



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ



ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Διπλωματική εργασία του
Ράπτη Ανδρέα-Δαυΐδ

‘Πρόβλεψη Λειτουργίας και Εκπομπής Ρύπων Κινητήρα
Ντίζελ με Πιλοτική Έγχυση Καυσίμου’

Επιβλέπων
Καθηγητής Δημήτριος Θ. Χουντάλας



Αθήνα, Ιούλιος 2009

Πρόλογος: Η παρούσα διπλωματική εργασία αποτελεί το τελευταίο και συνάμα πιο ευχάριστο στάδιο στην πορεία μου στην Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. Μια πορεία γεμάτη από ευχάριστες παραστάσεις, τις οποίες θα θυμάμαι με περισσή νοσταλγία. Η εκπόνηση αυτής της εργασίας, όμως, δεν θα είχε ευδοθεί χωρίς την ουσιαστική συνδρομή συγκεκριμένων επιβλεπόντων και συνεργατών. Θεωρώ ότι η εργασία αυτή αποτελεί την πιο δημιουργική δραστηριότητα μου στο Ίδρυμα, και ως εκ τούτου επιθυμώ να αποδώσω τις ευχαριστίες μου πρωτίστως στον Καθηγητή μου Δημήτριο Χουντάλα, ο οποίος μου παρείχε αφ'ενός τα απαραίτητα κίνητρα και τις γνώσεις αναφορικά με το θέμα, και αφ'ετέρου με καθοδήγησε έμπρακτα και μου συμπαραστάθηκε αμέριστα σε όλα τα στάδια της εργασίας. Ευχαριστώ ιδιαίτερα τον υποψήφιο διδάκτορα κ. Βασίλη Λάμαρη για την ανιδιοτελή βοήθεια και τις υποδείξεις του σε θέματα πρακτικής σημασίας. Ευχαριστώ τον Καθηγητή Κωνσταντίνο Ρακόπουλο, του οποίου το συγγραφικό έργο και η διδασκαλία στα αμφιθέατρα, με βοήθησαν να κατανοήσω τις αρχές λειτουργίας των Μηχανών Εσωτερικής Κάυσης, και να θελήσω να εμβαθύνω ακόμα περισσότερο στο αντικείμενο. Επίσης, θέλω να ευχαριστήσω τον Λέκτορα Ευάγγελο Γιακουμή για τις εξαιρετικές παραδόσεις του στα μαθήματα που σχετίζονται με το θέμα της εργασίας μου. Θέλω να ευχαριστήσω την οικογένεια μου, που με στήριξε αδιάκοπα σε όλες μου τις επιλογές, και ήταν πάντα εκεί να με βοηθήσουν να ορθοποδήσω, όταν οι επιλογές μου αποδεικνύονταν λανθασμένες και τους φίλους μου που στάθηκαν πλάι μου και έκαναν την φοίτηση στην σχολή πιο ευχάριστη. Τέλος, θέλω να εκφράσω τις ευχαριστίες μου στους συναδέλφους στο Πολυτεχνείο ΕΘΝ της Ζυρίχης για την παραχώρηση των μετρήσεων που έχουν χρησιμοποιηθεί στην διπλωματική αυτή εργασία.

Περιεχόμενα

| | |
|---|----|
| <u>Υπόμνημα πινάκων και σχημάτων</u> | 1 |
| <u>Κεφάλαιο 1^ο .Εισαγωγή στις εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ., στην μοντελοποίηση τους και σκοπός διπλωματικής εργασίας</u> | 7 |
| 1.1.Κατηγοριοποίηση εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης | 7 |
| 1.2.Πλεονεκτήματα κινητήρων Diesel έναντι κινητήρων Otto | 8 |
| 1.3.Ρόλος των υπολογιστικών μοντέλων στην εξέλιξη των εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. | 9 |
| 1.4. Υπολογιστικά μοντέλα για την προσομοίωση λειτουργίας εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. | 10 |
| 1.4.1. Φαινομενολογικά μοντέλα | 10 |
| 1.4.2. Ρευστομηχανικά μοντέλα | 11 |
| 1.4.3. Σύγκριση φαινομενολογικών και ρευστομηχανικών μοντέλων | 12 |
| 1.5. Σκοπός της Διπλωματικής Εργασίας | 13 |
| <u>Κεφάλαιο 2^ο Εκπομπές ρύπων από τις εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ.</u> | 14 |
| 2.1. Εκπομπές ρύπων από τους κινητήρες Diesel | 14 |
| 2.2. Επιπτώσεις των ρύπων στην ανθρώπινη υγεία και στο περιβάλλον .. | 15 |
| 2.3. Σχηματισμός NO _x , αιθάλης και CO και υδρογονανθράκων..... | 16 |
| 2.3.1. Σχηματισμός Οξειδίων του Αζώτου (NO _x) | 17 |
| 2.3.2. Σχηματισμός Αιθάλης | 17 |
| 2.3.3. Σχηματισμός Μονοξειδίου του Άνθρακα (CO) | 18 |
| 2.3.4. Σχηματισμός Υδρογονανθράκων (HC) | 18 |
| 2.4. Επίδραση λειτουργικών παραμέτρων στην εκπομπή οξειδίων του αζώτου και αιθάλης | 19 |
| 2.4.1. Ανακυκλοφορία καυσαερίου (Exhaust Gas Recirculation-EGR) | 19 |
| 2.4.2. Πίεση έγχυσης | 20 |
| 2.4.3. Προπορεία έγχυσης καυσίμου | 20 |
| 2.4.4. Πίεση υπερπλήρωσης | 21 |
| 2.5. Επίδραση λειτουργικών παραμέτρων στην ισχύ και κατανάλωση καυσίμου | 21 |
| 2.5.1. Ανακυκλοφορία καυσαερίου (Exhaust Gas Recirculation-EGR) | 21 |
| 2.5.2. Πίεση έγχυσης | 22 |

| | |
|---|----|
| 2.5.3. Προπορεία έγχυσης καυσίμου | 22 |
| 2.5.4. Πίεση υπερπλήρωσης | 22 |
| | |
| <u>Κεφάλαιο 3^ο .Περιγραφή Κινητήρα – Ανάλυση και Επεξεργασία</u> | |
| <u>των Μετρήσεων</u> | 23 |
| 3.1. Παρουσίαση μετρούμενων μεγεθών | 23 |
| 3.2. Επεξεργασία Μετρημένου Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος | 25 |
| 3.3. Επεξεργασία Μετρημένων Μεγεθών | 26 |
| 3.4. Παρουσίαση μετρήσεων-Κατηγοριοποίηση μετρήσεων | 29 |
| 3.4.1. Επίδραση Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου (EGR)..... | 30 |
| 3.4.2. Επίδραση Πίεσης Έγχυσης | 32 |
| 3.4.3. Επίδραση Προπορείας Έγχυσης Καυσίμου..... | 34 |
| 3.4.4. Επίδραση Πίεσης Υπερπλήρωσης | 36 |
| | |
| <u>Κεφάλαιο 4^ο: Περιγραφή του πολυζωνικού μοντέλου καύσης ‘Ntua-Engine</u> | |
| <u>Performance & Emissions Code’</u> | 38 |
| 4.1.Γενική Περιγραφή του Υπολογιστικού Μοντέλου | 38 |
| 4.2. Προσομοίωση Διεργασιών εντός του Θαλάμου Καύσης | 38 |
| 4.2.1.Προσομοίωση του Μηχανισμού Συναλλαγής Θερμότητας ... | 39 |
| 4.2.2. Προσομοίωση Συστροφής Αέρα | 40 |
| 4.2.3. Προσομοίωση της Δέσμης Καυσίμου | 41 |
| 4.2.4. Προσομοίωση Διείσδυσης Αέρα | 42 |
| 4.2.5.Προσομοίωση Διασκορπισμού Δέσμης Καυσίμου | 43 |
| 4.2.6. Προσομοίωση της Καύσης | 43 |
| 4.3. Προσομοίωση της Έγχυσης καυσίμου | 44 |
| 4.4. Μοντέλο Σχηματισμού του Μονοξειδίου του Αζώτου | 44 |
| 4.5. Μοντέλο Σχηματισμού της Αιθάλης | 45 |
| | |
| <u>Κεφάλαιο 5^ο: Εφαρμογή και Βαθμονόμηση του Πολυζωνικού Μοντέλου</u> | |
| | 47 |
| 5.1. Βαθμονόμηση Κώδικα | 49 |
| 5.1.1. Αποτελέσματα Βαθμονόμησης-Συντελεστής Διείσδυσης | |
| Αέρα | 50 |
| 5.1.2. Αποτελέσματα Βαθμονόμησης-Διορθωτικός Παράγοντας | |
| Οξειδίων του Αζώτου..... | 50 |
| 5.1.3. Αποτελέσματα Βαθμονόμησης - Συντελεστής Ρυθμού | |
| Οξειδωσης Αιθάλης | 51 |
| 5.1.4. Εκτίμηση Αρχικής Πίεσης στο Κλείσιμο της Βαλβίδας | |
| Εισαγωγής | 52 |

| | |
|---|----|
| 5.2. Αποτελέσματα Προσομοίωσης | 52 |
| 5.2.1. Επίδραση Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου (EGR) | 53 |
| 5.2.2. Επίδραση Πίεσης Έγχυσης | 54 |
| 5.2.3. Επίδραση Προπορείας Έγχυσης Καυσίμου | 55 |
| 5.2.4. Επίδραση Πίεσης Υπερπλήρωσης | 56 |

| | |
|--|-----|
| <u>Κεφάλαιο 6^ο: Σύγκριτική Αξιολόγηση των Αποτελεσμάτων του πολυζωνικού μοντέλου με τα πειραματικά δεδομένα</u> | 57 |
| 6.1. Επίδραση Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου (EGR) | 59 |
| 6.1.1. Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm. | 59 |
| 6.1.2. Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm. | 63 |
| 6.1.3. Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%) στις 2500 rpm. | 67 |
| 6.1.4. Αξιολόγηση του Πολυζωνικού Μοντέλου ως προς την Πρόβλεψη της Επίδρασης της Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου | 70 |
| 6.2. Επίδρασης Πίεσης Έγχυσης..... | 72 |
| 6.2.1. Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm. | 72 |
| 6.2.2. Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm. | 76 |
| 6.2.3. Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%) στις 2500 rpm. | 80 |
| 6.2.4. Αξιολόγηση του Πολυζωνικού Μοντέλου ως προς την Πρόβλεψη της Επίδρασης της Πίεσης Έγχυσης | 83 |
| 6.3. Επίδραση Προπορείας Έγχυσης Καυσίμου..... | 85 |
| 6.3.1. Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm. | 85 |
| 6.3.2. Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm. | 89 |
| 6.3.3. Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%) στις 2500 rpm. | 93 |
| 6.3.4. Αξιολόγηση του Πολυζωνικού Μοντέλου ως προς την Πρόβλεψη της Επίδρασης της Προπορείας Έγχυσης Καυσίμου..... | 96 |
| 6.4. Επίδραση Πίεσης Υπερπλήρωσης | 98 |
| 6.4.1. Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm. | 98 |
| 6.4.2. Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm. | 102 |
| 6.4.3. Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%) στις 2500 rpm. | 106 |
| 6.4.4. Αξιολόγηση του Πολυζωνικού Μοντέλου ως προς την Πρόβλεψη της Επίδρασης της Πίεσης Υπερπλήρωσης | 109 |
| <u>Κεφάλαιο 7^ο: Αξιολόγηση πολυζωνικού μοντέλου- Συμπεράσματα</u> | 111 |

| | |
|--|-----|
| Κεφάλαιο 8 ^ο : Παράρτημα | 113 |
| 8.1. Υπολογισμός σύστασης παγιδευμένου αερίου εντός του Θαλάμου Καύσης | 113 |
| 8.1.1. Υπολογισμός κατ'όγκο συγκέντρωσης παγιδευμένου Υδρατμού εντός του Θαλάμου Καύσης | 113 |
| 8.1.2. Υπολογισμός κατ'όγκο συγκέντρωσης παγιδευμένου Αζώτου εντός του Θαλάμου Καύσης | 116 |
| 8.1.3. Υπολογισμός κατ'όγκο συγκέντρωσης παγιδευμένου Οξυγόνου εντός του Θαλάμου Καύσης | 118 |
| 8.1.4. Υπολογισμός κατ'όγκο συγκέντρωσης παγιδευμένου Διοξειδίου του Άνθρακα εντός του Θαλάμου Καύσης | 119 |
| 8.1.5. Υπολογισμός συνολικής ποσότητας παγιδευμένων αερίων εντός του Θαλάμου Καύσης | 120 |
| 8.2.Μετρημένα και Υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας | 121 |
| 8.2.1. Ανακυκλοφορία καυσαερίου | 121 |
| 8.2.1.1. Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm | 121 |
| 8.2.1.2. Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm | 123 |
| 8.2.1.3. Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%) στις 2500 rpm | 125 |
| 8.2.2. Πίεση έγχυσης | 126 |
| 8.2.2.1. Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm | 126 |
| 8.2.2.2. Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm | 128 |
| 8.2.2.3. Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%) στις 2500 rpm | 129 |
| 8.2.3. Προπορεία έγχυσης | 132 |
| 8.2.3.1. Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm | 132 |
| 8.2.3.2. Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm | 133 |
| 8.2.3.3. Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%) στις 2500 rpm | 135 |
| 8.2.4. Πίεση υπερπλήρωσης | 137 |
| 8.2.4.1. Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm | 137 |

| | |
|--|-----|
| 8.2.4.2. Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm | 138 |
| 8.2.4.3. Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%) στις 2500 rpm | 139 |
| <u>Κεφάλαιο 9^ο: Βιβλιογραφία</u> | 141 |

Υπόμνημα πινάκων και σχημάτων

Πίνακας 1: Κύρια γεωμετρικά και λειτουργικά χαρακτηριστικά κινητήρα

Πίνακας 2: Μετρούμενα μεγέθη και μονάδες αυτών

Πίνακας 3: Συνθήκες λειτουργίας, μετρημένη μέγιστη πίεση καύσης και μετρημένες εκπομπές ρύπων για μεταβαλλόμενο EGR

Πίνακας 4: Συνθήκες λειτουργίας, μετρημένη μέγιστη πίεση καύσης και μετρημένες εκπομπές ρύπων για μεταβαλλόμενη πίεση έγχυσης

Πίνακας 5: Συνθήκες λειτουργίας, μετρημένη μέγιστη πίεση καύσης και μετρημένες εκπομπές ρύπων για μεταβαλλόμενη προπορεία έγχυσης

Πίνακας 6: Συνθήκες λειτουργίας, μετρημένη μέγιστη πίεση καύσης και μετρημένες εκπομπές ρύπων για μεταβαλλόμενη πίεση υπερπλήρωσης

Πίνακας 7: Τιμές του Συντελεστή Διείσδυσης Αέρα

Πίνακας 8: Τιμές του Διορθωτικού Παράγοντα NO

Πίνακας 9: Τιμές του Συντελεστή Ρυθμού Οξειδωσης Αιθάλης

Πίνακας 10: Συνθήκες λειτουργίας, υπολογισμένη μέγιστη πίεση καύσης και υπολογισμένες εκπομπές ρύπων για μεταβαλλόμενο EGR

Πίνακας 11: Συνθήκες λειτουργίας, υπολογισμένη μέγιστη πίεση καύσης και υπολογισμένες εκπομπές ρύπων για μεταβαλλόμενη πίεση έγχυσης

Πίνακας 12: Συνθήκες λειτουργίας, υπολογισμένη μέγιστη πίεση καύσης και υπολογισμένες εκπομπές ρύπων για μεταβαλλόμενη προπορεία έγχυσης

Πίνακας 13: Συνθήκες λειτουργίας, υπολογισμένη μέγιστη πίεση καύσης και υπολογισμένες εκπομπές ρύπων για μεταβαλλόμενη πίεση υπερπλήρωσης

Σχήμα 1: Δεδομένα εισόδου του πολυζωνικού μοντέλου

Σχήμα 2: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2000 rpm, 8 bar bmer

Σχήμα 3: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2000 rpm, 8 bar bmer

Σχήμα 4: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2000 rpm, 8 bar bmer

Σχήματα 5-6: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 21, 2000 rpm, 8 bar bmer, EGR = 15,0%

Σχήματα 7-8: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 21, 2000 rpm, 8 bar bmer, EGR = 0,4%

Σχήμα 9: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2500 rpm, 4 bar bmer

Σχήμα 10: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2500 rpm, 4 bar bmer

Σχήμα 11: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2500 rpm, 4 bar bmer

Σχήματα 12-13: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 21, 2500 rpm, 4 bar bmer, EGR = 25,3%

Σχήματα 14-15: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 27, 2500 rpm, 4 bar bmer, EGR = 5,5%

Σχήμα 16: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2500 rpm, 7 bar bmer

Σχήμα 17: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2500 rpm, 7 bar bmer

Σχήμα 18: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2500 rpm, 7 bar bmer

Σχήματα 19-20: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 21, 2500 rpm, 7 bar bmer, EGR = 18,9%

Σχήματα 21-22: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 25, 2500 rpm, 7 bar bmer, EGR = 2,4%

Σχήμα 23: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2000 rpm, 8 bar bmer

Σχήμα 24: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2000 rpm, 8 bar bmer

Σχήμα 25: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2000 rpm, 8 bar bmer

Σχήματα 26-27: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 31, 2000 rpm, 8 bar bmer, p_rail = 650,1 bar

Σχήματα 28-29: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 37, 2000 rpm, 8 bar bmer, p_rail = 950,0 bar

Σχήμα 30: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2500 rpm, 4 bar bmer

Σχήμα 31: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2500 rpm, 4 bar bmer

Σχήμα 32: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2500 rpm, 4 bar bmer

Σχήματα 33-34: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 33, 2500 rpm, 4 bar bmer, $p_{rail} = 600,0$ bar

Σχήματα 35-36: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 36, 2500 rpm, 4 bar bmer, $p_{rail} = 750,0$ bar

Σχήμα 37: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2500 rpm, 7 bar bmer

Σχήμα 38: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2500 rpm, 7 bar bmer

Σχήμα 39: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2500 rpm, 7 bar bmer

Σχήματα 40-41: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 31, 2500 rpm, 7 bar bmer, $p_{rail} = 650,0$ bar

Σχήματα 42-43: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 38, 2500 rpm, 7 bar bmer, $p_{rail} = 1000,0$ bar

Σχήμα 44: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2000 rpm, 8 bar bmer

Σχήμα 45: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2000 rpm, 8 bar bmer

Σχήμα 46: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2000 rpm, 8 bar bmer

Σχήματα 47-48: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 41, 2000 rpm, 8 bar bmer, $soi_{main} = -3,2^{\circ}$ ATDC

Σχήματα 49-50: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 46, 2000 rpm, 8 bar bmer, $soi_{main} = 6,8^{\circ}$ ATDC

Σχήμα 51: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2500 rpm, 4 bar bmer

Σχήμα 52: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2500 rpm, 4 bar bmer

Σχήμα 53: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2500 rpm, 4 bar bmer

Σχήματα 54-55: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 41, 2500 rpm, 4 bar bmer, soi_main = -2,0° ATDC

Σχήματα 56-57: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 45, 2500 rpm, 4 bar bmer, soi_main = 6,0° ATDC

Σχήμα 58: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2500 rpm, 7 bar bmer

Σχήμα 59: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2500 rpm, 7 bar bmer

Σχήμα 60: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2500 rpm, 7 bar bmer

Σχήματα 61-62: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 41, 2500 rpm, 7 bar bmer, soi_main = -4,0° ATDC

Σχήματα 63-64: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 41, 2500 rpm, 7 bar bmer, soi_main = 8,0° ATDC

Σχήμα 65: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2000 rpm, 8 bar bmer

