της μηχανής. Όσο σημαντική είναι η μηχανική ανάλυση των κινούμενων μερών της μηχανής για να επιτύχουμε βελτιστοποίηση ροπής και επιτάχυνσης, τόσο σημαντική είναι και η χρήση μοντέλων ελέγχου που χρησιμοποιούνται στην επίτευξη υπολογισμών σε συστήματα ελέγχου ανατροφοδότησης, ώστε να βελτιστοποιηθεί η λειτουργία της μηχανής, όπως μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων, χρονισμός σπινθήρα καύσης, λόγος αέρα/καυσίμου, και άλλες μεταβλητές γεωμετρίας των συστημάτων. Γι αυτόν το λόγο, έχουν αναπτυχθεί πακέτα ανοιχτού κώδικα (Open source) από μικρές ερευνητικές ομάδες ώστε να λυθούν συγκεκριμένα προβλήματα.

### **3.2 Υπολογιστικό πρόγραμμα AVL Boost**

Το AVL Boost είναι μέρος του πακέτου AVL Suite και χαρακτηρίζεται από την εταιρεία ως ένα προηγμένο και πλήρως ενοποιημένο Έργαλείο Εικονικής Προσομοίωσης

Μηχανών' με προηγμένα μοντέλα που προβλέπουν με ακρίβεια τις επιδόσεις της μηχανής, την ακουστική και την αποτελεσματικότητα των συσκευών μετεπεξεργασίας καυσαερίων (καταλύτες κ.α.) σε συνεργασία με το πακέτο AVL Cruise M [51]. Υποστηρίζει ανάπτυξη μηχανών με τρόπο που, για δεδομένο σχέδιο οχήματος, η απαιτούμενη ροπή και ισχύς μπορούν να επιτευχθούν σε συνδυασμό με βελτιστοποιημένες εκπομπές ρύπων, κατανάλωσης και άνεσης των επιβατών (ακουστική και παροδική συμπεριφορά). Στα πλαίσια αυτής της διπλωματικής εργασίας, θα ασχοληθούμε μόνο με την ανάλυση των επιδόσεων της μηχανής, χωρίς να αναλύσουμε την ακουστική και την μετεπεξεργασία καυσαερίων.

Στην σουίτα του AVL, το πρόγραμμα Boost έχει την δυνατότητα να χρησιμοποιεί μονοδιάστατα μοντέλα ροής για τον υπολογισμό ρευστομηχανικών ιδιοτήτων, ενώ έχει την δυνατότητα επικοινωνίας με το AVL Fire που χρησιμοποιεί τρισδιάστατη υπολογιστική ανάλυση ρευστοδυναμικής για σημεία όπως το ακροφύσιο του εγχυτήρα καυσίμου.



## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4<sup>ο</sup>

---

*Μοντελοποίηση της Μ.Ε.Κ.*

---

## 4. Μοντελοποίηση Μηχανής Εσωτερικής Καύσης

Για την αναπαράσταση του ερευνητικού οπτικού κινητήρα στο AVL Boost, δημιουργήσαμε ένα συμβολικό μοντέλο μηχανής εσωτερικής καύσης με βενζινοκινητήρα.

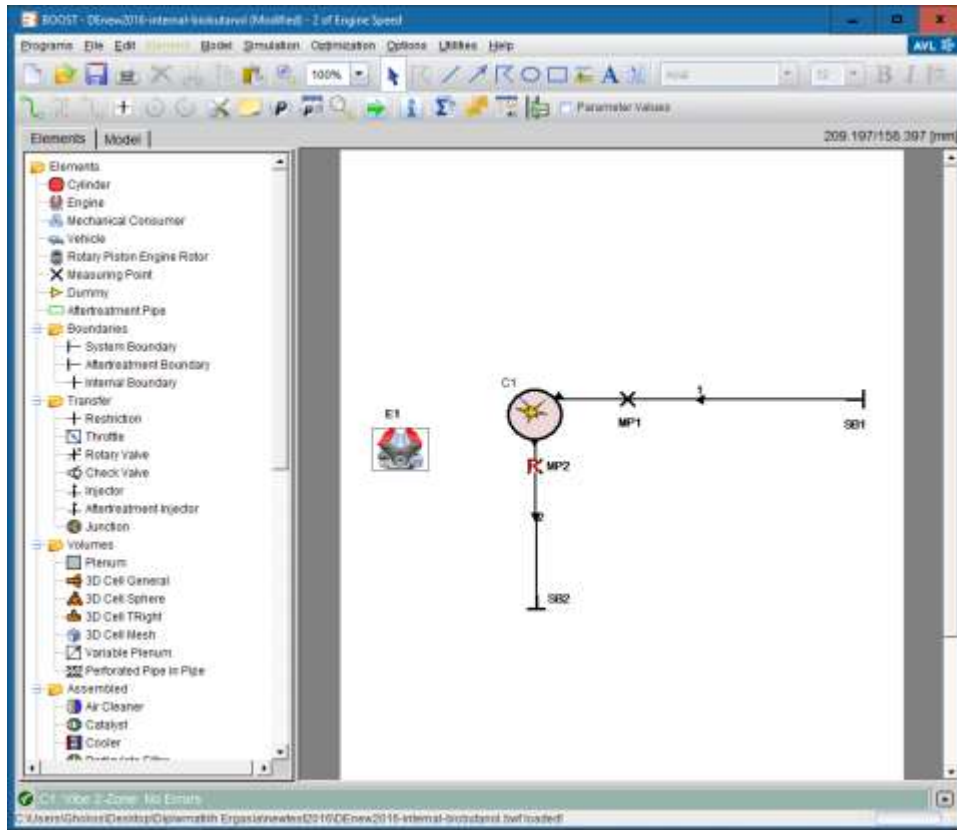
Τα κύρια στοιχεία της μηχανής, όπως εμφανίζονται στην εικόνα 21, είναι οι αγωγοί εισαγωγής (1) και εξαγωγής (2), κόμβοι, κύλινδρος (C1), μετρητικά σημεία (Measuring Point – MP1,MP2), οριοθετήσεις του συστήματος (System Boundary – SB1, SB2), Εγκέφαλος-Μηχανή (E1) (Εικόνα 20). Κατά την ανάπτυξη του μοντέλου χρησιμοποιήθηκε δοκιμαστικά και εξωτερικός εγχυτήρας καυσίμου (I1) για αναπαράσταση της λειτουργίας PFI. Όλα αυτά τα εξαρτήματα και λειτουργικά δεδομένα αντιστοιχούν στον προς εξέταση οπτικό κινητήρα.

Οι ροές ρευστού στους αγωγούς έχουν προσομοιωθεί με μονοδιάστατα μοντέλα ροής, με συντελεστές ροής που έχουν δοθεί ως αρχικά δεδομένα. Η ροή περιγράφεται από εξισώσεις συνέχειας, ορμής και διατήρησης μάζας.

### 4.1 Χαρακτηριστικά κυλίνδρου

Ο κύλινδρος είναι το πιο πολύπλοκο εξάρτημα του συστήματος και περιέχει τα πιο πολύπλοκα συσχετιζόμενα υποσυστήματα, το οποίο απαιτεί σημαντικά περισσότερα αρχικά δεδομένα σε σχέση με άλλα εξαρτήματα. Οι συνδέσεις του κυλίνδρου με την εισαγωγή και εξαγωγή συμβολίζονται με αγωγούς και περιέχουν βαλβίδες.

Στον κώδικα του Boost, η μηχανή θεωρείται ως ένας κορμός ομοίων κυλίνδρων, που εναλλάσσουν διαδοχικά μάζα και ενέργεια με το περιβάλλον μέσω των βαλβίδων και των τοιχωμάτων, ανάλογα με την προτεραιότητα λειτουργίας του κάθε κυλίνδρου. Οι γεωμετρικές διαστάσεις της μηχανής, καθώς και η κίνηση του πιστονιού, η σειρά ανάφλεξης, η ποσότητα καυσίμου, τα χαρακτηριστικά καύσης και αντίστοιχες εκτιμήσεις για θερμοδυναμικές παραμέτρους της φόρτισης του κυλίνδρου όταν ανοίγουν οι βαλβίδες εξαγωγής και για την εναλλαγή θερμότητας εντός του κυλίνδρου πρέπει να δοθούν ως δεδομένα.



Εικόνα 21: Το συμβολικό μοντέλο αναπαράστασης του ερευνητικού οπτικού κινητήρα.

Ξεκινώντας από τα εισαγωγικά δεδομένα του κυλίνδρου, ορίζουμε τα βασικά δεδομένα της μηχανής (Engine Test Bed, Εικόνα 22).

Μοντέλο Κινητήρα: FM54110

Αριθμός Κυλίνδρων: 1

Χωρητικότητα Μηχανής: 475 cm<sup>3</sup>

Αριθμός βαλβίδων: 4

Φυσική αναρρόφηση

Επιλογή άμεσου ή έμμεσου ψεκασμού

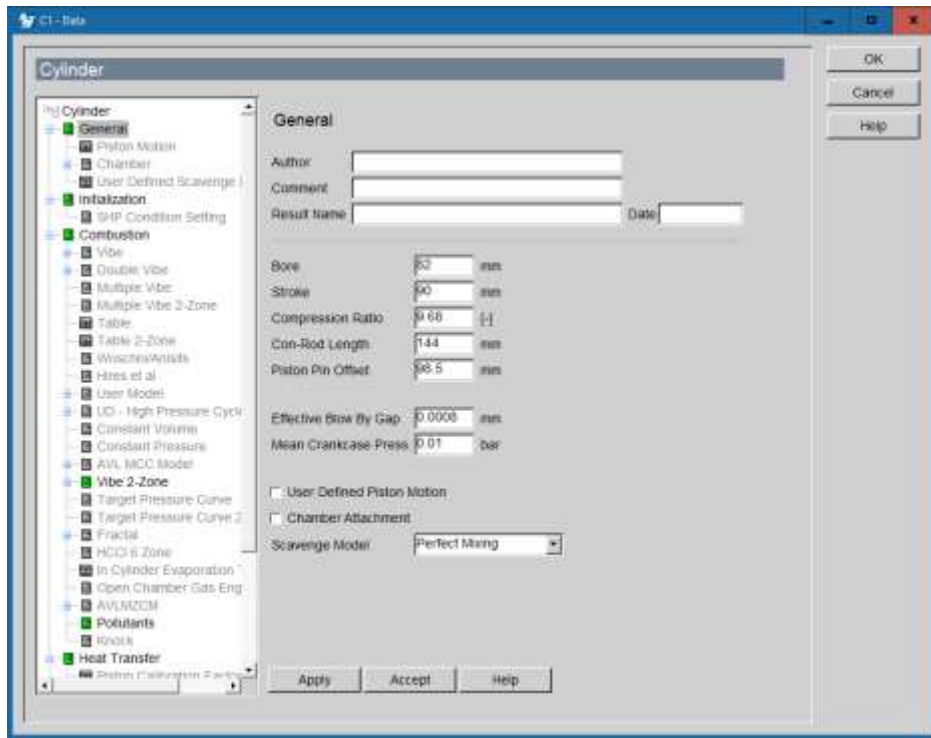
Λόγος συμπίεσης: 9.68

Μήκος διαδρομής κυλίνδρου: 90 mm

Μήκος διαμέτρου κυλίνδρου: 82 mm

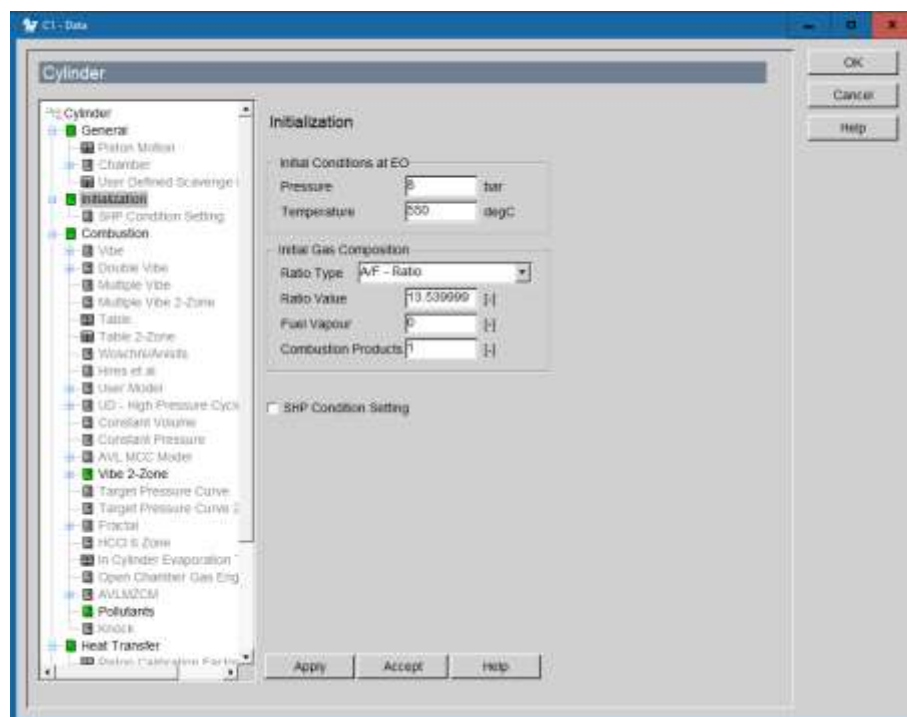
Μήκος διωστήρα: 144 mm

Αδράνεια μηχανής: 0.4 kgm<sup>2</sup>



Εικόνα 22: Γενικές ρυθμίσεις κυλίνδρου.

Ακολουθούν οι ρυθμίσεις αρχικοποίησης της λειτουργίας του κυλίνδρου (Εικόνα 23). Εδώ πρέπει να δοθούν δεδομένα κατά το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής, καθώς το Boost ξεκινά την προσομοίωση της κατάστασης εντός του θαλάμου καύσης μετά το άνοιγμα της βαλβίδας [39]. Τα δεδομένα αυτά μετρήθηκαν σε πραγματικό χρόνο ακριβώς μετά την βαλβίδα εξαγωγής και λόγω αυτού εμπεριέχουν κάποιο μικρό σφάλμα, εφόσον δεν πρόκειται για την ακριβή μέτρηση εντός του θαλάμου καύσης.



Εικόνα 23: Αρχικοποίηση λειτουργίας κυλίνδρου.

Όσον αφορά την διαδικασία της καύσης, η μοντελοποίηση αυτής γίνεται με προσομοίωση πραγματικού ρυθμού μεταφοράς ενέργειας, με ένα κύριο τύπο χαρακτηριστικών (μονό ή διπλό Vibe) ή με άλλα μοντέλα όπως, Woschni/Anisits, Hiroyasu, AVL MCC, κ.α. (Εικόνα 24).

Το μοντέλο Vibe διπλής ζώνης (Εικόνα 25) επιλέχθηκε, μετά από δοκιμές με αρκετές από τις υπόλοιπες επιλογές, για αυτή την διπλωματική εργασία λόγω της καλύτερης αντιστοίχισης με τα πειραματικά δεδομένα. Το μοντέλο αυτό απαιτεί τα ίδια εισαγωγικά στοιχεία με την απλή Vibe, αλλά υπολογίζει δύο διαφορετικές θερμοκρασίες – μία για την άκαυτη ζώνη και μία για την επιτυχώς αναφλεγμένη. Το μοντέλο αυτό επίσης προβλέπει την κρουστική συμπεριφορά της μηχανής, δεδομένου του πραγματικού ρυθμού μεταφοράς ενέργειας.



Εικόνα 24: Μοντέλα μεταφοράς θερμότητας κυλίνδρου.

Το απλό μοντέλο Vibe είναι μια μέθοδος περιγραφής των χαρακτηριστικών μεταφοράς θερμότητας. Χαρακτηρίζεται από την αρχή και την διάρκεια της καύσης, μια παράμετρο σχήματος 'm', και την παράμετρο 'a'. Αυτές οι παράμετροι μπορούν να δοθούν ως απόλυτες τιμές, ή εξαρτώμενες από την περιστροφική ταχύτητα της μηχανής (σε rpm) και από το φορτίο της μηχανής (εκφρασμένο ως BMEP σε bar).

Η εξίσωση Vibe έχει ως εξής [52]:

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{a}{\Delta\alpha_c} \cdot (m + 1) \cdot y^m \cdot e^{-ay^{(m+1)}} \quad (4.1)$$

$$dx = \frac{dQ}{Q} \quad (4.2)$$

$$y = \frac{\alpha - \alpha_o}{\Delta\alpha_c} \quad (4.3)$$

Όπου Q: συνολική θερμότητα εισερχόμενου καυσίμου

$\alpha$ : γωνία στροφαλοφόρου

$\alpha_o$ : έναυση καύσης

$\Delta\alpha_c$ : διάρκεια καύσης

m: παράμετρος σχήματος

a: Παράμετρος Vibe,  $a = 6,9$  για πλήρη καύση

Ενώ η μέθοδος Vibe 2 ζωνών εφαρμόζει τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο ξεχωριστά σε αναφλεγμένο και μη μέρος [53]:

$$\frac{dm_b u_b}{da} = -p_c \frac{dV_b}{da} + \frac{dQ_F}{da} - \sum \frac{dQ_{wb}}{da} + h_u \frac{dm_b}{da} - h_{BB,b} \frac{dm_{BB,b}}{da} \quad (4.4)$$

$$\frac{dm_u u_u}{da} = -p_c \frac{dV_u}{da} - \sum \frac{dQ_{wu}}{da} - h_u \frac{dm_B}{da} - h_{BB,u} \frac{dm_{BB,u}}{da} \quad (4.5)$$

Όπου ο δείκτης b αναφέρεται σε αναφλεγμένη περιοχή και ο δείκτης u σε μη αναφλεγμένη.

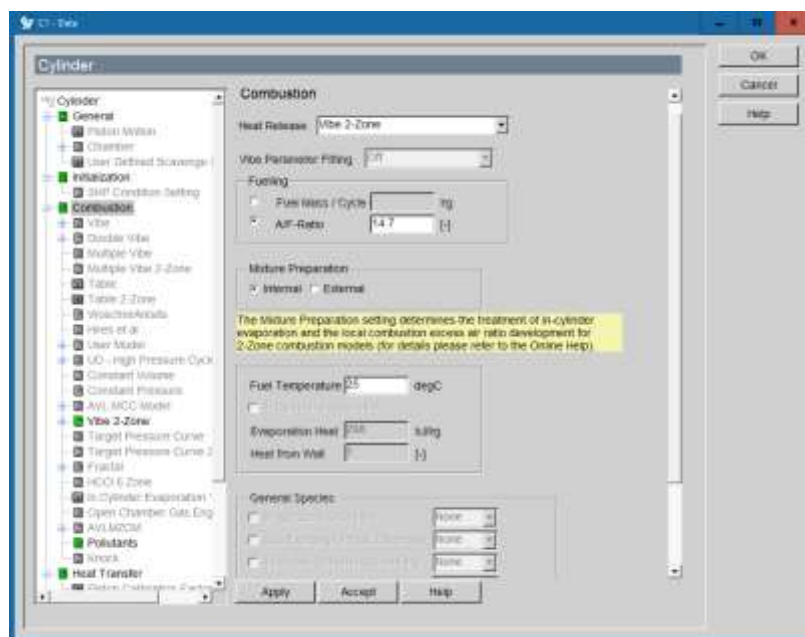
Ο όρος  $h_u \frac{dm_B}{da}$  καλύπτει την ροή ενθαλπίας απ' την μη αναφλεγμένη στην αναφλεγμένη περιοχή λόγω της εισαγωγής νέας καύσιμης ύλης. Η μεταφορά θερμότητας μεταξύ των δύο περιοχών παραλείπεται.

Επίσης, το σύνολο των μετατοπίσεων των όγκων πρέπει να ισούται με τη συνολική ογκομεταβολή της μηχανής.

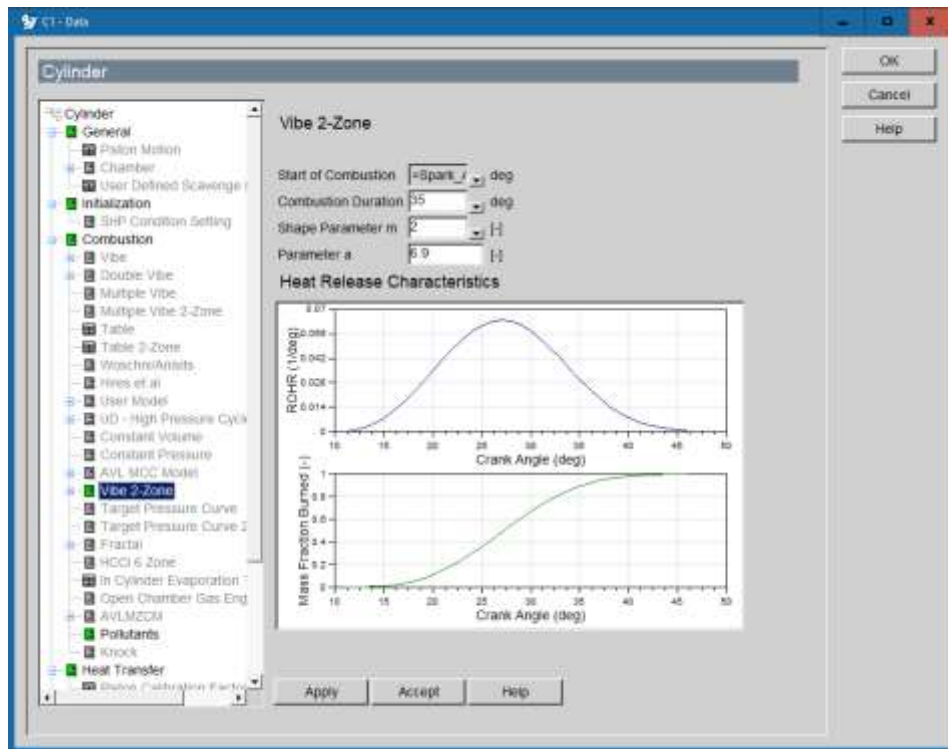
$$\frac{dV_b}{da} + \frac{dV_u}{da} = \frac{dV}{da} \quad (4.6)$$

$$V_b + V_u = V \quad (4.7)$$

Η μεταφορά θερμότητας σε MEK βενζίνης με ουσιαστικά ομογενοποιημένο μίγμα αέρα καυσίμου στον κύλινδρο, χαρακτηρίζεται από την ταχύτητα διάδοσης φλόγας και από το ακριβές σχήμα του θαλάμου καύσης. Υψηλή ταχύτητα διάδοσης φλόγας μπορεί να επιτευχθεί με υψηλό λόγο συμπίεσης και υψηλή παρουσία τυρβώδους ροής.



Εικόνα 25: Μοντέλο καύσης – Αρχικές παράμετροι.



Εικόνα 26: Μοντέλο καύσης Vibe 2 ζωνών.

Στο μοντέλο που προσομοιώθηκε, ο χρόνος έναυσης (Spark\_Angle) ορίστηκε ως μεταβλητή εξαρτώμενη από την ταχύτητα της μηχανής, ώστε να έχουμε την δυνατότητα να μελετήσουμε πολλά σημεία λειτουργίας (Εικόνα 26).

Συνεχίζοντας στην μεταφορά θερμότητας του κυλίνδρου με το περιβάλλον, το AVL υπολογίζει την αλληλεπίδραση με τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης, όπως η κεφαλή του κυλίνδρου, το πιστόνι και την επένδυση κυλίνδρου, υπολογίζεται από την εξίσωση [54]:

$$Q_{wi} = A_i \cdot a_w \cdot (T_c - T_{wi}) \quad (4.8)$$

- Όπου  $Q_{wi}$ : μεταφορά θερμότητας στα τοιχώματα
- $A_i$ : επιφάνεια (κεφαλή, πιστόνι, επένδυση)
- $a_w$ : συντελεστής μετάδοσης θερμότητας
- $T_c$ : θερμοκρασία αερίου μέσα στον κύλινδρο
- $T_{wi}$ : θερμοκρασία τοιχώματος

Για τον υπολογισμό του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας, το AVL Boost διαθέτει τα μοντέλα Woschni 1978 και 1990, Lorenz 1978 και 1990, Hohenberg, AVL 2000, Bargende.



Από τις διαθέσιμες επιλογές, το μοντέλο AVL 2000 προσέγγισε περισσότερο τα πειραματικά δεδομένα, οπότε και επιλέχθηκε (Εικόνα 27).

Πρόκειται περί ενός τροποποιημένου μοντέλου Woschni που να λαμβάνει υπόψη πως η μετάδοση θερμότητας στη διάρκεια ανταλλαγής αερίου επηρεάζει σημαντικά την ογκομετρική αποδοτικότητα της μηχανής, ειδικά σε χαμηλές ταχύτητες λειτουργίας. Στη διάρκεια της ανταλλαγής, ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας υπολογίζεται από την εξίσωση [55]:

$$a = \text{Max}[a_{\text{Woschni}}, 0.013d^{-0.2}p^{0.8}T^{-0.53}(C_4(\frac{d_{in}}{d})^2|v_{in}|)^{0.8}] \quad (4.9)$$

Όπου  $a$ : συντελεστής μεταφοράς θερμότητας [J/K/m<sup>2</sup>]

$C_4$ : =14.0

$d$ : διάμετρος πιστονιού [m]

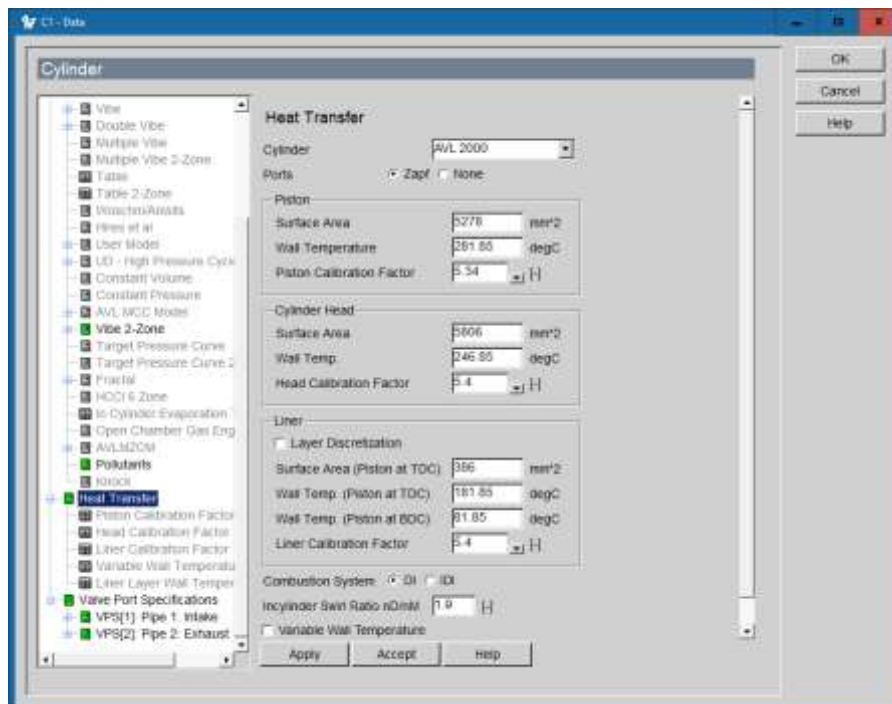
$p$ : πίεση [Pa]

$T$ : θερμοκρασία [K]

$d_{in}$ : διατομή αγωγού εισόδου [m]

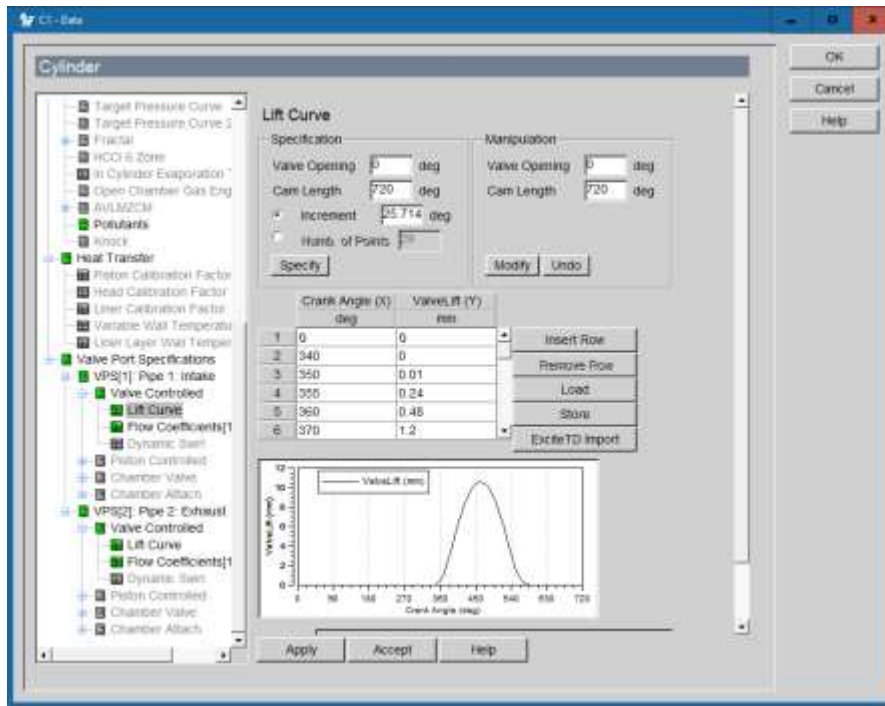
$v_{in}$ : ταχύτητα στη βαλβίδα εισαγωγής

Η διάμετρος της βαλβίδας εισαγωγής είναι ειδικής σημασίας για αυτό το μοντέλο, και για αυτό η διάμετρος πρέπει να μετρηθεί με ακρίβεια σε όλο το μήκος της βαλβίδας.

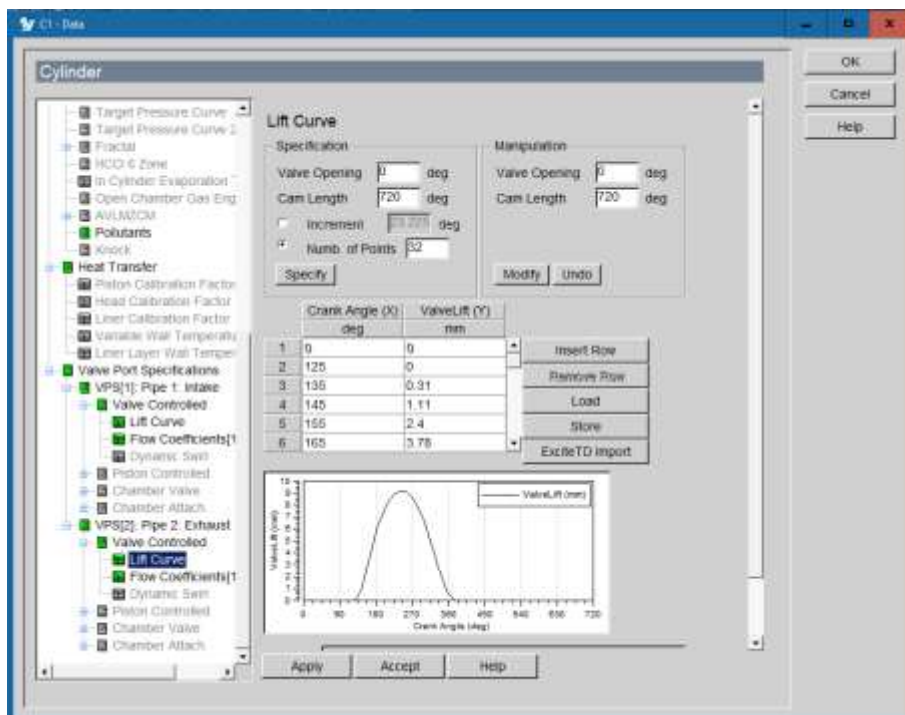


Εικόνα 27: Μοντέλο μεταφοράς θερμότητας κυλίνδρου.

Τέλος, ολοκληρώνουμε τις ρυθμίσεις του κυλίνδρου με αυτές των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής. Ως δεδομένα εισάγουμε στο πρόγραμμα τη γεωμετρία των βαλβίδων, όπως αυτή μας δόθηκε απ' ευθείας απ' την AVL, καθώς και την πλήρη καμπύλη ανύψωσης βαλβίδας με μεγάλη ακρίβεια μετρήσεων (Εικόνες 28, 29).



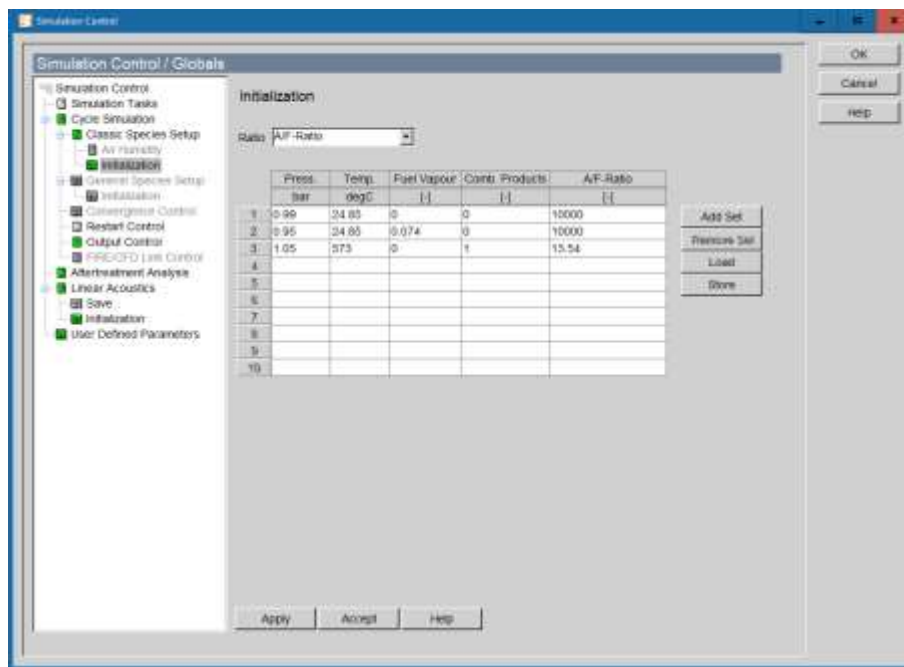
Εικόνα 28: Καμπύλη ανύψωσης βαλβίδας εισαγωγής.



Εικόνα 29: Καμπύλη ανύψωσης βαλβίδας εξαγωγής.

## 4.2 Αγωγοί και όρια συστήματος

Για τα υπόλοιπα εξαρτήματα του μοντέλου προσομοίωσης, θα χρειαστούμε να ορίσουμε αρχικές συνθήκες όπως φαίνονται στην εικόνα 30. Η συνθήκη 1 εκφράζει την εισαγωγή αέρα με χαρακτηριστικά περιβάλλοντος (25 °C, 1 atm), ενώ η συνθήκη 2, που χρησιμοποιήθηκε μόνο για την προσομοίωση PFI, περιγράφει τον ίδιο όγκο αέρα όταν προστεθεί καύσιμο από με ψεκασμό πριν τον κύλινδρο. Στη συνθήκη 3 έχουμε τις αρχικές συνθήκες του καυσαερίου, όταν αυτό εξέρχεται από τον θάλαμο καύσης.



Εικόνα 30: Έλεγχος προσομοίωσης – Αρχικοποίηση.

Όσον αφορά τους αγωγούς, τόσο στην εισαγωγή (Εικόνα 31) όσο και στην εξαγωγή (Εικόνα 33), οι γεωμετρικές διαστάσεις μετρήθηκαν σε πραγματικό χρόνο στο εργαστήριο MEK. Για τον αγωγό εισαγωγής (pipe 1), η πίεση του όγκου αέρα εξαρτάται από την θέση της βαλβίδας γκαζιού της μηχανής, οπότε χρησιμοποιούμε την μεταβλητή 'πίεση εισαγωγής' (intake\_pressure) για να το εκφράσουμε, καθώς και το set 1 της αρχικοποίησης (Εικόνα 30).

Σχετικά με την μετάδοση θερμότητας στα τοιχώματα των αγωγών, το Boost έχει επιλογές όπως Re-Analysis, Colburn, Pethukov, Gnielinski καθώς και σταθερή. Επιλέξαμε την μέθοδο Colburn, καθώς αυτή ήταν πιο συμβατή με τα πειραματικά δεδομένα. Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιεί την ακόλουθη εξίσωση για να υπολογίσει τον αριθμό Nusselt [56]:

$$Nu = 0.0243 \cdot Pr^{0.4} \cdot Re^{0.8} \quad (4.10)$$

Όπου  $Re$ : αριθμός Reynolds, και η εξίσωση έχει καλή προσέγγιση για  
 $20.000 < Re < 300.000$ .

$Pr$ : αριθμός Prandtl.

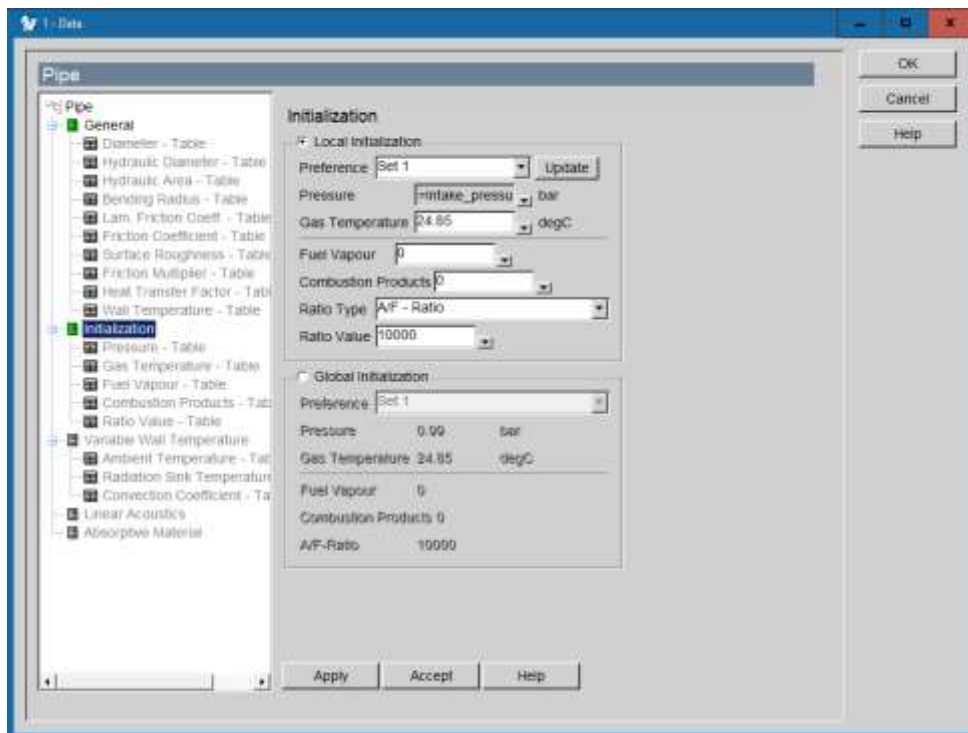
Και αυτό επειδή το πακέτο Boost μοντελοποιεί την μεταφορά θερμότητας μεταξύ των αερίων και του αγωγού με την προσέγγιση Nusselt [56]:

$$Nu = \frac{\alpha_{gw} d_{hyd}}{\lambda_g} \quad (4.11)$$

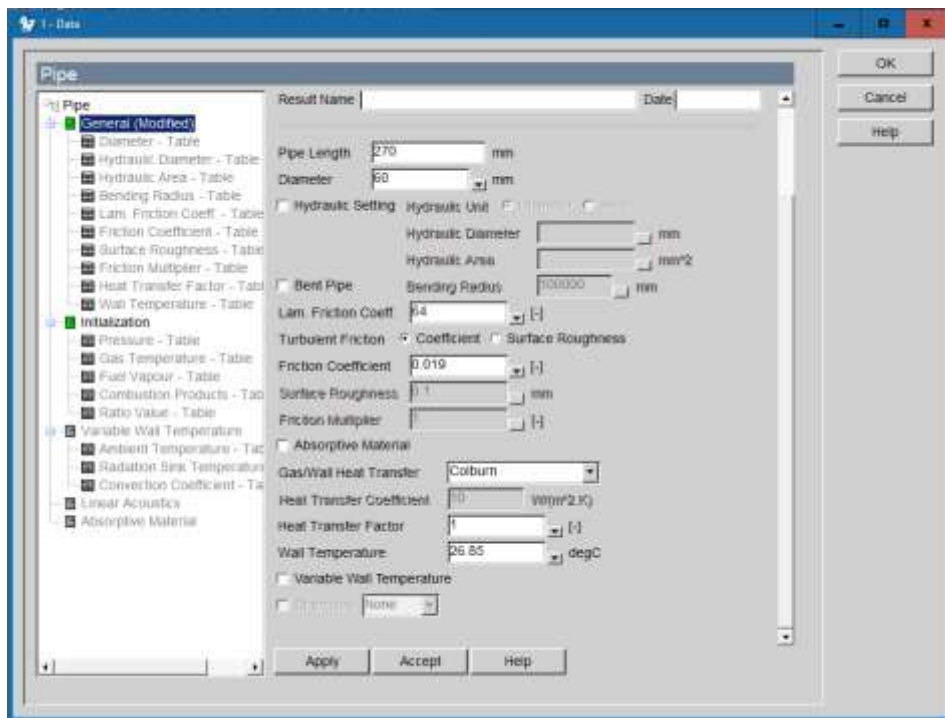
Όπου  $\alpha_{gw}$ : συντελεστής θερμικής μεταφοράς μεταξύ αερίου και τοιχώματος.

$d_{hyd}$ : υδραυλική διάμετρος.

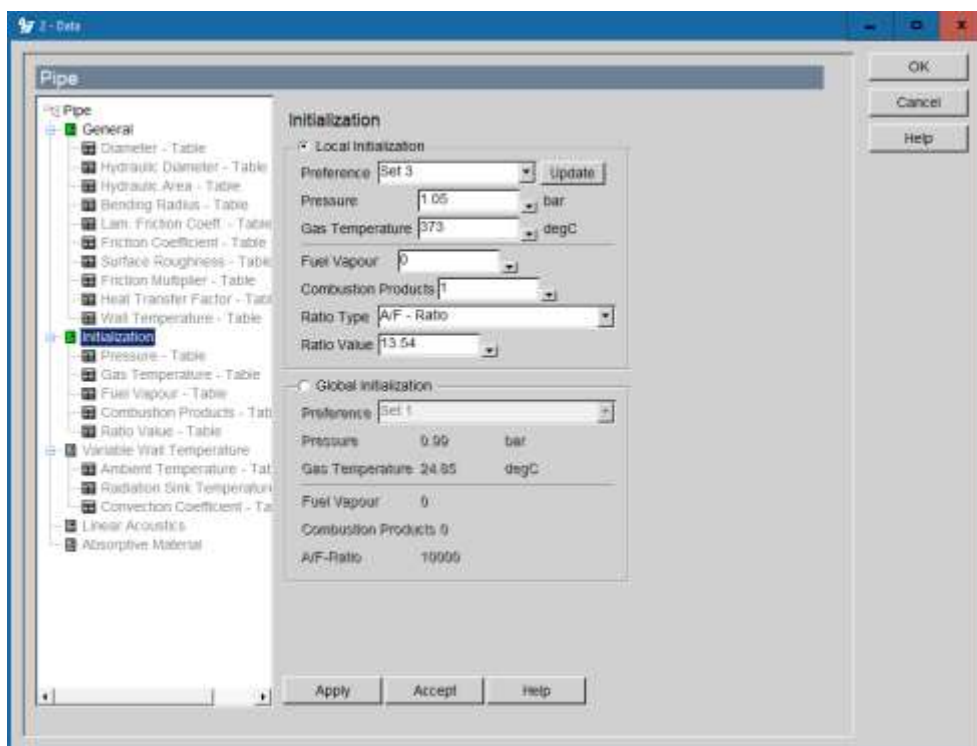
$\lambda_g$ : θερμική αγωγιμότητα αερίου.



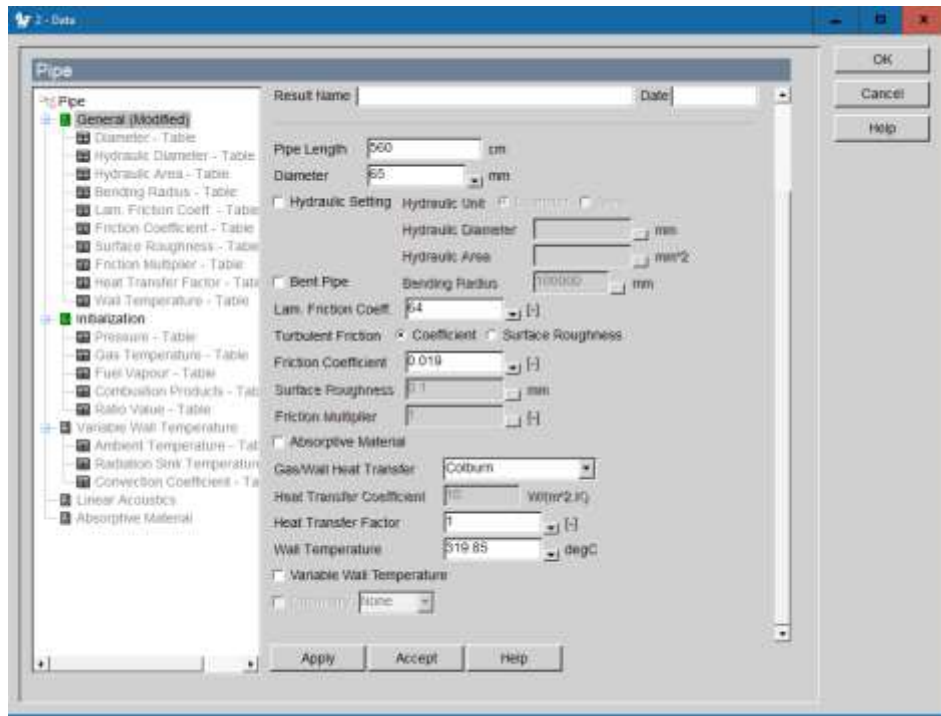
Εικόνα 31: Αγωγός εισαγωγής - Αρχικοποίηση.



Εικόνα 32: Αγωγός εισαγωγής - Γενικές ρυθμίσεις.

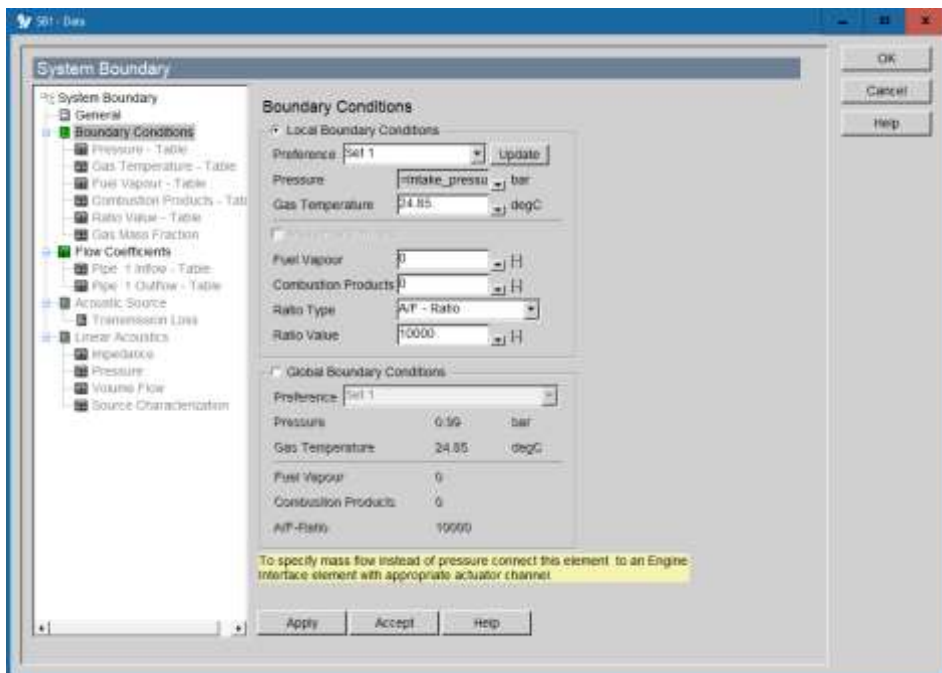


Εικόνα 33: Αγωγός εξαγωγής - Αρχικοποίηση.

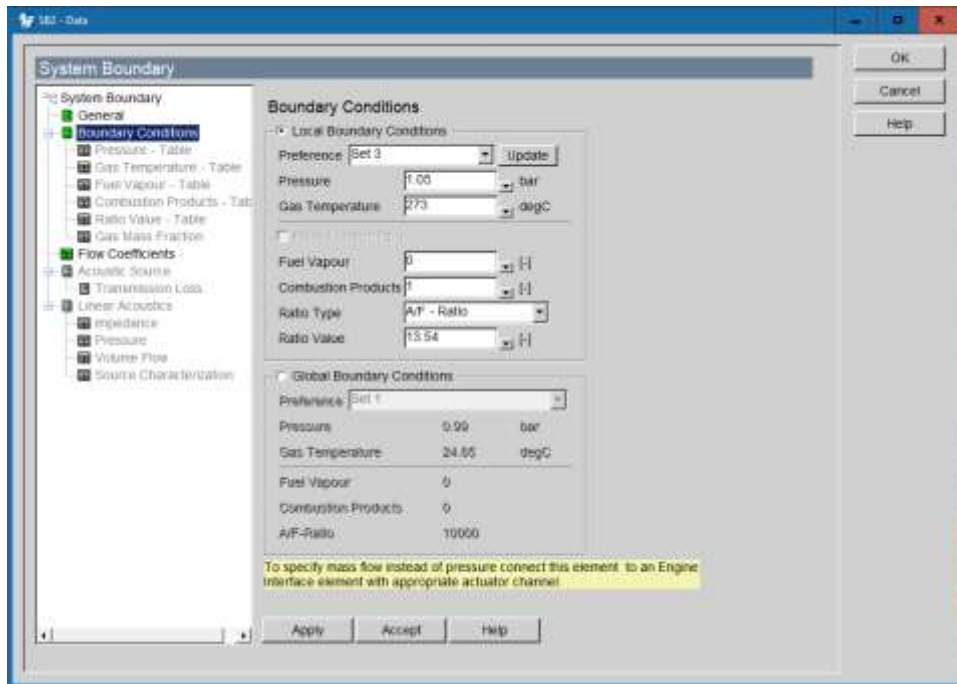


Εικόνα 34: Αγωγός εξαγωγής - Γενικές ρυθμίσεις.

Προχωράμε στις οριακές συνθήκες του συστήματος, με τα System Boundaries 1 (Εικόνα 35) και 2 (Εικόνα 36). Εδώ μας δίνεται η δυνατότητα να ορίσουμε τις αρχικές συνθήκες του περιβάλλοντος όπως πίεση εισαγωγής/εξαγωγής, θερμοκρασία, παρουσία προϊόντων καύσης.



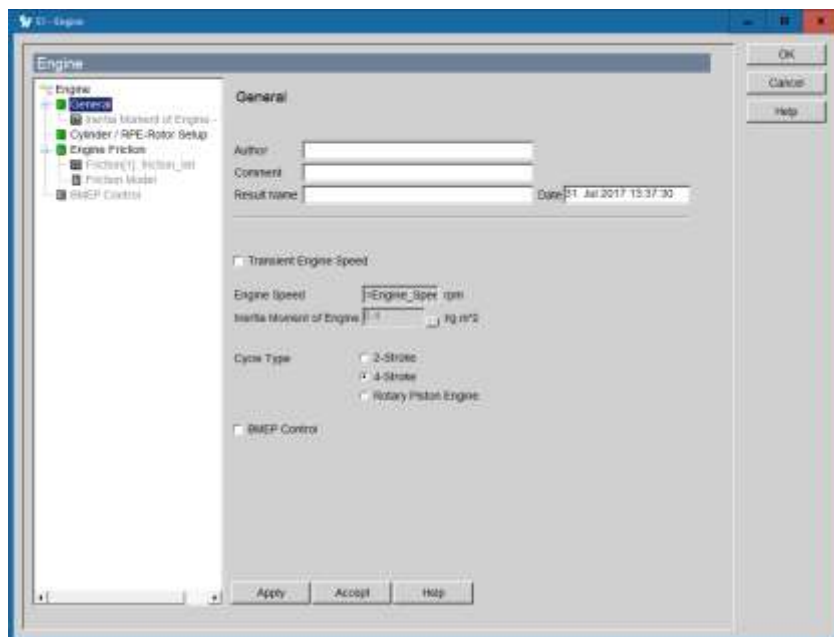
Εικόνα 35: Όριο συστήματος 1.



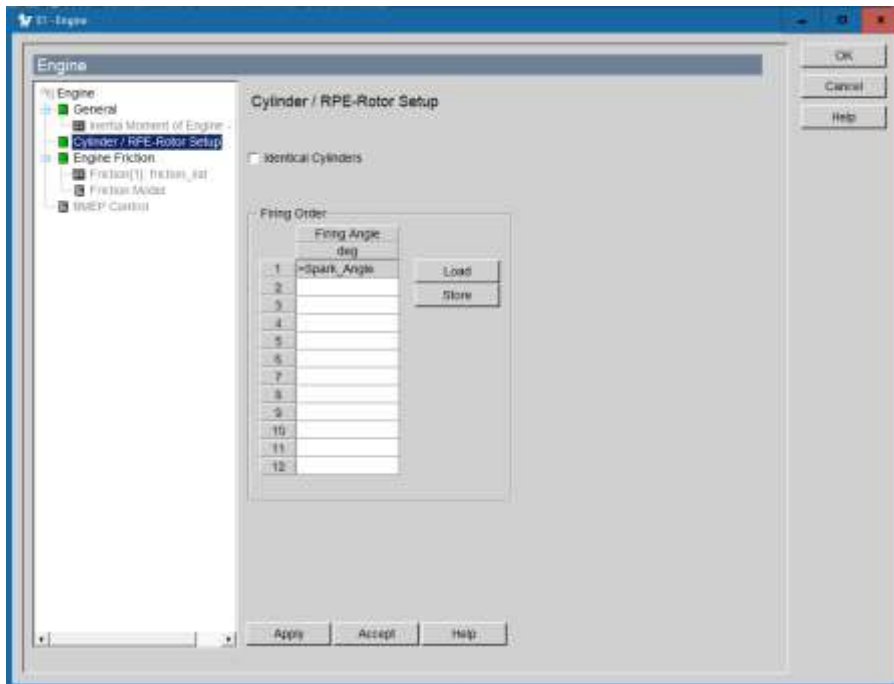
Εικόνα 36: Όριο συστήματος 2.

### 4.3 Χαρακτηριστικά μηχανής

Το εξάρτημα μηχανή 1 (Engine 1, E1) χρησιμοποιείται ως μια προσομοιωτική βοήθεια και λειτουργεί κατά κάποιον τρόπο ως 'εγκέφαλος' ή ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου (Engine Control Unit – ECU). Μας επιτρέπει να τρέξουμε το πρόγραμμα σε διαφορετικά σημεία λειτουργίας (Εικόνα 37), καθώς και να ορίσουμε την χαρτογράφηση αυτής, μέσω του χρονισμού της έναυσης (Εικόνα 38).



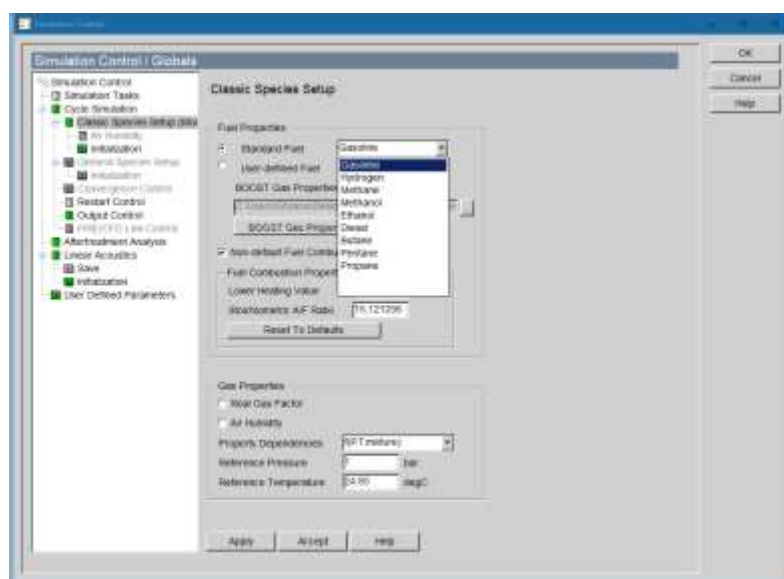
Εικόνα 37: Χαρακτηριστικά μηχανής - Γενικά.



Εικόνα 38: Χαρακτηριστικά μηχανής και κυλίνδρου.

#### 4.4 Προσομοίωση καυσίμων

Όσον αφορά στην προσομοίωση των καυσίμων, η σουίτα Boost διαθέτει το πακέτο Boost Gas Properties. Σε αυτό, μπορεί ο χρήστης να χρησιμοποιήσει προκαθορισμένα καύσιμα για την λειτουργία της προσομοίωσης, όπως συμβατική βενζίνη, αιθανόλη κ.α. (Εικόνα 39). Επιπρόσθετα δίνει τη δυνατότητα να δημιουργήσουμε ένα μίγμα διαφορετικών καυσίμων, τα οποία τείνουν να προσεγγίσουν τα πραγματικά χαρακτηριστικά και ιδιότητες πραγματικών μιγμάτων καυσίμων.



Εικόνα 39: Επιλογή καυσίμων.



Χρησιμοποιώντας το πακέτο αυτό, δημιουργήσαμε τα μίγματα μεθανόλης 10% (Εικόνα 40), μεθανόλης 20% (Εικόνα 41) και E85 (Εικόνα 42). Για τα μίγματα μεθανόλης 10% και μεθανόλης 20%, χρησιμοποιήσαμε 10% και 20% μεθανόλη αντίστοιχα, συμπληρώνοντας το υπόλοιπο μίγμα με καθαρό οκτάνιο, διότι στις αρχικές μετρήσεις του κινητήρα είχε χρησιμοποιηθεί καθαρό οκτάνιο οπότε θεωρήσαμε σωστό να χρησιμοποιήσουμε αυτά τα μίγματα. Για το E85, η σύνθεση αποτελείται από 85% αιθανόλη και 15% συμβατική βενζίνη.