Σχήμα 66: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2000 rpm, 8 bar bmer

Σχήμα 67: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2000 rpm, 8 bar bmer

Σχήματα 68-69: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 16, 2000 rpm, 8 bar bmer, p_im = 119600 Pa

Σχήματα 70-71: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 72, 2000 rpm, 8 bar bmer, p_im = 169020 Pa

Σχήμα 72: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2500 rpm, 4 bar bmer

Σχήμα 73: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2500 rpm, 4 bar bmer

Σχήμα 74: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2500 rpm, 4 bar bmer

Σχήματα 75-76: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 11, 2500 rpm, 4 bar bmer, $p_{im} = 109050$ Pa

Σχήματα 77-78: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 14, 2500 rpm, 7 bar bmer, $p_{im} = 138770$ Pa

Σχήμα 79: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2500 rpm, 7 bar bmer

Σχήμα 80: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2500 rpm, 7 bar bmer

Σχήμα 81: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2500 rpm, 7 bar bmer

Σχήματα 82-83: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 11, 2500 rpm, 7 bar bmer, $p_{im} = 119480$ Pa

Σχήματα 84-85: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 73, 2500 rpm, 7 bar bmer, $p_{im} = 169190$ Pa

Σχήματα 86-95: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για 2000 rpm, 8 bar bmer, μεταβολή EGR

Σχήματα 96-109: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για 2500 rpm, 4 bar bmer, μεταβολή EGR

Σχήματα 110-115: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για 2500 rpm, 7 bar bmer, μεταβολή EGR

Σχήματα 116-127: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για 2000 rpm, 8 bar bmer, μεταβολή πίεσης έγχυσης

Σχήματα 128-135: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για 2500 rpm, 4 bar bmer, μεταβολή πίεσης έγχυσης

Σχήματα 136-149: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για 2500 rpm, 7 bar bmer, μεταβολή πίεσης έγχυσης

Σχήματα 150-157: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για 2000 rpm, 8 bar bmer, μεταβολή προπορείας έγχυσης

Σχήματα 158-167: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για 2500 rpm, 4 bar bmer, μεταβολή προπορείας έγχυσης

Σχήματα 168-179: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για 2500 rpm, 7 bar bmer, μεταβολή προπορείας έγχυσης

Σχήματα 180-187: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για 2000 rpm, 8 bar bmer, μεταβολή πίεσης υπερπλήρωσης

Σχήματα 188-195: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για 2500 rpm, 4 bar bmer, μεταβολή πίεσης υπερπλήρωσης

Σχήματα 196-201: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα /διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για 2500 rpm, 7 bar bmer, μεταβολή πίεσης υπερπλήρωσης

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο

1.Εισαγωγή στις εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ., στην μοντελοποίηση τους και σκοπός διπλωματικής εργασίας

Οι Μηχανές Εσωτερικής Καύσης καταλαμβάνουν ένα πολύ σημαντικό ποσοστό στην παγκόσμια αγορά θερμικών μηχανών. Χρησιμοποιούνται σχεδόν αποκλειστικά στις επίγειες μεταφορές, στην ναυσιπλοΐα, ενώ παρατηρείται η χρήση τους ακόμα και σε αεροσκάφη, καθώς και στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, όταν η εγκατάσταση μεγάλων ατμοηλεκτρικών μονάδων αντενδείκνυται για λόγους οικονομίας (όπως συμβαίνει σε απομονωμένα από το ηλεκτρικό δίκτυο νησιά). Οι λόγοι που έχουν οδηγήσει σε αυτήν την ευρεία εφαρμογή είναι ποικίλλοι, όπως για παράδειγμα ο καλός βαθμός απόδοσης, η ικανοποιητική λειτουργία στα μερικά φορτία, και στην περίπτωση της ναυσιπλοΐας και παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, η δυνατότητα χρήσης καυσίμου χαμηλής ποιότητας και κόστους (λόγω του διαθέσιμου χρόνου για την καύση του καυσίμου diesel, που υπάρχει στις αργόστροφες μηχανές). Είναι προφανές ότι οποιαδήποτε βελτίωση στην τεχνολογία και την κατασκευή των Μηχανών Εσωτερικής Καύσης, λόγω της εκτεταμένης χρήσης τους, οδηγεί σε τεράστια πλεονεκτήματα σε παγκόσμια κλίμακα, είτε αυτά έχουν να κάνουν με την εξοικονόμηση ενεργειακών πόρων, είτε με την εκπομπή αισθητά λιγότερων ρύπων.

1.1.Κατηγοριοποίηση εμβολοφόρων Μηχανών Εσωτερικής Καύσης

Η εκτεταμένη χρήση και παραγωγή τους από ποικίλλες βιομηχανικές μονάδες διαφορετικής 'κατασκευαστικής νοοτροπίας' έχει οδηγήσει στην δημιουργία πολλών παραλλαγών των εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. Ως εκ τούτου οι εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ. μπορούν να καταταχθούν στις ακόλουθες κύριες κατηγορίες:

- α) Εφαρμογή: Αυτή μπορεί να είναι σε αυτοκίνητα, φορτηγά, τραίνα, αεροσκάφη, πλοία και παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.
- β) Γεωμετρία: Εδώ παρατηρούνται οι παλινδρομικές εμβολοφόρες μηχανές (που με την σειρά τους μπορούν να διαχωριστούν ανάλογα με την διάταξη των κυλίνδρων τους, π.χ. κινητήρες εν σειρά, V κινητήρες, boxer κινητήρες, W κινητήρες, αστεροειδείς), καθώς και περιστροφικές μηχανές, όπως είναι ο κινητήρας Wankel
- γ) Κύκλος λειτουργίας: Ο κύκλος λειτουργίας των Μ.Ε.Κ. μπορεί να είναι 4-Χ φυσικής αναπνοής ή υπερπληρωμένος ή 2-Χ (με κάποια αναγκαία υπερπλήρωση για την απόπλυση των καυσαερίων από τον κύλινδρο)

δ) Καύσιμο-Καύση-Ρύθμιση Ισχύος: Το χρησιμοποιούμενο καύσιμο είναι βενζίνη για τους κινητήρες Otto, ντήζελ για τους κινητήρες Diesel, βαρύ πετρέλαιο για τους ναυτικούς κινητήρες Diesel. Η προετοιμασία του μείγματος αέρα-καυσίμου μπορεί να γίνει με χρήση απλού εξαεριοτή (κάτι τέτοιο συνέβαινε στους παλαιότερους κινητήρες Otto), με έγχυση του καυσίμου στο ρεύμα αέρα μέσα στον αγωγό εισαγωγής (Otto), ή με έγχυση του καυσίμου απ'ευθείας στον θάλαμο καύσης (κυρίως θάλαμος καύσης ή προθάλαμος). Στην απ'ευθείας έγχυση καυσίμου στον κύλινδρο συναντούμε τον GDI Otto κινητήρα, ενώ στους Diesel έχουμε είτε άμεση έγχυση στον κυρίως θάλαμο (DI), ή έμμεση έγχυση, όταν χρησιμοποιείται προθάλαμος (IDI). Η έναυση του αναφλέξιμου μείγματος μπορεί να γίνει με εξωτερική βοήθεια από ηλεκτρικό σπινθηριστή (Otto) ή να σημειωθεί αυτανάφλεξη του καυσίμου λόγω των συνθηκών θερμοκρασίας και πίεσης που επικρατούν στον κύλινδρο (Diesel). Η ρύθμιση ισχύος στους κινητήρες Otto (ποσοτική ρύθμιση ισχύος) γίνεται με στραγγαλισμό της ροής μείγματος εισόδου (με αμετάβλητο τον λόγο αέρα-καυσίμου), ενώ στους Diesel (ποιοτική ρύθμιση ισχύος) με έλεγχο της παροχής καυσίμου στον κύλινδρο.

1.2.Πλεονεκτήματα κινητήρων Diesel έναντι κινητήρων Otto

Από τα παραπάνω είναι εμφανής η παρουσία πολλών διαφορετικών τύπων σχεδίασης ενός κινητήρα, καθώς και τα κύρια σημεία στα οποία διαφοροποιείται η λειτουργία των κινητήρων Diesel (αυτανάφλεξη) από την αντίστοιχη των κινητήρων Otto (ανάφλεξη με σπινθηριστή). Δεν φαίνονται όμως και οι λόγοι που καθιστούν τον κινητήρα Diesel πιο ελκυστικό σε σχέση με τον αντίστοιχο Otto και που έχουν οδηγήσει στην σχεδόν ολοκληρωτική επικράτηση τους (με εξαίρεση την περίπτωση των βενζινοκινητήρων στα αυτοκίνητα). Αυτοί είναι:

α) Ο μεγαλύτερος λόγος συμπίεσης που επιτυγχάνεται στον κινητήρα Diesel (που είναι εξ'άλλου απαραίτητος για την αυτανάφλεξη του μείγματος αέρα-καυσίμου) και ο οποίος μπορεί να επιτευχθεί λόγω της απουσίας του φόβου κρουστικής καύσης (σε αντίθεση με τον κινητήρα Otto), οδηγεί σε καλύτερο βαθμό απόδοσης. Από τον ιδανικό πρότυπο κύκλο Diesel, έχουμε ότι:

$$\eta_D = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \left[\frac{\alpha^\gamma - 1}{\gamma(\alpha - 1)} \right] \quad (1-1)$$

, όπου ε ο λόγος συμπίεσης και α ο λόγος θερμοκρασιών T_3/T_2 και άρα όσο πιο μεγάλος είναι ο βαθμός συμπίεσης, τόσο καλύτερη είναι η απόδοση του κινητήρα και χαμηλότερη η ειδική κατανάλωση καυσίμου.

β) Διάρκεια ζωής-Αξιοπιστία: Η στιβαρότερη κατασκευή των κινητήρων Diesel, να μην συνεπάγεται υψηλότερο κόστος κτήσης, αλλά συνάμα προσφέρει μεγαλύτερη διάρκεια ζωής, η οποία στην περίπτωση της αυτοκίνησης είναι σχεδόν διπλάσια.

Ακόμα και το ίδιο το χρησιμοποιούμενο καύσιμο συνεισφέρει στην διάρκεια ζωής του κινητήρα, αφού το καύσιμο ντίζελ έχει καλύτερες λιπαντικές ιδιότητες, σε σχέση με την βενζίνη. Βέβαια, αυτό αφορά μόνο τα δομικά μέρη όπου η ιδιότητα αυτή παίζει ρόλο, όπως είναι για παράδειγμα ο εγχυτήρας.

γ) Ρύπανση: Ο κινητήρας Diesel παρουσιάζει ορισμένα πλεονεκτήματα σε σχέση με τον αντίστοιχο Otto, στην εκπομπή ρύπων. Οι εκπομπές CO, στους κινητήρες Diesel είναι αισθητά χαμηλότερες από τις εκπομπές στον Otto, και αυτό οφείλεται στην μεγάλη περίσσεια αέρα (ακόμα και στα μεγάλα φορτία) στην οποία εργάζονται. Αντίθετα, οι κινητήρες Otto, λόγω και της παρουσίας του τριοδικού καταλύτη στις περισσότερες περιπτώσεις, οφείλουν να λειτουργούν σε περιοχές πλησίον της στοιχειομετρικής αναλογίας. Η σημαντικότητα αυτού του ρύπου, είναι ότι είναι εξαιρετικά τοξικός ακόμα και σε χαμηλές συγκεντρώσεις και γι'αυτό σε περιπτώσεις ελλιπούς εξαερισμού, η χρήση κινητήρων Diesel είναι επιτακτική (χαρακτηριστικό παράδειγμα αποτελούν τα ορυχεία). Στα αρνητικά των κινητήρων Diesel, αξίζει όμως να σημειωθεί ότι οι κινητήρες Otto παρουσιάζουν σωματιδιακές εκπομπές μόνο σε αντίξοες συνθήκες, υπερβολικά πλούσια μείγματα ή κακή ρύθμιση, κάτι που όμως δεν συμβαίνει στους κινητήρες Diesel, καθώς οι εκπομπές αιθάλης σε καμμία περίπτωση δεν μπορούν να θεωρηθούν αμελητέες. Η παρουσία αιθάλης μάλιστα, οριοθετεί και την λειτουργία τους, αφού η λειτουργία σε πολύ μεγάλα φορτία για μεγάλο χρονικό διάστημα, μπορεί να προκαλέσει προβλήματα λειτουργίας, όπως είναι η απόφραξη των οπών του εγχυτήρα.

δ) Ο βαθμός απόδοσης των κινητήρων Diesel εξαρτάται ελαφρά από το φορτίο στο οποίο λειτουργεί, σε αντίθεση με τους κινητήρες Otto, οι οποίοι είναι πιο ευαίσθητοι στις μεταβολές του φορτίου.

1.3.Ρόλος των υπολογιστικών μοντέλων στην εξέλιξη των εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ

Από τα παραπάνω, καθίσταται σαφές ότι ο κινητήρας Diesel, είναι λογικό να προτιμάται σε σχέση με τον κινητήρα Otto, για τις διάφορες εφαρμογές. Ως εκ τούτου, η έρευνα παγκοσμίως επικεντρώνεται ιδιαίτερα στην βελτίωση και εξέλιξη των κινητήρων Diesel. Σημαντικό ρόλο στην εξέλιξη αυτή, διαδραματίζουν τα υπολογιστικά μοντέλα που έχουν αναπτυχθεί, και τα οποία προσομοιάζουν την λειτουργία των κινητήρων Diesel (συμπίεση, καύση, εκτόνωση, εναλλαγή αερίων) με χρήση ηλεκτρονικού υπολογιστή. Το μειωμένο κόστος, τόσο σε χρόνο όσο και σε χρήμα, που απαιτείται για την εκτέλεση ενός 'πειράματος' σε ένα υπολογιστικό μοντέλο και την εξαγωγή των επακόλουθων συμπερασμάτων (σε αντιπαραβολή με την εκτέλεση πειράματος και συλλογή μετρήσεων στο εργαστήριο), το καθιστούν ιδιαίτερα ελκυστικό για τον ερευνητή. Ακόμα και στην περίπτωση όπου ο εργαστηριακός έλεγχος και το πείραμα κρίνονται απαραίτητα, ο Η/Υ μπορεί να δώσει

μια πρώτη εκτίμηση για τις μεταβολές των παραμέτρων που πρέπει να γίνουν στα δεδομένα του πειράματος, προκειμένου να επιτευχθούν οι επιθυμητές τιμές των αποτελεσμάτων. Σφάλματα στην περίπτωση του H/Y προκύπτουν μόνο όταν ο ερευνητής δεν δώσει σωστά δεδομένα εισόδου ή δεν έχει βαθμονομήσει σωστά τον χρησιμοποιούμενο κώδικα, αλλά και πάλι το κόστος της επανάληψης της διαδικασίας είναι αμελητέο. Το πιο σημαντικό όμως πλεονέκτημα που προσφέρει η χρήση ενός προσομοιωτικού μοντέλου, είναι η δυνατότητα της μεμονωμένης μελέτης μιας και μόνο μεταβλητής, χωρίς ενδεχόμενη μεταβολή άλλης παραμέτρου. Αντίθετα κατά τον εργαστηριακό έλεγχο, η μεταβολή μιας παραμέτρου μπορεί να επηρεάσει και άλλες με αποτέλεσμα να μην μπορεί να καθορισθεί η ακριβής επίδραση της στις παραμέτρους λειτουργίας και την εκπομπή ρύπων του κινητήρα. Εξ'άλλου, με την χρήση υπολογιστικών μοντέλων, μπορούμε να κατανοήσουμε καλλίτερα τους μηχανισμούς με τους οποίους μια παράμετρος επηρεάζει την λειτουργία του κινητήρα.

1.4. Υπολογιστικά μοντέλα για την προσομοίωση λειτουργίας εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.

Η χρησιμότητα και η ευκολία χρήσης που παρέχουν τα υπολογιστικά μοντέλα στην εξέλιξη των εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ. έχουν οδηγήσει στην δημιουργία-‘συγγραφή’ πολλών τέτοιων κωδίκων. Οι κώδικες αυτοί μπορούν να κατηγοριοποιηθούν ανάλογα με την προσέγγιση του ερευνητή στα φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα κατά την λειτουργία του κινητήρα. Αν η πρόσεγγιση δίνει βάση στα θερμοδυναμικά φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα, τότε αναφερόμαστε σε φαινομενολογικά μοντέλα. Αν απ'την άλλη, η έμφαση δίνεται στην επίλυση των εξισώσεων Navier-Stokes, τότε αναφερόμαστε σε ρευστομηχανικά μοντέλα.

1.4.1. Φαινομενολογικά μοντέλα

Τα φαινομενολογικά μοντέλα που έχουν δημιουργηθεί μπορούν με την σειρά τους να χωριστούν σε υποκατηγορίες: τα μονοζωνικά, τα διζωνικά και τα πολυζωνικά μοντέλα. Η διαφορά μεταξύ των τριών αυτών υποκατηγοριών έγκειται στην προσέγγιση της περιεχόμενης εντός του κυλίνδρου μάζας. Στα μονοζωνικά μοντέλα, το ‘περιεχόμενο’ του κυλίνδρου θεωρείται ότι αποτελείται από ένα ενιαίας σύστασης αέριο μείγμα (η οποία εξαρτάται από τον εκάστοτε λόγο αέρα-καύσιμου λ_a), καθώς και ενιαίας θερμοκρασίας. Είναι προφανές ότι οι δύο αυτές παραδοχές είναι εξαιρετικά απλουστευτικές, καθώς στους κινητήρες δεν μπορούμε να υποθέσουμε ομοιόμορφη σύσταση (καθώς η έγχυση γίνεται εντός του κυλίνδρου και όχι στον αγωγό προσαγωγής και δεν υπάρχει ο απαραίτητος χρόνος για να αναμειχθεί ομοιόμορφα το μείγμα), ενώ υπάρχουν και έντονες θερμοκρασιακές κατανομές, λόγω

της καύσης και των θερμότερων και ψυχρότερων επιφανειών (π.χ. βαλβίδες εξαγωγής, βαλβίδες εισαγωγής, κεφαλή εμβόλου κ.ά.), καθιστώντας τα λοιπόν αδύναμα στην πρόβλεψη της εκπομπής ρύπων. Παρ'αυτά, τα μονοζωνικά μοντέλα είναι ικανά να προβλέψουν με αρκετά καλή ακρίβεια την αποδιδόμενη ισχύ και ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα. Τα διζωνικά μοντέλα από την άλλη, παρέχουν βελτιωμένη-σε σχέση με τα μονοζωνικά-προσέγγιση θεωρώντας ότι το 'περιεχόμενο' του κυλίνδρου αποτελείται από μια ζώνη στην οποία η καύση έχει ήδη λάβει χώρα, και από μια άλλη άκαυστη. Η προσέγγιση αυτή, που είναι σαφώς ποιοτικότερη της προηγούμενης, δύναται ως ένα βαθμό να προβλέψει την παραγωγή NOx. Παρουσιάζει, όμως, δυσκολίες στην εκτίμηση τόσο των εκπομπών CO, όσο και των εκπομπών αιθάλης. Το συγκριτικό πλεονέκτημα των πολυζωνικών μοντέλων έναντι των διζωνικών και μονοζωνικών μοντέλων, έγκειται στην γνώση της κατανομής της σύστασης αέρα-καυσίμου στην δέσμη του καυσίμου. Θεωρείται ότι η δέσμη του καυσίμου που εισέρχεται στον κύλινδρο, αποτελείται από πολλούς στοιχειώδεις όγκους-ζώνες, στους οποίους επικρατούν εν γένει διαφορετικές συνθήκες θερμοκρασίας και σύστασης αέρα-καυσίμου σε κάθε χρονική στιγμή, πράγμα εξαιρετικά χρήσιμο αν για παράδειγμα χρησιμοποιηθεί ο μηχανισμός Zeldovich για την πρόβλεψη εκπομπών NO και NOx. Η πιο προσεγμένη προσέγγιση που προσφέρουν τα πολυζωνικά μοντέλα τα καθιστά ικανά να προβλέψουν και τον σχηματισμό αιθάλης.

Μια άλλη κατηγοριοποίηση των φαινομενολογικών μοντέλων, αφορά το αν η μελέτη γίνεται στις δύο ή στις τρεις διαστάσεις. Τα τριδιάστατα μοντέλα πλεονεκτούν των αντίστοιχων διδιάστατων, λόγω του ότι δεν είναι δεδομένη η συμμετρική μεταβολή των συνθηκών εντός του κυλίνδρου. Η έκκεντρη τοποθέτηση του εγχυτήρα σε ορισμένες περιπτώσεις, η κίνηση του αέρα εντός του κυλίνδρου υπό την επίδραση του ανωδικά κινούμενου εμβόλου (squish), η κίνηση του αέρα λόγω της διαμόρφωσης του αγωγού εισαγωγής (swirl) (η οποία ενισχύεται ακόμα περισσότερο λόγω της κίνησης του εμβόλου, αυξάνοντας έτσι τα επίπεδα τύρβης) και η τυχαιότητα του σημείου στο οποίο θα εκκινήσει το φαινόμενο της καύσης, είναι μερικοί από τους παράγοντες που καθιστούν την διδιάστατη ανάλυση των φαινομένων στο εσωτερικό του κυλίνδρου υποδεέστερη της αντίστοιχης τριδιάστατης.

1.4.2. Ρευστομηχανικά μοντέλα

Στα ρευστομηχανικά μοντέλα, επιχειρείται η επίλυση των εξισώσεων Navier-Stokes. Προς τον σκοπό αυτό ακολουθείται μια συγκεκριμένη μεθοδολογία που αποτελείται από τα ακόλουθα βήματα:

-Ορίζεται η γεωμετρία του προβλήματος, δηλαδή γίνεται αναφορά στα όρια και το μέγεθος του κυλίνδρου.

-Ο όγκος που καταλαμβάνεται από το εργαζόμενο ρευστό (δηλαδή ο εκάστοτε όγκος του κυλίνδρου), διακριτοποιείται σε πεπερασμένους όγκους, με την χρήση κατάλληλου αριθμητικού πλέγματος. Το πλέγμα αυτό πρέπει να περιγράφει όσο το δυνατόν καλύτερα την γεωμετρία του κυλίνδρου, λαμβάνοντας υπόψη τυχόν κοιλότητες του εμβόλου, βαλβίδες κλπ.

-Περιγράφονται οι προς επίλυση εξισώσεις (π.χ. εξισώσεις Navier-Stokes)

-Περιγράφονται οι οριακές συνθήκες του προβλήματος, όπως είναι για παράδειγμα η θερμοκρασία των τοιχωμάτων και η αρχική ταχύτητα διεξόδου της δέσμης καυσίμου u_p .

-Γίνεται διακριτοποίηση των διαφορικών εξισώσεων που περιγράφουν τα φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα εντός του κυλίνδρου, ανάγοντας τες σε αλγεβρικές εξισώσεις με μεταβλητή τον χρόνο.

-Γίνεται διακριτοποίηση του χρόνου, δηλαδή επιλέγεται το χρονικό βήμα που θα χρησιμοποιηθεί στις εξισώσεις

-Επιλύονται οι αλγεβρικές εξισώσεις και υπολογίζονται οι διάφορες τιμές των μεταβλητών (πίεση, θερμοκρασία κ.ά.). Η τιμή μιας μεταβλητής την χρονική στιγμή t_{n+1} είναι συνάρτηση της τιμής της ίδιας μεταβλητής την αμέσως προηγούμενη χρονική στιγμή, t_n .

Σημειώνεται ότι στα ρευστομηχανικά μοντέλα, λαμβάνεται υπόψιν η επίδραση του πεδίου ροής (γεωμετρία, έγχυση κλπ) στον μηχανισμό της καύσης.

1.4.3. Σύγκριση φαινομενολογικών και ρευστομηχανικών μοντέλων

Η φιλοσοφία σχεδιασμού των ρευστομηχανικών μοντέλων είναι προφανές ότι οδηγεί τον ερευνητή σε μια πιο προσεγγισμένη προσέγγιση των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα εντός του κυλίνδρου σε σχέση με τα πολυζωνικά μοντέλα, που εφιστούν την προσοχή τους στην δέσμη του καυσίμου, και στην πορεία αυτής εντός του κυλίνδρου. Το πλεονέκτημα αυτό όμως συνοδεύεται και από αυξημένο χρόνο που απαιτείται για την επίλυση των εξισώσεων. Κάτι τέτοιο προφανώς δεν αποτελεί πρόβλημα στην περίπτωση των πολυζωνικών μοντέλων. Παράλληλα, το γεγονός ότι οι μηχανισμοί της καύσης, του σχηματισμού και της οξειδωσης της αιθάλης κλπ δεν έχουν γίνει ακόμα και σήμερα πλήρως κατανητοί, οδηγεί στο συμπέρασμα ότι ακόμα και τα ρευστομηχανικά μοντέλα, δεν μπορούν να αποφύγουν την χρήση ημιεμπειρικών εξισώσεων για την εφαρμογή τους. Παρ'αυτά, πρέπει να σημειώσουμε ότι τα ρευστομηχανικά μοντέλα προορίζονται κύρια για την κατανόηση των θεμελιωδών μηχανισμών της καύσης και λιγότερο για την εκτίμηση της λειτουργίας και την εκπομπή ρύπων από τον κινητήρα.

1.5. Σκοπός της Διπλωματικής Εργασίας

Η διπλωματική αυτή εργασία έχει ως σκοπό την αξιολόγηση ενός τριδιάστατου πολυζωνικού μοντέλου και την ικανότητα αυτού να προβλέπει την ‘κατεύθυνση’ (αύξηση ή μείωση) στην οποία κινούνται οι εκπομπές ΝΟ και αιθάλης και οι τιμές της μέγιστης πίεσης καύσης, με την μεταβολή τεσσάρων παραμέτρων λειτουργίας (ανακυκλοφορία καυσαερίου, πίεση έγχυσης, προπορεία έγχυσης καυσίμου και πίεση υπερπλήρωσης). Ο κινητήρας που μελετάται, είναι ένας 4-Χ ταχύστροφος κινητήρας Diesel που έχει χρησιμοποιηθεί σε εφαρμογές αυτοκίνησης. Ο κινητήρας αυτός έχει πιλοτική έγχυση καυσίμου και για το λόγο αυτό, βασική επιδίωξη της παρούσας εργασίας είναι η διερεύνηση εάν το χρησιμοποιούμενο υπολογιστικό μοντέλο μπορεί να περιγράψει τον μηχανισμό αυτό. Για το σκοπό αυτό έχει γίνει τροποποίηση του υπολογιστικού μοντέλου ώστε η έγχυση καυσίμου εντός του κυλίνδρου να είναι διακοπτόμενη, δημιουργώντας έτσι δύο δέσμες καυσίμου, την πιλοτική και την κύρια. Το υπολογιστικό πακέτο που θα χρησιμοποιηθεί για τις ανάγκες της εν λόγω διπλωματικής, έχει αναπτυχθεί στο εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του Ε.Μ.Π, υπό την επίβλεψη του Καθηγητή Δημ. Θ. Χουντάλα.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο

2. Εκπομπές ρύπων από τις εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ.

Η ανεπιθύμητη απόρροια της λειτουργίας των Μ.Ε.Κ. και γενικότερα κάθε άλλης θερμικής μηχανής, είναι η εκπομπή ρύπων, ως αποτέλεσμα της καύσης που λαμβάνει χώρα (στις εμβολοφόρες Μ.Ε.Κ. η καύση λαμβάνει χώρα στο εσωτερικό του κυλίνδρου). Οι ρύποι αυτοί έχουν επιπτώσεις στην ποιότητα ζωής και την υγεία του πληθυσμού, αποτελώντας σύμφωνα με έρευνες το αίτιο για ποικίλλες ασθένειες αλλά ταυτόχρονα επωμίζονται μερίδιο της ευθύνης στην γενικότερη υποβάθμιση του φυσικού περιβάλλοντος. Σαφώς, από τους κυριότερους υπαίτιους είναι και οι Μηχανές Εσωτερικής Καύσης, καθώς η ευρύτατη χρήση τους (ορισμένες φορές άσκοπη), επιδεινώνει τα εν λόγω προβλήματα. Τα δεδομένα αυτά, ανάγκασαν την Ε.Ε. να προβεί στην οριοθέτηση των εκπεμπόμενων ρύπων από τα αυτοκίνητα μέσω των Euro 1 (1993), Euro 2 (1996), Euro 3 (2000), Euro 4 (2005), Euro 5 (2008/9), και Euro 6 που θα τεθεί σε ισχύ το 2014, σε μια προσπάθεια αναστροφής αυτής της κατάστασης. Για τον λόγο αυτό, η έρευνα στον τομέα της αυτοκίνησης προσανατολίζεται προς τον στόχο αυτό και γίνονται συνεχώς μεγαλύτερες προσπάθειες, για την εξεύρεση τεχνικών και λύσεων που θα μειώσουν τις εκπομπές ρύπων στο ελάχιστο. Η επιδίωξη των ερευνητικών κέντρων εστιάζεται περισσότερο στην πρόληψη της εκπομπής ρύπων (μελετώντας εκτενέστερα τα φυσικά και χημικά φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα μέσα στον κύλινδρο και αναζητώντας μεθόδους περιορισμού των εκπομπών), παρά στην μελέτη μεθόδων περιστολής (όπως είναι οι παγίδες αιθάλης και ο τριοδικός καταλύτης στους κινητήρες Otto που όμως περιορίζει τα όρια λειτουργίας του κινητήρα).

2.1. Εκπομπές ρύπων από τους κινητήρες Diesel

Οι κυριότεροι ρύποι που εκπέμπονται από τους κινητήρες Diesel ως απόρροια του κύκλου λειτουργίας τους, είναι οι ακόλουθοι:

- α) Οξείδια του αζώτου (NO_x): Με τον όρο οξείδια του αζώτου αναφερόμαστε γενικότερα στο μονοξείδιο του αζώτου NO, και στο διοξείδιο του αζώτου NO₂, αν και παρατηρούνται σε μικρότερες συγκεντρώσεις και άλλες μορφές όπως το N₂O₅.
- β) Αιθάλη (soot) και σωματίδια: Με τον όρο αιθάλη, αναφερόμαστε στο ανθρακώδες υλικό το οποίο παράγεται κατά την καύση στους κινητήρες Diesel, και το οποίο είναι υπεύθυνο για τον μαύρο καπνό που εκπέμπεται από την εξάτμιση. Ο μαύρος καπνός

εμφανίζεται στα υψηλά φορτία λειτουργίας και η εμφάνιση του αποτελεί όριο σωστής λειτουργίας, όπως αναφέρθηκε και παραπάνω.

γ) Μονοξείδιο του άνθρακα (CO): Το μονοξείδιο του άνθρακα εμφανίζεται ως το κύριο αποτέλεσμα της ατελούς καύσης του, περιεχόμενου στο καύσιμο, άνθρακα. Η ατελής καύση, που οφείλεται σε ποικίλλες αιτίες, έχει ως αποτέλεσμα να μην γίνεται πλήρης οξείδωση του άνθρακα προς σχηματισμό διοξειδίου του άνθρακα. Οι συγκεντρώσεις αυτού του ρύπου στα καυσαέρια των κινητήρων Diesel είναι σχετικά μικρές.

δ) Διοξείδιο του άνθρακα (CO₂): Το διοξείδιο του άνθρακα παράγεται από την τέλεια καύση των ατόμων άνθρακα που περιλαμβάνονται στο καύσιμο. Δεν μπορεί να θεωρηθεί ουσιαστικά ως ρύπος γιατί η παρουσία του είναι λιγότερο επιβαρυντική σε σχέση με το μονοξείδιο του άνθρακα. Η συγκέντρωση του στα καυσαέρια αποτελεί συνάρτηση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα. Όσο πιο αποδοτικός είναι αυτός, τόσο λιγότερη ποσότητα καυσίμου χρειάζεται να καεί, και άρα εκπέμπεται λιγότερη ποσότητα διοξειδίου του άνθρακα.

ε) Άκαυστοι υδρογονάνθρακες (HC): Η παρουσία άκαυστων υδρογονανθράκων στην εξαγωγή οφείλεται στην ατελή καύση του καυσίμου, και μπορεί να είναι παραφίνες, ολεφίνες, αρωματικοί υδρογονάνθρακες και σε λιγότερες συγκεντρώσεις ακετυλένια.

2.2. Επιπτώσεις των ρύπων στην ανθρώπινη υγεία και στο περιβάλλον

Οι εμφανείς πλέον επιπτώσεις που έχει η λειτουργία των θερμικών μηχανών (ειδικότερα οι ρύποι) στην ανθρώπινη υγεία και στο περιβάλλον, έχουν αναγκάσει τους κατά τόπους φορείς στην λήψη μέτρων για τον περιορισμό των εκπομπών ρυπογόνων ουσιών από αυτές. Θα γίνει εν συντομία μια αναφορά σε κάθε ρύπο και τις παρενέργειες του, που άλλωστε αποτελούν και τον λόγο για τον οποίο η έρευνα στον τομέα των θερμικών μηχανών προσανατολίζεται προς τον περιορισμό τους.

-Οξείδια αζώτου (NO_x): Τα οξείδια του αζώτου αντιδρούν με την υγρασία καθώς και άλλα στοιχεία προς σχηματισμό νιτρικού οξέος και συναφών ενώσεων. Η εισπνοή τέτοιων ενώσεων, μπορεί να προκαλέσει και να επιδεινώσει αναπνευστικές παθήσεις όπως το εμφύσημα, η βρογχίτιδα, ενώ μπορεί να επιδεινώσει και παθήσεις της καρδιάς.

Τα οξείδια του αζώτου αντιδρούν και με πτητικές οργανικές ενώσεις (υπό την παρουσία θερμότητας και της ηλιακής ακτινοβολίας) προς σχηματισμό όζοντος. Το όζον μπορεί να προκαλέσει ποικίλλες παθήσεις, όπως είναι βλάβες στον πνεύμονα και μείωση της λειτουργίας αυτού.

-Αιθάλη (soot) και σωματίδια: Η αιθάλη και τα σωματίδια μπορούν να καταταχθούν στην γενικότερη κατηγορία των ιπτάμενων σωματιδίων, και ως τέτοια θεωρούνται επικίνδυνη για την λειτουργία των πνευμόνων και την γενικότερη υγεία, όταν βρίσκεται σε σωματίδια μικρότερα των 5 μm σε διάμετρο, καθώς σε αυτήν την διάσταση δεν μπορούν να φιλτραριστούν από το αναπνευστικό σύστημα. Η αιθάλη είναι εξαιρετικά επικίνδυνη λόγω και των ποικίλων χημικών ενώσεων που παρουσιάζονται σε αυτήν. Συνδέεται επίσης και με αρτηριακές δυσλειτουργίες και με τον σχηματισμό θρόμβων.

-Μονοξείδιο του άνθρακα (CO): Το μονοξείδιο του άνθρακα είναι ένα άχρωμο και άοσμο αέριο, το οποίο όμως είναι και εξαιρετικά τοξικό. Συνδέεται με την αιμοσφαιρίνη, καταστέλωντας έτσι την μεταφορά οξυγόνου στους ιστούς, προκαλώντας πονοκεφάλους, ζαλάδες, ναυτία, αδυναμία, αποπροσανατολισμό, κρίσεις ακόμα και θάνατο από δηλητηρίαση. Παράλληλα, μπορεί να προκαλέσει βλάβες στην καρδιά και το κεντρικό νευρικό σύστημα, ενώ μπορεί να έχει σημαντικές επιπτώσεις και στα έμβρυα.

-Διοξείδιο του άνθρακα (CO₂): Το διοξείδιο του άνθρακα δεν μπορεί να θεωρηθεί ουσιαστικά ως ρύπος, θέτει όμως πρόβλημα, λόγω της συμμετοχής του στο φαινόμενο του θερμοκηπίου, και για τον λόγο αυτό γίνονται προσπάθειες για βελτίωση του βαθμού απόδοσης των θερμικών μηχανών, ούτως ώστε να μειωθούν οι εκπεμπόμενες ποσότητες του. Όσον αφορά τον ανθρώπινο οργανισμό, μόνο σε εξαιρετικά μεγάλες συγκεντρώσεις (8% και άνω), μπορεί να προκαλέσει πονοκεφάλους, θολή όραση και παραισθήσεις.

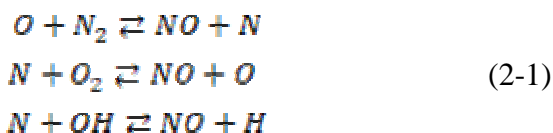
-Υδρογονάνθρακες (HC): Οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες που εκπέμπονται από τις θερμικές μηχανές, αντιδρούν με τα οξείδια του αζώτου υπό την ηλιακή ακτινοβολία προς σχηματισμό όζοντος και αερίων που συμμετέχουν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Παράλληλα ευθύνονται για ποικίλες παθήσεις στον άνθρωπο, ξεκινώντας από ερεθισμό των ματιών και φτάνοντας μέχρι την επιδείνωση του άσθματος και τον καρκίνο.

2.3. Σχηματισμός NO_x, αιθάλης, CO και υδρογονανθράκων

Η καύση και οι ιδιαίτερες συνθήκες υπό την οποία γίνεται εντός του κυλίνδρου στις μηχανές Diesel υπαγορεύει και τον σχηματισμό των αέριων ρύπων, που είναι η κυριότερη παρενέργεια της λειτουργίας τους. Οι κυριότεροι εκπρόσωποι των ρύπων, αναφέρονται στην συνέχεια, μαζί με μια περιληπτική περιγραφή του μηχανισμού σχηματισμού τους.

2.3.1. Σχηματισμός Οξειδίων του Αζώτου (NOx)

Τα οξείδια του αζώτου που σχηματίζονται στους κινητήρες Diesel, οφείλονται ως επί το πλείστον στην οξείδωση του ατμοσφαιρικού αζώτου, που αναρροφάται μαζί με τον αέρα εισαγωγής. Αν περιέχεται άζωτο στο καύσιμο, τότε ένα μικρό ποσοστό των συνολικών εκπομπών ενδέχεται να οφείλεται στο ίδιο το καύσιμο. Στους κινητήρες Diesel, η φύση της καύσης υπαγορεύει και τον τρόπο σχηματισμού των NOx. Η ανομοιογένεια του μείγματος καυσίμου-αέρα (παρουσιάζονται περιοχές πλούσιες σε καύσιμο και περιοχές φτωχές σ' αυτό), έχει ως αποτέλεσμα τον σχηματισμό NOx μόνο στις περιοχές όπου οι συνθήκες το ευνοούν. Η φλόγα προανάμειξης που παρατηρείται κατά το δεύτερο στάδιο της καύσης, λόγω και της παρουσίας οξυγόνου, ευνοεί τον σχηματισμό NOx. Η διαδικασία αυτή περιορίζεται στη διάρκεια της ελεγχόμενης καύσης, καθώς οι θερμές ζώνες αντίδρασης, έρχονται σε επαφή με τον ψυχρό και άκαυστο μέχρι εκείνη την ώρα αέρα. Αποτέλεσμα αυτού του γεγονότος είναι η σταθεροποίηση της συγκέντρωσης NOx. Ο υπολογισμός της συγκέντρωσης μονοξειδίου του αζώτου βασίζεται στην κινητική των αντιδράσεων σχηματισμού του. Κατόπιν έρευνας έχει προκύψει ότι ο σχηματισμός του NO περιγράφεται ικανοποιητικά από τις ακόλουθες τρεις αντιδράσεις:



Το σύστημα των τριών αυτών αντιδράσεων είναι γνωστό ως μηχανισμός Zeldovich. Ο μηχανισμός αυτός μπορεί να χρησιμοποιηθεί αν γνωρίζουμε την τοπική σύσταση και θερμοκρασία του μείγματος (καθώς ο μηχανισμός αυτός ισχύει για μείγματα αέρα-καυσίμου πλησίον της στοιχειομετρικής τιμής). Οι σταθερές ταχύτητας αντίδρασης του μηχανισμού Zeldovich, εξαρτώνται από την θερμοκρασία.