	Fuel Label	Fraction Ratio (-)	Liquid Density (kg / m <sup>3</sup> )
1	C8H18	0.9	0
2	METHANOL	0.1	0

**Εικόνα 40:** Σύνθεση μεθανόλης 10%.

	Fuel Label	Fraction Ratio (-)	Liquid Density (kg / m <sup>3</sup> )
1	C8H18	0.8	0
2	METHANOL	0.2	0

**Εικόνα 41:** Σύνθεση μεθανόλης 20%.

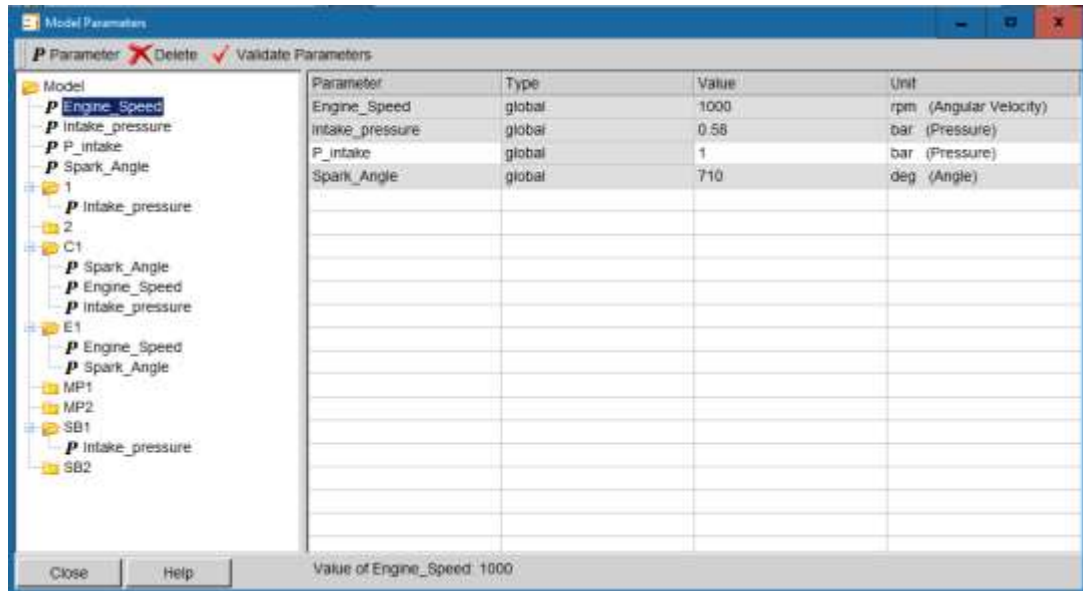
	Fuel Label	Fraction Ratio (-)	Liquid Density (kg / m <sup>3</sup> )
1	ETHANOL	0.85	789
2	GASOLINE	0.15	725

**Εικόνα 42:** Σύνθεση E85.

Σχετικά με τα βιοκαύσιμα που χρησιμοποιήθηκαν (βιοβενζίνη, βιοβουτανόλη), χρησιμοποιήθηκαν προσεγγιστικά τα αντίστοιχα παράγωγα πετρελαίου (βενζίνη, βουτανόλη), διότι η έκδοση του πακέτου Boost που είχαμε διαθέσιμη δεν προσφέρει προεπιλογή των συγκεκριμένων βιοκαυσίμων στο σύστημα Boost Gas Properties Tool. Η διαδικασία αυτή αποφέρει κάποιο σφάλμα στην προσομοίωση, επειδή η χημική σύσταση αυτών των συγκεκριμένων βιοκαυσίμων είναι ελαφρώς διαφορετική των αντίστοιχων παραγώγων πετρελαίου, το οποίο εκτιμούμε ότι είναι μικρού μεγέθους. Αυτό το ζήτημα δεν επηρεάζει την προσομοίωση για τα υπόλοιπα καύσιμα, καθώς η αιθανόλη και η μεθανόλη έχουν τον ίδιο χημικό τύπο ανεξαρτήτου τρόπου παρασκευής.

## 4.5 Μεταβλητές και σημεία λειτουργίας

Για την επιτυχή μοντελοποίηση της μηχανής, χρησιμοποιήσαμε τις παρακάτω μεταβλητές (Εικόνα 43) στη λειτουργία της, οι οποίες δόθηκαν σαν αρχικές συνθήκες στο κάθε σημείο λειτουργίας.



Εικόνα 43: Μεταβλητές.

Κατάσταση	Engine_Speed	Intake_pressure	Spark_Angle
	rpm	bar	deg
1	1000	0.4	12
2	1000	0.8	11
3	1500	0.4	9
4	1500	0.8	8
5	2000	0.4	7
6	2000	0.8	6
7	2500	0.4	6
8	2500	0.8	5
9	3000	0.4	4
10	3000	0.8	3

Εικόνα 44: Σημεία λειτουργίας προσομοίωσης.

Τα σημεία λειτουργίας της εικόνας 44 (καταστάσεις – cases) αντιστοιχούν σε λειτουργία 5 διαφορετικών ταχυτήτων κινητήρα (Engine Speeds) και στην κάθε ταχύτητα έχουμε δύο πιέσεις εισαγωγής, που αντιστοιχούν σε μερικώς ανοιχτή βαλβίδα εισαγωγής (χαμηλή πίεση μετά την ρυθμιστική βαλβίδα εισαγωγής αέρα) και σε πλήρως ανοιχτή (υψηλή πίεση μετά την ρυθμιστική βαλβίδα εισαγωγής αέρα) και είναι κοινά για όλα τα καύσιμα (Εικόνα 44). Η στήλη της έναυσης καύσης (Spark Angle) χρησιμοποιείται ως μεταβλητή αρχικοποίησης και μέσω δοκιμών προσδιορίζουμε την βέλτιστη τιμή για το κάθε καύσιμο. Οι τιμές της στήλης αυτής δεν παραμένουν σταθερές για όλα τα καύσιμα. Αυτές οι καταστάσεις λειτουργίας θα χρησιμοποιηθούν ως αναφορές στο επόμενο κεφάλαιο ανάλυσης των αποτελεσμάτων της προσομοίωσης.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5<sup>ο</sup>

---

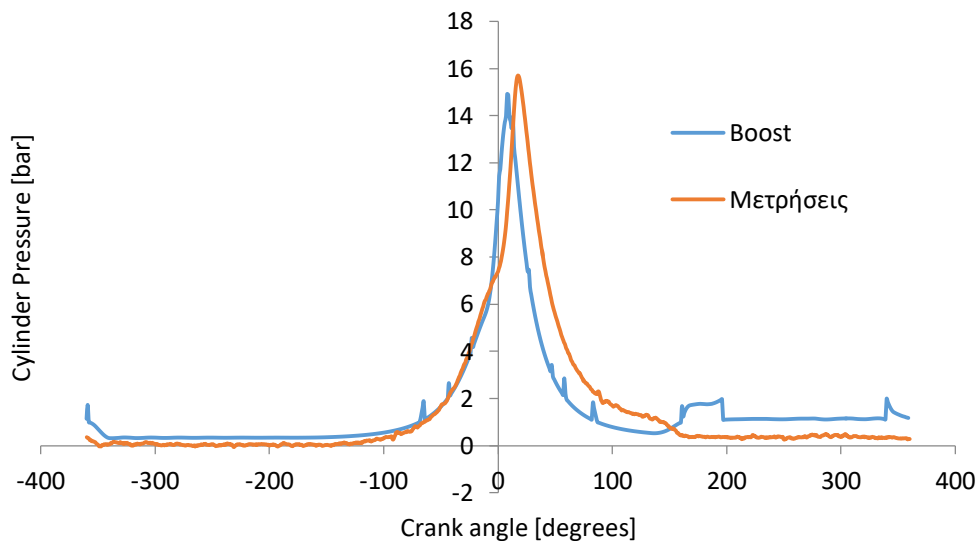
### *Ανάλυση αποτελεσμάτων*

---

## 5.1 Ανάλυση αποτελεσμάτων

Ξεκινώντας την παρουσίαση και ανάλυση των αποτελεσμάτων, είναι σημαντικό να δείξουμε ότι η μοντελοποίηση της μηχανής στο πακέτο Boost προσεγγίζει τα δεδομένα που μετρήθηκαν σε πραγματικό χρόνο στο εργαστήριο MEK. Όπως βλέπουμε στην εικόνα 45, το ίχνος πίεσης της προσομοίωσης Boost (με πορτοκαλί) ακολουθεί ικανοποιητικά το αντίστοιχο ίχνος πίεσης του οπτικού κινητήρα εσωτερικής καύσης.

Κύριο μέλημά μας με αυτή την εργασία είναι να βεβαιωθούμε πως οι πιέσεις που αναπτύσσονται εντός του κυλίνδρου με τα προς δοκιμή καύσιμα, δεν είναι αρκετές για να προκαλέσουν δομική ζημιά στα ευαίσθητα εξαρτήματα του κινητήρα, όπως η γυάλινη κεφαλή του πιστονιού.



**Εικόνα 45:** Σύγκριση ίχνων πίεσης σε ρυθμίσεις 1000rpm, πίεση εισαγωγής 0.4 bar, έγχυση GDI καθαρού οκτανίου.

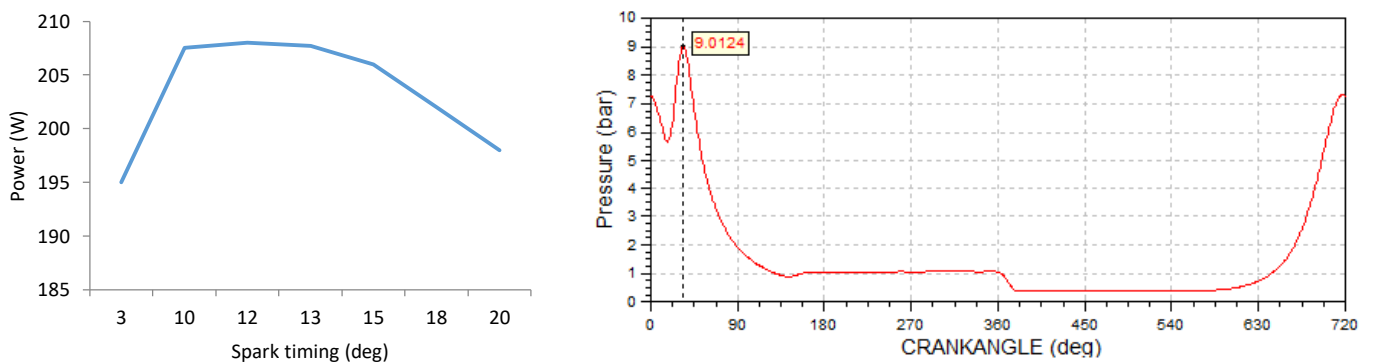
Σε περιπτώσεις που υπερβαίνουμε την μέγιστη ανεκτή ισχύ της γυάλινης κεφαλής, ο οπτικός κινητήρας έχει τη δυνατότητα να χρησιμοποιηθεί με μεταλλική κεφαλή, η οποία όμως δεν προσφέρεται για ταυτόχρονη χρήση με την κάμερα υψηλής ταχύτητας που τον συνοδεύει. Σε αυτή την περίπτωση, τα δεδομένα που μπορεί να εξάγει ο χρήστης είναι μόνο χρησιμοποιώντας τους ενσωματωμένους αισθητήρες.

Οι προσομοιώσεις έγιναν για 50 κύκλους καύσης ανά σημείο προσομοίωσης στο στάδιο αντιστοίχισης με πραγματικά δεδομένα (πολλοί κύκλοι μέχρι να επιτευχθεί αντιστοίχιση σε πραγματικές τιμές με το μοντέλο), και 15 κύκλους στις επόμενες προσομοιώσεις με διαφορετικά καύσιμα.

Αυτοί οι αριθμοί επιλέχθηκαν για να βεβαιωθούμε πως οι τιμές που μελετούμε έχουν σταθεροποιηθεί στο προσομοιωτικό μοντέλο. Το πακέτο Boost προσφέρει, μέσω το AVL Impress, δυνατότητα απεικόνισης σημαντικών χαρακτηριστικών όπως η αναπτυσσόμενη πίεση εντός του θαλάμου καύσης. Στη συνέχεια θα παρουσιάσουμε την βελτιστοποίηση χαρτογράφησης μαζί με την μέγιστη πίεση που αυτή εμφανίζει, για τα διαφορετικά καύσιμα και σημεία λειτουργίας της εικόνας 44.

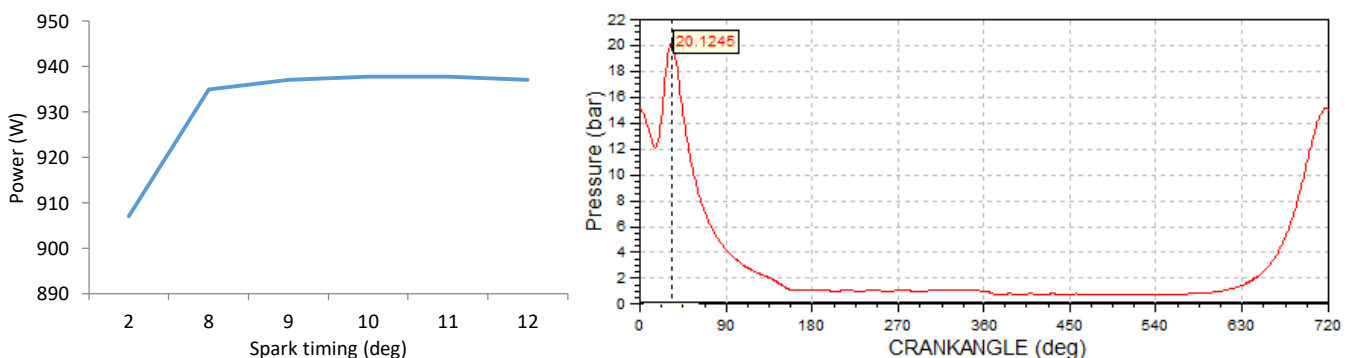
Στην προσπάθειά μας να επικυρώσουμε περαιτέρω το μοντέλο με περισσότερες πραγματικές μετρήσεις ώστε να αυξηθεί η ικανότητα πρόβλεψης, επιχειρήσαμε αντιστοίχιση των τιμών της IMEP που υπολογίζει αυτόματα το Boost με αυτές που υπολογίστηκαν από τις πραγματικές μετρήσεις [20]. Η διαδικασία αυτή αποδείχθηκε ιδιαίτερα δύσκολη, και επέφερε απόκλιση της τάξης του 30% κατά μέσο όρο στην τιμή που υπολογίζει το πακέτο Boost.

### 5.1.1 Αιθανόλη



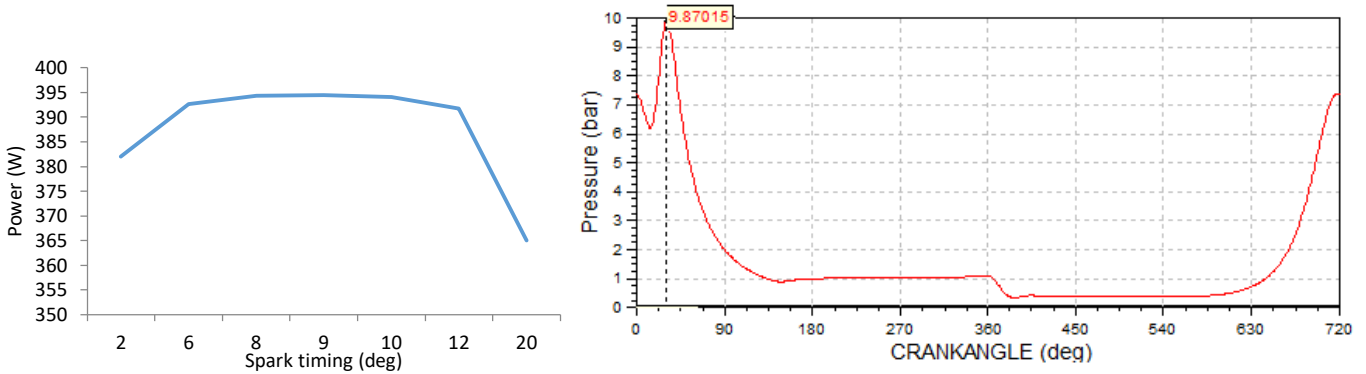
Εικόνα 46: Προσομοίωση με αιθανόλη για την κατάσταση 1.

Στην κατάσταση 1 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 208 \text{ W}$  για έναυση  $S = 12$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 9 \text{ bar}$  (Εικόνα 46).



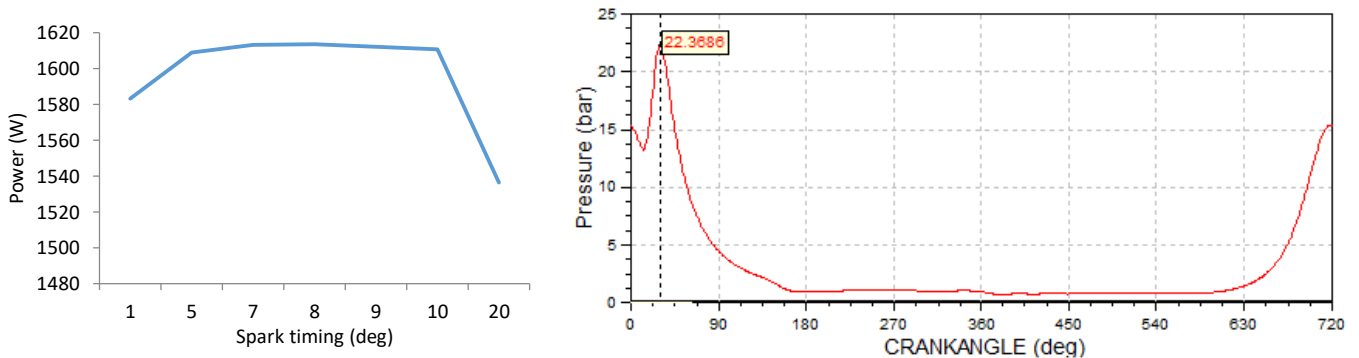
**Εικόνα 47:** Προσομοίωση με αισθάνοη για την κατάσταση 2.

Στην κατάσταση 2 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 937.8 \text{ W}$  για έναυση  $S = 11$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 20.13 \text{ bar}$  (Εικόνα 47).



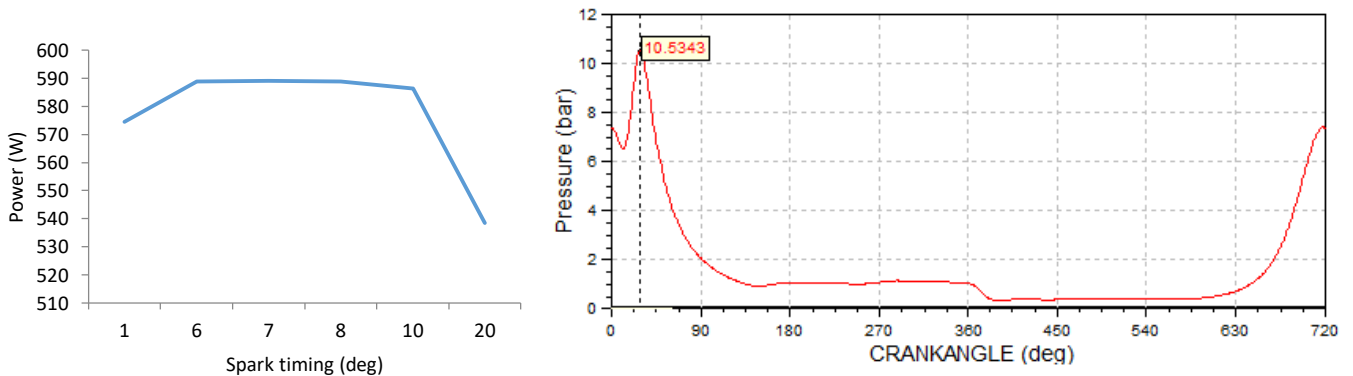
**Εικόνα 48:** Προσομοίωση με αισθάνοη για την κατάσταση 3.

Στην κατάσταση 3 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 394.5 \text{ W}$  για έναυση  $S = 9$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 9.87 \text{ bar}$  (Εικόνα 48).



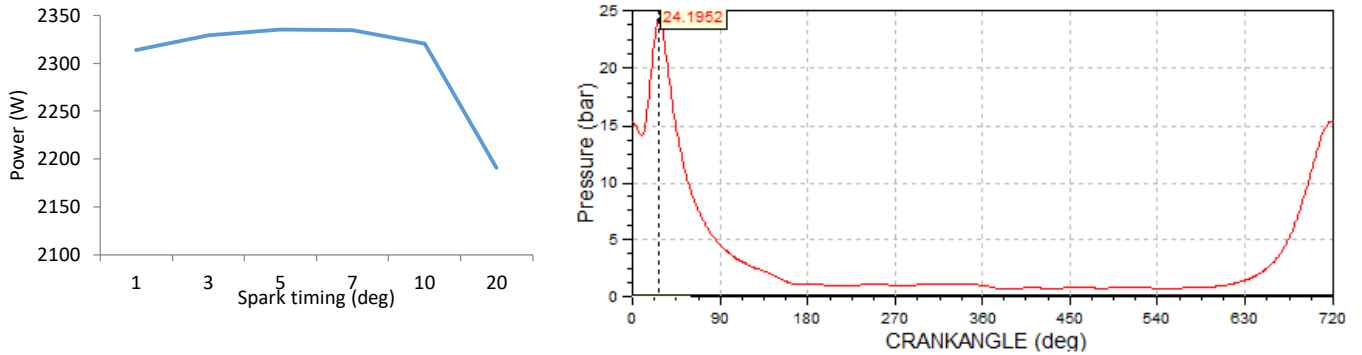
**Εικόνα 49:** Προσομοίωση με αισθάνοη για την κατάσταση 4.

Στην κατάσταση 4 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1613.4 \text{ W}$  για έναυση  $S = 8$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 22.37 \text{ bar}$  (Εικόνα 49).



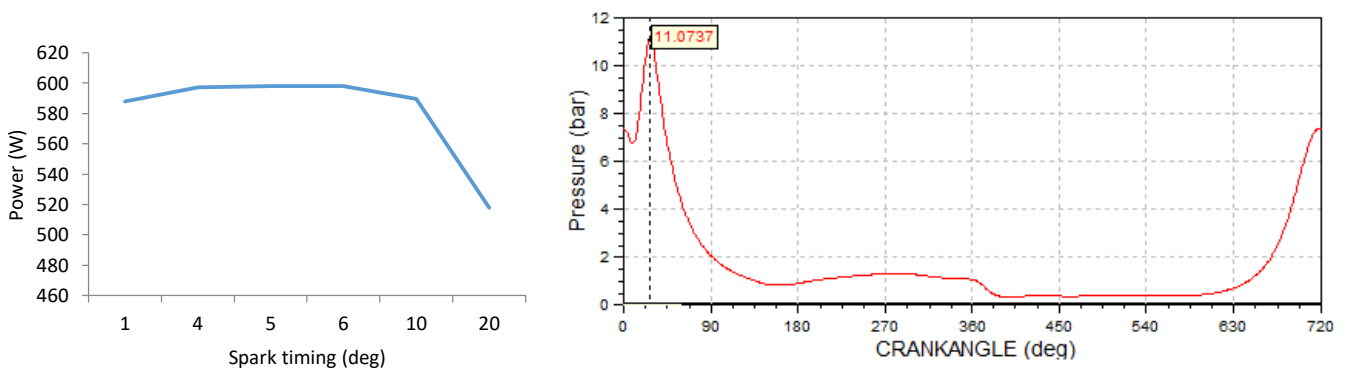
**Εικόνα 50:** Προσομοίωση με αισανόλη για την κατάσταση 5.

Στην κατάσταση 5 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 589.2 \text{ W}$  για έναυση  $S = 7$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 10.53 \text{ bar}$  (Εικόνα 50).



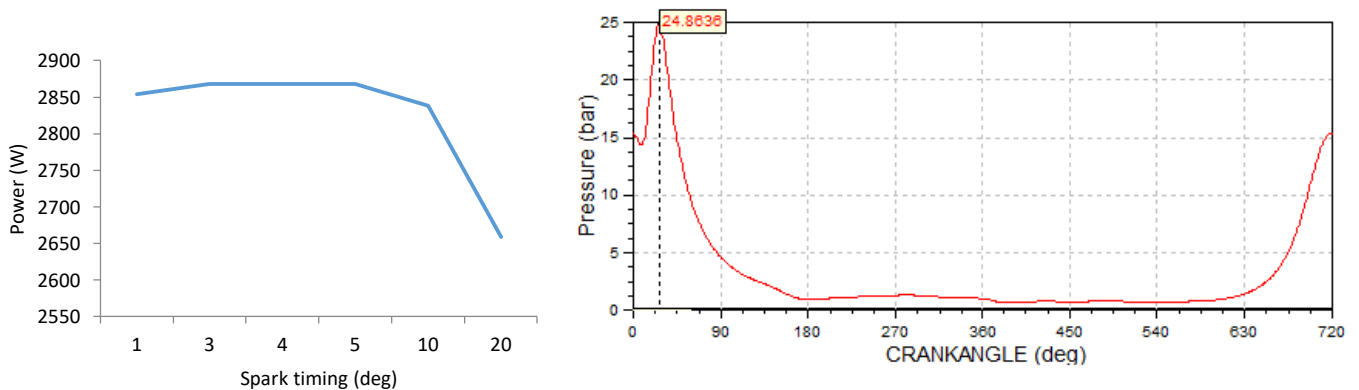
**Εικόνα 51:** Προσομοίωση με αισανόλη για την κατάσταση 6.

Στην κατάσταση 6 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 2335 \text{ W}$  για έναυση  $S = 5$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 24.2 \text{ bar}$  (Εικόνα 51).



**Εικόνα 52:** Προσομοίωση με αισανόλη για την κατάσταση 7.

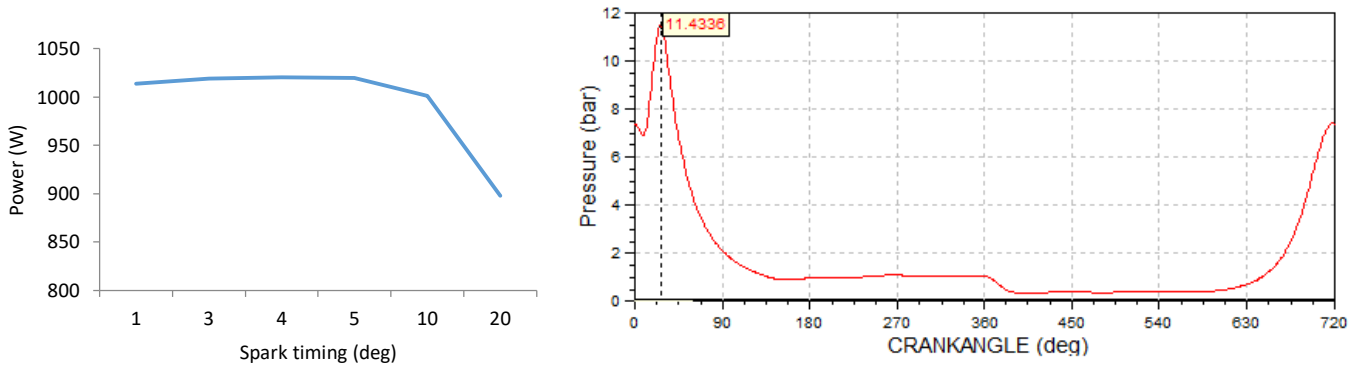
Στην κατάσταση 7 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 598.1 \text{ W}$  για έναυση  $S = 5$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 11.07 \text{ bar}$  (Εικόνα 52).





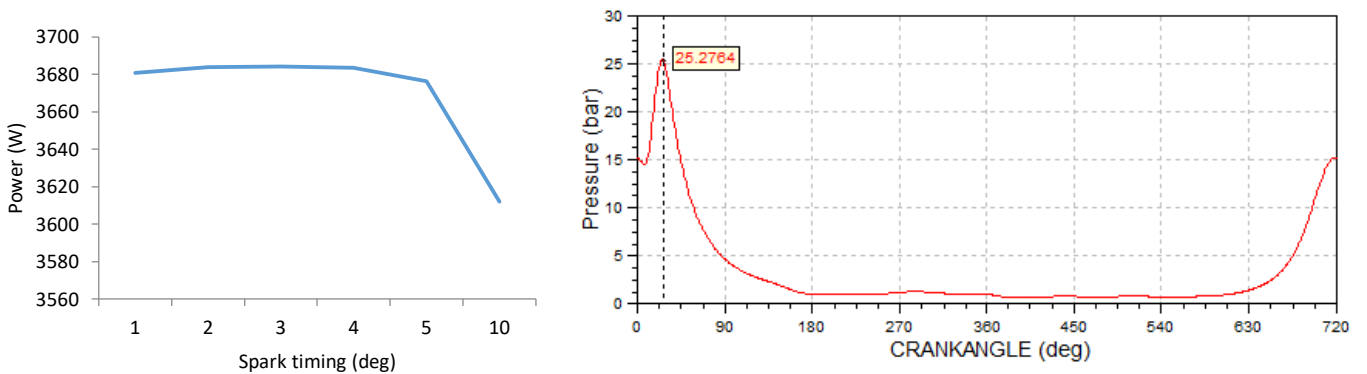
**Εικόνα 53:** Προσομοίωση με αισθάνοη για την κατάσταση 8.