2.3.2. Σχηματισμός Αιθάλης

Η αιθάλη αποτελεί σωματιδιακή εκπομπή αποτελούμενη κατά κύριο λόγο από άτομα άνθρακα, σε αναλογία με το υδρογόνο H/C = 0,1. Η διάμετρος κάθε σωματιδίου είναι μερικές εκατοντάδες nm, αποτελούμενο από μικρότερα σφαιρίδια 20 έως 30 nm. Ο σχηματισμός της αιθάλης λαμβάνει χώρα σε συνθήκες θερμοκρασίας και πίεσης στην

περιοχή των 1000-2800 °K και 50-100 atm. Τα στάδια που ακολουθούνται προς σχηματισμό της αιθάλης είναι:

- η γέννηση των σωματιδίων, που περιλαμβάνει την διάσπαση των πολύπλοκων υδρογονανθράκων σε ακετυλένιο (C_2H_2), πολυακετυλένια ($C_{2n}H_2$) και πολυκυκλικούς αρωματικούς υδρογονάνθρακες. Εικάζεται ότι η συμπύκνωση τέτοιων μορίων οφείλεται για την δημιουργία των πρώτων δειγμάτων αιθάλης με διάμετρο κάτω των 2 nm.
- η ανάπτυξη των σωματιδίων, τόσο σε μέγεθος, όσο και σε επιφάνεια με την προσκόλληση ουσιών που έχουν την κατάλληλη αναλογία άνθρακα-υδρογόνου.

Η αιθάλη, παρατηρείται σε μεγαλύτερες συγκεντρώσεις, στον πυρήνα της δέσμης του καυσίμου, όπου ο λόγος αέρα καύσης είναι μικρός (καταδεικνύοντας αντίστοιχα και την σχέση που έχει με το φορτίο Φ) και στα τοιχώματα του κυλίνδρου (καταδεικνύοντας την σχέση που έχει ο σχηματισμός αιθάλης με τις τοπικά χαμηλές θερμοκρασίες και την περιορισμένη διαθεσιμότητα οξυγόνου που παρατηρείται στα τοιχώματα).

2.3.3. Σχηματισμός Μονοξειδίου του Άνθρακα (CO)

Το μονοξείδιο του άνθρακα σχηματίζεται στις Μ.Ε.Κ. ως αποτέλεσμα της ατελούς καύσης του, περιεχόμενου στο καύσιμο, άνθρακα. Η ατελής καύση ευνοείται από την απουσία επαρκούς οξυγόνου στον θάλαμο καύσης, δηλαδή σε λειτουργία με πλούσιο μείγμα ($\lambda_a < 1$), όπου το καύσιμο εκ των πραγμάτων δεν δύναται να βρει το απαιτούμενο, για την πλήρη οξείδωση του, οξυγόνο. Ακόμα όμως και στην περίπτωση όπου το λ_a είναι λίγο μεγαλύτερο της μονάδας, παρουσιάζεται μονοξείδιο του άνθρακα στην εξαγωγή, λόγω της μη τέλει ανάμειξης του καυσίμου με τον αέρα. Είναι προφανές όμως, ότι οι κινητήρες Diesel, που λειτουργούν με μεγάλη περίσσεια αέρα ακόμα και στο πλήρες φορτίο, δεν πάσχουν από τον εν λόγω ρύπο στον ίδιο βαθμό όπως οι κινητήρες Otto, και ως εκ τούτου δεν θα γίνει περαιτέρω αναφορά σε αυτόν.

2.3.4. Σχηματισμός Υδρογονανθράκων (HC)

Το καύσιμο ντήζελ αποτελείται από πλήθος υδρογονανθράκων με υψηλά σημεία ζέσεως, η παρουσία των οποίων, σε συνεργασία με την πυρόλυση του καυσίμου ντήζελ εντός της δέσμης καυσίμου, έχει ως αποτέλεσμα την εκπομπή μιας μεγάλης ποικιλίας άκαυστων ή μερικώς οξειδωμένων υδρογονανθράκων. Οι υδρογονάνθρακες που ανιχνεύονται στον αγωγό εξαγωγής προέρχονται από καύσιμο, το οποίο δεν οξειδώθηκε. Η εκπομπή HC παρατηρείται τόσο όταν το μείγμα καυσίμου-αέρα είναι

πολύ φτωχό για να αυταναφλεγεί ή να συντηρήσει την καύση όσο και όταν το μείγμα είναι πολύ πλούσιο, οπότε είναι πιθανό ορισμένη ποσότητα καυσίμου να μην βρει την απαιτούμενη ποσότητα οξυγόνου για να οξειδωθεί πλήρως. Μελέτες έχουν δείξει ότι οι εκπομπές HC από τους κινητήρες Diesel οφείλονται κατά κύριο λόγο στα φτωχά μείγματα καυσίμου-αέρα. Ως εκ τούτου, είναι λογικό το γεγονός ότι οι εκπομπές HC στα χαμηλά φορτία (ή ακόμα και στην εν κενώ λειτουργία) είναι αρκετά μεγαλύτερες από τις εκπομπές HC στο πλήρες φορτίο. Βέβαια, αν ο κινητήρας υπερφορτωθεί, τότε οι εκπομπές HC αυξάνονται απότομα.

2.4. Επίδραση λειτουργικών παραμέτρων στην εκπομπή οξειδίων του αζώτου και αιθάλης

Όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως, η έρευνα στο πεδίο των κινητήρων εστιάζεται στην μείωση των εκπομπών ρύπων, αλλά και στην μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Για τον λόγο αυτό, εφαρμόζονται διάφορες τεχνικές που σκοπό έχουν την βελτίωση των χαρακτηριστικών του κινητήρα. Στην εν λόγω διπλωματική θα εξεταστεί η επίδραση που έχουν 4 σημαντικές παράμετροι που είναι η ανακυκλοφορία καυσαερίου, η πίεση έγχυσης, η μεταβολή της προπορείας της κύριας έγχυσης και η πίεση υπερπλήρωσης. Επισημαίνεται ότι ο κινητήρας στον οποίο γίνεται η μέλετη, φέρει πιλοτική έγχυση για τον περιορισμό της καθυστέρησης ανάφλεξης του κύριου καυσίμου. Αυτό επιτρέπει την χρήση μικρότερης προπορείας έγχυσης που έχει θετική επίδραση στην εκπομπή NO_x. Για λόγους πληρότητας θα αναφερθεί ότι παράλληλα, τα ερευνητικά κέντρα ανά τον κόσμο μελετούν και άλλες πιθανές λύσεις στο πρόβλημα, όπως είναι η έγχυση νερού στην αναρρόφηση του κινητήρα (ή και απ'ευθείας στον κύλινδρο), αλλά και η χρήση γαλακτώματος νερού-καυσίμου.

Ο γενικός κανόνας που ισχύει για τους κινητήρες Diesel υπαγορεύει ότι η μείωση του ενός από τους δύο κύριους ρύπους (NO_x, αιθάλη), οδηγεί στην αντίστοιχη αύξηση του άλλου (αρκεί το φορτίο, εξαρτώμενο από τον λόγο καυσίμου-αέρα να είναι σταθερό). Αυτό είναι άλλωστε και το κλασσικό απογοητευτικό πρόβλημα για τους σχεδιαστές των κινητήρων Diesel. Στην συνέχεια, θα επιχειρηθεί μια εξήγηση των λόγων που οδηγούν στις μεταβολές των εκπομπών NO_x και αιθάλης, για κάθε μια από τις εξεταζόμενες παραμέτρους λειτουργίας.

2.4.1. Ανακυκλοφορία καυσαερίου (Exhaust Gas Recirculation-EGR)

Τα καυσαέρια που παράγονται κατά την φάση της καύσης στον κύλινδρο αποτελούνται ως επί το πλείστον από CO₂ (εξ' αιτίας του άνθρακα του καυσίμου), H₂O (εξ' αιτίας του υδρογόνου του καυσίμου), N₂ (μη αντιδρόν άζωτο), και O₂ (λόγω

περίσσειας αέρα). Τόσο το διοξείδιο του άνθρακα, όσο και ο υδρατμός παρουσιάζουν υψηλές τιμές θερμοχωρητικότητας και η παρουσία τους στον κύλινδρο μειώνει τα θερμοκρασιακά επίπεδα του κύκλου, λόγω της απορρόφησης θερμότητας από αυτά. Ο σχηματισμός οξειδίων αζώτου ευνοείται από τις υψηλές θερμοκρασίες και την παρουσία οξυγόνου, και συνεπώς η ανακυκλοφορία καυσαερίου (που μειώνει τα θερμοκρασιακά επίπεδα και την συγκέντρωση οξυγόνου) λειτουργεί ευεργετικά στην μείωση του εν λόγω ρύπου.

Παράλληλα, σύμφωνα με τα όσα έχουν αναφερθεί προηγουμένως, οι τοπικά χαμηλές θερμοκρασίες και η μειωμένη διαθεσιμότητα οξυγόνου λειτουργούν ευνοούν τον σχηματισμό της αιθάλης. Η ανακυκλοφορία καυσαερίων έχει ως αποτέλεσμα την μείωση των θερμοκρασιακών επιπέδων και την μείωση της διαθεσιμότητας οξυγόνου εντός του κυλίνδρου κατά την διάρκεια του κύκλου, και ως εκ τούτου, οδηγούμαστε στο συμπέρασμα ότι η αύξηση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου, έχει αρνητικές επιπτώσεις στις σωματιδιακές εκπομπές του κινητήρα Diesel.

2.4.2. Πίεση έγχυσης

Η πίεση έγχυσης, είναι συνδεδεμένη με την αρχική ταχύτητα της δέσμης του καυσίμου από το ακροφύσιο μέσω της σχέσης

$$u_{inj} = c_d \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_f}} \quad (2-2)$$

Η αύξηση της πίεσης έγχυσης, αυξάνει και την ταχύτητα διείσδυσης της δέσμης στον αέρα που υπάρχει μέσα στον κύλινδρο. Έτσι, μπορούμε να συμπεράνουμε, ότι το προς οξείδωση καύσιμο, 'βρίσκει' περισσότερο οξυγόνο και αναμειγνύεται καλλίτερα με αυτό δημιουργώντας περισσότερες ζώνες που ευνοούν την δημιουργία NOx.

Ο καλλίτερος διασκορπισμός του καυσίμου, έχει ως αποτέλεσμα την ύπαρξη μικρότερου πυρήνα δέσμης καυσίμου και άρα μικρότερη περιοχή, στην οποία να ευνοείται η πυρόλυση του καυσίμου και η αναγωγή του σε ακετυλένιο και πολυακετυλένιο. Η μειωμένη περιοχή στην οποία παρατηρείται παραγωγή αιθάλης, συνεπάγεται και την συνολικά μειωμένη παραγωγή αυτής. Παράλληλα, η αύξηση της πίεσης έγχυσης αυξάνει την διαθεσιμότητα του οξυγόνου για το καύσιμο, οδηγώντας σε μείωση των εκπομπών αιθάλης.

2.4.3. Προπορεία έγχυσης καυσίμου

Η χρονική στιγμή της έγχυσης του καυσίμου στον κύλινδρο παίζει πολύ σημαντικό ρόλο στις εκπομπές οξειδίων του αζώτου. Είναι γνωστό, ότι μετά την έγχυση του καυσίμου, και αφού παρέλθει ο απαραίτητος χρόνος καθυστέρησης ανάφλεξης (που είναι συνάρτηση της πίεσης και της θερμοκρασίας στον κύλινδρο), εκκινεί η καύση

τείνοντας να αυξήσει τα επίπεδα θερμοκρασίας και πίεσης. Αν μάλιστα, η έγχυση γίνει αρκετά νωρίτερα από το Άνω Νεκρό Σημείο, οπότε και η πίεση και η θερμοκρασία αυξάνονται λόγω της συμπίεσης που πραγματοποιεί το ανωδικά κινούμενο έμβολο, τότε η συνδυασμένη δράση οδηγεί σε υψηλά επίπεδα θερμοκρασίας, τα οποία λειτουργούν καταλυτικά στον σχηματισμό των NOx. Αντίθετα, η καθυστερημένη έγχυση του καυσίμου στον κύλινδρο, τείνει, για τους ακριβώς αντίθετους λόγους, να μειώσει την παραγωγή NOx.

Η αύξηση της προπορείας έγχυσης, οδηγεί τον κύκλο λειτουργίας του κινητήρα σε υψηλότερα θερμοκρασιακά επίπεδα (για λόγους που έχουν ήδη παρατεθεί). Οι εκπομπές αιθάλης είναι αντιστρόφως ανάλογες με τις θερμοκρασίες που επικρατούν ανά ζώνη στον κύλινδρο, και ως εκ τούτου, μπορεί να εξαχθεί το συμπέρασμα, ότι η αύξηση της προπορείας έγχυσης, μειώνει τις εκπομπές αιθάλης. Εξ' άλλου, με αυτήν την μεθοδολογία διατίθεται και περισσότερος χρόνος για την οξείδωση της αιθάλης.

2.4.4. Πίεση υπερπλήρωσης

Η πίεση υπερπλήρωσης είναι συνυφασμένη με την ποσότητα αέρα που εισέρχεται στον κύλινδρο προς καύση. Είναι προφανές, ότι η αυξημένη ποσότητα αέρα που εισέρχεται σε αυξημένες τιμές πίεσης υπερπλήρωσης, συνεπάγεται και αυξημένη ποσότητα οξυγόνου που διατίθεται προς καύση και τελικά πιθανώς την αύξηση των επιπέδων NOx που εκπέμπονται ανά κύκλο από τον κινητήρα.

Η αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης, για δεδομένη ποσότητα καυσίμου, αυξάνει τη διαθεσιμότητα οξυγόνου και συνήθως οδηγεί σε μείωση των εκπομπών αιθάλης.

2.5. Επίδραση λειτουργικών παραμέτρων στην ισχύ και την κατανάλωση καυσίμου

Η μεταβολή των λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα, εκτός από την επίπτωση που έχουν στην εκπομπή ρυπογόνων ουσιών, επηρεάζουν την ισχύ και την κατανάλωση καυσίμου, λόγω της μεταβολής που επιφέρουν στον θερμοδυναμικό κύκλο Diesel. Η επίδραση που έχει κάθε μια εξεταζόμενη λειτουργική παράμετρος στην ισχύ και τον βαθμό απόδοσης, παρουσιάζεται στην συνέχεια.

2.5.1. Ανακυκλοφορία καυσαερίου (Exhaust Gas Recirculation-EGR)

Η ανακυκλοφορία καυσαερίου επηρεάζει ελαφρώς αρνητικά τον βαθμό απόδοσης λόγω της επίδρασης της στον μηχανισμό της καύσης και της ισχύος που απαιτείται για την εισαγωγή του καυσαερίου στον κύλινδρο. Σημειώνεται ότι προκειμένου να επιτευχθεί η εισαγωγή του καυσαερίου στον κύλινδρο, πρέπει η πίεση εξαγωγής να είναι υψηλότερη από την πίεση εισαγωγής.

2.5.2. Πίεση έγχυσης

Αύξηση της πίεσης έγχυσης, οδηγεί σε καλύτερο διασκορπισμό και ατμοποίηση του καυσίμου, βελτιώνοντας έτσι την διαδικασία της καύσης. Η βελτίωση του μηχανισμού της καύσης επιδρά ελαφρώς θετικά στον βαθμό απόδοσης εφ' όσον όμως δεν αυξάνει σημαντικά η ισχύς που απορροφάται από το σύστημα έγχυσης.

2.5.3. Προπορεία έγχυσης καυσίμου

Για την περίπτωση της προπορείας έγχυσης καυσίμου δεν είναι δυνατό να εξαχθεί κάποιο ασφαλές συμπέρασμα όσον αφορά την κατανάλωση καυσίμου. Η αύξηση της προπορείας έγχυσης αυξάνει τον βαθμό απόδοσης μέχρι ενός σημείου. Υπάρχει δηλαδή μια βέλτιστη προπορεία έγχυσης καυσίμου, πέρα από την οποία, περαιτέρω αύξηση της προπορείας οδηγεί σε μεγαλύτερες τιμές της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου.

2.5.4. Πίεση υπερπλήρωσης

Η λογική με την οποία εφαρμόστηκε η υπερπλήρωση των κινητήρων ήταν καθαρά η αύξηση της αποδιδόμενης ισχύος, μέσω της καύσης περισσότερης ποσότητας καυσίμου με αέρα στα ίδια χρονικά πλαίσια, δηλαδή κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας. Είναι προφανές λοιπόν, ότι η υπερπλήρωση αυξάνει την ισχύ εξόδου. Παράλληλα είναι προφανές ότι η αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης οδηγεί σε μερική βελτίωση του βαθμού απόδοσης λόγω της εκμετάλλευσης μέρους της θερμικής ισχύος των καυσαερίων.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο

3. Περιγραφή Κινητήρα – Ανάλυση και Επεξεργασία των Μετρήσεων

Ο κινητήρας, του οποίου οι μετρήσεις θα αξιοποιηθούν για την αξιολόγηση του πολυζωνικού μοντέλου “Ntua-Engine Performance & Emissions Code”, είναι ένας ταχύστροφος 4-Χ κινητήρας Diesel, ο οποίος έχει χρησιμοποιηθεί σε εφαρμογές αυτοκίνησης. Τα κύρια γεωμετρικά και λειτουργικά χαρακτηριστικά του κινητήρα που θα μελετηθεί, παρουσιάζονται στον ακόλουθο πίνακα:

| | |
|----------------------------------|-------------------------|
| Αριθμός κυλίνδρων | 4 |
| Διάταξη κυλίνδρων | Εν σειρά |
| Κύκλος λειτουργίας | 4-Χ |
| Διάμετρος εμβόλου | 88 mm |
| Μήκος στροφάλου | 44,2 mm |
| Διαδρομή εμβόλου | 88,4 mm |
| Μήκος διωστήρα | 149 mm |
| Όγκος εμβολισμού ανά κύλινδρο | 537,66 cm ³ |
| Συνολικός όγκος εμβολισμού | 2150,64 cm ³ |
| Λόγος συμπίεσης | 18 |
| Άνοιγμα βαλβίδας εισαγωγής | 25° προ ΑΝΣ |
| Κλείσιμο βαλβίδας εισαγωγής | 57° μετά ΚΝΣ |
| Άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής | 45° προ ΚΝΣ |
| Κλείσιμο βαλβίδας εξαγωγής | 30° μετά ΑΝΣ |
| Σύστημα έγχυσης καυσίμου | Κοινού οχετού |
| Μέγιστη πίεση συστήματος έγχυσης | 1350 bar |
| Μέγιστη ισχύς κινητήρα | 92 kW (125 bhp) |
| Στροφές μέγιστης ισχύος | 4200 rpm |
| Μέγιστη ροπή κινητήρα | 300 Nm |
| Στροφές μέγιστης ροπής | 4700 rpm |
| Μέγιστη μέση πραγματική πίεση | 17,5 bar (φορτίο 110%) |
| Μέγιστη πίεση κύκλου | 145 bar |

Πίνακας 1: Κύρια γεωμετρικά και λειτουργικά χαρακτηριστικά κινητήρα

3.1. Παρουσίαση μετρούμενων μεγεθών

Οι μετρήσεις που έχουν πραγματοποιηθεί στον κινητήρα αφορούν σε τρία διαφορετικά φορτία. Το πρώτο στις 2000 rpm με μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%). Το δεύτερο στις 2500 rpm με μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο

25%) και το τελευταίο στις 2500 rpm, με μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%). Σε κάθε φορτίο, έγινε προσπάθεια επεξεργασίας και ομαδοποίησης των μετρήσεων ώστε να μπορεί να μελετηθεί η επίδραση των ακόλουθων παραμέτρων λειτουργίας

- Ανακυκλοφορία καυσαερίου (EGR)
- Πίεση έγχυσης
- Προπορεία έγχυσης
- Πίεση υπερπλήρωσης

στους εκπεμπόμενους ρύπους και στην μέγιστη πίεση καύσης. Οι μετρητικές διατάξεις που χρησιμοποιήθηκαν κατά τον πειραματικό έλεγχο, έδωσαν την δυνατότητα προσδιορισμού των ακόλουθων μεγεθών:

| | |
|---|---|
| Ταχύτητα Περιστροφής | rpm |
| Λόγος άερα-καυσίμου | kg/kg |
| Ροπή στροφαλοφόρου ατράκτου | Nm |
| Εκπομπές NOx | ppm |
| Εκπομπές NO | ppm |
| Εκπομπές αιθάλης | FSN |
| Παροχή εισερχόμενου αέρα | kg/sec |
| Παροχή ανακυκλοφορούμενου καυσαερίου | Ως ποσοστό της παγιδευμένης εντός του κυλίνδρου μάζας |
| Ποσότητα παραμένοντος καυσαερίου | Ως ποσοστό της παγιδευμένης εντός του κυλίνδρου μάζας |
| Θερμοκρασία ανακυκλοφορούμενου καυσαερίου | °C |
| Θερμοκρασία περιβάλλοντος | °C |
| Πίεση περιβάλλοντος | bar |
| Θερμοκρασία αγωγού εισαγωγής | °C |
| Πίεση υπερπλήρωσης | bar |
| Πίεση αγωγού εξαγωγής | bar |
| Πίεση κοινού οχετού | bar |
| Χρονική στιγμή κύριας έγχυσης | ° προ ANΣ |
| Χρονική στιγμή πιλοτικής έγχυσης | ° προ ANΣ |
| Παροχή καυσίμου για πιλοτική έγχυση | kg/κύκλο |
| Παροχή καυσίμου για κύρια έγχυση | kg/κύκλο |

Πίνακας 2: Μετρούμενα μεγέθη και μονάδες αυτών

Από το πλήθος των μετρήσεων που παραχωρήθηκαν για τις ανάγκες της παρούσας διπλωματικής εργασίας, έγινε προσπάθεια κατηγοριοποίησης τους, στις ακόλουθες τέσσερις κατηγορίες:

α) Μεταβολή της ποσότητας ανακυκλοφορούμενου καυσαερίου, ως ποσοστό της συνολικής μάζας που εμπεριέχεται στον κύλινδρο (EGR).

β) Μεταβολή της πίεσης έγχυσης καυσίμου (p_{rail}).

γ) Μεταβολή της χρονικής στιγμής της κύριας έγχυσης (σε μοίρες στροφάλου προ του ANΣ) του καυσίμου εντός του κυλίνδρου (soi_{main}). Για λόγους πληρότητας παρατίθενται και οι αντίστοιχες χρονικές στιγμές της πιλοτικής έγχυσης.

δ) Μεταβολή της πίεσης υπερπλήρωσης (p_{im}), διατηρώντας όμως σταθερή την ποσότητα εγχυόμενου καυσίμου.

Το ζήτημα που απασχόλησε την παρούσα διπλωματική εργασία, αφορά στην ικανότητα του υπολογιστικού μοντέλου να προβλέπει την επίδραση της μεταβολής μιας λειτουργικής παραμέτρου στην απόδοση και στην εκπομπή ρύπων. Ως εκ τούτου, έγινε μια προσπάθεια εντοπισμού μετρήσεων στις οποίες μεταβαλλόταν μια παράμετρος τη φορά. Φυσικά, κάτι τέτοιο είναι ιδιαίτερα σπάνιο κατά τον πειραματικό έλεγχο, καθώς η απόλυτη σταθεροποίηση μιας λειτουργικής παραμέτρου σε μια τιμή είναι εξαιρετικά δύσκολη. Για τον λόγο αυτό, αποφασίστηκε η θέσπιση ορισμένων ορίων, εντός των οποίων θα θεωρείται ότι η παράμετρος παραμένει ουσιαστικά σταθερή. Η διατήρηση των υπολοίπων παραμέτρων λειτουργίας σε 'ουσιαστικά σταθερές' τιμές, μας δίνει το δικαίωμα να εκτιμήσουμε ότι οποιαδήποτε μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης και των εκπομπών ρύπων, οφείλεται αποκλειστικά και μόνο στην επίδραση της υπό μελέτης παραμέτρου. Με βάση το σκέπτικο αυτό, έγινε η κατηγοριοποίηση των μετρήσεων, που παρουσιάζεται σε επόμενη ενότητα.

3.2. Επεξεργασία Μετρημένου Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος

Σε συνδυασμό με τα ανωτέρω δεδομένα, χρησιμοποιούνται και τα πειραματικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα, που αντιστοιχούν σε κάθε μία εκ των εξεταζόμενων περιπτώσεων. Η σημασία των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων έγκειται στο γεγονός ότι μπορούν να επιβεβαιώσουν ή να καθορίσουν (με την διαδικασία της βαθμονόμησης που παρουσιάζεται αργότερα) τον σωστό προσδιορισμό των σταθερών που χρησιμοποιούνται από τον κώδικα. Αυτό γίνεται τόσο με την χρήση αυτού καθεαυτού του πειραματικού δυναμοδεικτικού διαγράμματος, όπου εξετάζεται ανά μοίρα στροφάλου η προσαρμογή του υπολογισμένου από τον κώδικα δυναμοδεικτικού διαγράμματος με το αντίστοιχο πειραματικό, όσο και με την χρήση του διαγράμματος έκλυσης θερμότητας. Το διάγραμμα αυτό προκύπτει από

κατάλληλη επεξεργασία του δυναμοδεικτικού διαγράμματος με χρήση σχέσεων από την θερμοδυναμική. Η ακόλουθη σχέση μας παρέχει τον καθαρό ρυθμό έκλυσης θερμότητας:

$$\frac{dQ_b}{d\varphi} - \frac{dQ_l}{d\varphi} = \left(1 + \frac{c_p}{R}\right) p \frac{dV}{d\varphi} + \left(\frac{c_p}{R}\right) V \frac{dp}{d\varphi} \quad (3-1)$$

,όπου $dQ_b/d\varphi$ είναι ο φαινομενικός ρυθμός έκλυσης θερμότητας καύσης, και $dQ_l/d\varphi$, είναι ο ρυθμός της απώλειας θερμότητας του εργαζόμενου μέσου προς το περιβάλλον, δια μέσου των τοιχωμάτων του θαλάμου καύσης. Η σύγκριση του μετρημένου και υπολογισμένου διαγράμματος ρυθμού έκλυσης, παρέχει πολύτιμες πληροφορίες όπως είναι η επαλήθευση της εκλυόμενης από το καύσιμο θερμότητας (τόσο στην πιλοτική όσο και στην κύρια έγχυση), η επιβεβαίωση του συντελεστή καθυστέρησης ανάφλεξης (αφού η χρονική στιγμή έναρξης της έγχυσης είναι δεδομένη και η χρονική στιγμή έναυσης του μείγματος ορίζεται από την απότομη κλίση του διαγράμματος έκλυσης θερμότητας), η διάρκεια σε μοίρες στροφάλου της πιλοτικής και κύριας καύσης, η ένταση της καύσης κλπ. Στην παρούσα εργασία, τα μετρημένα διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας εκτιμήθηκαν (σύμφωνα με την παραπάνω εξίσωση) βάσει των πειραματικών δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων, που είχαν παραχωρηθεί για τις ανάγκες της εργασίας αυτής. Τα αντίστοιχα υπολογισμένα διαγράμματα, προκύπτουν ως αποτελέσματα της λειτουργίας του υπολογιστικού κώδικα, μέσω αντίστοιχης επεξεργασίας του υπολογισμένου δυναμοδεικτικού διαγράμματος.

Η σημασία της ανωτέρω διαδικασίας γίνεται εμφανές ότι είναι πρωτίστης σημασίας, αν αναλογιστούμε ότι η θεωρητική αντιμετώπιση της διεργασίας της καύσης στις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης θέτει ακόμα και σήμερα εμπόδια, καθώς ο μηχανισμός της δεν έχει γίνει ακόμα πλήρως κατανοητός. Η επιβεβαίωση όμως του δυναμοδεικτικού διαγράμματος και της αντίστοιχης έκλυσης θερμότητας, εξασφαλίζει την καλλίτερη δυνατή προσομοίωση του φαινομένου αυτού, θέτοντας έτσι τις βάσεις για μια πιο επιτυχημένη εκτίμηση των εκπομπών ρύπων, αλλά και της απόδοσης του κινητήρα.

3.3. Επεξεργασία Μετρημένων Μεγεθών

Προκειμένου να είναι εφικτή η σύγκριση των τιμών των μετρημένων μεγεθών με τις τιμές που εξάγει ως αποτέλεσμα η λειτουργία του υπολογιστικού κώδικα έγινε μετατροπή των μονάδων των μετρημένων μεγεθών του κινητήρα. Οι σχέσεις μετατροπής που χρησιμοποιήθηκαν παρουσιάζονται ακολούθως:

Ισχύς κινητήρα

$$P_e(kW) = M_d(Nm) \cdot \frac{2\pi n(rpm)}{60(sec/min)} \cdot 10^{-3}(kW/W) \quad (3-2)$$

όπου M_d , η ροπή της στροφαλοφόρου ατράκτου, και n οι στροφές του κινητήρα.

Παροχή αναρροφούμενου αέρα

$$\dot{m}_{air}(kg/h) = \dot{m}_{air}(kg/sec) \cdot 3600(sec/h) \quad (3-3)$$

όπου \dot{m}_{air} , η παροχή αναρροφούμενου αέρα (φρέσκου αέρα).

Παροχή ανακυκλοφορούμενου καυσαερίου

$$\dot{m}_{EGR}(kg/h) = \dot{m}_{air}(kg/h) \cdot \frac{x_{EGR}}{x_{air}} \quad (3-4)$$

όπου x_{EGR} , το ποσοστό του ανακυκλοφορούμενου καυσαερίου και x_{air} , το ποσοστό του φρέσκου αναρροφούμενου αέρα. Αμφότερα τα ποσοστά αφορούν λόγους μαζών ως προς την συνολική μάζα που παγιδεύεται εντός του κυλίνδρου.

Ποσότητα παραμένουτος καυσαερίου

$$\dot{m}_{RG}(kg/h) = \dot{m}_{air}(kg/h) \cdot \frac{x_{RG}}{x_{air}} \quad (3-5)$$

όπου x_{RG} , το ποσοστό του παραμένουτος εντός του κυλίνδρου καυσαερίου

Παροχές αέριων μαζών σε mg/cycle

$$\dot{m}_x(mg/cycle) = \frac{\dot{m}_x(kg/h) \cdot 10^6(mg/kg) \cdot 2(rev/cycle)}{z \cdot n(rpm) \cdot 60(min/h)} \quad (3-6)$$

όπου z ο αριθμός των κυλίνδρων του κινητήρα, ενώ ο δείκτης x υποδηλώνει οποιαδήποτε από τα air , EGR και RG .

Παροχή καυσίμου (pilot και main έγχυση)

$$\dot{m}_{f_x}(kg/h) = \frac{z \cdot \dot{m}_{f_x}(kg/cycle) \cdot n(rpm) \cdot 60(min/h)}{2(rev/cycle)} \quad (3-7)$$

όπου ο δείκτης x μπορεί να υποδηλώνει την pilot ή την main έγχυση.

Συνολική παροχή καυσίμου

$$\dot{m}_f (kg/h) = \dot{m}_{f_p} (kg/h) + \dot{m}_{f_m} (kg/h) \quad (3-8)$$

Ειδική κατανάλωση καυσίμου

$$b. s. f. c. = \frac{\dot{m}_f (kg/h)}{P_e (kW)} \cdot 10^3 (g/kg) \quad (3-9)$$

όπου \dot{m}_f , η ωριαία κατανάλωση καυσίμου και P_e , η αποδιδόμενη ισχύς του κινητήρα

Αιθάλη

Όπως φαίνεται και από τον πίνακα στον οποίο παρουσιάζονται οι μονάδες των μετρημένων μεγεθών, οι εκπομπές αιθάλης εκφράστηκαν μέσω του Filter Smoke Number. Οι εκπομπές αιθάλης μπορούν να εκφραστούν σε mg/m^3 μέσω της σχέσης μετατροπής του FSN. Προκειμένου όμως να εκτιμήσουμε την τιμή των εκπομπών αιθάλης σε g/h , είναι απαραίτητο να γνωρίζουμε την παροχή καυσαερίων στην εξαγωγή. Γνωρίζοντας την παροχή όγκου καυσαερίων, η εκτίμηση των εκπομπών αιθάλης σε g/kWh και $mg/κύκλο$ είναι πλέον απλή. Επειδή στην παρούσα διπλωματική εργασία θα μελετηθεί ο κλειστός κύκλος λειτουργίας, είναι προτιμώτερο οι εκπομπές αιθάλης να εκφραστούν σε $mg/cycle$. Για λόγους πληρότητας όμως θα αναφέρονται και σε ορισμένα σημεία και οι αντίστοιχες τιμές σε g/kWh .

$$Soot(mg/m^3) = \frac{1}{0,405} \cdot 4,95 \cdot FSN \cdot e^{0,38 \cdot FSN} \quad (3-10)$$

$$\dot{V}_{em} (m^3/h) = \frac{(\dot{m}_f + \dot{m}_{air})(kg/h) \cdot T_{em}(K) \cdot R(J/kmol \cdot K)}{p_{em}(Pa) \cdot MB_{burnt\ gas}(kg/kmol)} \quad (3-11)$$

$$Soot(g/h) = Soot(mg/m^3) \cdot \dot{V}_{em}(m^3/h) \cdot 10^{-3}(g/mg) \quad (3-12)$$

$$Soot(g/kWh) = \frac{Soot(g/h)}{N(kW)} \quad (3-13)$$

$$Soot(mg/cycle) = \frac{Soot(g/h) \cdot 10^3 (mg/g) \cdot 2(rev/cycle)}{z \cdot n(rpm) \cdot 60(min/h)} \quad (3-14)$$

όπου FSN (Filter Smoke Number) η χρησιμοποιούμενη κλίμακα για τον υπολογισμό της ποσότητας αιθάλης στην εξάτμιση, \dot{V}_{em} η παροχή όγκου καυσαερίων, p_{em} η πίεση στον αγωγό εξαγωγής, T_{em} η θερμοκρασία των καυσαερίων, R η παγκόσμια σταθερά των αερίων, και $MB_{burnt\ gas}$ το μοριακό βάρος των καυσαερίων.

Οξειδία αζώτου (NO, NO_x)

Αντίστοιχα, με την περίπτωση της αιθάλης, επιδιώκουμε την έκφραση των εκπομπών NO σε mg/κύκλο, για να είναι πιο άμεση η σύγκριση των μετρημένων και των υπολογισμένων τιμών.

$$N_{burntgas} (kmol/h) = \frac{(\dot{m}_f + \dot{m}_{air})(kg/h)}{MB_{burntgas} (kg/kmol)} \quad (3-15)$$

$$NO_x (kmol/h) = NO_x (ppm) \cdot 10^{-6} \cdot N_{burntgas} (kmol/h) \quad (3-16)$$

$$NO_x (g/h) = NO_x (kmol/h) \cdot MB_{NO_x} (kg/kmol) \cdot 10^3 (g/kg) \quad (3-17)$$

$$NO_x (g/kWh) = \frac{NO_x (g/h)}{P_g (kW)} \quad (3-18)$$

$$NO_x (mg/cycle) = \frac{NO_x (g/h) \cdot 10^3 (mg/g) \cdot 2 (rev/cycle)}{z \cdot n (rpm) \cdot 60 (min/h)} \quad (3-19)$$

όπου $N_{burntgas}$ είναι η παροχή των καυσαερίων σε kmol/h, και MB_{NO_x} το μοριακό βάρος των οξειδίων του αζώτου. Σε αυτό το σημείο επισημαίνεται ότι οι ανωτέρω σχέσεις εφαρμόζονται κατ'αντιστοιχία για το μονοξείδιο του αζώτου (NO) και το διοξείδιο του αζώτου (NO₂). Η παράθεση του γενικού τύπου των οξειδίων του αζώτου (NO_x) γίνεται ως ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα. Σημειώνεται, ότι στους πίνακες που εμφανίζεται ο τύπος 'NO_x' αναφερόμαστε στα οξειδία του αζώτου ως NO₂.

3.4. Παρουσίαση μετρήσεων-Κατηγοριοποίηση μετρήσεων

Όπως έχει αναφερθεί προηγουμένως, η ασφαλής εξαγωγή συμπερασμάτων για κάθε λειτουργική παράμετρο του κινητήρα, προϋποθέτει, την ξεχωριστή μελέτη κάθε μιας από αυτές, εξασφαλίζοντας παράλληλα την κατά το δυνατό μικρότερη μεταβολή των υπόλοιπων παραμέτρων. Για τον λόγο αυτό, οι μετρήσεις έχουν χωριστεί σε κατηγορίες, ανάλογα με την υπό μελέτη μεταβλητή.

Σημειώνεται ότι οι μετρημένες τιμές εκπομπών ρύπων, που παρουσιάζονται στους ακόλουθους πίνακες, έχουν προκύψει από την επεξεργασία που περιγράφεται στην προηγούμενη ενότητα.

Ακολουθεί η παρουσίαση και η κατηγοριοποίηση των μετρήσεων βάσει των τεσσάρων μεταβλητών και των τριών διαφορετικών φορτίων λειτουργίας, σύμφωνα με την λογική που μόλις παρουσιάστηκε, καθώς και ένας πρώτος σχολιασμός των μετρήσεων.