Στην κατάσταση 8 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 2868.1 \text{ W}$  για έναυση  $S = 4$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 24.86 \text{ bar}$  (Εικόνα 53).



**Εικόνα 54:** Προσομοίωση με αισθάνοη για την κατάσταση 9.

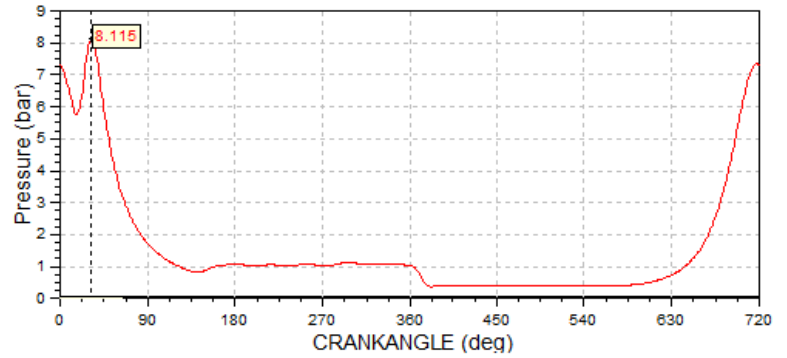
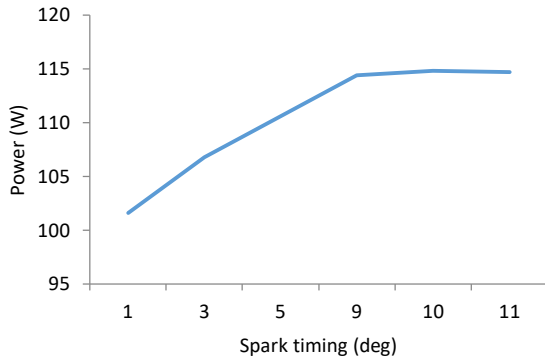
Στην κατάσταση 9 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1020.2 \text{ W}$  για έναυση  $S = 4$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 11.43 \text{ bar}$  (Εικόνα 54).



**Εικόνα 55:** Προσομοίωση με αισθάνοη για την κατάσταση 10.

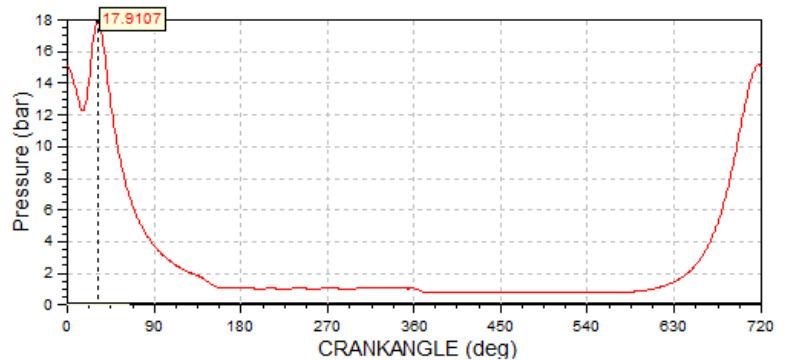
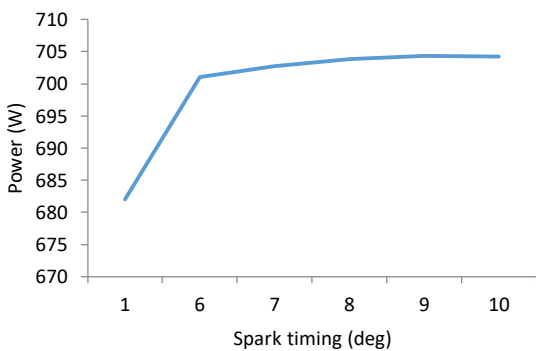
Στην κατάσταση 10 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 3682.4 \text{ W}$  για έναυση  $S = 3$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 25.28 \text{ bar}$  (Εικόνα 55).

### 5.1.1 Μεθανόλη



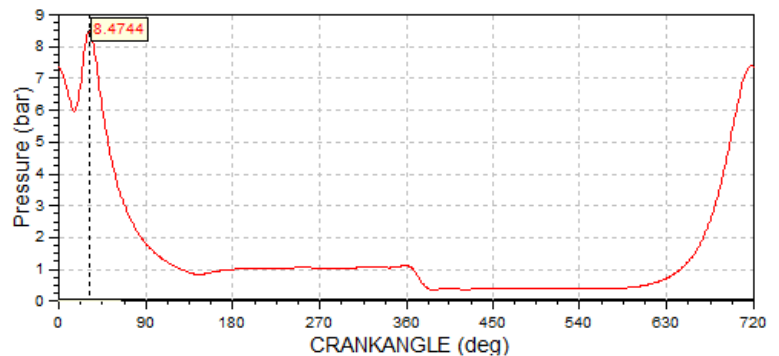
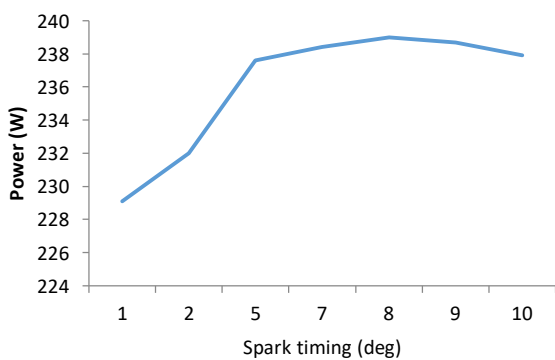
Εικόνα 56: Προσομοίωση με μεθανόλη για την κατάσταση 1.

Στην κατάσταση 1 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 114.8 \text{ W}$  για έναυση  $S = 10$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 8.11 \text{ bar}$  (Εικόνα 56).



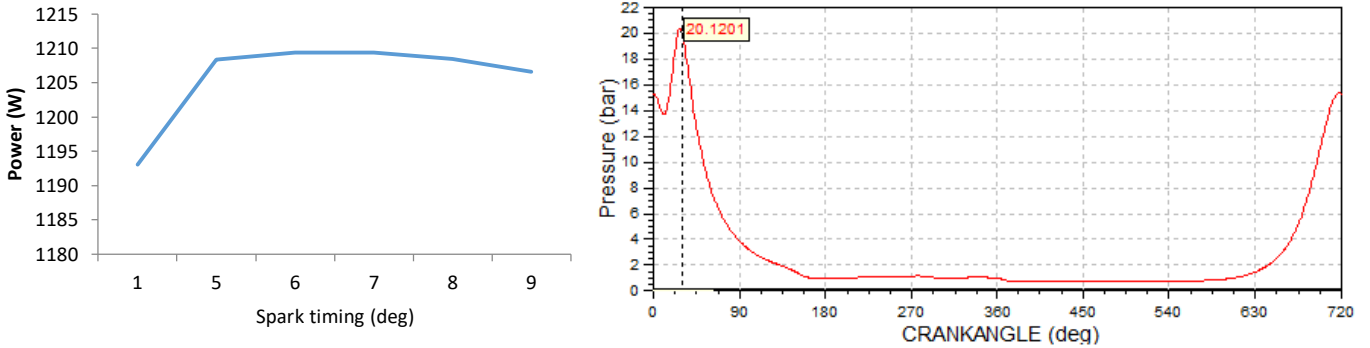
Εικόνα 57: Προσομοίωση με μεθανόλη για την κατάσταση 2.

Στην κατάσταση 2 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 239 \text{ W}$  για έναυση  $S = 8$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 17.91 \text{ bar}$  (Εικόνα 57).



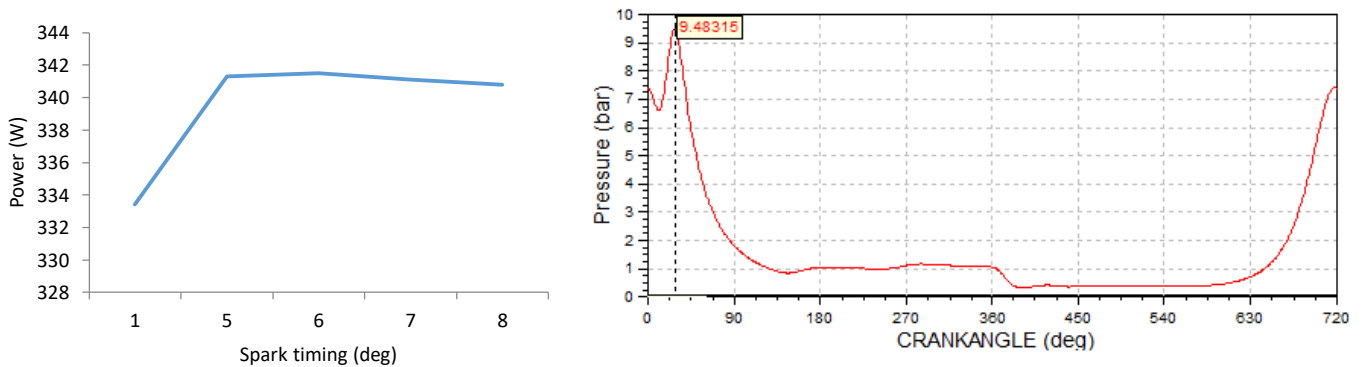
**Εικόνα 58:** Προσομοίωση με μεθανόλη για την κατάσταση 3.

Στην κατάσταση 3 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 341.5 \text{ W}$  για έναυση  $S = 6$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 8.47 \text{ bar}$  (Εικόνα 58).



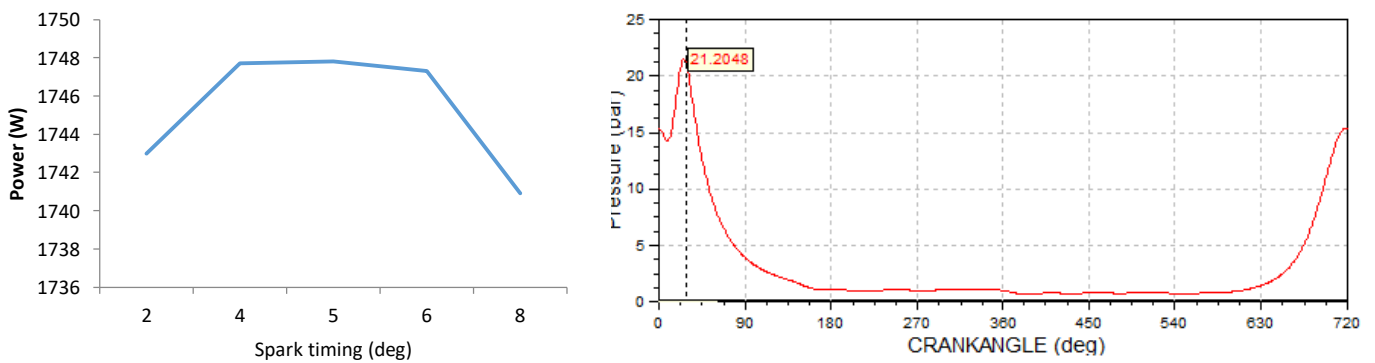
**Εικόνα 59:** Προσομοίωση με μεθανόλη για την κατάσταση 4.

Στην κατάσταση 4 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1209.4 \text{ W}$  για έναυση  $S = 7$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 20.12 \text{ bar}$  (Εικόνα 59).



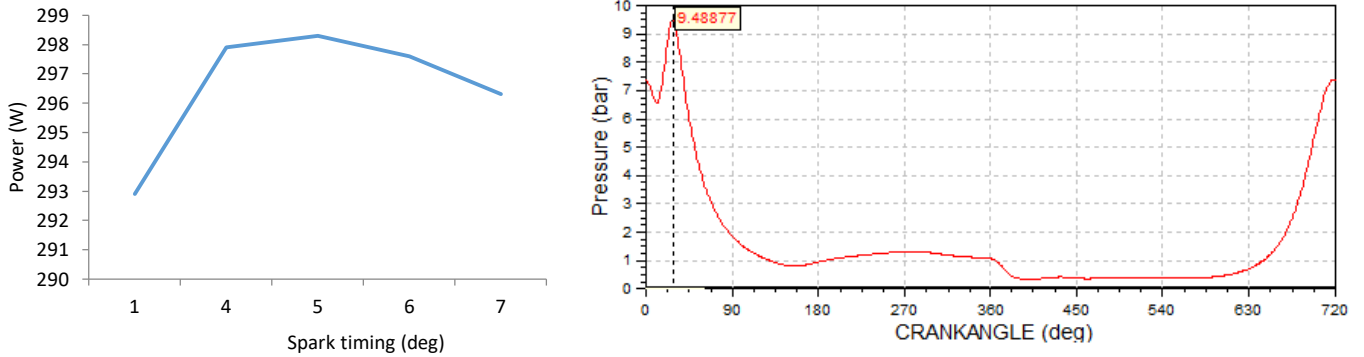
**Εικόνα 60:** Προσομοίωση με μεθανόλη για την κατάσταση 5.

Στην κατάσταση 5 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 341.5 \text{ W}$  για έναυση  $S = 6$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 9.48 \text{ bar}$  (Εικόνα 60).



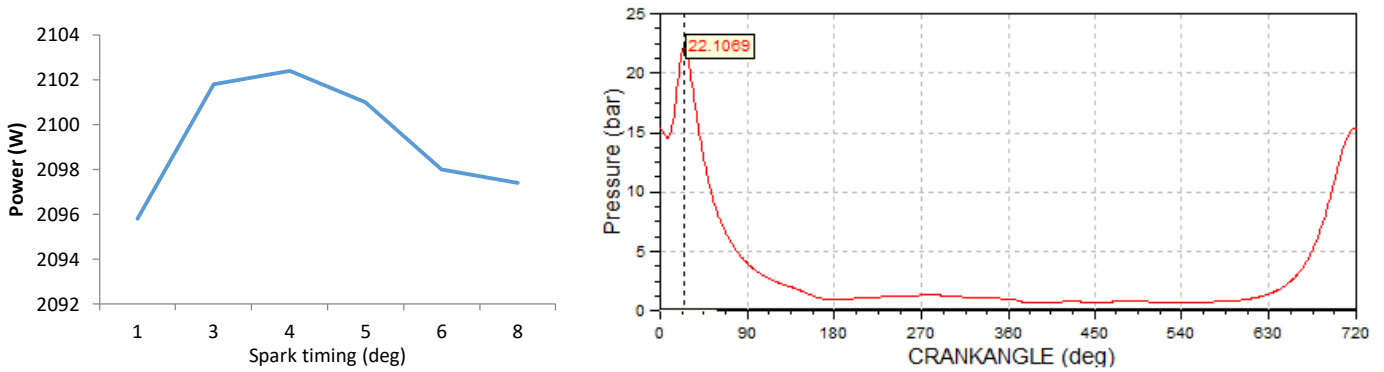
**Εικόνα 61:** Προσομοίωση με μεθανόλη για την κατάσταση 6.

μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{max} = 21.2$  bar (Εικόνα 61).



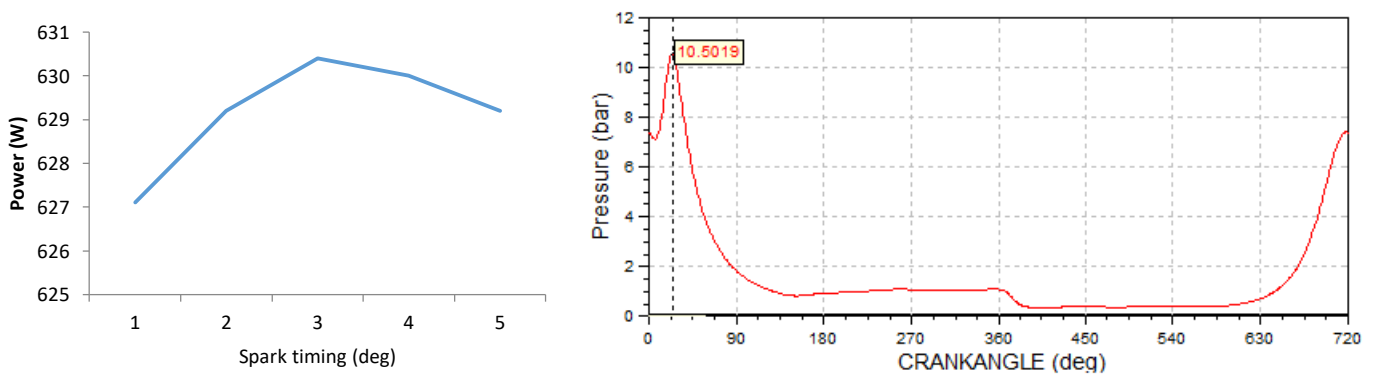
**Εικόνα 62:** Προσομοίωση με μεθανόλη για την κατάσταση 7.

Στην κατάσταση 7 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 298.3$  W για έναυση  $S = 5$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{max} = 9.49$  bar (Εικόνα 62).



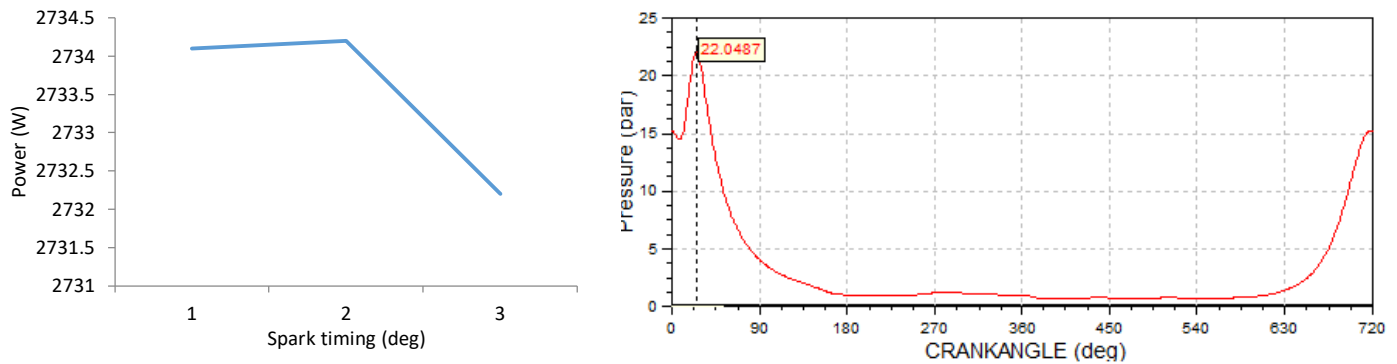
**Εικόνα 63:** Προσομοίωση με μεθανόλη για την κατάσταση 8.

Στην κατάσταση 8 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 2102.4$  W για έναυση  $S = 4$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{max} = 22.1$  bar (Εικόνα 63).



**Εικόνα 64:** Προσομοίωση με μεθανόλη για την κατάσταση 9.

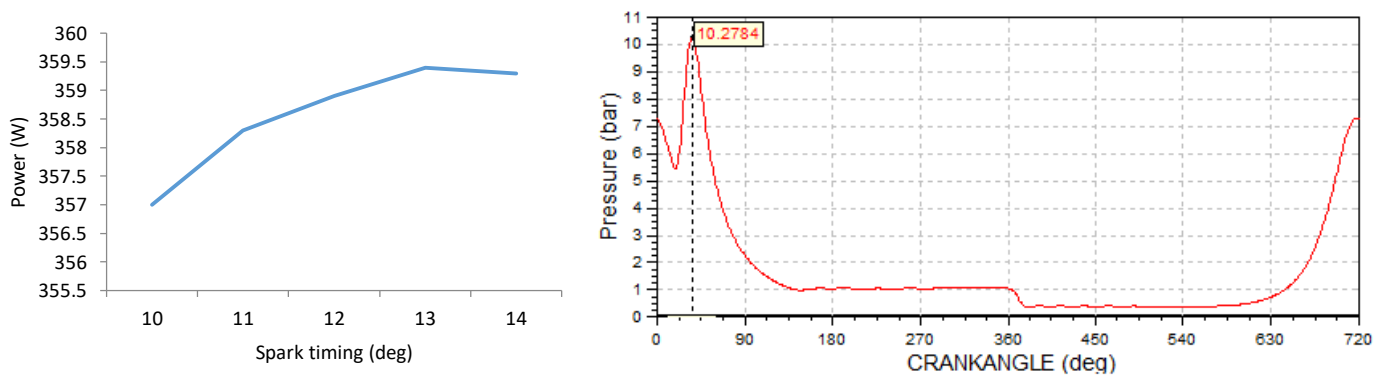
Στην κατάσταση 9 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 630.4 \text{ W}$  για έναυση  $S = 3$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 10.5 \text{ bar}$  (Εικόνα 64).



**Εικόνα 65:** Προσομοίωση με μεθανόλη για την κατάσταση 10.

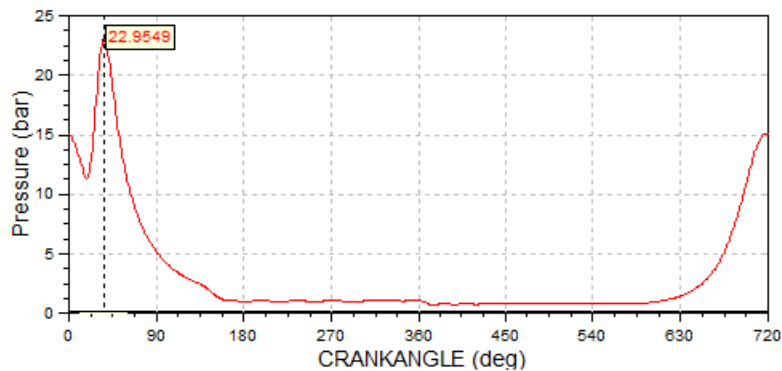
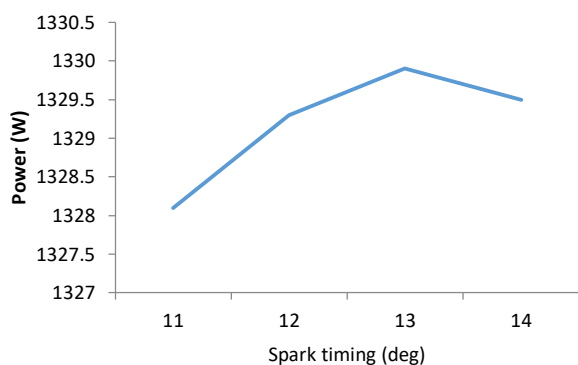
Στην κατάσταση 10 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 2734.2 \text{ W}$  για έναυση  $S = 2$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 22.05 \text{ bar}$  (Εικόνα 65).

### 5.1.2 Μεθανόλη 10%



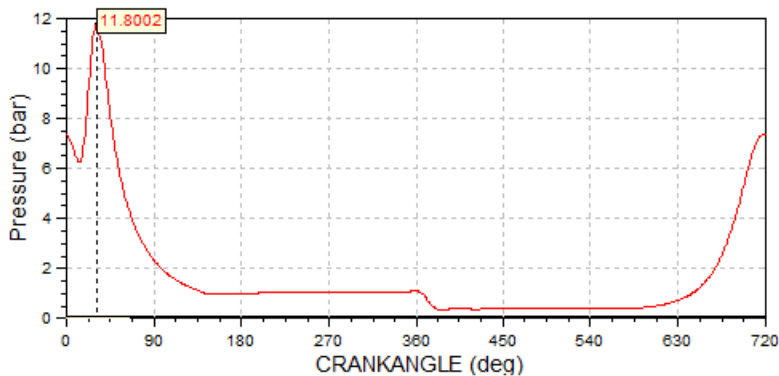
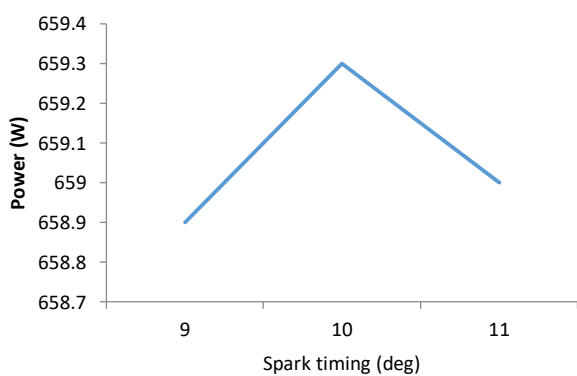
**Εικόνα 66:** Προσομοίωση με μεθανόλη 10% για την κατάσταση 1.

Στην κατάσταση 1 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 359.4 \text{ W}$  για έναυση  $S = 13$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 10.28 \text{ bar}$  (Εικόνα 66).



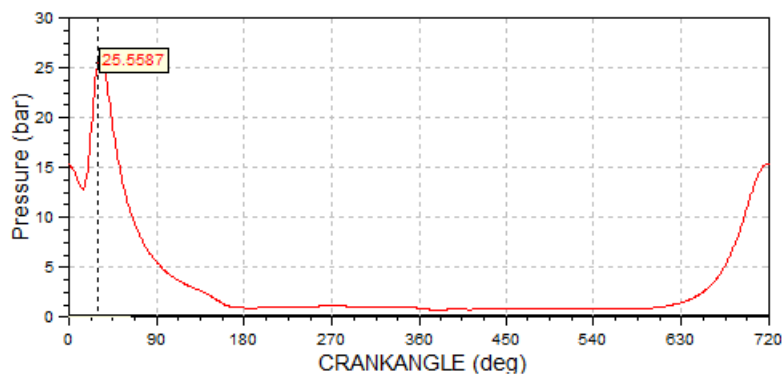
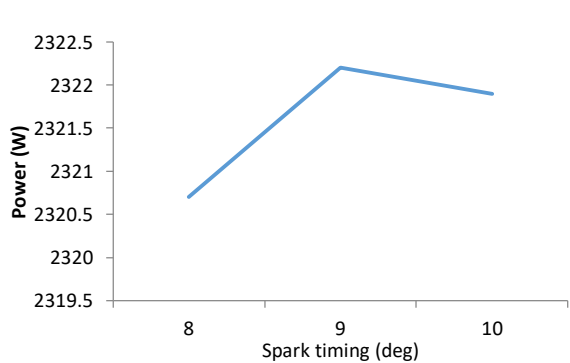
**Εικόνα 67:** Προσομοίωση με μεθανόλη 10% για την κατάσταση 2.

Στην κατάσταση 2 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1329.9 \text{ W}$  για έναυση  $S = 13$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 22.95 \text{ bar}$  (Εικόνα 67).



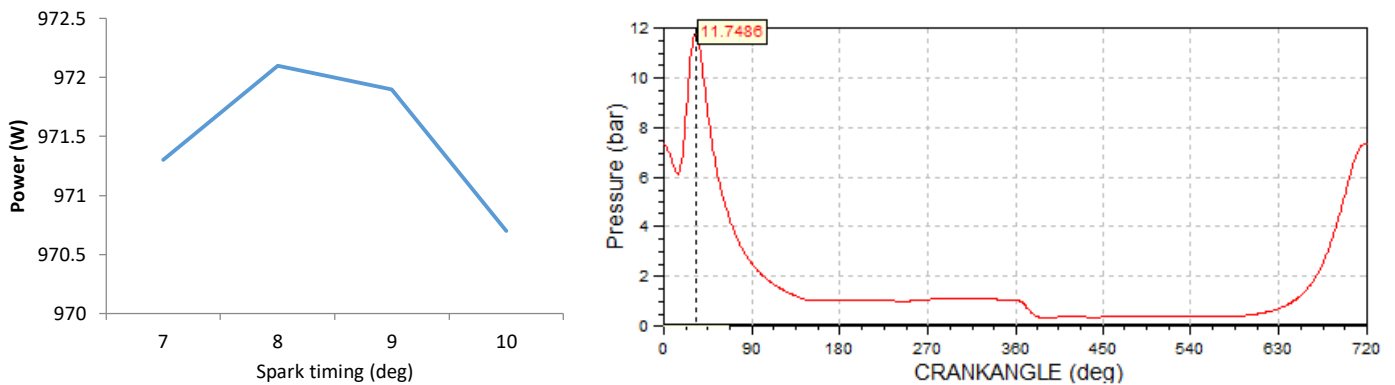
**Εικόνα 68:** Προσομοίωση με μεθανόλη 10% για την κατάσταση 3.

Στην κατάσταση 3 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 659.3 \text{ W}$  για έναυση  $S = 10$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 11.8 \text{ bar}$  (Εικόνα 68).



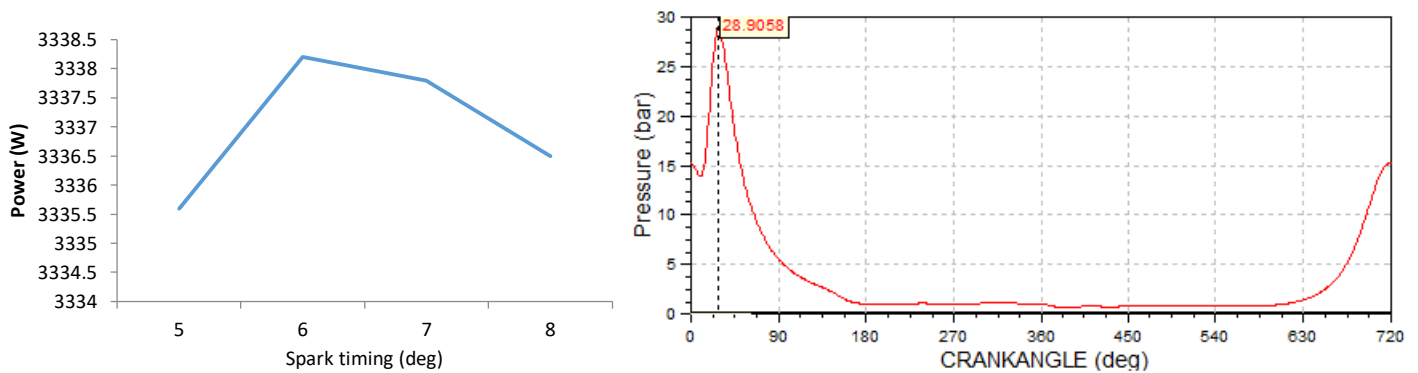
**Εικόνα 69:** Προσομοίωση με μεθανόλη 10% για την κατάσταση 4.

Στην κατάσταση 4 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 2322.2 \text{ W}$  για έναυση  $S = 9$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 25.55 \text{ bar}$  (Εικόνα 69).



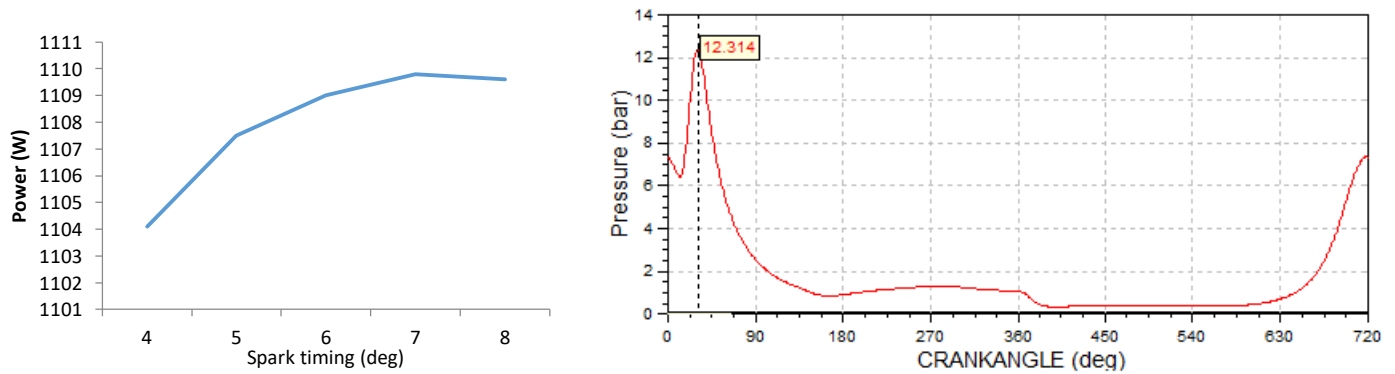
**Εικόνα 70:** Προσομοίωση με μεθανόλη 10% για την κατάσταση 5.

Στην κατάσταση 5 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 3338.2 \text{ W}$  για έναυση  $S = 8$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 28.91 \text{ bar}$  (Εικόνα 70).



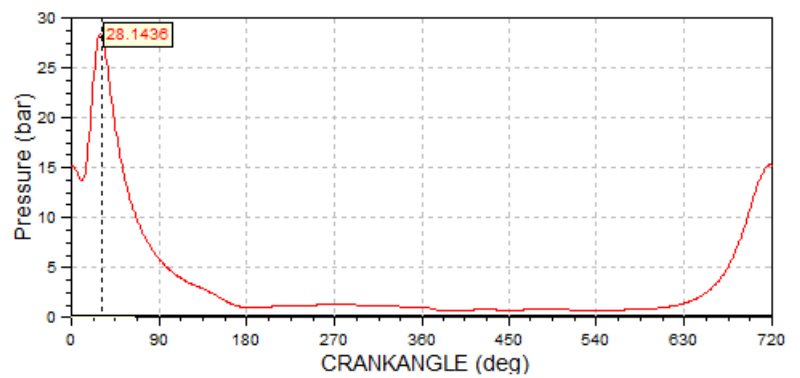
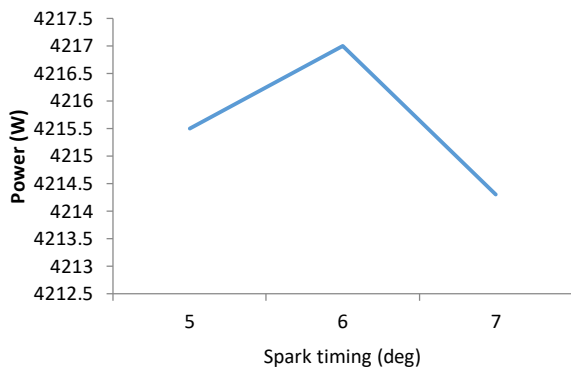
**Εικόνα 71:** Προσομοίωση με μεθανόλη 10% για την κατάσταση 6.

Στην κατάσταση 6 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1109.5 \text{ W}$  για έναυση  $S = 6$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 12.31 \text{ bar}$  (Εικόνα 71).



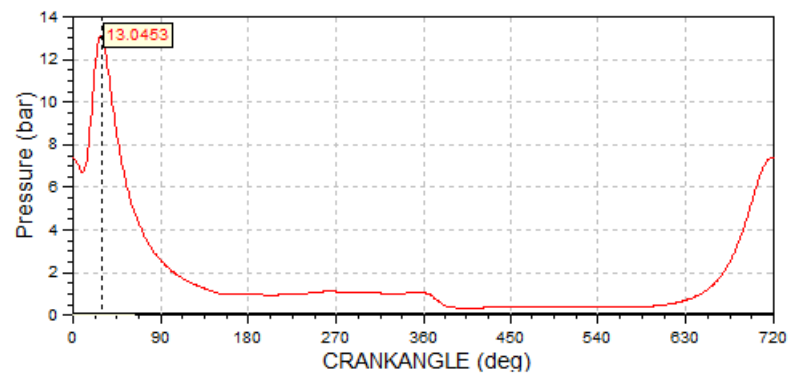
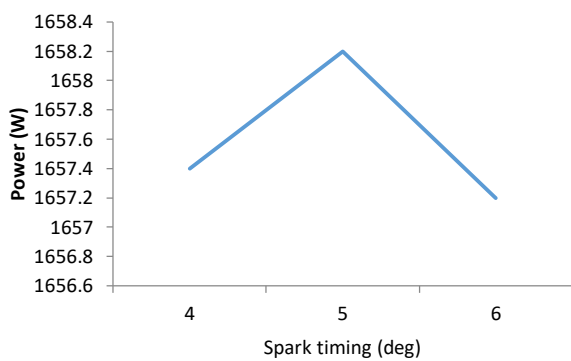
**Εικόνα 72:** Προσομοίωση με μεθανόλη 10% για την κατάσταση 7.

Στην κατάσταση 7 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1109.8 \text{ W}$  για έναυση  $S = 7$  μίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 12.31 \text{ bar}$  (Εικόνα 72).



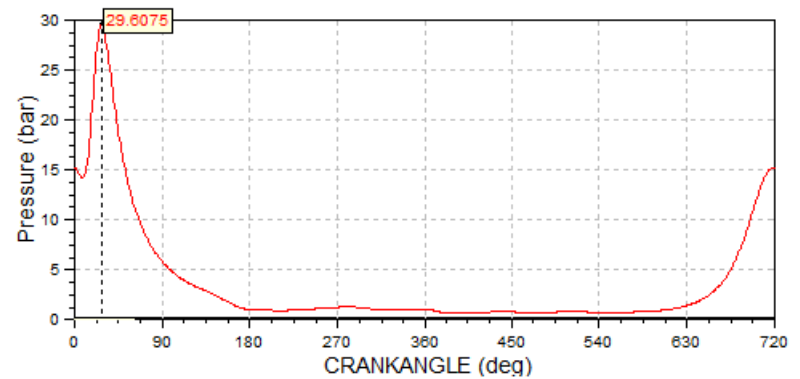
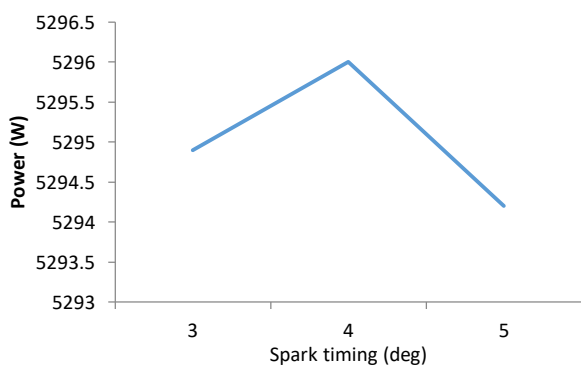
**Εικόνα 73:** Προσομοίωση με μεθανόλη 10% για την κατάσταση 8.

Στην κατάσταση 8 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 4217 \text{ W}$  για έναυση  $S = 6$  μίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 28.14 \text{ bar}$  (Εικόνα 73).



**Εικόνα 74:** Προσομοίωση με μεθανόλη 10% για την κατάσταση 9.

Στην κατάσταση 9 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1658.2 \text{ W}$  για έναυση  $S = 5$  μίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 13.05 \text{ bar}$  (Εικόνα 74).

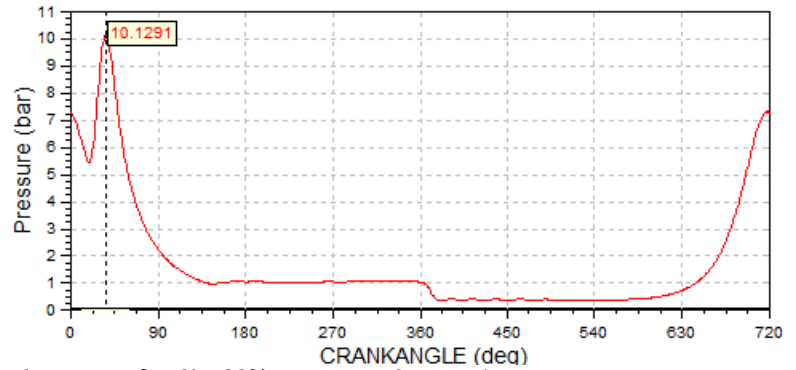
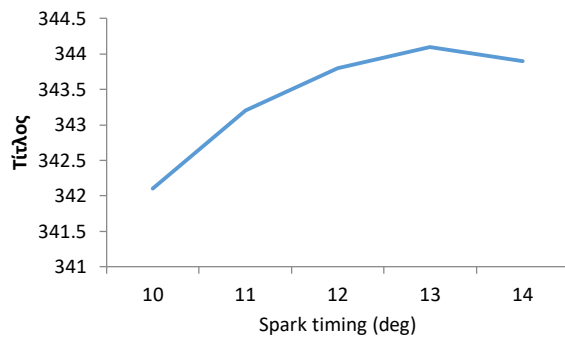


**Εικόνα 75:** Προσομοίωση με μεθανόλη 10% για την κατάσταση 10.



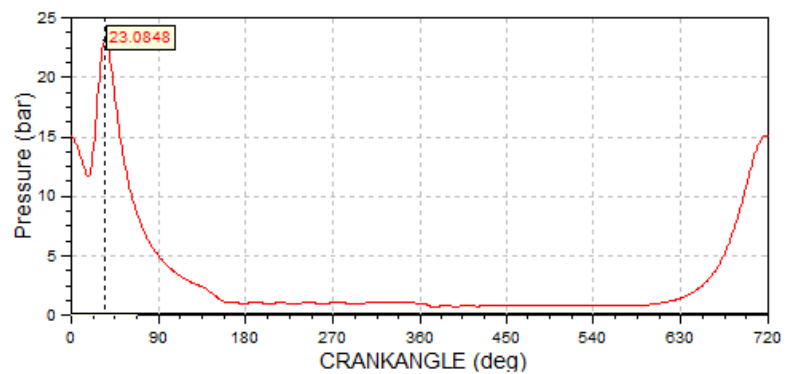
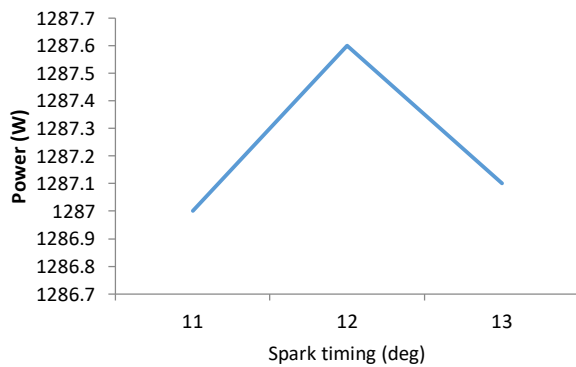
Στην κατάσταση 10 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 5296 \text{ W}$  για έναυση  $S = 4$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 29.61 \text{ bar}$  (Εικόνα 75).

### 5.1.3 Μεθανόλη 20%



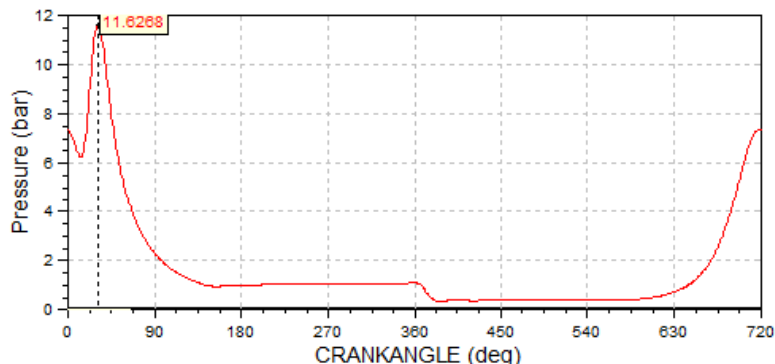
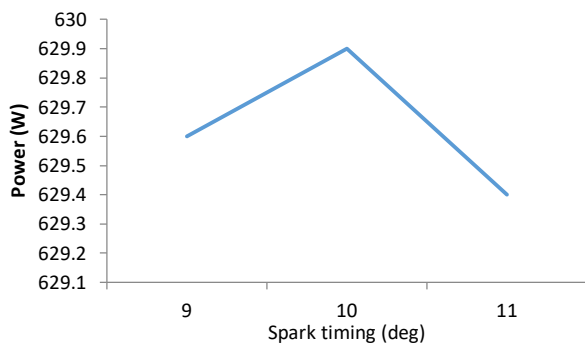
Εικόνα 76: Προσομοίωση με μεθανόλη 20% για την κατάσταση 1.

Στην κατάσταση 1 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 344.1 \text{ W}$  για έναυση  $S = 13$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 10.13 \text{ bar}$  (Εικόνα 76).



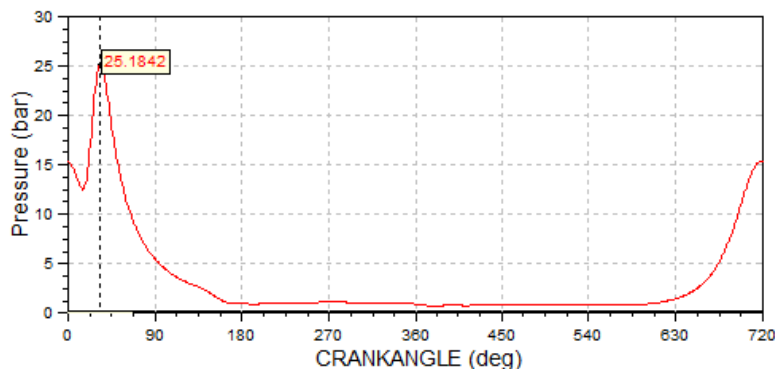
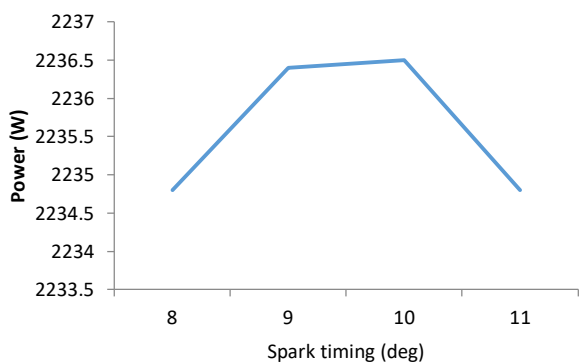
Εικόνα 77: Προσομοίωση με μεθανόλη 20% για την κατάσταση 2.

Στην κατάσταση 2 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1287.6 \text{ W}$  για έναυση  $S = 12$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 23.08 \text{ bar}$  (Εικόνα 77).



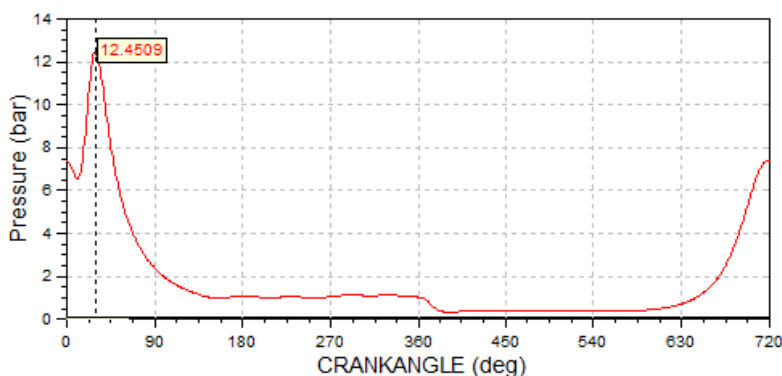
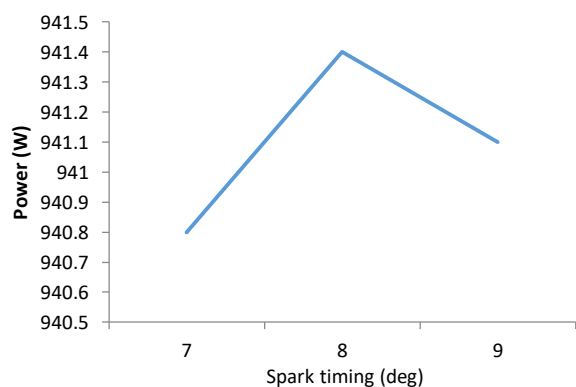
**Εικόνα 78:** Προσομοίωση με μεθανόλη 20% για την κατάσταση 3.

Στην κατάσταση 3 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 629.9 \text{ W}$  για έναυση  $S = 10$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 11.63 \text{ bar}$  (Εικόνα 78).



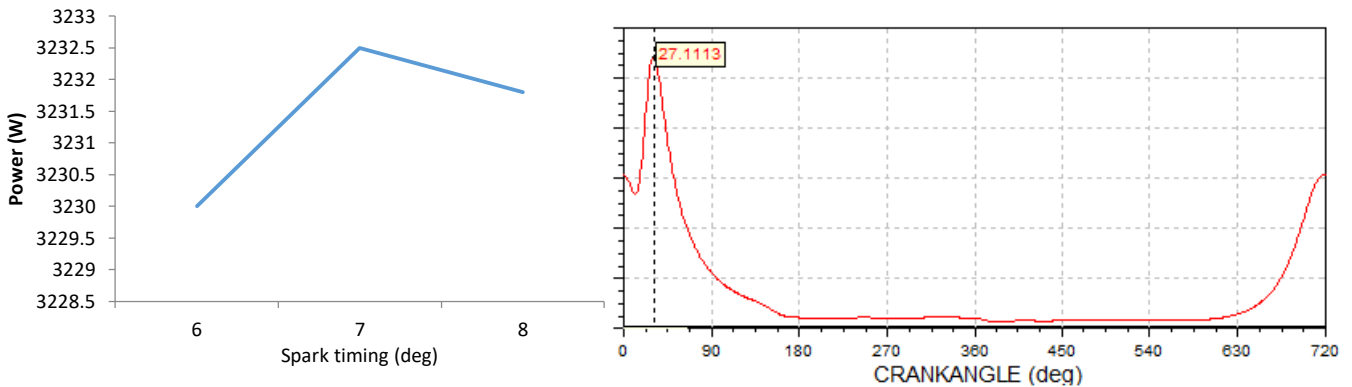
**Εικόνα 79:** Προσομοίωση με μεθανόλη 20% για την κατάσταση 4.

Στην κατάσταση 4 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 2236.5 \text{ W}$  για έναυση  $S = 10$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 25.18 \text{ bar}$  (Εικόνα 79).



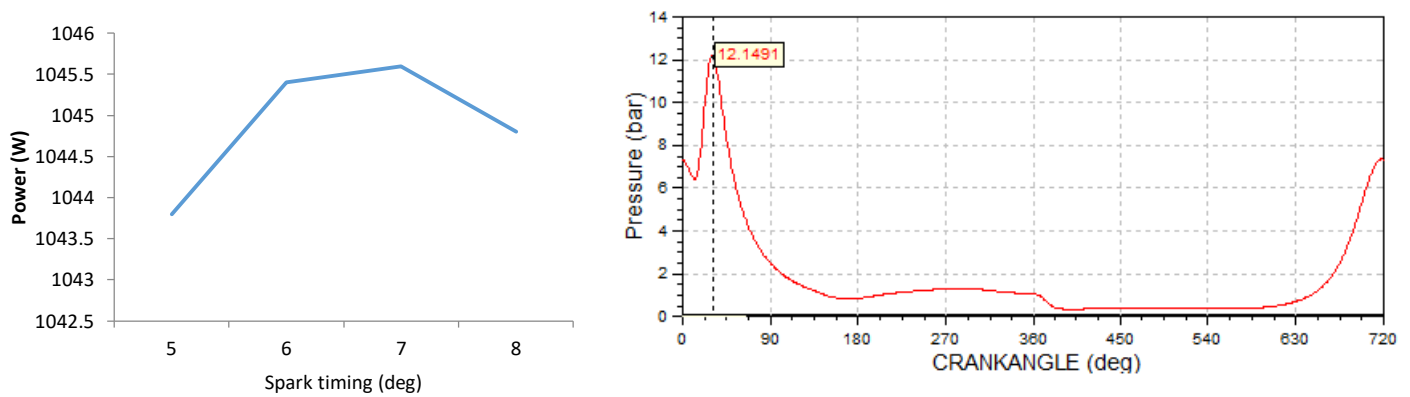
**Εικόνα 80:** Προσομοίωση με μεθανόλη 20% για την κατάσταση 5.

Στην κατάσταση 5 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 941.4 \text{ W}$  για έναυση  $S = 8$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 12.45 \text{ bar}$  (Εικόνα 80).



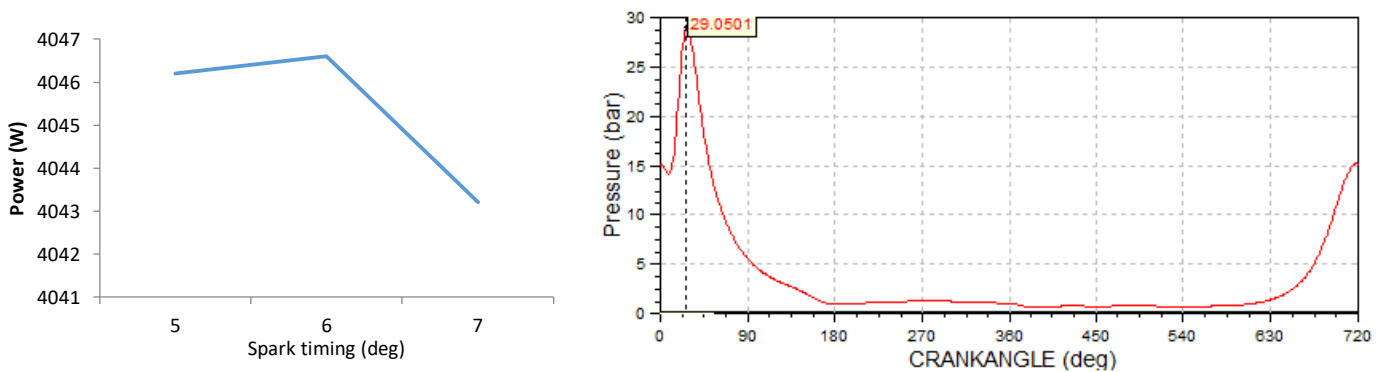
**Εικόνα 81:** Προσομοίωση με μεθανόλη 20% για την κατάσταση 6.

Στην κατάσταση 6 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 3232.5 \text{ W}$  για έναυση  $S = 7$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 27.11 \text{ bar}$  (Εικόνα 81).



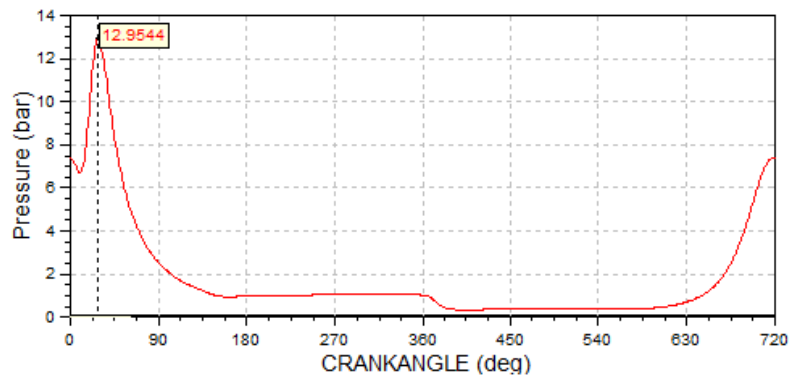
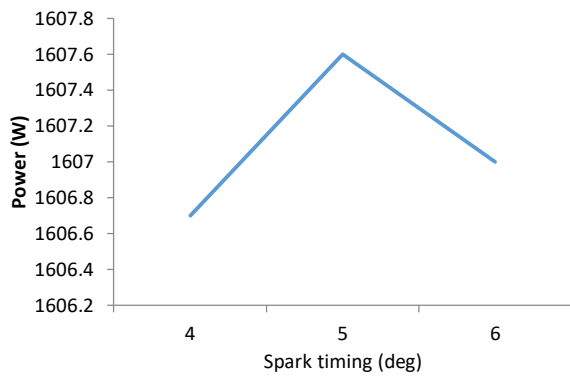
**Εικόνα 82:** Προσομοίωση με μεθανόλη 20% για την κατάσταση 7.

Στην κατάσταση 7 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1045.6 \text{ W}$  για έναυση  $S = 7$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 12.15 \text{ bar}$  (Εικόνα 82).



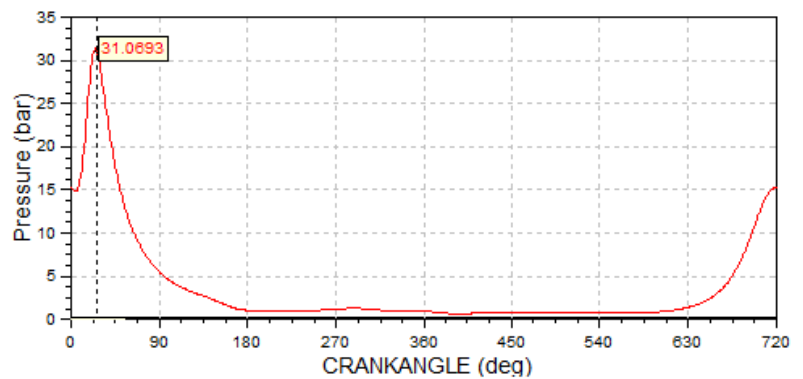
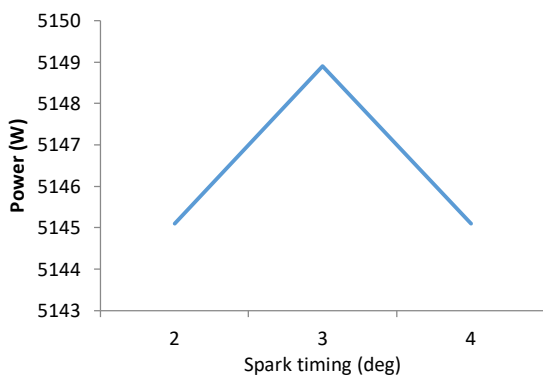
**Εικόνα 83:** Προσομοίωση με μεθανόλη 20% για την κατάσταση 8.

Στην κατάσταση 8 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 4046.6 \text{ W}$  για έναυση  $S = 6$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 29.05 \text{ bar}$  (Εικόνα 83).



**Εικόνα 84:** Προσομοίωση με μεθανόλη 20% για την κατάσταση 9.

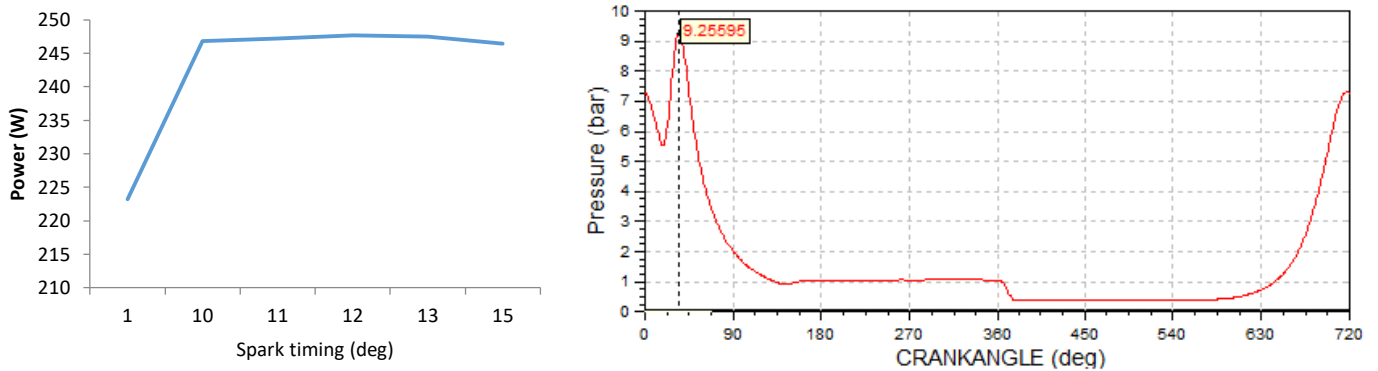
Στην κατάσταση 9 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1607.6 \text{ W}$  για έναυση  $S = 5$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 12.95 \text{ bar}$  (Εικόνα 84).