3.4.1. Επίδραση Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου (EGR)

| | Case | p_im | x_EGR | soi_pilot | soi_main | p_rail | pmax | NO | NO | NOx (as NO ₂) | Soot | Soot |
|------------------------------------|-------------|--------|-------|-----------|----------|--------|--------|-------|----------|---------------------------|-------|----------|
| | | Pa | % | ° ATDC | ° ATDC | bar | bar | g/kWh | mg/cycle | g/kWh | g/kWh | mg/cycle |
| Measured Values (Μετρημένες τιμές) | | | | | | | | | | | | |
| EGR | 2000_8_21 | 137120 | 15 | -21 | 0,3 | 772,3 | 80,768 | 1,173 | 0,573 | 1,945 | 0,966 | 0,472 |
| | 2000_8_22 | | 11,7 | | | | 80,921 | 1,633 | 0,798 | 2,668 | 0,443 | 0,216 |
| | 2000_8_23 | | 7,5 | | | | 81,192 | 2,334 | 1,141 | 3,723 | 0,184 | 0,09 |
| | 2000_8_24 | | 3,8 | | | | 81,642 | 3,073 | 1,501 | 4,819 | 0,071 | 0,034 |
| | 2000_8_25 | | 0,4 | | | | 81,952 | 3,78 | 1,847 | 5,938 | 0,077 | 0,038 |
| | 2500_4_21 | 113180 | 25,3 | -25,2 | 1,5 | 629,7 | 58,845 | 0,518 | 0,126 | 0,921 | 1,374 | 0,336 |
| | 2500_4_22 | | 23 | | | | 59,146 | 0,663 | 0,162 | 1,183 | 0,922 | 0,225 |
| | 2500_4_23 | | 19 | | | | 59,541 | 0,872 | 0,213 | 1,547 | 0,579 | 0,142 |
| | 2500_4_24 | | 17,9 | | | | 59,900 | 1,082 | 0,264 | 1,93 | 0,417 | 0,102 |
| | 2500_4_25 | | 12,2 | | | | 60,220 | 1,168 | 0,286 | 2,156 | 0,283 | 0,069 |
| | 2500_4_26 | | 8,7 | | | | 60,404 | 1,453 | 0,355 | 2,659 | 0,215 | 0,052 |
| | 2500_4_27 | | 5,5 | | | | 61,023 | 1,648 | 0,403 | 3,041 | 0,16 | 0,039 |
| | 2500_7_21 | 138950 | 18,9 | -26,7 | 0 | 786,4 | 74,803 | 0,859 | 0,36 | 1,53 | 1,039 | 0,435 |
| | 2500_7_REF1 | | 14,5 | | | | 74,003 | 1,434 | 0,6 | 2,447 | 0,478 | 0,2 |
| | 2500_7_25 | | 2,4 | | | | 76,157 | 2,77 | 1,16 | 4,583 | 0,057 | 0,024 |

Πίνακας 3: Συνθήκες λειτουργίας, μετρημένη μέγιστη πίεση καύσης και μετρημένες εκπομπές ρύπων για μεταβαλλόμενο EGR

Όπως φαίνεται από τις ανωτέρω πειραματικές μετρήσεις, μελετάται η επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίων στους τρεις κυριότερους ρύπους των κινητήρων Diesel. Για μέση πραγματική πίεση 8 bar (2000 rpm), μελετήθηκε η σταδιακή μείωση του ποσοστού EGR από 15,0% σε 0,4%. Σε πρώτη ανάλυση είναι εμφανής η αναμενόμενη αύξηση των εκπομπών NO, ενώ παρατηρείται και πτώση στην εκπομπή αιθάλης. Παράλληλα, η μέγιστη πίεση καύσης αυξάνεται με μείωση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου. Κατά την διάρκεια των μετρήσεων, διατηρήθηκαν (όσο αυτό ήταν δυνατό) σχεδόν σταθερές οι τιμές των υπολοίπων παραμέτρων λειτουργίας.

Στις μετρήσεις που έγιναν για μέση πραγματική πίεση 4 bar (2500 rpm), η μεταβολή του ποσοστού ανακυκλοφορίας καυσαερίων ήταν από 25,3% έως 5,5%. Εν γένει παρουσιάζεται και πάλι η αναμενόμενη μεταβολή στις εκπομπές των ρύπων και στην μέγιστη πίεση καύσης. Οι τιμές των υπόλοιπων παραμέτρων λειτουργίας διατηρήθηκαν σταθερές και ίσες με τις τιμές που φαίνονται στον πίνακα 3.

Οι μετρήσεις για μέση πραγματική πίεση 7 bar, αν και περιορισμένες σε πλήθος, είναι ικανές να παρουσιάσουν την αναμενόμενη τάση μεταβολής στις τιμές των ρύπων και στις τιμές της μέγιστης πίεσης καύσης. Η ανακυκλοφορία καυσαερίου μελετήθηκε για τιμές από 2,4% έως 18,9%, ενώ οι τιμές των υπολοίπων παραμέτρων λειτουργίας διατηρήθηκαν σχεδόν σταθερές.

Με μια πρώτη ματιά, φαίνεται ότι οι μετρήσεις και για τα τρία φορτία λειτουργίας μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την μελέτη της επίδρασης της ανακυκλοφορίας καυσαερίου.

3.4.2. Επίδραση Πίεσης Έγχυσης

| | Case | p_im | x_EGR | soi_pilot | soi_main | p_rail | pmax | NO | NO | NOx (as NO ₂) | Soot | Soot |
|--------|------------------------------------|--------|-------|-----------|----------|--------|--------|-------|----------|---------------------------|-------|----------|
| | | Pa | % | ° ATDC | ° ATDC | bar | bar | g/kWh | mg/cycle | g/kWh | g/kWh | mg/cycle |
| | Measured Values (Μετρημένες τιμές) | | | | | | | | | | | |
| p_rail | 2000_8_31 | 141520 | 14,1 | -21 | 0,3 | 650,1 | 77,170 | 1,181 | 0,577 | 1,952 | 1,437 | 0,702 |
| | 2000_8_33 | | | | | 750,1 | 79,111 | 1,308 | 0,639 | 2,098 | 0,881 | 0,431 |
| | 2000_8_34 | | | | | 800 | 81,496 | 1,39 | 0,679 | 2,237 | 0,758 | 0,37 |
| | 2000_8_35 | | | | | 850 | 82,626 | 1,44 | 0,703 | 2,333 | 0,719 | 0,351 |
| | 2000_8_36 | | | | | 900 | 84,014 | 1,48 | 0,723 | 2,397 | 0,658 | 0,322 |
| | 2000_8_37 | | | | | 950 | 86,097 | 1,537 | 0,751 | 2,532 | 0,546 | 0,267 |
| | 2500_4_33 | 112840 | 16,9 | -25,3 | 1,5 | 600 | 60,544 | 1,037 | 0,254 | 2,015 | 0,412 | 0,101 |
| | 2500_4_34 | | | | | 650 | 59,870 | 1,08 | 0,264 | 2,078 | 0,294 | 0,072 |
| | 2500_4_35 | | | | | 700 | 60,487 | 1,15 | 0,281 | 2,198 | 0,244 | 0,06 |
| | 2500_4_36 | | | | | 750 | 60,228 | 1,145 | 0,28 | 2,198 | 0,219 | 0,054 |
| | 2500_7_31 | 140740 | 13,9 | -26,8 | 0 | 650 | 75,004 | 1,144 | 0,479 | 2,02 | 0,693 | 0,29 |
| | 2500_7_32 | | | | | 700 | 73,825 | 1,232 | 0,516 | 2,16 | 0,519 | 0,217 |
| | 2500_7_33 | | | | | 750 | 73,631 | 1,295 | 0,543 | 2,242 | 0,435 | 0,182 |
| | 2500_7_34 | | | | | 800,1 | 75,634 | 1,342 | 0,562 | 2,33 | 0,354 | 0,148 |
| | 2500_7_35 | | | | | 850 | 76,335 | 1,429 | 0,598 | 2,465 | 0,3 | 0,125 |
| | 2500_7_36 | | | | | 900 | 78,562 | 1,581 | 0,662 | 2,69 | 0,286 | 0,12 |
| | 2500_7_37 | | | | | 1000 | 81,630 | 1,57 | 0,658 | 2,692 | 0,192 | 0,08 |
| | 2500_7_38 | | | | | | | | | | | |

Πίνακας 4: Συνθήκες λειτουργίας, μετρημένη μέγιστη πίεση καύσης και μετρημένες εκπομπές ρύπων για μεταβαλλόμενη πίεση έγχυσης

Η μελέτη της επίδρασης της πίεσης έγχυσης, στο φορτίο των 8 bar μέσης πραγματικής πίεσης, ξεκινά από τα 650 bar, και με βήματα των 50 bar (εκτός από την μεταβολή από 650 σε 750 bar), φτάνει εν τέλει τα 950 bar. Με την αύξηση της πίεσης έγχυσης, παρατηρείται μια σταθερή αύξηση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου, συνοδευόμενη από σταδιακή πτώση των εκπομπών αιθάλης, γεγονός που είναι αναμενόμενο, ενώ παράλληλα η μέγιστη πίεση καύσης αυξάνεται λόγω της βελτιώσης του μηχανισμού της καύσης.

Στην περίπτωση του φορτίου των 4 bar (25%), η μελέτη της επίδρασης της πίεσης έγχυσης, ξεκινά με μια μέτρηση για πίεση έγχυσης 600 bar και καταλήγει σε μέτρηση για πίεση έγχυσης 750 bar, ακολουθώντας βήματα των 50 bar. Για τις μετρήσεις αυτές, οι εκπομπές NO και αιθάλης ακολουθούν τις ίδιες κατευθύνσεις όπως και για το φορτίο του 50%. Αντίθετα, οι τιμές της μέγιστης πίεσης καύσης παραμένουν πρακτικά αμετάβλητες.

Οι μετρήσεις για το φορτίο των 7 bar, καλύπτουν το εύρος για τιμές της πίεσης έγχυσης από 650 bar έως 1000 bar, παρουσιάζοντας τις αναμενόμενες μεταβολές στις τιμές των εκπομπών ρύπων, δηλαδή αύξηση των εκπομπών NO συνοδευόμενη από μείωση των εκπομπών αιθάλης για αύξηση της πίεσης έγχυσης. Παράλληλα, παρατηρείται η τάση αύξησης της μέγιστης πίεσης καύσης για μεγαλύτερες πιέσεις έγχυσης.

Από την μελέτη των μετρήσεων και των τιμών τους, είναι φανερό ότι μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την εκτίμηση της επίδρασης της πίεσης έγχυσης στην απόδοση και στην εκπομπή ρύπων.

3.4.3. Επίδραση Προπορείας Έγχυσης Καυσίμου

| | Case | p_im | x_EGR | soi_pilot | soi_main | p_rail | pmax | NO | NO | NOx (as NO ₂) | Soot | Soot | |
|-----------------|------------------------------------|--------|-------|-----------|----------|--------|--------|--------|----------|---------------------------|-------|----------|-------|
| | | Pa | % | ° ATDC | ° ATDC | bar | bar | g/kWh | mg/cycle | g/kWh | g/kWh | mg/cycle | |
| | Measured Values (Μετρημένες τιμές) | | | | | | | | | | | | |
| soi_main | 2000_8_41 | 144750 | 13,6 | -29,5 | -3,2 | 793,5 | 91,823 | 1,869 | 0,913 | 3,112 | 0,628 | 0,307 | |
| | 2000_8_42 | | | -22,5 | -1,2 | | 85,413 | 1,562 | 0,763 | 2,574 | 0,727 | 0,355 | |
| | 2000_8_45 | | | -16,5 | 4,8 | | 77,870 | 1,125 | 0,55 | 1,898 | 0,657 | 0,321 | |
| | 2000_8_46 | | | -14,5 | 6,8 | | 78,909 | 1,082 | 0,528 | 1,857 | 0,727 | 0,355 | |
| | 2500_4_41 | 114140 | 14,4 | -28,7 | -2 | 641,3 | 64,052 | 1,445 | 0,353 | 2,579 | 0,353 | 0,086 | |
| | 2500_4_42 | | | -26,7 | 0 | | 59,684 | 1,232 | 0,301 | 2,219 | 0,432 | 0,106 | |
| | 2500_4_43 | | | -24,7 | 2 | | 60,128 | 1,111 | 0,271 | 1,996 | 0,486 | 0,119 | |
| | 2500_4_44 | | | -22,7 | 4 | | 60,606 | 1,043 | 0,255 | 1,86 | 0,406 | 0,099 | |
| | 2500_4_45 | | | -20,7 | 6 | | 60,920 | 1,033 | 0,252 | 1,813 | 0,53 | 0,129 | |
| | 2500_7_41 | 137440 | 14,3 | | -30,7 | -4 | 799,2 | 87,763 | 2,033 | 0,852 | 3,407 | 0,387 | 0,162 |
| | 2500_7_42 | 138220 | | | -28,7 | -2 | | 81,277 | 1,652 | 0,692 | 2,816 | 0,373 | 0,156 |
| | 2500_7_44 | 142820 | | | -24,7 | 2 | | 75,224 | 1,211 | 0,507 | 2,108 | 0,391 | 0,163 |
| | 2500_7_45 | 148390 | | | -22,7 | 4 | | 77,701 | 1,064 | 0,445 | 1,871 | 0,515 | 0,216 |
| | 2500_7_46 | 153950 | | | -20,8 | 6 | | 79,774 | 0,961 | 0,403 | 1,736 | 0,872 | 0,365 |
| 2500_7_47 | 160070 | -18,8 | | | 8 | 82,849 | | 0,912 | 0,379 | 1,682 | 1,089 | 0,453 | |

Πίνακας 5: Συνθήκες λειτουργίας, μετρημένη μέγιστη πίεση καύσης και μετρημένες εκπομπές ρύπων για μεταβαλλόμενη προπορεία έγχυσης

Στις μετρήσεις που λήφθηκαν για μεταβολή της χρονικής στιγμής της έναρξης της έγχυσης του καυσίμου στον κύλινδρο, πρέπει να σημειωθεί ότι ως παράμετρος θα θεωρηθεί η χρονική στιγμή της κύριας έγχυσης και όχι αυτή της πιλοτικής έγχυσης. Η απόφαση αυτή βασίστηκε στο γεγονός ότι η κύρια έγχυση έχει σημαντικότερη επίδραση λόγω της αισθητά μεγαλύτερης ποσότητας κύριου καυσίμου (η αναλογία κύριου προς πιλοτικό καύσιμο κυμαίνεται σε τιμές από 10:1 έως 16,5:1). Για τον λόγο αυτό αγνοείται η επίδραση της μεταβολής της προπορείας της πιλοτικής έγχυσης.

Στην περίπτωση του φορτίου 50% (8 bar bmer) μελετήθηκε η επίδραση που έχει η προπορεία έγχυσης καυσίμου στην εκπομπή των ρύπων και τις τιμές της μέγιστης πίεσης καύσης. Η μείωση της προπορείας έγχυσης καυσίμου έχει ως αποτέλεσμα την μείωση των εκπομπών NO και την αύξηση των εκπομπών αιθάλης. Η παρατήρηση αυτή είναι σύμφωνη με τα όσα έχουν σημειωθεί στο κεφάλαιο 2. Παράλληλα, φαίνεται ότι η μείωση της προπορείας έγχυσης έχει ως αποτέλεσμα και την μείωση της μέγιστης πίεσης καύσης.

Για τον σκοπό της μελέτης της επίδρασης της προπορείας έγχυσης καυσίμου στο φορτίο των 4 bar bmer, μεταβλήθηκε η χρονική στιγμή της κύριας έγχυσης από 2 μοίρες στροφάλου προ του ANΣ μέχρι και 6 μοίρες στροφάλου μετά το ANΣ. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τον πειραματικό έλεγχο, φανερώνουν την τάση μείωσης των οξειδίων του αζώτου με μείωση της προπορείας έγχυσης, την στιγμή, που η αιθάλη ακολουθεί αντίθετη πορεία (δηλαδή αυξάνεται με την μείωση της προπορείας). Παράλληλα, σημειώνεται και μια ελαφρά μείωση της μέγιστης πίεσης καύσης, ως αποτέλεσμα της μείωσης της προπορείας έγχυσης.

Όπως φαίνεται από τον προηγούμενο πίνακα, στην περίπτωση των 7 bar μέσης πραγματικής πίεσης, δεν είναι κατέστη δυνατή η μεμονωμένη μελέτη της επίδρασης της μεταβολής της προπορείας έγχυσης. Αυτό συμβαίνει λόγω της αισθητής μεταβολής που παρουσιάζει η πίεση υπερπλήρωσης (σημειώνεται αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης όταν μειώνεται η προπορεία έγχυσης). Παρ'αυτά, στην συνέχεια της εργασίας θα εξετασθεί και αυτό το φορτίο λειτουργίας. Φαίνεται πάντως ότι τόσο οι εκπομπές NO, όσο και οι εκπομπές αιθάλης ακολουθούν τις αναμενόμενες τάσεις (αναμενόμενες σε σχέση με την μεμονωμένη μεταβολή της προπορείας έγχυσης). Κάτι τέτοιο, βέβαια, δεν μπορεί να ειπωθεί και για την μέγιστη πίεση καύσης, η οποία από την περίπτωση 44 και για πιο καθυστερημένες εγχύσεις καυσίμου, αυξάνεται. Η αύξηση αυτή ενδεχομένως να οφείλεται στην επίδραση της αυξημένης πίεσης υπερπλήρωσης που παρατηρείται.

Συνολικά, μπορεί να εκτιμηθεί ότι και αυτές οι μετρήσεις, που αφορούν την μεταβολή της προπορείας έγχυσης, μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την μελέτη της επίδρασης της μεταβολής της.

3.4.4. Επίδραση Πίεσης Υπερπλήρωσης

| | Case | p_im | x_EGR | soi_pilot | soi_main | p_rail | pmax | NO | NO | NOx (as NO ₂) | Soot | Soot |
|------|------------------------------------|--------|-------|-----------|----------|--------|--------|-------|----------|---------------------------|-------|----------|
| | | Pa | % | ° ATDC | ° ATDC | bar | bar | g/kWh | mg/cycle | g/kWh | g/kWh | mg/cycle |
| | Measured Values (Μετρημένες τιμές) | | | | | | | | | | | |
| p_im | 2000_8_16 | 119600 | 1,3 | -21 | 0,3 | 770,4 | 75,351 | 2,926 | 1,43 | 4,586 | 0,351 | 0,172 |
| | 2000_8_11 | 149470 | | | | | 88,481 | 3,94 | 1,926 | 5,861 | 0,215 | 0,105 |
| | 2000_8_12 | 159220 | | | | | 93,333 | 4,212 | 2,058 | 6,395 | 0,041 | 0,02 |
| | 2000_8_72 | 169020 | | | | | 99,120 | 4,57 | 2,23 | 7,31 | 0,04 | 0,02 |
| | 2500_4_11 | 109050 | 9,7 | -25,2 | 1,5 | 631,1 | 58,556 | 1,44 | 0,352 | 2,575 | 0,232 | 0,057 |
| | 2500_4_12 | 119010 | | | | | 63,739 | 1,539 | 0,376 | 2,819 | 0,204 | 0,050 |
| | 2500_4_13 | 128920 | | | | | 68,787 | 1,594 | 0,389 | 3,017 | 0,21 | 0,051 |
| | 2500_4_14 | 138770 | | | | | 73,677 | 1,724 | 0,421 | 3,291 | 0,181 | 0,044 |
| | 2500_7_11 | 119480 | 0,9 | -26,8 | 0 | 782,9 | 70,205 | 2,992 | 1,255 | 4,803 | 0,178 | 0,075 |
| | 2500_7_72 | 138690 | | | | | 78,984 | 3,294 | 1,376 | 5,464 | 0,061 | 0,026 |
| | 2500_7_73 | 169190 | | | | | 91,950 | 3,633 | 1,521 | 6,111 | 0,035 | 0,015 |

Πίνακας 6: Συνθήκες λειτουργίας, μετρημένη μέγιστη πίεση καύσης και μετρημένες εκπομπές ρύπων για μεταβαλλόμενη πίεση υπερπλήρωσης

Η τελευταία εξεταζόμενη περίπτωση αφορά την μεταβολή της πίεσης υπερπλήρωσης. Στην περίπτωση του φορτίου 50% (8 bar bmer), εξετάστηκε η επίδραση της πίεσης υπερπλήρωσης στην απόδοση και την εκπομπή ρύπων. Για τον σκοπό αυτό, η πίεση υπερπλήρωσης μεταβλήθηκε στο εύρος τιμών από 1,20 έως 1,69 bar. Οι τιμές των υπολοίπων παραμέτρων λειτουργίας διατηρούνται ουσιαστικά σταθερές. Όσον αφορά τους ρύπους, παρατηρείται ότι η αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης επιφέρει μια αναμενόμενη αύξηση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου, ενώ το αντίστροφο συμβαίνει για την περίπτωση της αιθάλης. Παράλληλα, η αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης έχει ως αποτέλεσμα και την αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης, γεγονός αναμενόμενο.