**Εικόνα 85:** Προσομοίωση με μεθανόλη 20% για την κατάσταση 10.

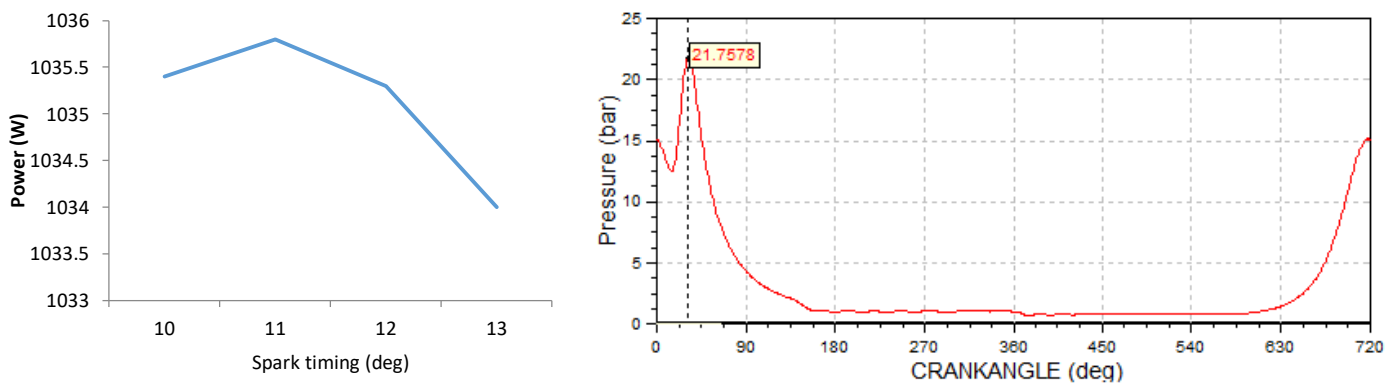
Στην κατάσταση 10 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 5148.9 \text{ W}$  για έναυση  $S = 3$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 31.07 \text{ bar}$  (Εικόνα 85).

### 5.1.4 Καύσιμο E85



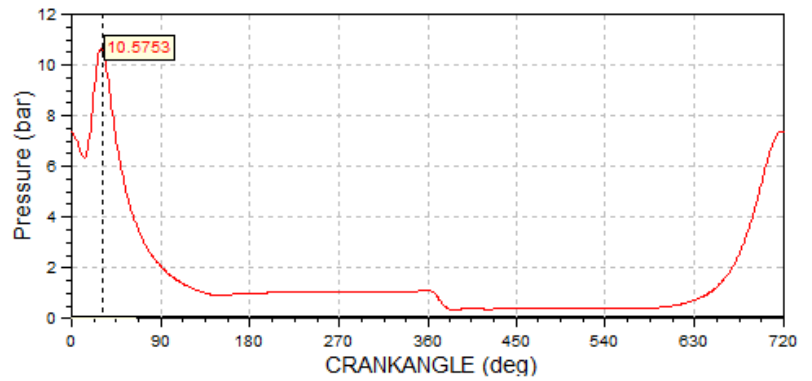
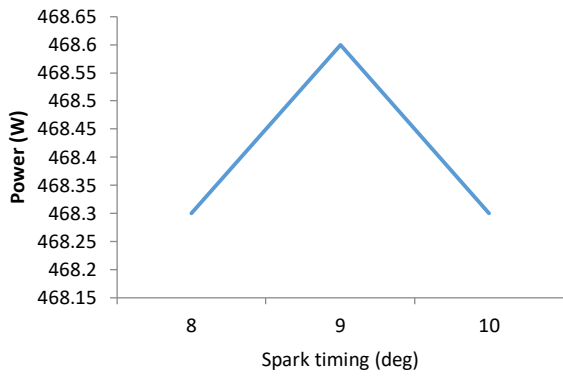
Εικόνα 86: Προσομοίωση με E85 για την κατάσταση 1.

Στην κατάσταση 1 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 247.7 \text{ W}$  για έναυση  $S = 12$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 9.26 \text{ bar}$  (Εικόνα 86).



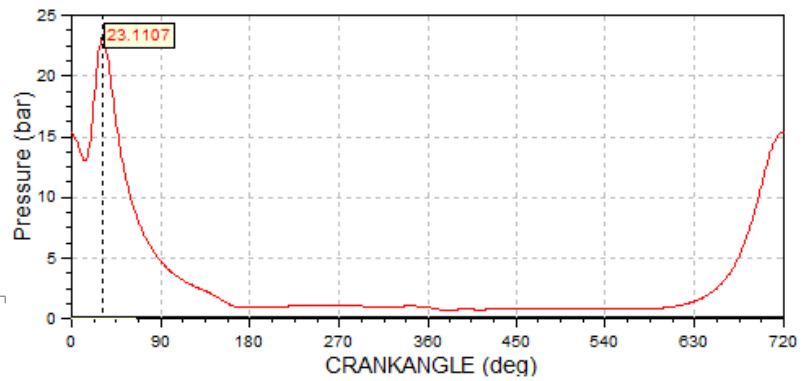
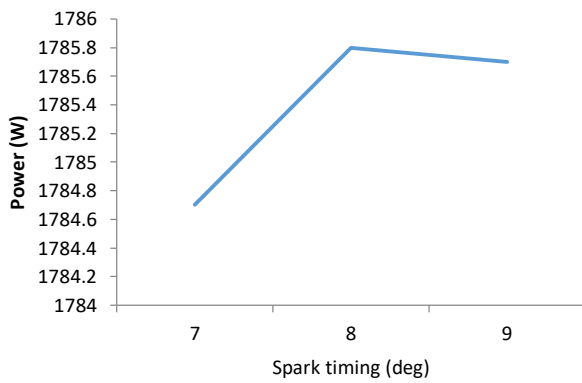
Εικόνα 87: Προσομοίωση με E85 για την κατάσταση 2.

Στην κατάσταση 2 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1035.8 \text{ W}$  για έναυση  $S = 11$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 21.76 \text{ bar}$  (Εικόνα 87).



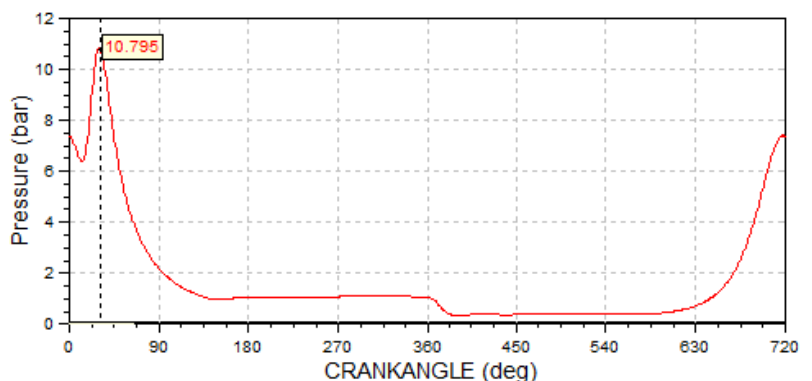
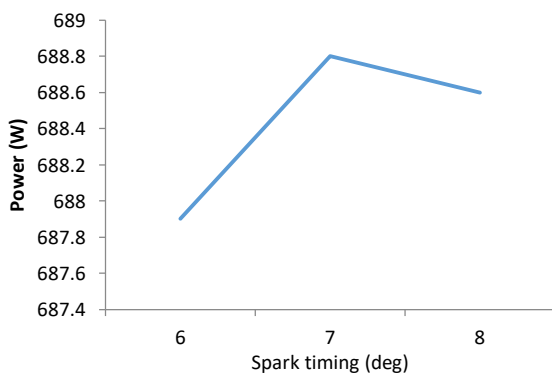
**Εικόνα 88:** Προσομοίωση με E85 για την κατάσταση 3.

Στην κατάσταση 3 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 468.6 \text{ W}$  για έναυση  $S = 9$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 10.58 \text{ bar}$  (Εικόνα 88).



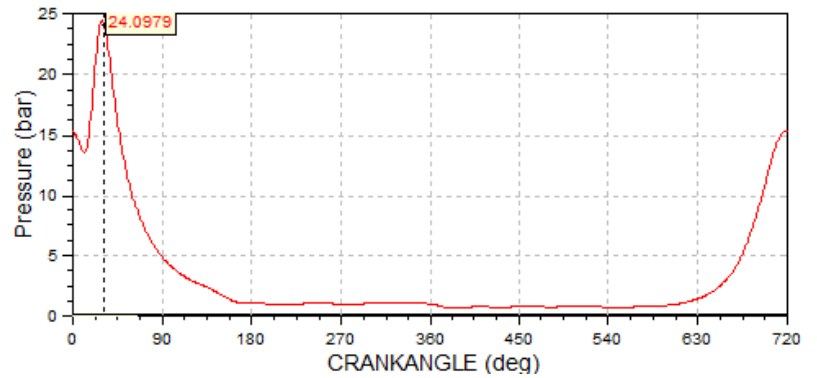
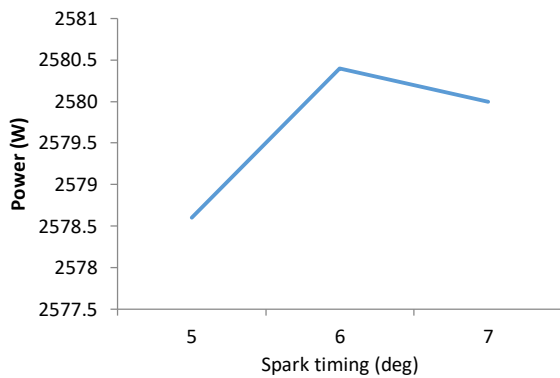
**Εικόνα 89:** Προσομοίωση με E85 για την κατάσταση 4.

Στην κατάσταση 4 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1785.8 \text{ W}$  για έναυση  $S = 8$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 23.11 \text{ bar}$  (Εικόνα 89).



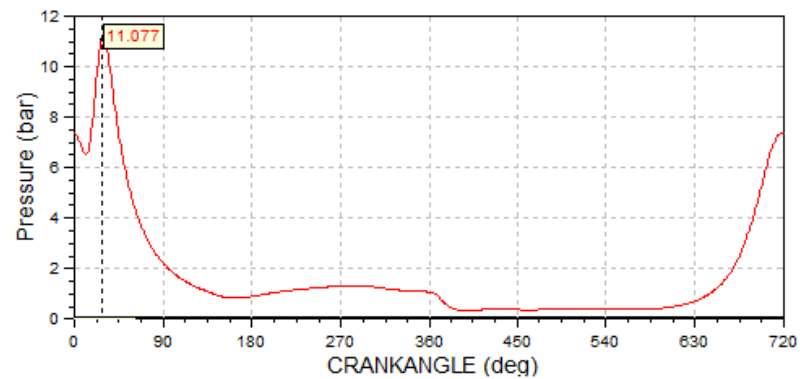
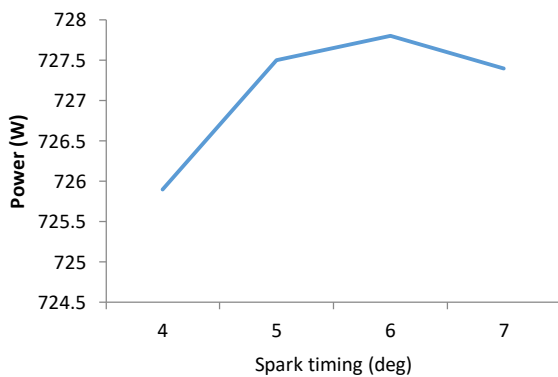
**Εικόνα 90:** Προσομοίωση με E85 για την κατάσταση 5.

Στην κατάσταση 5 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 688.8 \text{ W}$  για έναυση  $S = 7$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 10.8 \text{ bar}$  (Εικόνα 90).



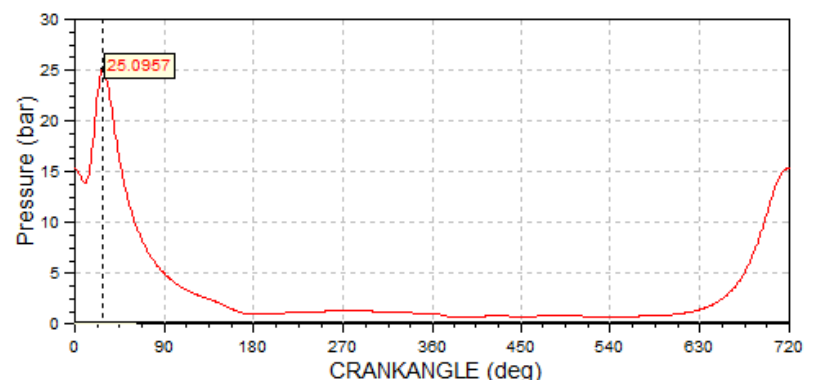
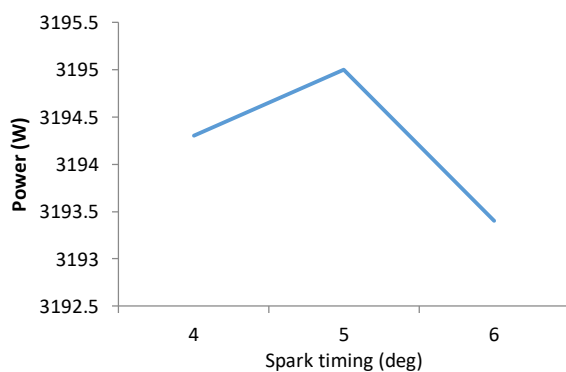
Εικόνα 91: Προσομοίωση με E85 για την κατάσταση 6.

Στην κατάσταση 6 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 2580.4 \text{ W}$  για έναυση  $S = 6$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 24.1 \text{ bar}$  (Εικόνα 91).



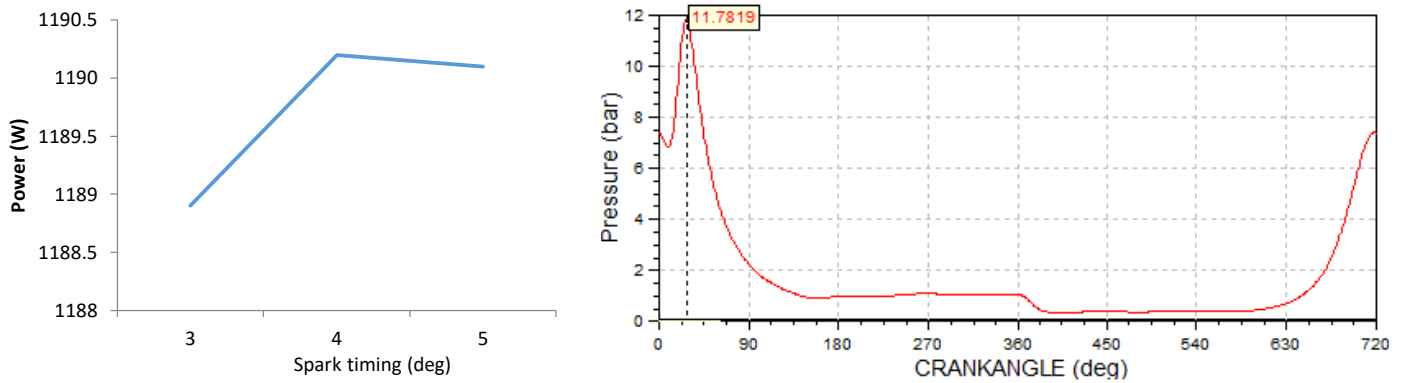
Εικόνα 92: Προσομοίωση με E85 για την κατάσταση 7.

Στην κατάσταση 7 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 727.8 \text{ W}$  για έναυση  $S = 6$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 11.08 \text{ bar}$  (Εικόνα 92).



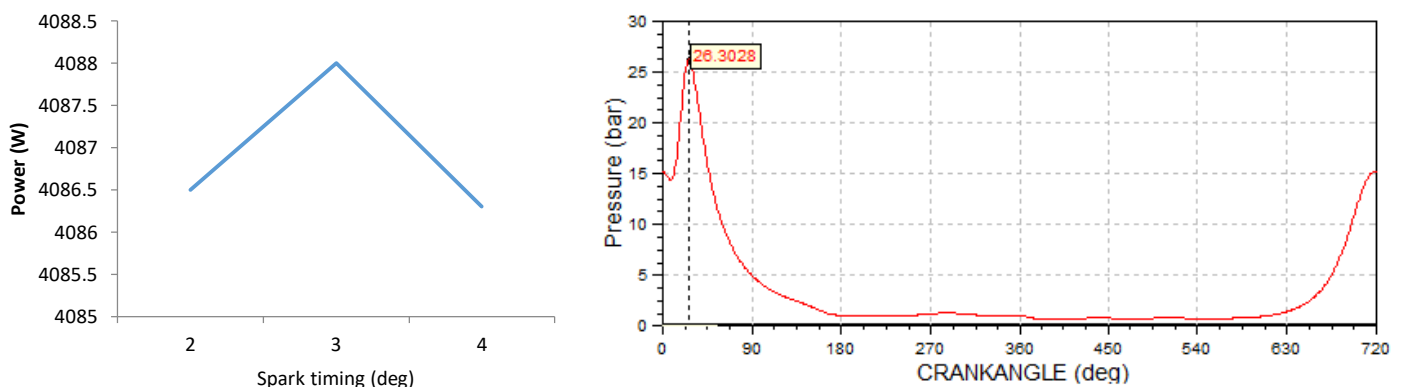
Εικόνα 93: Προσομοίωση με E85 για την κατάσταση 8.

Στην κατάσταση 8 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 3195 \text{ W}$  για έναυση  $S = 5$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 25.1 \text{ bar}$  (Εικόνα 93).



**Εικόνα 94:** Προσομοίωση με E85 για την κατάσταση 9.

Στην κατάσταση 9 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1190.2 \text{ W}$  για έναυση  $S = 4$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 11.78 \text{ bar}$  (Εικόνα 94).

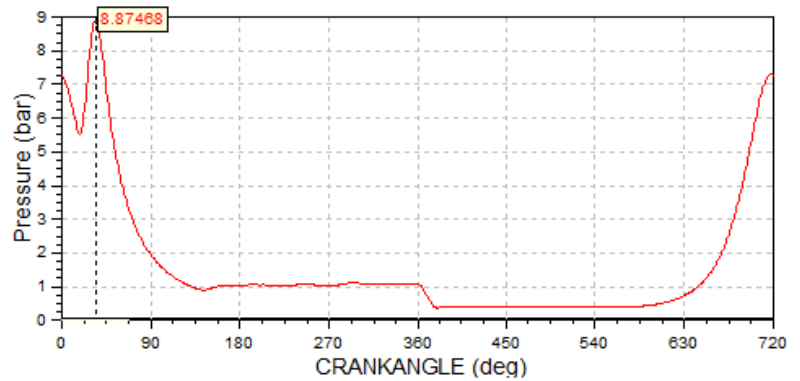
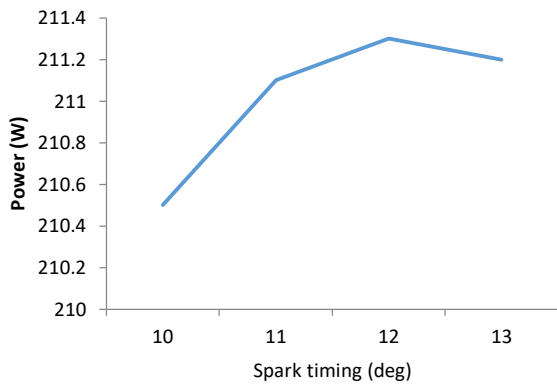


**Εικόνα 95:** Προσομοίωση με E85 για την κατάσταση 10.

Στην κατάσταση 10 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 4088 \text{ W}$  για έναυση  $S = 3$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 26.3 \text{ bar}$  (Εικόνα 95).

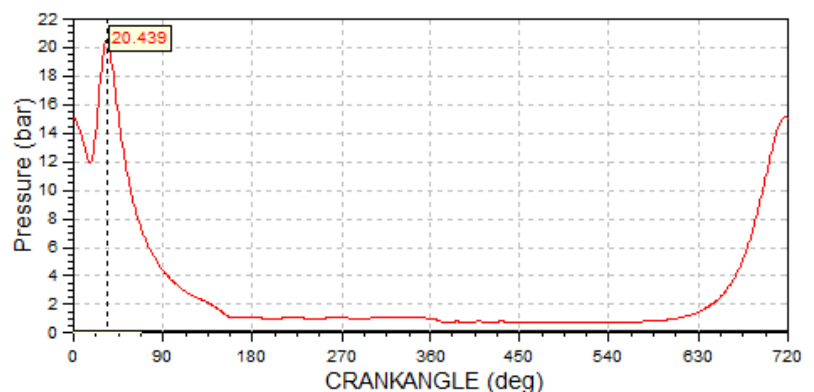
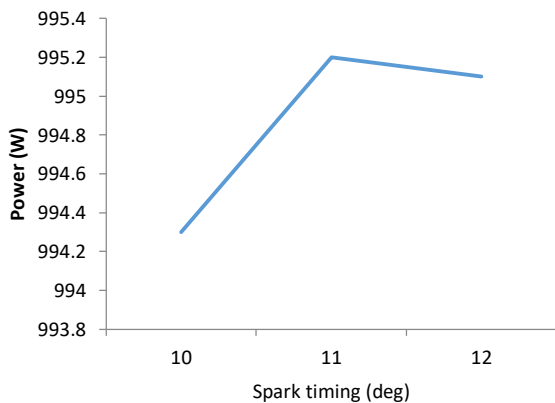


### 5.1.5 Βιοβουτανόλη



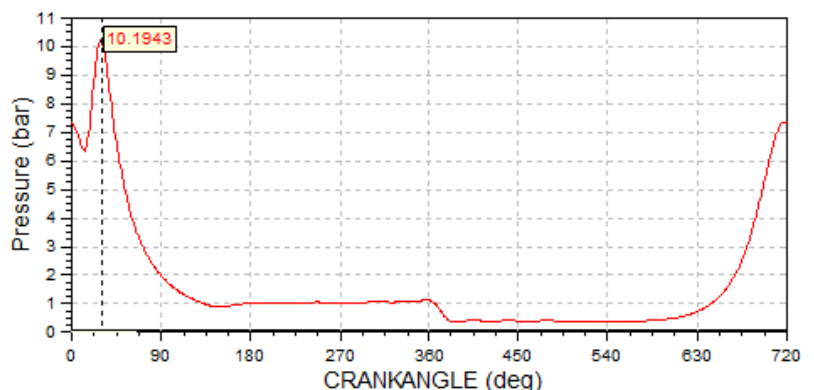
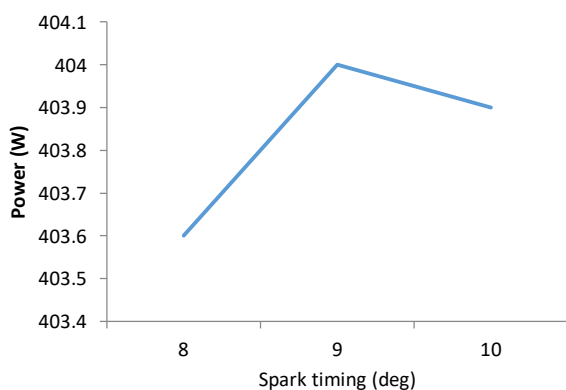
Εικόνα 96: Προσομοίωση με βιοβουτανόλη για την κατάσταση 1.

Στην κατάσταση 1 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 211.3 \text{ W}$  για έναυση  $S = 12$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 8.87 \text{ bar}$  (Εικόνα 96).



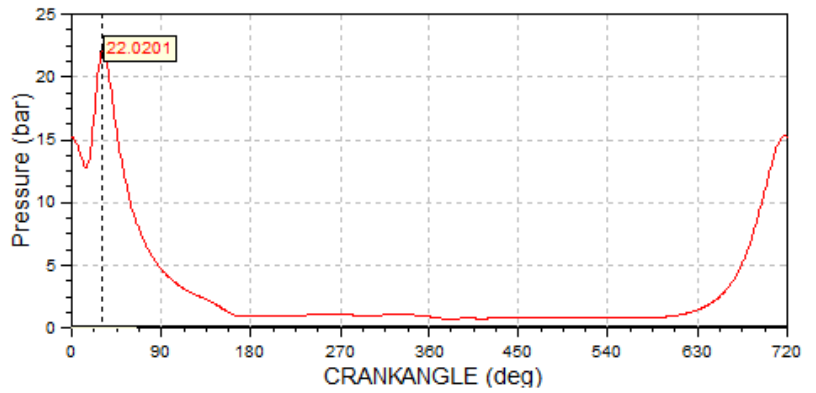
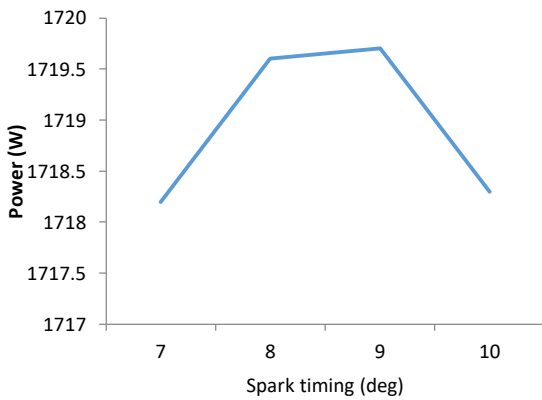
Εικόνα 97: Προσομοίωση με βιοβουτανόλη για την κατάσταση 2.

Στην κατάσταση 2 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 995.2 \text{ W}$  για έναυση  $S = 11$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 20.44 \text{ bar}$  (Εικόνα 97).



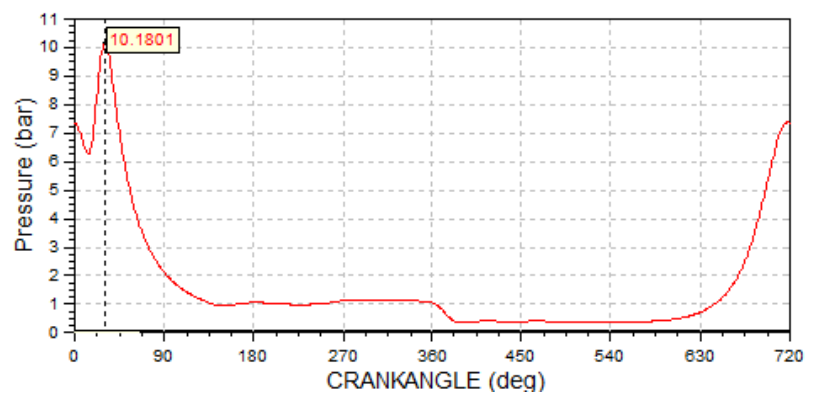
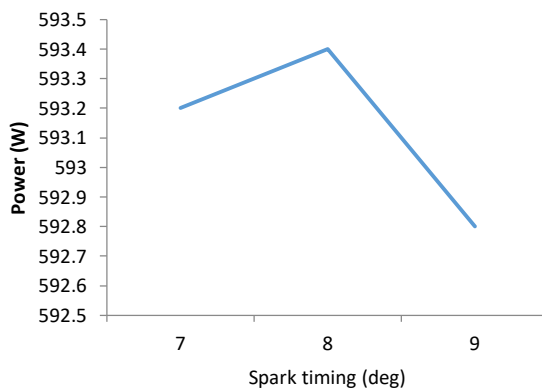
Εικόνα 98: Προσομοίωση με βιοβουτανόλη για την κατάσταση 3.

Στην κατάσταση 3 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 404 \text{ W}$  για έναυση  $S = 9$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 10.19 \text{ bar}$  (Εικόνα 98).



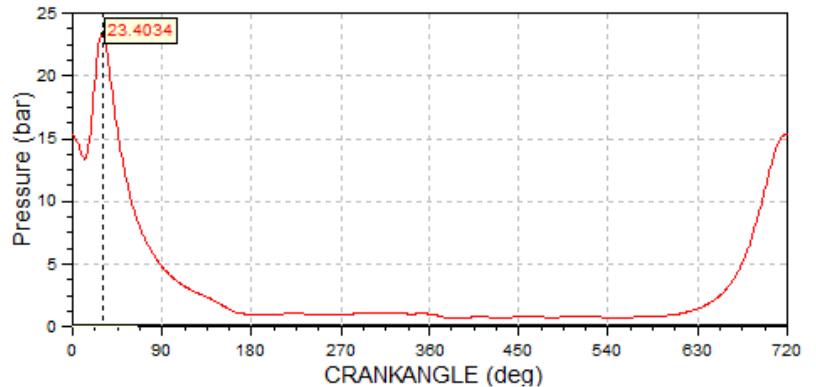
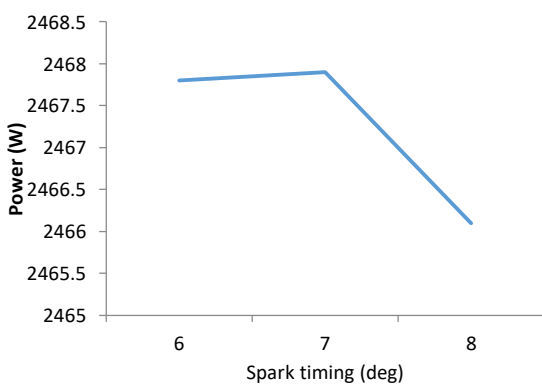
**Εικόνα 99:** Προσομοίωση με βιοβουτανόλη για την κατάσταση 4.

Στην κατάσταση 4 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1719.7 \text{ W}$  για έναυση  $S = 9$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 22.02 \text{ bar}$  (Εικόνα 99).



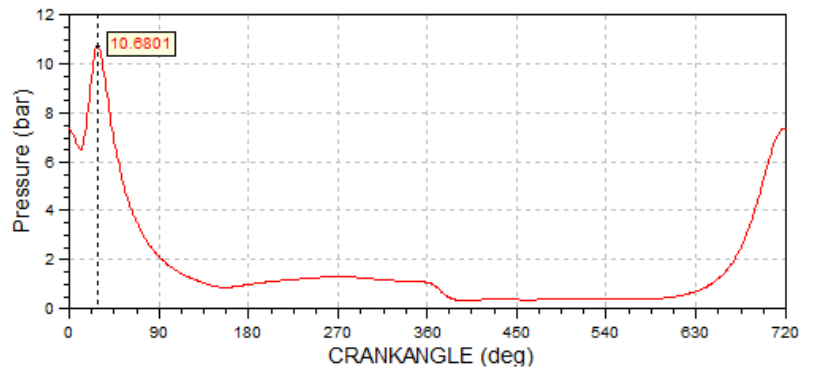
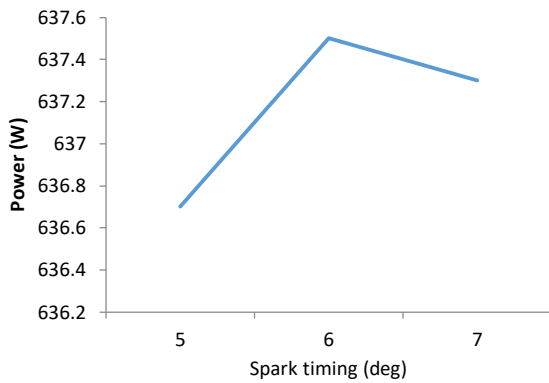
**Εικόνα 100:** Προσομοίωση με βιοβουτανόλη για την κατάσταση 5.

Στην κατάσταση 5 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 593.4 \text{ W}$  για έναυση  $S = 8$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 10.18 \text{ bar}$  (Εικόνα 100).



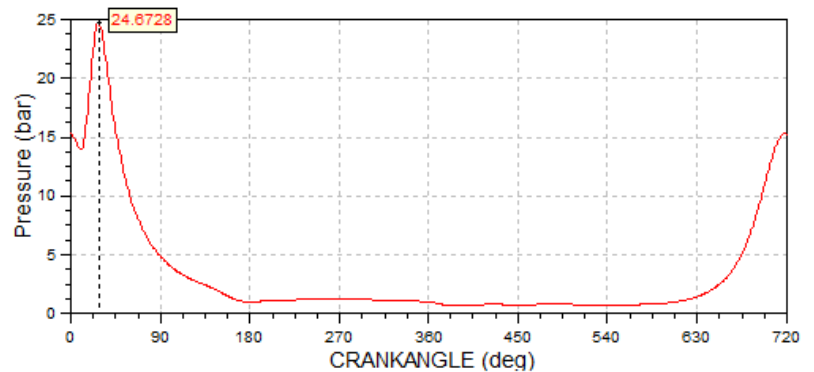
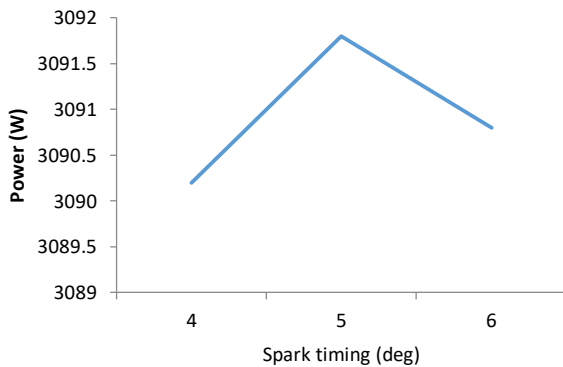
**Εικόνα 101:** Προσομοίωση με βιοβουτανόλη για την κατάσταση 6.

Στην κατάσταση 6 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 2467.9 \text{ W}$  για έναυση  $S = 7$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 23.4 \text{ bar}$  (Εικόνα 101).



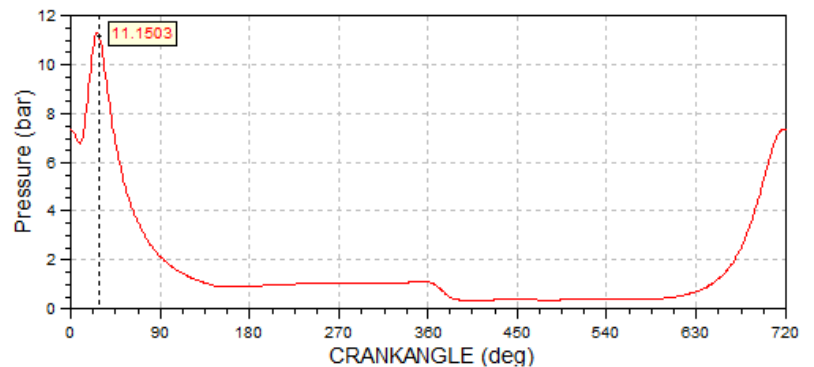
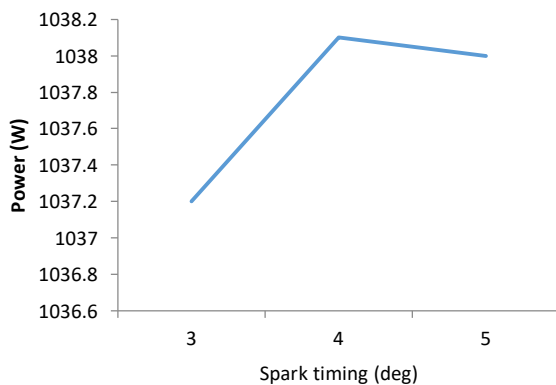
**Εικόνα 102:** Προσομοίωση με βιοβουτανόλη για την κατάσταση 7.

Στην κατάσταση 7 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 637.5 \text{ W}$  για έναυση  $S = 6$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 10.68 \text{ bar}$  (Εικόνα 102).



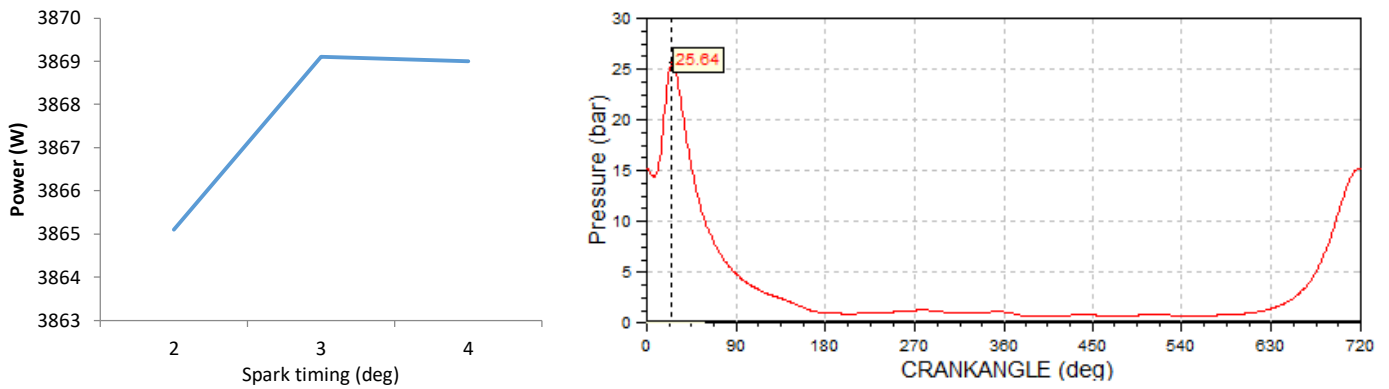
**Εικόνα 103:** Προσομοίωση με βιοβουτανόλη για την κατάσταση 8.

Στην κατάσταση 8 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 3091.8 \text{ W}$  για έναυση  $S = 5$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 24.67 \text{ bar}$  (Εικόνα 103).



**Εικόνα 104:** Προσομοίωση με βιοβουτανόλη για την κατάσταση 9.

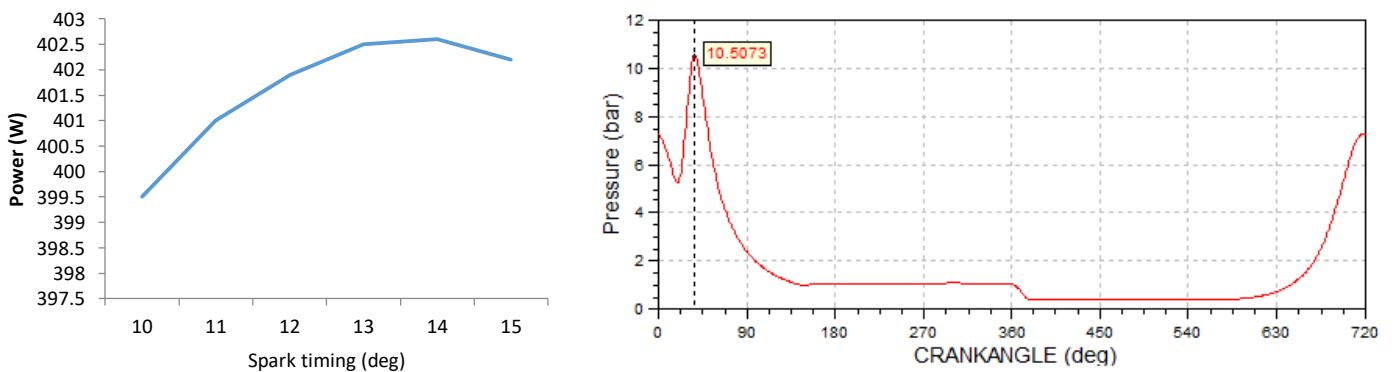
Στην κατάσταση 9 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1038.1 \text{ W}$  για έναυση  $S = 4$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 11.15 \text{ bar}$  (Εικόνα 104).



**Εικόνα 105:** Προσομοίωση με βιοβουτανόλη για την κατάσταση 10.

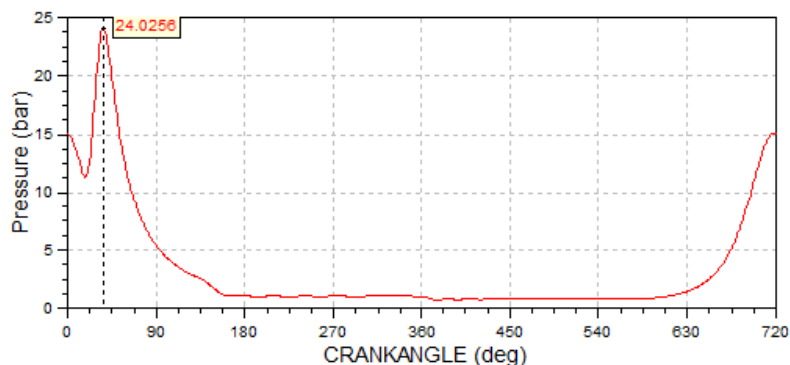
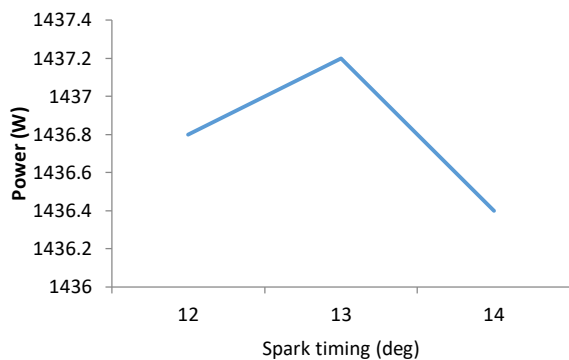
Στην κατάσταση 10 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 3869.1 \text{ W}$  για έναυση  $S = 3$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 25.64 \text{ bar}$  (Εικόνα 105).

### 5.1.6 Βιοβενζίνη



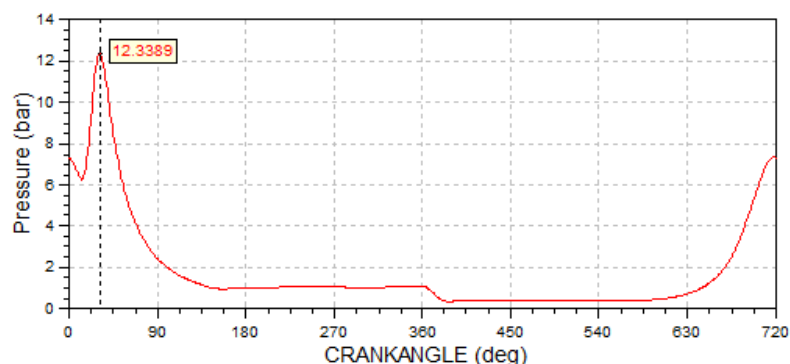
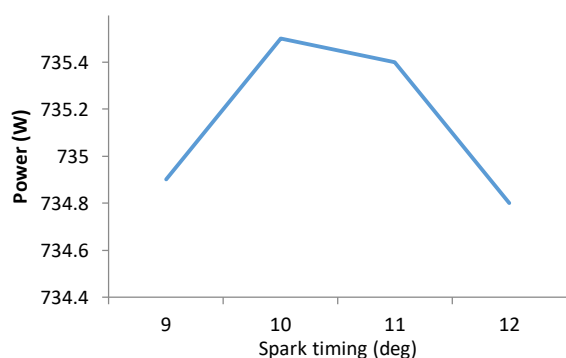
**Εικόνα 106:** Προσομοίωση με βιοβενζίνη για την κατάσταση 1.

Στην κατάσταση 1 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 402.6 \text{ W}$  για έναυση  $S = 14$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 10.5 \text{ bar}$  (Εικόνα 106).



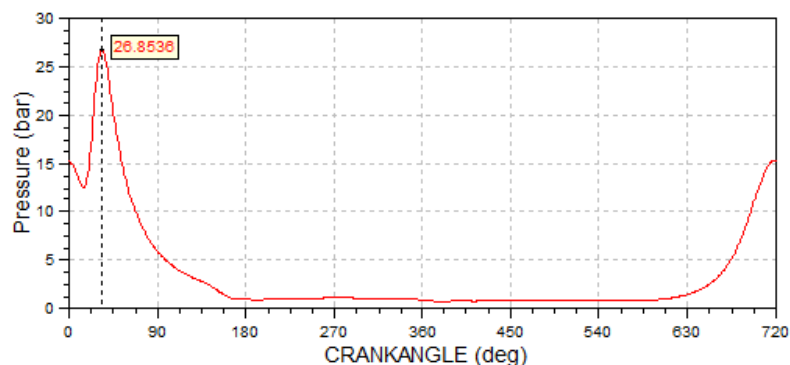
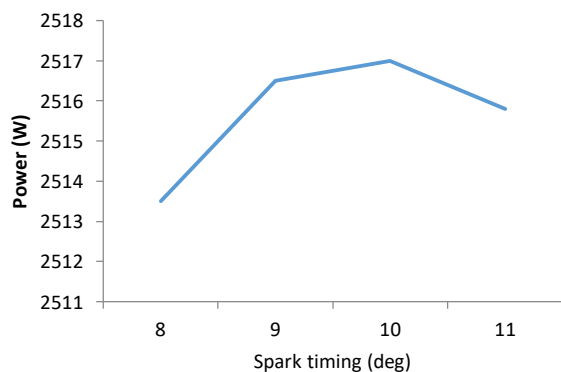
**Εικόνα 107:** Προσομοίωση με βιοβενζίνη για την κατάσταση 2.

Στην κατάσταση 2 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1437.2 \text{ W}$  για έναυση  $S = 13$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 24.03 \text{ bar}$  (Εικόνα 107).



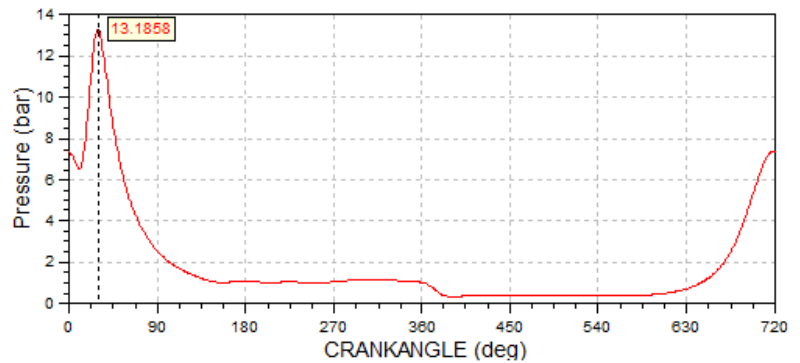
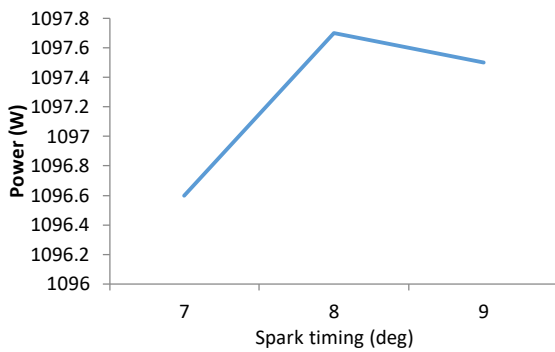
**Εικόνα 108:** Προσομοίωση με βιοβενζίνη για την κατάσταση 3.

Στην κατάσταση 3 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 735.5 \text{ W}$  για έναυση  $S = 10$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 12.34 \text{ bar}$  (Εικόνα 108).



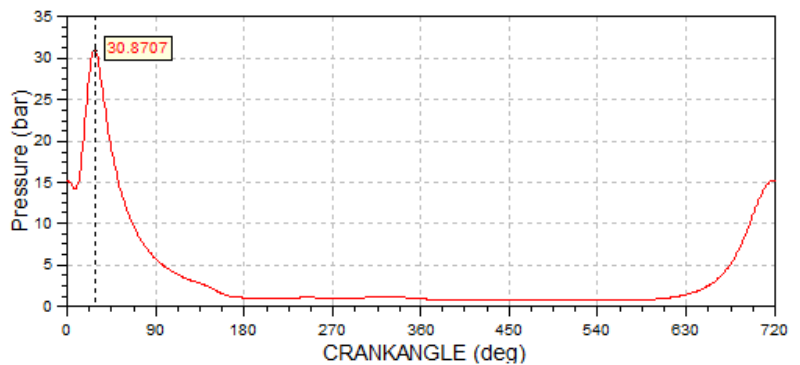
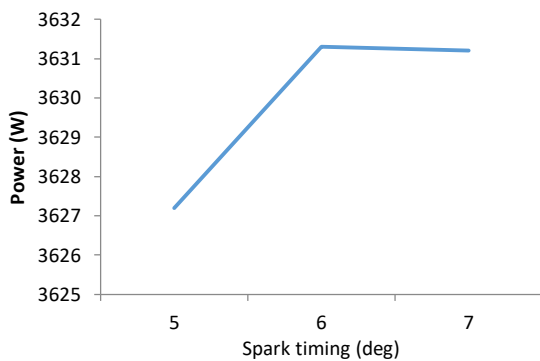
**Εικόνα 109:** Προσομοίωση με βιοβενζίνη για την κατάσταση 4.

Στην κατάσταση 4 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 2517 \text{ W}$  για έναυση  $S = 10$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 26.85 \text{ bar}$  (Εικόνα 109).



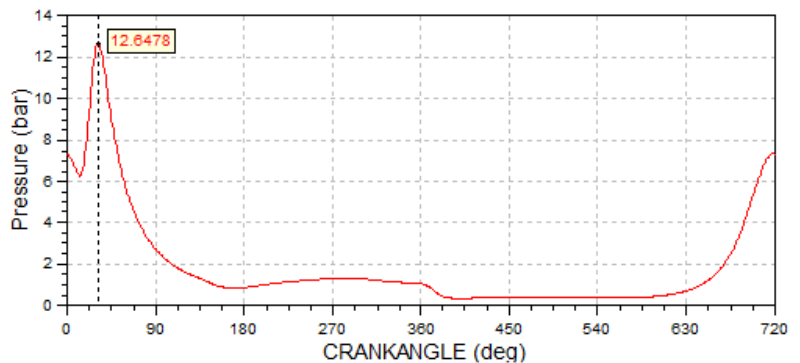
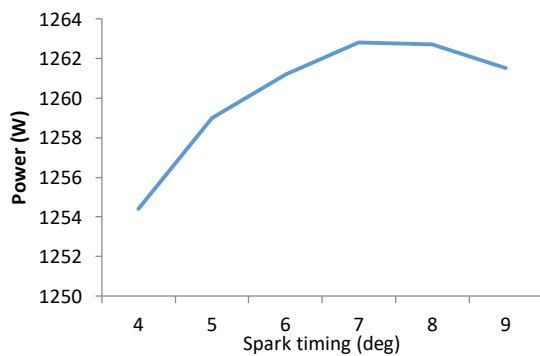
**Εικόνα 110:** Προσομοίωση με βιοβενζίνη για την κατάσταση 5.

Στην κατάσταση 5 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1097.7 \text{ W}$  για έναυση  $S = 8$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 13.86 \text{ bar}$  (Εικόνα 110).



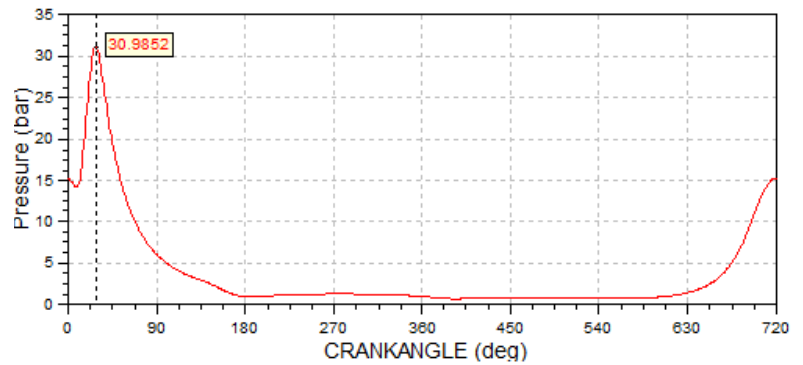
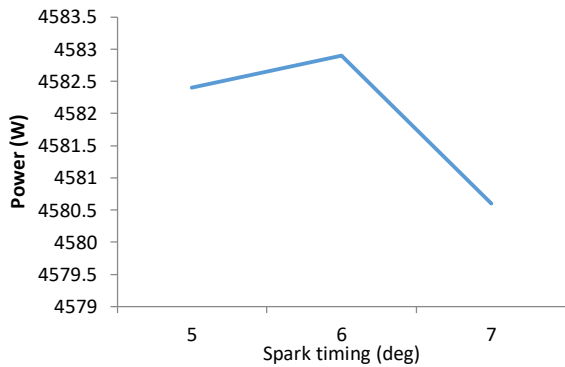
**Εικόνα 111:** Προσομοίωση με βιοβενζίνη για την κατάσταση 6.

Στην κατάσταση 6 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 3631.3 \text{ W}$  για έναυση  $S = 6$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 30.87 \text{ bar}$  (Εικόνα 111).



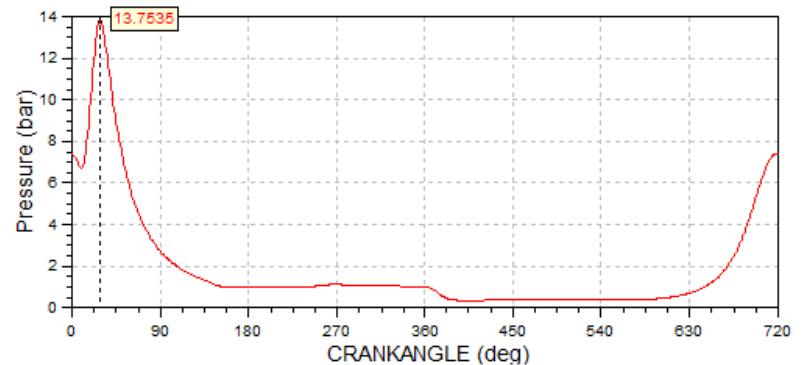
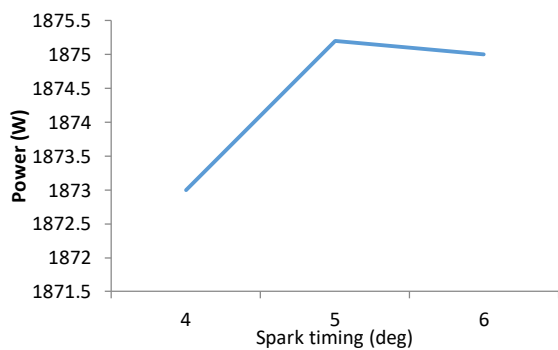
**Εικόνα 112:** Προσομοίωση με βιοβενζίνη για την κατάσταση 7.

Στην κατάσταση 7 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1262.8 \text{ W}$  για έναυση  $S = 7$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 12.65 \text{ bar}$  (Εικόνα 112).



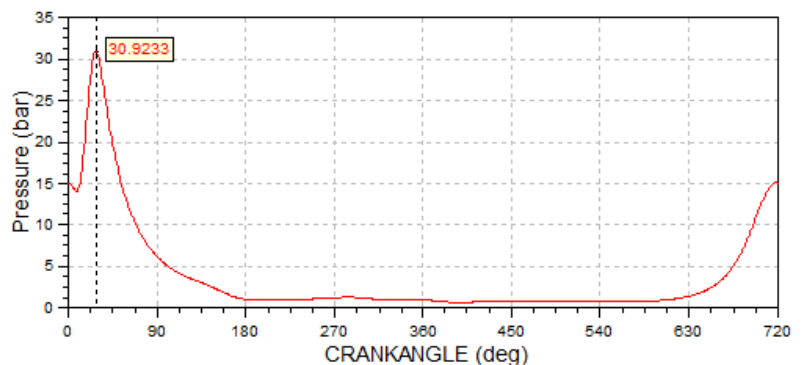
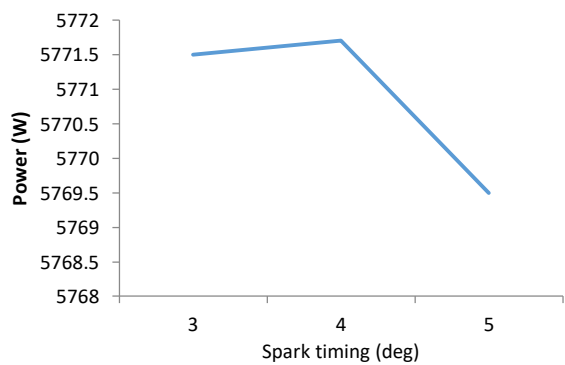
**Εικόνα 113:** Προσομοίωση με βιοβενζίνη για την κατάσταση 8.

Στην κατάσταση 8 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 1875.2 \text{ W}$  για έναυση  $S = 6$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 13.75 \text{ bar}$  (Εικόνα 113).



**Εικόνα 114:** Προσομοίωση με βιοβενζίνη για την κατάσταση 9.

Στην κατάσταση 9 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 5771.6 \text{ W}$  για έναυση  $S = 5$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 30.92 \text{ bar}$  (Εικόνα 114).

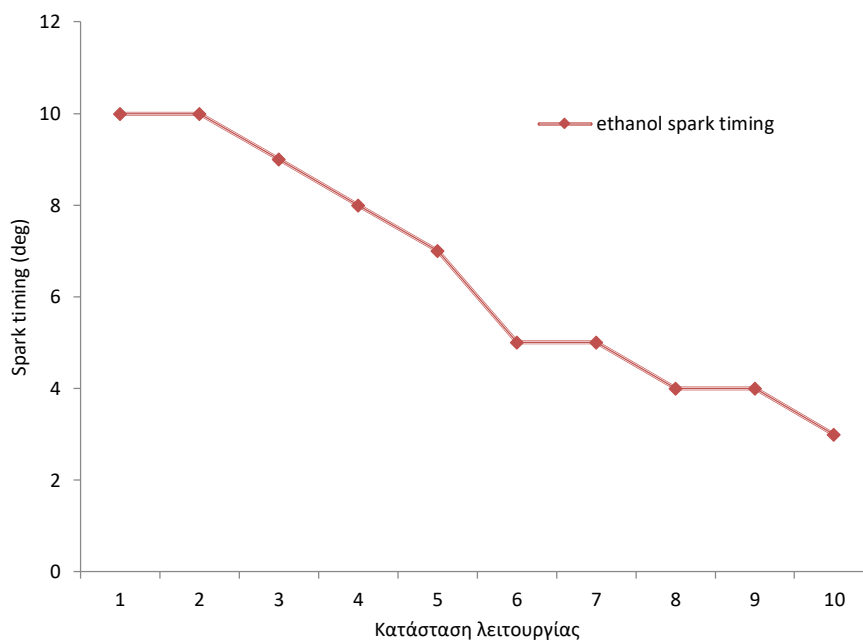


**Εικόνα 114:** Προσομοίωση με βιοβενζίνη για την κατάσταση 10.

Στην κατάσταση 10 (Εικόνα 44) έχουμε βέλτιστη ισχύ  $P = 5771.7 \text{ W}$  για έναυση  $S = 4$  μοίρες, με αντίστοιχη μέγιστη εμφανιζόμενη πίεση τα  $P_{\max} = 30.92 \text{ bar}$  (Εικόνα 114).