Η επίδραση της πίεσης υπερπλήρωσης στο φορτίο των 4 bar μέση πραγματική πίεση μελετήθηκε στο εύρος τιμών από 1,09 έως 1,39 bar. Από τις τιμές των εκπομπών ρύπων, παρατηρούμε ότι οι εκπομπές οξειδίων του αζώτου αυξάνονται σταθερά, ενώ για την αιθάλη φαίνεται να προκύπτει πτώση. Η μέγιστη πίεση καύσης, όπως είναι άλλωστε αναμενόμενο, αυξάνει σημαντικά με την αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης. Τέλος, η επίδραση της μεταβολής της πίεσης υπερπλήρωσης μελετήθηκε και για μέση πραγματική πίεση 7 bar, μεταβαλλόμενη από 1,19 έως 1,69 bar.. Οι μετρήσεις των κυριότερων ρύπων δείχνουν μια συνεπή συμπεριφορά (παρά το μικρό μέγεθος του δείγματος) ενώ όπως αναμέναμε, η μέγιστη πίεση καύσης φανερώνει τάση αύξησης για αυξημένες τιμές υπερπλήρωσης.

Συνεπώς, συμπεραίνουμε ότι οι μετρήσεις που μόλις παρουσιάστηκαν, είναι δυνατόν να χρησιμοποιηθούν για την εκτίμηση της επίδρασης της πίεσης υπερπλήρωσης στην απόδοση του κινητήρα και στην εκπομπή ρύπων από αυτόν.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο

4. Περιγραφή του πολυζωνικού μοντέλου καύσης ‘Ntua-Engine Performance & Emissions Code’

Όπως αναφέρθηκε και νωρίτερα το υπολογιστικό πακέτο το οποίο χρησιμοποιήθηκε για την μοντελοποίηση του 4-X ταχύστροφου κινητήρα Diesel, είναι το ‘Ntua-Engine Performance & Emissions Code’, το οποίο έχει αναπτυχθεί στο Εργαστήριο Μ.Ε.Κ. του Εθνικού Μετσοβίου Πολυτεχνείου υπό την εποπτεία του Καθηγητή Δ. Θ. Χουντάλα. Πρόκειται για ένα τριδιάστατο φαινομενολογικό-πολυζωνικό μοντέλο.

Το συγκεκριμένο πολυζωνικό μοντέλο θα χρησιμοποιηθεί για την προσομοίωση της περίπτωσης του κλειστού κύκλου λειτουργίας (παρούσα περίπτωση). Πρακτικά δηλαδή θα μελετηθεί η περίοδος κατά την οποία, τόσο οι βαλβίδες εισαγωγής όσο και οι αντίστοιχες της εξαγωγής παραμένουν κλειστές. Στην περίπτωση του ανοιχτού κύκλου λειτουργίας, ο οποίος όμως δεν εξετάζεται στην παρούσα εργασία, προσομοιώνεται επιπλέον και το σύστημα εναλλαγής των αερίων, μελετάται δηλαδή η πλήρης 4-X λειτουργία του κινητήρα. Προκειμένου να προσομοιωθεί η επίδραση που έχει η πιλοτική έγχυση καυσίμου στον κινητήρα, υπενθυμίζεται ότι έγινε τροποποίηση του χρησιμοποιούμενου κώδικα. Άλλωστε, όπως έχει ήδη σημειωθεί, μια από τις βασικές επιδιώξεις αυτής της διπλωματικής εργασίας είναι η διερεύνηση εάν έχει περιγραφεί ορθά ο μηχανισμός της πιλοτικής έγχυσης.

4.1. Γενική Περιγραφή του Υπολογιστικού Μοντέλου

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, το υπολογιστικό μοντέλο περιγράφει την λειτουργία ολόκληρου του κλειστού κύκλου λειτουργίας, περιλαμβάνοντας τα υποσυστήματα προσομοίωσης των διεργασιών εντός του θαλάμου καύσης, του σχηματισμού οξειδίων του αζώτου, του σχηματισμού αιθάλης και του συστήματος έγχυσης καυσίμου.

4.2. Προσομοίωση Διεργασιών εντός του Θαλάμου Καύσης

Σύμφωνα με τα όσα έχουν ήδη αναφερθεί το χρησιμοποιούμενο μοντέλο είναι πολυζωνικό. Αυτό σημαίνει πρακτικά ότι η εγχυόμενη δέσμη καυσίμου χωρίζεται σε διακριτούς όγκους, τις λεγόμενες ζώνες. Στο μοντέλο γίνεται η υπόθεση ότι η σύσταση καυσίμου-αέρα και η θερμοκρασία είναι διαφορετική για κάθε ζώνη και κάθε χρονική στιγμή και ότι η πίεση είναι ομοιόμορφη εντός του κυλίνδρου

(μεταβάλλεται όμως με τον χρόνο). Η θερμοκρασία και η σύσταση κάθε ζώνης υπολογίζεται με εφαρμογή του Α' Θερμοδυναμικού Νόμου και των εξισώσεων διατήρησης ορμής και μάζας. Στην συνέχεια ακολουθεί μια περιγραφή των υποσυστημάτων που προσομοιώνονται καθώς και των διαφόρων φυσικών και χημικών μοντέλων που εφαρμόζονται για τον υπολογισμό της καύσης και της εκπομπής ρύπων.

4.2.1. Προσομοίωση του Μηχανισμού Συναλλαγής Θερμότητας

Η μεταφορά θερμότητας στις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης αποτελείται κατά κύριο λόγο από δύο όρους, τον όρο της συναγωγής θερμότητας και τον όρο της ακτινοβολίας θερμότητας.

Συναγωγή θερμότητας: Η ροή θερμότητας εξ' αιτίας της συναγωγής θερμότητας

$$\dot{q}_{cv} = \dot{Q}_{cv}/A \text{ (W/m}^2\text{)} \quad (4-1)$$

από ένα ρεύμα ρευστού θερμοκρασίας T_g (η τιμή της θερμοκρασίας αυτής υπολογίζεται στην συνέχεια) σε ένα στερεό τοίχωμα θερμοκρασίας T_w (ή αντίστροφα, όταν $T_w > T_g$), ορίζεται από την εξίσωση

$$\dot{q}_{cv} = h_c \cdot (T_g - T_w) \quad (4-2)$$

, όπου h_c είναι ο συντελεστής συναγωγής θερμότητας. Ο συντελεστής αυτός ορίζεται μέσω του αδιάστατου αριθμού Nusselt, μέσω της σχέσης

$$Nu = \frac{h_c L}{k} \quad (4-3)$$

, όπου L ένα χαρακτηριστικό μήκος και k ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας. Ο προσδιορισμός του αριθμού Nusselt προκύπτει από την ακόλουθη εξίσωση

$$Nu = \frac{h_c L}{k} = ct \cdot \left(\frac{\rho u L}{\mu} \right)^m \cdot \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^n \quad (4-4)$$

, όπου ct σταθερά και u μια χαρακτηριστική ταχύτητα, που προκύπτει από μοντέλο τυρβώδους κινητικής ενέργειας. Τα γινόμενα που ευρίσκονται εντός των παρενθέσεων είναι οι αδιάστατοι αριθμοί Reynolds και Prandtl αντίστοιχα. Είναι γνωστό ότι για άερα, ο αριθμός Prandtl διαφέρει ελάχιστα από την τιμή 0,7 και ως εκ τούτου μπορεί να ληφθεί τόσος χωρίς κάποιο σημαντικό σφάλμα. Οι συντελεστές m και n που εμφανίζονται ως εκθέτες των αριθμών Reynolds και Prandtl είναι ίσοι με 0,8 και 0,33 αντίστοιχα.

Ακτινοβολία θερμότητας: Επειδή το αέριο θερμοκρασίας T_g δεν μπορεί να θεωρηθεί ότι εκπέμπει ακτινοβολία ως μέλαν σώμα, η εξίσωση της μεταφοράς θερμότητας με ακτινοβολία από το αέριο στο τοίχωμα (ή αντίστροφα αν $T_w > T_g$), γράφεται ως εξής:

$$\dot{q}_R = \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_g^4 - T_w^4) \quad (4-5)$$

, όπου σ η σταθερά Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$), και ε ο συντελεστής εκπομπής του αερίου.

Συνολική μεταφορά θερμότητας: Το άθροισμα των δύο παραγόντων, μας δίνει την συνολική μεταφορά θερμότητας σε κάθε χρονική στιγμή μέσω της εξίσωσης:

$$\dot{q} = \dot{Q}/A = \dot{q}_{cv} + \dot{q}_R = h_c \cdot (T_g - T_w) + \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_g^4 - T_w^4) \quad (4-6)$$

$$\Rightarrow \dot{Q} = A \cdot [h_c \cdot (T_g - T_w) + \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_g^4 - T_w^4)] \quad (4-7)$$

, όπου $c_r = \sigma \cdot \varepsilon$.

Η θερμοκρασία του ρευστού T_g , προκύπτει από το σύνολο των k ζωνών, στις οποίες έχει διαιρεθεί ο κύλινδρος, ως εξής:

$$T_g = \frac{\sum m_k \cdot c_{p_k} \cdot T_k}{\sum m_k \cdot c_{p_k}} \quad (4-8)$$

Ο ρυθμός της μεταφορά θερμότητας διανέμεται στις k ζώνες μέσω της εξίσωσης:

$$\Delta \dot{Q}_k = \frac{Q(m_k \cdot c_{p_k} \cdot T_k)}{\sum m_k \cdot c_{p_k} \cdot T_k} \quad (4-9)$$

4.2.2. Προσομοίωση Συστροφής Αέρα

Η συστροφή του αέρα (swirl) είναι μια ευρέως χρησιμοποιούμενη μέθοδος για την αύξηση του ρυθμού ανάμειξης του εγγεόμενου καυσίμου με τον αέρα. Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιείται σχεδόν σε όλες τις ταχύστροφες μηχανές Diesel, που ως γνωστόν πάσχουν από ανεπαρκή ανάμειξη του καυσίμου με τον αέρα, ειδικά στις υψηλές στροφές λειτουργίας. Η προσομοίωση του πεδίου ροής που αναπτύσσεται λόγω της συστροφής του αέρα, θεωρείται όμοιο με το πεδίο που αναπτύσσεται γύρω από περιστρεφόμενο στερεό σώμα. Ως εκ τούτου, η κατανομή της εφαπτομενικής ταχύτητας δίνεται από τις σχέσεις:

$$u = W_p \cdot R, \text{ για } 0 \leq R \leq R_c \quad (4-10)$$

$$u = W_p \cdot R_c \cdot (R_c/R)^{0,05}, \text{ για } R_c \leq R \leq R_p \quad (4-11)$$

, όπου R_c , το σημείο στο οποίο παύει η περιστροφή του στερεού σώματος και R_p , η ακτίνα του κυλίνδρου. Το μήκος R_c υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$R_c = R_{in} \cdot (D_b/2R_p) \quad (4-12)$$

, όπου R_{in} η απόσταση των αξόνων κυλίνδρου-βαλβίδας και D_b , η διάμετρος της κοιλότητας του εμβόλου (bowl).

Η στιγμιαία γωνιακή ταχύτητα του αέρα εντός του κυλίνδρου υπολογίζεται βάσει της εξίσωσης διατήρησης της στροφορμής.

4.2.3. Προσομοίωση της Δέσμης Καυσίμου

Όπως έχει αναφερθεί το χρησιμοποιούμενο υπολογιστικό μοντέλο επιχείρησε να περιγράψει τον μηχανισμό της πιλοτικής έγχυσης καυσίμου. Για το λόγο αυτό, το υπολογιστικό μοντέλο τροποποιήθηκε, ώστε να παρατηρείται διακοπτόμενη έγχυση καυσίμου. Με τον τρόπο αυτό δημιουργούνται δύο δέσμες καυσίμου, η πιλοτική δέσμη και η κύρια, οι οποίες μπορεί και να αναμειχθούν μεταξύ τους. Σημειώνεται επίσης ότι έγινε προσπάθεια εκτίμησης της επίδρασης της έναυσης της πιλοτικής ποσότητας καυσίμου στην καθυστέρηση ανάφλεξης της κύριας ποσότητας (επιφέρει μείωση της καθυστέρησης ανάφλεξης).

Με την έναρξη της έγχυσης καυσίμου, αρχίζει ο σχηματισμός των ζωνών, οι οποίες διεισδύουν στον θάλαμο καύσης. Οι αρχικές συνθήκες στην έξοδο του εγχυτήρα υπολογίζονται από το μοντέλο του συστήματος έγχυσης. Το καύσιμο, στην συνέχεια, διανύει μια μικρή απόσταση προτού να διασπαστεί σε σταγονίδια. Το μήκος διάσπασης της δέσμης υπολογίζεται βάσει του χρόνου διάσπασης της δέσμης και της ταχύτητας αυτής, ως εξής:

$$u_p = u_{inj} = C_d \cdot \sqrt{(2\Delta P/\rho_i)} \quad (4-13)$$

$$t_{break} = \frac{c_1 \cdot \rho_i \cdot d_{inj}}{c_d \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_a \cdot \Delta P}} \quad (4-14)$$

$$L = u_{inj} \cdot t_{break} \cong c_1 \cdot \left(\frac{\rho_i}{\rho_a}\right)^{0.5} \cdot d_{inj} \quad (4-15)$$

, όπου c_1 σταθερά, C_d συντελεστής του εγχυτήρα, d_{inj} η διάμετρος της οπής του ακροφυσίου, ΔP η πτώση πίεσης και ρ_a , ρ_i οι πυκνότητες αέρα και καυσίμου αντίστοιχα. Είναι προφανές ότι η έκφραση της ταχύτητας που μόλις σημειώθηκε ισχύει για $x < L$, δηλαδή μέχρι την διάσπαση της δέσμης. Αντίθετα, $x \geq L$, έχουμε ότι:

$$u_p = u_{inj} \cdot \left(\frac{L}{x}\right)^n, \text{ για } x \geq L \quad (4-16)$$

Η χαμηλότερη αξονική διείσδυση που παρατηρείται στην περιφέρεια της δέσμης, υπολογίζεται με χρήση του συντελεστή n , που λαμβάνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$n_{j,i} = n_{min} \cdot e^{\left[\log^{-1} \left(\frac{n_{max}}{n_{min}} \right) \left(\frac{r_{j,i}}{r_c} \right)^2 \right]} \quad (4-17)$$

, όπου $n_{j,i}$ είναι ο τοπικός εκθέτης της εκάστοτε περιοχής, $r_{j,i}$ η απόσταση της περιοχής από τον άξονα και r_c η ακτίνα της δέσμης καυσίμου.

Το πολυζωνικό μοντέλο, όντας τριδιάστατο, είναι προφανές ότι θεωρεί τρεις άξονες, x , r και z . Ο άξονας z λαμβάνεται παράλληλος στον άξονα του κυλίνδρου, ενώ οι x και r ορίζονται στο κάθετο στον άξονα z επίπεδο. Για την διευκόλυνση του υπολογισμού των τριών συνιστωσών της ταχύτητας κάθε ζώνης, χρησιμοποιείται ένα επιπρόσθετο σύστημα αξόνων x_0 , r_0 και z_0 . Σύμφωνα με το επιπρόσθετο σύστημα αξόνων, ο άξονας x_0 λαμβάνεται παράλληλος στον εγχυτήρα (προφανώς είναι παράλληλος και στον άξονα της δέσμης καυσίμου), ενώ οι δύο άλλοι άξονες r_0 και z_0

σχηματίζουν ορθοκανονικό σύστημα αξόνων με τον x_o . Η προβολή του εγχυτήρα, και άρα και του άξονα x_o , στο επίπεδο x,r σχηματίζει γωνία Θ με τον άξονα x , ενώ η γωνία με το επίπεδο x,r είναι Φ . Κάθε ζώνη έχει μια ταχύτητα παράλληλη ως προς τον άξονα x_o ίση με:

$$u_{j,ix_o} = u_p \cdot \tan\left(\frac{a}{r_c} \cdot r_{j,i}\right) \quad (4-18)$$

, όπου r_c η ακτίνα της δέσμης καυσίμου (αν θεωρήσουμε την τομή της), $r_{j,i}$ η απόσταση της j,i ζώνης από τον άξονα της δέσμης και a , η γωνία εισόδου της δέσμης στον κύλινδρο που είναι ίση με:

$$a = 0.05 \cdot \left(\frac{d_{inj}^2 \rho_a \Delta P}{\mu_a^2}\right)^{0.25} \quad (4-19)$$

. Οι ταχύτητες ως προς τους δύο άλλους άξονες, είναι ίσες με:

$$u_{j,iy_o} = u_{j,ix_o} \cdot \cos(\varphi_{j,i_o}) \quad (4-20)$$

$$u_{j,iz_o} = u_{j,ix_o} \cdot \sin(\varphi_{j,i_o}) \quad (4-21)$$

, όπου φ_{j,i_o} η γωνιακή θέση της ζώνης στο x_o, r_o επίπεδο συντεταγμένων. Έχοντας πλέον υπολογίσει τις τρεις αυτές εκφράσεις της ταχύτητας, μπορούμε να λογαριάσουμε τις ταχύτητες κατά τους άξονες x, r και z ως εξής:

$$u_{j,ix} = u_p \cdot \cos(\Phi) \cdot \cos(\Theta) - u_{j,iy_o} \cdot \sin(\Theta) - u_{j,iz_o} \cdot \sin(\Phi) \cdot \cos(\Theta) \quad (4-22)$$

$$u_{j,ir} = u_p \cdot \cos(\Phi) \cdot \cos(\Theta) + u_{j,iy_o} \cdot \cos(\Theta) - u_{j,iz_o} \cdot \sin(\Phi) \cdot \sin(\Theta) \quad (4-23)$$

$$u_{j,iz} = u_p \cdot \sin(\Phi) + u_{j,iz_o} \cdot \cos(\Phi) \quad (4-24)$$

Οι ταχύτητες που σημειώνονται παραπάνω, δεν έχουν λάβει υπόψη την συστροφή του αέρα. Η επίδραση που έχει η συστροφή του αέρα, λαμβάνεται υπόψη υπολογίζοντας τις τοπικές συνιστώσες αξονικής και ακτινικής ταχύτητας και εφαρμόζοντας την εξίσωση διατήρησης ορμής και στις δυο κατευθύνσεις. Η συνολική ταχύτητα των ζωνών, που συνυπολογίζει και την επίδραση της συστροφής, έχει ως εξής:

$$u_{j,ixt} = u_{j,ix} + u_a \cdot \sin(\varphi_{j,i}) \quad (4-25)$$

$$u_{j,irt} = u_{j,ir} - u_a \cdot \cos(\varphi_{j,i}) \quad (4-26)$$

, όπου u_a η τοπική ταχύτητα συστροφής και $\varphi_{j,i}$ η γωνιακή θέση της προβολής της ζώνης στο επίπεδο x, r . Η ταχύτητα στον άξονα z δεν εξαρτάται από την συστροφή, καθ'ότι η συνιστώσα της ταχύτητας συστροφής, ως προς τον άξονα αυτό, είναι μηδενική.