## 5.2 Συμπεράσματα και κριτική

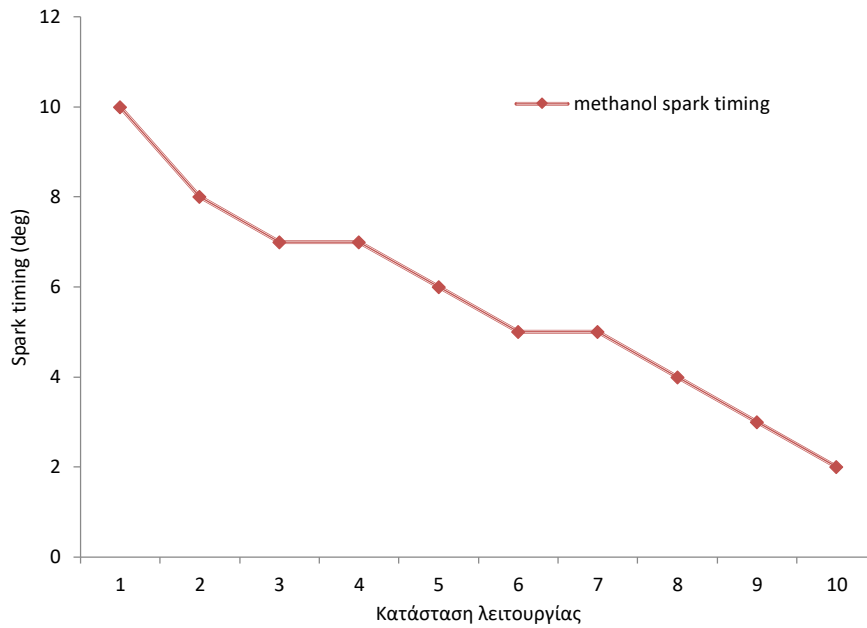
Σε αυτή την ενότητα παρουσιάζουμε συνοπτικά τον χρονισμό της έναρξης της καύσης των διαφορετικών καυσίμων για τις καταστάσεις λειτουργίας της εικόνας 44, καθώς και την κριτική μας επί των αποτελεσμάτων.



**Εικόνα 115:** Χρονισμός έναρξης καύσης αιθανόλης για καταστάσεις λειτουργίας της εικόνας 44.

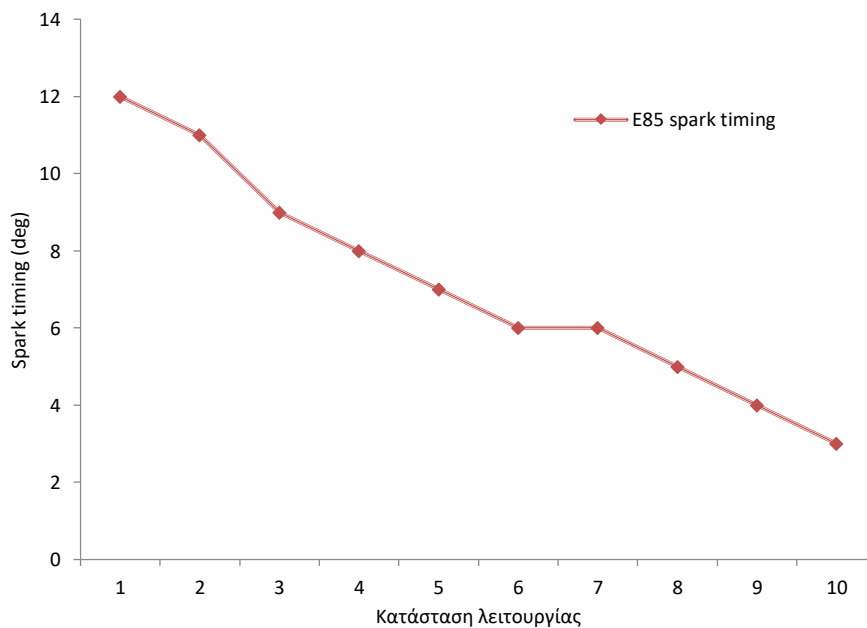
Στην εικόνα 115 παρατηρούμε τάση για προπορεία έναυσης καθώς αυξάνουμε την ταχύτητα λειτουργίας της μηχανής ή το φορτίο αυτής, το οποίο συμβαδίζει με την θεωρία διότι απαιτείται περισσότερος χρόνος ώστε να αναφλεγεί η μεγαλύτερη ποσότητα μίγματος και να διαδοθεί η φλόγα εντός του θαλάμου καύσης. Θέτοντας την μηχανή σε μεγαλύτερη ταχύτητα λειτουργίας, πραγματοποιούνται περισσότεροι κύκλοι καύσης για δεδομένο χρόνο και άρα υπάρχει ανάγκη για ολοκλήρωση της καύσης σε λιγότερο χρονικό διάστημα. Στην περίπτωση που αυξάνουμε το φορτίο λειτουργίας, απαιτούμε καύση περισσότερου καυσίμου ανά κύκλο και άρα αναμένουμε την προπορεία έναυσης καθώς προσφέρει τον απαιτούμενο επιπλέον χρόνο για την ολοκλήρωση της καύσης. Να θυμίσουμε πως το μοντέλο μας χρησιμοποιεί σταθερό λόγο αέρα/καυσίμου, οπότε έγχυση περισσότερου καυσίμου σημαίνει ύπαρξη περισσότερου μίγματος στον θάλαμο καύσης. Το ίδιο μοτίβο παρατηρείται και στα ακόλουθα διαγράμματα.





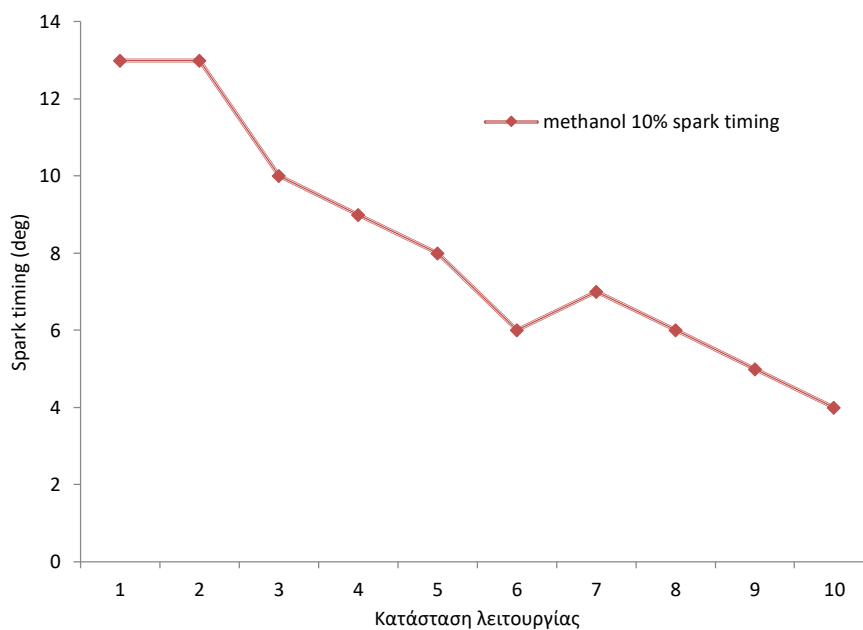
**Εικόνα 116:** Χρονισμός έναρξης καύσης μεθανόλης για καταστάσεις λειτουργίας της εικόνας 44.

Στην εικόνα 116 παρατηρούμε την ίδια τάση στο χρονισμό έναρξης καύσης. Σε σχέση με την αιθανόλη, παρατηρούμε κατά μέσο όρο η έναυση να συμβαίνει 1 μοίρα νωρίτερα. Οι ταχύτητες διάδοσης φλόγας της αιθανόλης και μεθανόλης είναι σχεδόν ίδιες για στοιχειομετρική καύση [58], οπότε αιτιολογείται η μικρή διαφορά στον εμφανιζόμενο χρονισμό έναρξης καύσης.



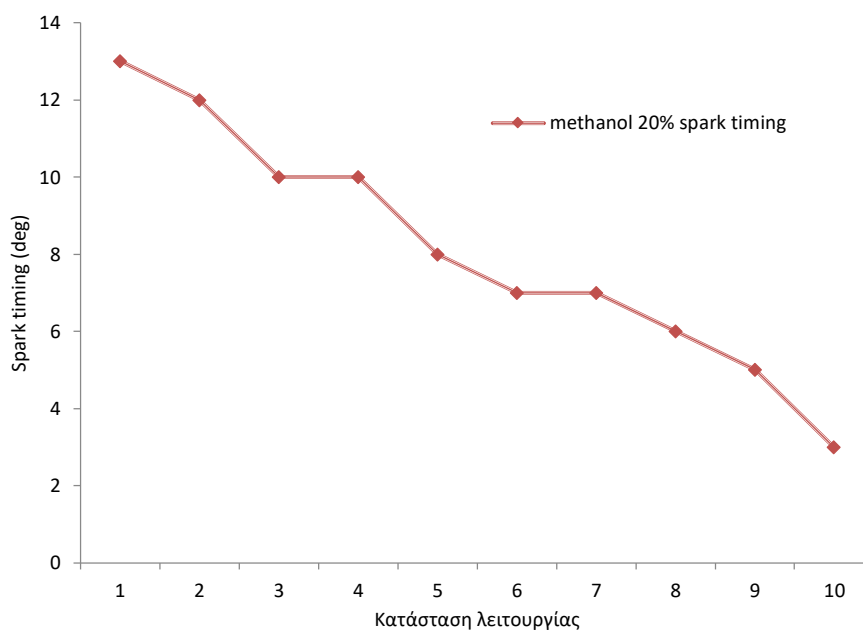
**Εικόνα 117:** Χρονισμός έναρξης καύσης καυσίμου E85 για καταστάσεις λειτουργίας της εικόνας 44.

Στην εικόνα 117 βλέπουμε το χρονισμό έναρξης καύσης για το E85. Παρατηρούμε διαφορά 2 μοιρών σε συνθήκες χαμηλής ταχύτητας λειτουργίας μηχανής σε σύγκριση με την καύση καθαρής αιθανόλης, και αυτό μειώνεται στην 1 μοίρα σε συνθήκες υψηλής ταχύτητας.



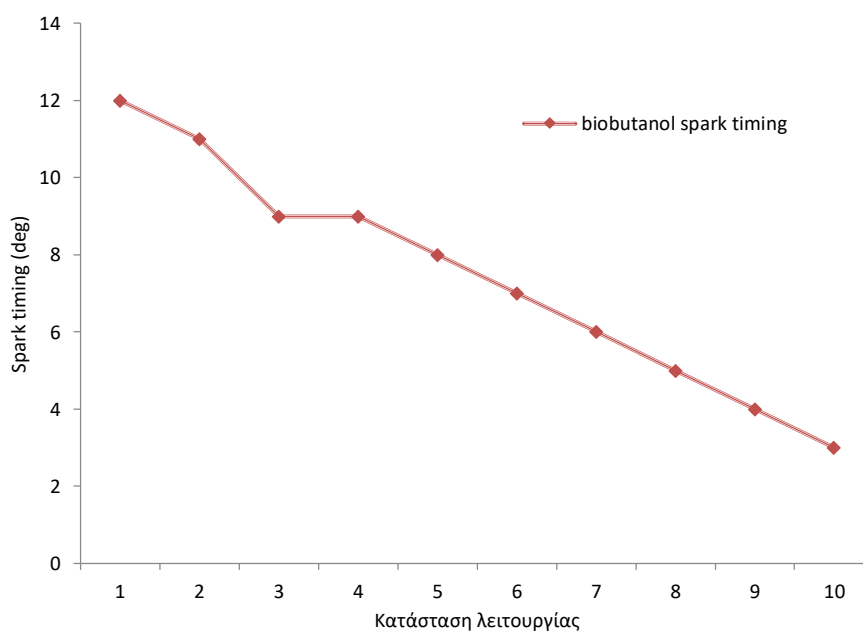
**Εικόνα 118:** Χρονισμός έναρξης καύσης καυσίμου μεθανόλης 10% για καταστάσεις λειτουργίας της εικόνας 44.

Στην εικόνα 118 έχουμε το χρονισμό έναρξης καύσης του μίγματος μεθανόλης 10% με οκτάνιο 90%. Παρατηρούμε την έναυση στο σημείο λειτουργίας 7 (2500 rpm, 0.4 bar) να συμβαίνει αργότερα από το σημείο 6 (2000 rpm, 0.8 bar). Παρατηρούμε, επίσης, κατά μέσο όρο καθυστέρηση της έναυσης κατά 2-3 μοίρες σε σχέση με αυτή της καθαρής μεθανόλης.



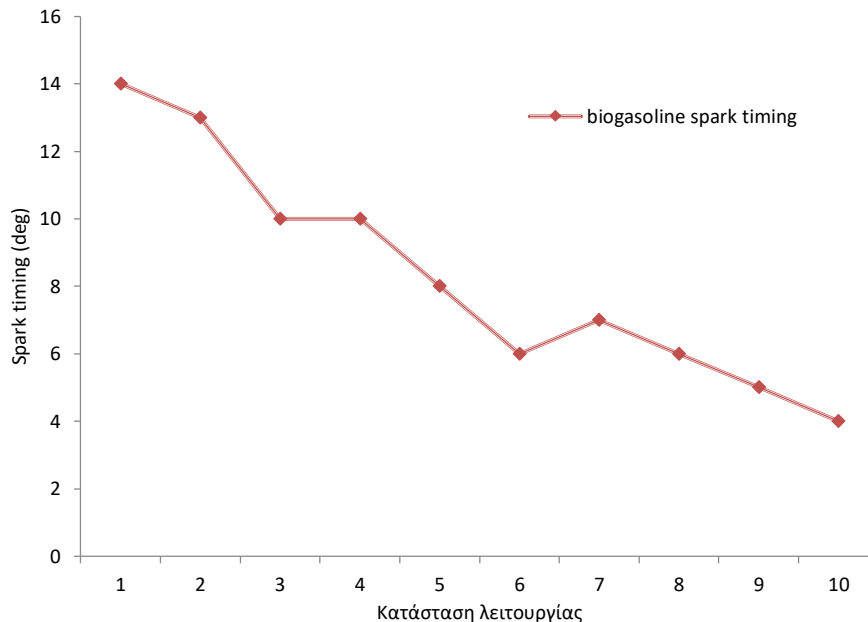
**Εικόνα 119:** Έναυση καύσης καυσίμου μεθανόλης 20% για καταστάσεις λειτουργίας της εικόνας 44.

Στην εικόνα 119 έχουμε την έναυση καύσης του μίγματος μεθανόλης 20% με οκτάνιο 80%. Παρατηρούμε παρόμοιες τιμές με το προηγούμενο μίγμα, με κατά μέσο η έναυση να συμβαίνει 1 μοίρα νωρίτερα.



**Εικόνα 120:** Χρονισμός έναρξης της καύσης βιοβουτανόλης για καταστάσεις λειτουργίας της εικόνας 44.

Στην εικόνα 120 έχουμε το χρονισμό έναρξης της καύσης για τη βιοβουτανόλη. Παρατηρούμε μια σχεδόν πλήρως σταθερή κλίση στην καμπύλη, με τιμές παρόμοιες αυτών του καυσίμου E85.



**Εικόνα 121:** Χρονισμός έναρξης καύσης βιοβενζίνης για καταστάσεις λειτουργίας της εικόνας 44.

Τέλος, στην εικόνα 121 βλέπουμε το χρονισμό έναρξης της καύσης για τη βιοβενζίνη. Παρατηρούμε και εδώ την καθυστέρηση της έναυσης στην κατάσταση 7, όπως είδαμε και στο μίγμα μεθανόλης 10% οκτανίου 90%.

Συνοψίζοντας τα αποτελέσματα της εργασίας για την χαρτογράφηση του κινητήρα, εξάγουμε τα εξής συμπεράσματα:

- Η αύξηση της ταχύτητας λειτουργίας της μηχανής καθώς και του φορτίου αυτής, απαιτεί προπορεία έναυσης καύσης ώστε να δοθεί αρκετό χρονικό περιθώριο στην καύση να ολοκληρωθεί.
- Αποκλειστικά λαμβάνοντας υπόψη την παραγόμενη ισχύ, τα υψηλότερα νούμερα ήταν αυτά της βιοβενζίνης ακολουθόμενη από τα δύο μίγματα μεθανόλης – οκτανίου. Η ανάλυση αυτή δεν έχει συμπεριλάβει άλλα προτερήματα των εναλλακτικών καυσίμων όπως λιγότεροι ρύποι.
- Το μοντέλο προσομοίωσης προτείνει πως η μέγιστη αναπτυσσόμενη πίεση εντός του θαλάμου καύσης ήταν τα 31,07 bar για το μίγμα μεθανόλης 20% με οκτάνιο 80%.
- Η τιμή αυτή επιτρέπει χρήση της γυάλινης κεφαλής του πιστονιού για την δοκιμή λειτουργίας με βιοκαύσιμα στο εργαστήριο.

### 5.3 Προτάσεις για περαιτέρω έρευνα

Μελλοντική έρευνα μπορεί να αφοσιωθεί στην βελτιστοποίηση της επικύρωσης, ώστε να επιτευχθεί το ελάχιστο δυνατό σφάλμα, κυρίως μέσω δημιουργίας ενός πιο πολύπλοκου μοντέλου. Αυτή η επικύρωση πιθανολογούμε πως μπορεί να επιτευχθεί χρησιμοποιώντας ένα πιο πολύπλοκο μοντέλο ελέγχου της έγχυσης καυσίμου, καθώς εμείς χρησιμοποιήσαμε επιλογή έγχυσης με σταθερό στοιχειομετρικό λόγο αέρα-καυσίμου και πλήρους ανάμιξης του μίγματος κατά την έξοδο του από τον θάλαμο καύσης (Perfect Mixing Scavenge model). Ένα πιο πολύπλοκο μοντέλο έγχυσης θα έχει την ικανότητα να προσομοιώσει την δυνατότητα που έχει ο οπτικός κινητήρας για χρονισμένη έγχυση καυσίμου με τις δυο αντλίες που διαθέτει.

Ένας δεύτερος τομέας που θα προτείναμε προς περαιτέρω έρευνα, είναι αυτός του προσδιορισμού ταχυτήτων ροής για αγωγούς εισαγωγής/εξαγωγής, καθώς και σε σημεία κοντά στις βαλβίδες, καθώς θα επιτρέψει μεγαλύτερη ακρίβεια στον ορισμό συντελεστών ροής που εμείς έχουμε χρησιμοποιήσει προσεγγιστικά, σύμφωνα με τις προτάσεις του εγχειριδίου του AVL Boost.

## Βιβλιογραφία

- [1] <https://www.statista.com/statistics/200002/international-car-sales-since-1990/>
- [2] <https://www.carfolio.com/specifications/models/car/?car=6523>
- [3] <https://www.carfolio.com/specifications/models/car/?car=122958>
- [4] <https://www.carfolio.com/specifications/models/car/?car=72006>
- [5] <https://www.carfolio.com/specifications/models/car/?car=25784>
- [6] <https://www.carfolio.com/specifications/models/car/?car=593318>
- [7] <https://el.wikipedia.org/wiki/βιοκαύσιμα>
- [8] <https://en.wikipedia.org/wiki/Gasoline>
- [9] <https://el.wikipedia.org/wiki/Αιθανόλη>
- [10] <https://el.wikipedia.org/wiki/Μεθανόλη>
- [11] <https://methanolfuels.org/fuel-blending/>
- [12] <http://www.methanol.org/wp-content/uploads/2016/06/Blenders-Product-Bulletin-Final.pdf>
- [13] <https://www.epure.org/about-ethanol/fuel-market/fuel-blends/>
- [14] <https://www.epure.org/media/2043/200803-def-pp-e85-factsheet-single-pages.pdf>
- [15] [https://afdc.energy.gov/fuels/emerging\\_biobutanol.html](https://afdc.energy.gov/fuels/emerging_biobutanol.html)
- [16] <https://en.wikipedia.org/wiki/Biogasoline>
- [17] “Μηχανές Εσωτερικής Καύσης” Colin R. Ferguson – Alan T. Kirkpatrick, p. 20-23.
- [18] “Internal Combustion Engine Fundamentals”, John B. Heywood, (1988).
- [19] Κολοκοτρώνης Δημήτριος, Σημειώσεις μαθήματος MEK (2010) pp. 504.
- [20] Μοσχοβίτης Π., “Διάταξη Οπτικού Ερευνητικού Κινητήρα Εσωτερικής Καύσης και Μετρήσεις Αναφοράς με Ισο-οκτάνιο”, (2015).
- [21] Cinzia Tornatore, Luca Marchitto, Gerardo Valentino, Felice Esposito Corcione, Simona Silvia Merola, “Optical diagnostics of the combustion process in a PFI SI boosted engine fueled with butanolegasoline blend”, Energy 45 (2012), pp.277-287.
- [22] Brian Peterson, Elias Baum, Benjamin Bohm, Volker Sick, Andreas Dreizler, “High-speed PIV and LIF imaging of temperature stratification in an internal combustion engine”, Proceedings of the Combustion Institute 34 (2013) pp. 3653-3660.
- [23] Brian Peterson, Elias Baum, Benjamin Bohm, Volker Sick, Andreas Dreizler, “Spray-induced temperature stratification dynamics in a gasoline direct-injection engine”, Proceedings of the Combustion Institute 35 (2015) pp.2923-2931.
- [24] B. Peterson, E. Baum, B. Bohm, A. Dreizler, “Early flame propagation in a spark-ignition engine measured with quasi 4D-diagnostics”, Proceedings of Combustion Institute 35 (2015) pp.3829-3837.

- [25] Brian Peterson, David L. Reuss, Volker Sick, "On the ignition and flame development in a spray-guided direct-injection spark-ignition engine", *Combustion and Flame* 161 (2014) pp.240-255.
- [26] Xiao Ma, Hongming Xu, Changzhao Jiang, Shinin Shuai, "Ultra-high speed imaging and OH-LIF study of DMF and MF combustion in a DISI optical engine", *Applied Energy* 122 (2014) pp.247-260.
- [27] Mohammad Reza Anbari Attar, Mohammad Reza Hefratmanesh, Hua Zhao, Alasdair Cairns, "Experimental investigation of direct injection charge cooling in optical GDI engine using tracer-based PLIF technique", *Experimental Thermal and Fluid Science* 59 (2014) pp.96-108.
- [28] S. A. Kaiser, M. Shcild, C. Schulz, "Thermal stratification in an internal combustion engine due to wall heat transfer measured by laser-induced fluorescence", *Proceedings of the Combustion Institute* 34 (2013) pp.2911-2919.
- [29] P. G. Aleiferis, M. F. Rosati, "Flame Chemiluminescence and OH LIF imaging in a hydrogen-fuelled spark-ignition engine", *International Journal of hydrogen energy* 37 (2012) pp.1797-1812.
- [30] P. G. Aleiferis, J. Serras-Pereira, D. Richardson, "Characterisation of flame development with ethanol, butanol, iso-octane, gasoline and methanol in a direct-injection spark-ignition engine", *Fuel* 109 (2013) pp.256-278.
- [31] <https://www.dantecdynamics.com/solutions-applications/solutions/fluid-mechanics/particle-image-velocimetry-piv/measurement-principles-of-piv/>
- [32] <https://www.dantecdynamics.com/notes/lif-vs-chemiluminescence-measurements-for-flame-front-studies/>
- [33] Ritchie Daniel, Hongming Xu, Chongming Wang, Dave Richardson, Shijin Shuai, "Combustion performance of 2,5-dimethylfuran blends using dual-injection compared to direct-injection in an SI engine", *Applied Energy* 98 (2012) pp.59-68.
- [34] Paola Sementa, Bianca Maria Vaglieco, Francesco Catapano, "Thermodynamic and optical characterizations of a high performance GDI engine operating in homogenous and stratified charge mixture conditions fueled with gasoline and bio-ethanol", *Fuel* 96 (2012) pp. 204-219.
- [35] Manual AVL, page 5/13 of technical description AVL SCRE 5405.
- [36] <http://www.cnet.com/news/whats-so-great-about-direct-injection-abcs-of-car-tech/>
- [37] Mustafa Kemal Balki, Cenk Sayin, "The effect of compression ratio on the performance, emissions and combustion of an SI (spark ignition) engine fueled with pure ethanol, methanol and unleaded gasoline", *Energy* 71 (2014) pp.194-201.
- [38] Manual AVL crank angle encoder 365C (February 2010) pp.1-2.

- [39] AVL List Gmbh, AVL Boost – User’s Guide, 2014.
- [40] Westbrook, C. K., “Biofuels Combustion”, Annual Review of Physical Chemistry, vol. 64, pp. 201-219, 2013.
- [41] Malcolm, J. S., Aleiferis, P. G, Todd, A.R, Cairns, A., Hume, A., Blaxill, H., et al., “A study of blended alcohol fuels in a new optical spark-ignition engine”, International conference on internal combustion engines: performance, fuel economy and emissions, December 2007, London (UK), IMechE: 2007. pp. 223–234.
- [42] Szwaja, S., Naber, J. D., “Combustion of n-butanol in a spark-ignition engine.”, Fuel, vol. 89 (8), pp. 1573-1582.
- [43] Todd, A., Fraser, N., Aleiferis, P. G, Malcolm, J., Cairns, A., “A study of alcohol blended fuels in an unthrottled single-cylinder spark-ignition engine.”, SAE paper 2010-01-0618, 2010.
- [44] Wallner, T., Miers, S. A, Mconnell, S., “A comparison of ethanol and butanol as oxygenates using a direct-injection, spark-ignition engine.”, Journal of Engine and Gas Turbine Power, vol. 131, pp. 032802, 2009.
- [45] Smith, J. D., Sick, V. “The prospects of using alcohol-based fuels in stratified-charge spark-ignition engines.”, SAE paper 2007-01-4034, 2007.
- [46] Topgül, T., Yücesu, H. S., Cinar, C., Koca, A., “The effects of ethanol-unleaded gasoline blends and ignition timing on engine performance and exhaust emissions.” Renewable Energy, vol. 31 (15), pp. 2534-2542, 2006.
- [47] Abu-Zaid, M., BAdran, O., Yamin, J., “Effect of Methanol Addition on the performance of Spark Ignition Engines”, Energy Fuels, vol. 18 (2), pp. 312-315, 2004.
- [48] Liu, S., Clemente, E. R. C., Hu, T., “Study of spark ignition engine fuelled with methanol/gasoline fuel blends”, Applied Thermal Engineering, vol. 27 (11-12), pp. 1904-1910, 2007.
- [49] Hu, T., Wei, Y, Liu, S., Zhou, L., “Improvement of Spark-Ignition (SI) Engine Combustion and Emission during Cold Start, Fueled with Methanol/Gasoline Blends”, Energy Fuels, vol. 21 (1), pp. 171-175, 2007.
- [50] [https://en.wikipedia.org/wiki/Ethanol\\_fuel\\_by\\_country](https://en.wikipedia.org/wiki/Ethanol_fuel_by_country)
- [51] “Exhaust gas after-treatment simulation suite”, AVL, (2013).
- [52] AVL List Gmbh, AVL Boost – Theory v2013.2, 2013, pp. 2-20.
- [53] AVL List Gmbh, AVL Boost – Theory v2013.2, 2013, pp. 2-21 – 2-22.
- [54] AVL List Gmbh, AVL Boost – Theory v2013.2, 2013, pp. 2-12.
- [55] AVL List Gmbh, AVL Boost – Theory v2013.2, 2013, pp. 2-15.
- [56] AVL List Gmbh, AVL Boost – Theory v2013.2, 2013, pp. 2-72.
- [57] [https://en.wikipedia.org/wiki/Octane\\_rating#RON](https://en.wikipedia.org/wiki/Octane_rating#RON)



- [58] Qianqian Li, Wu Jin, Zuohua Huang, "Laminar Flame Characteristics of C1-C5 Primary Alcohol-Isooctane Blends at Elevated Temperature", *energies*, (2016).
- [59] <https://www.formula1.com/en/latest/article.how-f1-technology-has-supercharged-the-world.6Gtk3hBxGyUGbNH0q8vDQK.html>
- [60] [https://en.wikipedia.org/wiki/Engine\\_efficiency](https://en.wikipedia.org/wiki/Engine_efficiency)
- [61] <https://www.bioethanolcarburant.com/trouver-une-station-e85>
- [62] Frances Sprei, "Boom and bust of flex-fuel vehicles in Sweden", (2013)