4.2.4. Προσομοίωση Διείσδυσης Αέρα

Με βάση την εξίσωση διατήρησης ορμής, μπορούμε να υπολογίσουμε την ποσότητα του αέρα που διεισδύει στις ζώνες. Η επίδραση που έχει η πίεση έγχυσης στην ποιότητα της ανάμειξης του καυσίμου με τον αέρα, γίνεται εμφανής μέσω της αρχικής ταχύτητας κάθε ζώνης (που είναι εξ'άλλου συνάρτηση της πίεσης έγχυσης).

Η εξίσωση, που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της ταχύτητας διείδυσης του αέρα στις ζώνες, είναι η ακόλουθη:

$$m_f \cdot u_{inj} = (f_{cor} \cdot m_a + m_f) \cdot u_p \quad (4-27)$$

, όπου f_{cor} είναι ο συντελεστής διείδυσης αέρα (air entrainment coefficient).

4.2.5. Προσομοίωση Διασκορπισμού Δέσμης Καυσίμου

Το καύσιμο που περιέχεται εντός των ζωνών, θεωρείται ότι κατηγοριοποιείται σε ομάδες, των οποίων τα σταγονίδια έχουν την ίδια διατομή Sauter. Η κατανομή της διαμέτρου των σταγονιδίων στις ομάδες, δίνεται από την εξίσωση:

$$\frac{dV}{V} = 13.5 \cdot \left(\frac{D_d}{D_{SM}}\right)^3 \cdot e^{-3\left(\frac{D_d}{D_{SM}}\right)} \cdot d\left(\frac{D_d}{D_{SM}}\right) \quad (4-28)$$

Η μέση διάμετρος Sauter λαμβάνεται ως η μέγιστη εκ των τιμών $D_{SM,1}$, $D_{SM,2}$, που ορίζονται από τις ακόλουθες ημι-εμπειρικές σχέσεις:

$$D_{SM,1} = 0.38 \cdot Re_{inj}^{0.25} \cdot We_{inj}^{-0.32} \cdot \left(\frac{\nu_l}{\nu_a}\right)^{0.37} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_a}\right)^{-0.47} \cdot d_{inj} \quad (4-29)$$

$$D_{SM,2} = 4.12 \cdot Re_{inj}^{0.12} \cdot We_{inj}^{-0.75} \cdot \left(\frac{\nu_l}{\nu_a}\right)^{0.54} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_a}\right)^{0.18} \cdot d_{inj} \quad (4-30)$$

, όπου οι δείκτες 1, 2 υποδηλώνουν τον τέλει και τον ατελή διασκορπισμό της δέσμης. Οι αριθμοί Reynolds και Weber δίνονται από τις σχέσεις:

$$Re_{inj} = \frac{u_{inj} \cdot d_{inj}}{\nu_l} \quad (4-31)$$

$$We_{inj} = \frac{u_{inj}^2 \cdot d_{inj} \cdot \rho_l}{\sigma} \quad (4-32)$$

4.2.6. Προσομοίωση της Καύσης

Η ποσότητα του αέρα που εισέρχεται σε μια ζώνη θεωρείται ότι αναμειγνύεται με το ατμοποιημένο καύσιμο. Ο ρυθμός αυτής της αντίδρασης είναι συνάρτηση της τοπικής συγκέντρωσης μάζας καυσίμου, μάζας οξυγόνου και της τοπικής θερμοκρασίας. Η έναυση του μείγματος εκκινά μετά την πάροδο της χρονικής περιόδου καθυστέρησης ανάφλεξης, η οποία υπολογίζεται βάσει των τοπικά επικρατούντων συνθηκών από τις ακόλουθες σχέσεις:

$$\int_{t_{inj}}^{t_{inj} + \tau_z} \frac{1}{\tau_z} dt = 1 \quad (4-33)$$

, όπου

$$\tau_z = \alpha_{del} \cdot p^{-n} \cdot \phi^b \cdot e^{(E_a/R_m \cdot T)} \quad (4-34)$$

Αντικαθιστώντας στην εξίσωση αυτή τις τιμές των σταθερών, n, b, E_a/R_m , προκύπτει, η τελική μορφή για την καθυστέρηση ανάφλεξης:

$$\int_{t_{inj}}^{t_{inj} + \tau_z} \frac{1}{\alpha_{del} \cdot p^{-2.5} \cdot \phi^{-1.04} \cdot e^{(3000/T)}} dt = 1 \quad (4-35)$$

, όπου a_{del} ο συντελεστής καθυστέρησης ανάφλεξης που εισάγεται στον κώδικα από τον χρήστη.

Ο ρυθμός καύσης υπολογίζεται σαν συνάρτηση του τοπικού λόγου αέρα καύσης, της ενέργειας ενεργοποίησης του, της τοπικής θερμοκρασίας, της μερικής πίεσης του οξυγόνου, της συνολικής ποσότητας καυσίμου και την ποσότητα αυτού που είναι διαθέσιμη για καύση.

4.3. Προσομοίωση της Έγχυσης καυσίμου

Από τα όσα έχουν εκτεθεί προηγούμενα, καθίσταται σαφές ότι οι αρχικές συνθήκες στις εξόδους των οπών του εγχυτήρα είναι εξαιρετικής σημασίας για την λειτουργία του κώδικα, καθώς από αυτές επηρεάζεται ο σχηματισμός της δέσμης του καυσίμου και η διάδοση της μέσα στον κύλινδρο. Για τις ανάγκες της προσομοίωσης του συστήματος έγχυσης θεωρούμε τους ακόλουθους όγκους ελέγχου:

-Κοινός οχετός καυσίμου

-Αγωγός προσαγωγής καυσίμου από τον κοινό οχετό στον εγχυτήρα

-Κύριος όγκος εγχυτήρα

-Όγκος εγχυτήρα κάτω από την βελόνα (sac volume)

Η παροχή όγκου καυσίμου μέσω των οπών του εγχυτήρα δίνεται από την σχέση:

$$\dot{Q}_j = A_j \cdot C_{d,j} \cdot \left(\frac{2\Delta P_j}{\rho_j} \right)^{0.5} \quad (4-36)$$

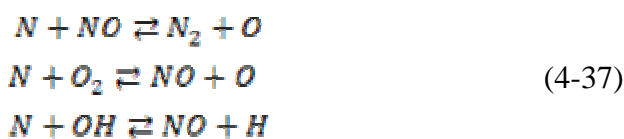
Υπενθυμίζεται, ότι λόγω της απουσίας των πειραματικών διαγραμμάτων έγχυσης, υποθέτουμε ότι το προφίλ έγχυσης είναι ορθογωνικό.

4.4. Μοντέλο Σχηματισμού του Μονοξειδίου του Αζώτου

Ο υπολογισμός του σχηματισμού μονοξειδίου του αζώτου, θα γίνει με χρήση του εκτεταμένου μηχανισμού Zeldovich. Οι υψηλές θερμοκρασίες που παρατηρούνται εντός των καιόμενων περιοχών μας αναγκάζει να λάβουμε υπόψη και την χημική διάσταση. Κάθε ζώνη θεωρείται ότι αποτελείται από τα ακόλουθα συστατικά:

$O_2, N_2, CO_2, H_2O, H, H_2, N, NO, O, OH, CO$

Σύμφωνα με τον εκτεταμένο μηχανισμό του Zeldovich, ο σχηματισμός του μονοξειδίου του αζώτου, καθορίζεται από τις ακόλουθες 3 εξισώσεις:



Οι σταθερές ταχύτητας αντίδρασης για κάθε μια εξίσωση είναι:

$$\begin{aligned} k_1^- &= 1,6 \cdot 10^{10}, k_1^+ = 7,6 \cdot 10^{10} \cdot e^{-38000/T} \\ k_2^+ &= 6,4 \cdot 10^6 \cdot T \cdot e^{-3125/T}, k_2^- = 1,5 \cdot 10^6 \cdot T \cdot e^{-19500/T} \end{aligned} \quad (4-38)$$

$$k_3^+ = 4,2 \cdot 10^{10}, k_3^- = 2,0 \cdot 10^{11} \cdot e^{-23650/T}$$

Σημειώνεται ότι οι μονάδες όλων των σταθερών ταχύτητας αντίδρασης είναι σε $m^3/kmol \cdot s$, καθώς και ότι οι δείκτες + και - στις σταθερές υποδηλώνουν την προς τα δεξιά ή προς τα αριστερά κατεύθυνση κάθε μιας αμφίδρομης αντίδρασης.

Όταν επέλθει χημική ισορροπία, η προς τα δεξιά μετατόπιση κάθε αμφίδρομης εξίσωσης θα είναι ίση με την προς τα αριστερά μετατόπιση. Θα ισχύει δηλαδή ότι:

$$\begin{aligned} R_1 &= k_1^+ \cdot [O]_e \cdot [N_2]_e = k_1^- \cdot [NO]_e \cdot [N]_e \\ R_2 &= k_2^+ \cdot [N]_e \cdot [O_2]_e = k_2^- \cdot [NO]_e \cdot [O]_e \\ R_3 &= k_3^+ \cdot [N]_e \cdot [OH]_e = k_3^- \cdot [NO]_e \cdot [H]_e \end{aligned} \quad (4-39)$$

, όπου ο δείκτης e υποδηλώνει την κατάσταση ισορροπίας (equilibrium).

Εν τέλει η στιγμιαία συγκέντρωση NO στα προϊόντα της καύσης σε κάθε ζώνη, προκύπτει από την ακόλουθη διαφορική εξίσωση:

$$\frac{1}{V_{cell}} \frac{d([NO] \cdot V_{cell})}{dt} = \frac{2 \cdot R_1 \left(1 - \frac{[NO]^2}{[NO]_e^2}\right)}{1 + \left(\frac{[NO]}{[NO]_e} \cdot \left(\frac{R_2}{R_1 + R_3}\right)\right)} \quad (4-40)$$

Ολοκληρώνοντας την προηγούμενη σχέση, μπορούμε να εκτιμήσουμε την ποσότητα NO που παράγεται σε κάθε ζώνη. Σημειώνεται εδώ ότι το πολυζωνικό μοντέλο μπορεί να προβλέψει ακόμα καλύτερα τις εκπομπές NO, αν πρώτα προηγηθεί η διαδικασία του καλιμπραρίσματος με χρήση του διορθωτικού παράγοντα 'Nitric Oxide Correction Factor'.

4.5. Μοντέλο Σχηματισμού της Αιθάλης

Ο ακριβής μηχανισμός σχηματισμού και οξειδωσης της αιθάλης δεν έχει γίνει ακόμα πλήρως κατανοητός, με αποτέλεσμα το μοντέλο που χρησιμοποιείται για την πρόβλεψη του ρυθμού παραγωγής αιθάλης να είναι ημιεμπειρικό. Το μοντέλο αυτό πάντως έχει δοκιμαστεί εκτενώς στο παρελθόν και μπορεί να θεωρηθεί αξιόπιστο. Ο καθарός ρυθμός παραγωγής αιθάλης, εξαρτάται από την διαφορά ανάμεσα στον σχηματισμό της (+) και την οξείδωση της(-):

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f \cdot m_{f,ev} \cdot P^{0,5} \cdot e^{[-E_{sf}/(R_{mol} \cdot T)]} \quad (4-41)$$

$$\frac{dm_{sb}}{dt} = A_b \cdot m_s \cdot \left(\frac{P_{O_2}}{P}\right) \cdot P^{1,8} \cdot e^{[-E_{sb}/(R_{mol} \cdot T)]} \quad (4-42)$$

, όπου ο δείκτης f υποδηλώνει τον σχηματισμό αιθάλης, ενώ ο δείκτης b υποδηλώνει την καύση-οξείδωση της. Η μάζα $m_{f,ev}$ είναι η μάζα του ατμοποιημένου καυσίμου εντός κάθε ζώνης και P_{O_2} , είναι η μερική πίεση του οξυγόνου σε αυτήν. Οι ενέργειες ενεργοποίησης του σχηματισμού και της οξείδωσης αιθάλης είναι ίσες με 82000 kJ/kmol και 120000 kJ/kmol αντίστοιχα. Οι συντελεστές A_f και A_b είναι σταθερές του μοντέλου για τον σχηματισμό και την οξείδωση της αιθάλης. Ο διορθωτικός

παράγοντας που χρησιμοποιείται για την σωστή εκτίμηση των εκπομπών αιθάλης είναι ο A_b , και ο προσδιορισμός του παρουσιάζεται σε επόμενο κεφάλαιο.

Ο καθαρός ρυθμός παραγωγής αιθάλης είναι ίσος με:

$$\frac{dm_s}{dt} = \frac{dm_{sf}}{dt} - \frac{dm_{sb}}{dt} \quad (4-43)$$

Ολοκληρώνοντας την εξίσωση αυτή ως προς τον χρόνο, υπολογίζεται η συνολική παραγωγή αιθάλης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5^ο

5. Εφαρμογή και Βαθμονόμηση του Πολυζωνικού Μοντέλου

Η διπλωματική αυτή εργασία έχει ως σκοπό την γενική αξιολόγηση ενός τριδιάστατου πολυζωνικού μοντέλου καύσης και την εκτίμηση εάν αυτό δύναται να προβλέπει την τάση μεταβολής που παρουσιάζουν οι εκπομπές ΝΟ και αιθάλης και οι τιμές της μέγιστης πίεσης καύσης σαν συνάρτηση της μεταβολής τεσσάρων παραμέτρων λειτουργίας. Ο κινητήρας αυτός έχει πιλοτική έγχυση καυσίμου και για το λόγο αυτό βασική επιδίωξη της εργασίας είναι η διερεύνηση εάν το χρησιμοποιούμενο υπολογιστικό μοντέλο μπορεί να περιγράψει και τον μηχανισμό αυτό.

Όπως έχει ήδη σημειωθεί ο κλειστός κύκλος λειτουργίας που θα εξετασθεί στην παρούσα διπλωματική εργασία, περιλαμβάνει όλες τις διεργασίες που λαμβάνουν χώρα εντός του κυλίνδρου κατά το χρονικό διάστημα όπου οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής παραμένουν κλειστές. Στην προσομοίωση περιλαμβάνεται δηλαδή, η συμπίεση του παγιδευμένου εντός του κυλίνδρου αέρα (μαζί με τις ποσότητες παραμένουστος και ανακυκλοφορούντος καυσαερίου), η έγχυση καυσίμου (πιλοτική και κύρια), η καύση του μείγματος καυσίμου-αέρα και η εκτόνωση του παραγόμενου καυσαερίου. Για την μοντελοποίηση των προηγούμενων διεργασιών εισήχθησαν (ξεχωριστά για κάθε εξεταζόμενη περίπτωση) στον κώδικα τα δεδομένα εισόδου που παρουσιάζονται στο ακόλουθο σχήμα:

| Parameter | Value | Parameter | Value |
|----------------------------------|---|-----------------------------|------------------------------|
| Engine Speed (rpm) | 2497.1 | Current File | INPUT_1.DAT |
| Main Injection (deg-ATDC) | -3.98 | Total Files | 6 |
| Pilot Injection (deg-ATDC) | -30.73 | Use Rate of Injection File | <input type="checkbox"/> Y/N |
| Post Injection Dwell Angle (deg) | 0.0 | Rate of Injection File Name | NO-ROI-FILE |
| Pilot Injection (Y/N) | <input checked="" type="checkbox"/> Y/N | Cylinder Pressure Trace | EXPCYL_2500_7_41.DAT |
| Post Injection (Y/N) | <input type="checkbox"/> Y/N | Exhaust Soot (mg/cycle) | 0.162 |
| Initial Pressure at IVC (Pa) | 185118. | Exhaust NO (mg/cycle) | 0.852 |
| Initial Temperature at IVC (K) | 376.05 | Exhaust CO (mg/cycle) | 1.326 |
| O2 Mole Fraction (%) | 0.185617 | | |
| N2 Mole Fraction (%) | 0.781240 | | |
| CO2 Mole Fraction (%) | 0.014711 | | |
| H2O Mole Fraction (%) | 0.018432 | | |
| Cylinder Head Temperature (K) | 170.0 | | |
| Piston Crown Temperature (K) | 170.0 | | |
| Cylinder Liner Temperature (K) | 170.0 | | |
| Main Injection Pressure (bar) | 626.3 | | |
| Main Fuel Mass Flow Rate (kg/h) | 6.680 | | |
| Pilot Injection Pressure (bar) | 626.3 | | |
| Pilot Fuel Mass Flow Rate (kg/h) | 0.530 | | |
| Post Injection Pressure (bar) | 0.0 | | |
| Post Fuel Mass Flow Rate (kg/h) | 0.000 | | |

Σχήμα 1: Δεδομένα εισόδου του πολυζωνικού μοντέλου

Στο σημείο αυτό είναι σκόπιμο να γίνουν μερικές διευκρινίσεις όσον αφορά την εισαγωγή των εν τιμών στον κώδικα, οι οποίες αφορούν όλες τις περιπτώσεις που θα μελετηθούν.

-Οι τιμές της προπορείας έγχυσης (κύριας και πιλοτικής), που δόθηκαν μαζί με τα δεδομένα του κινητήρα, αφορούν την χρονική στιγμή κατά την οποία η ECU στέλνει σήμα στον εγχυτήρα για να ξεκινήσει η έγχυση και όχι την ακριβή χρονική στιγμή έναρξης της έγχυσης. Για να συνυπολογιστεί η 'φυσική καθυστέρηση' που προκύπτει λόγω του χρόνου που απαιτείται για να σηκωθεί η βελόνα του (ο οποίος είναι σταθερός και ίσος με 0,4 ms ανεξάρτητα της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα), χρησιμοποιήθηκε η σχέση $\Delta\varphi = \Delta t \cdot \omega$ (ω σε rpm, Δt σε ms, $\Delta\varphi$ σε μοίρες στροφάλου). Από αυτήν προκύπτει ότι η 'φυσική καθυστέρηση' ανέρχεται για τις 2000 rpm σε 4,8 μοίρες στροφάλου, ενώ για τις 2500 rpm σε 6 μοίρες στροφάλου. Οι τιμές που αναφέρονται στην έγχυση καυσίμου που έχουν ήδη εμφανιστεί καθώς και εκείνες που θα παρουσιαστούν στην συνέχεια, περιλαμβάνουν την φυσική αυτή καθυστέρηση.

-Η πίεση εντός του κυλίνδρου την στιγμή που κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής, λαμβάνεται ίση με την τιμή που προκύπτει από την βαθμονόμηση του μοντέλου, ούτως ώστε το δυναμοδεικτικό διάγραμμα (από το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής ($\phi_{IVC} = 57^\circ$ μετά το ΚΝΣ) μέχρι την αρχική έναυση στην πιλοτική έγχυση) που υπολογίζεται από τον κώδικα να ταιριάζει με το αντίστοιχο που εμφανίζεται στο μετρημένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα.

-Η θερμοκρασία εντός του κυλίνδρου στο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής προκύπτει ως συνάρτηση της παγιδευμένης μάζας αέρα-καυσαερίου, της πίεσης στον αγωγό εισαγωγής και του όγκου του κυλίνδρου κατά την χρονική εκείνη στιγμή.

-Οι θερμοκρασίες της κεφαλής και της παράπλευρης επιφάνειας του κυλίνδρου, καθώς και η θερμοκρασία της κεφαλής του εμβόλου λαμβάνονται ίσες με 170°C .

-Λόγω της απουσίας του πραγματικού ρυθμού έγχυσης καυσίμου στον κύλινδρο, χρησιμοποιείται (τόσο για την πιλοτική και την κύρια έγχυση) η υπόθεση ορθογωνικού προφίλ έγχυσης. Η υπόθεση αυτή δεν αποκλίνει και πολύ από την πραγματικότητα αφού ο κινητήρας έχει σύστημα Common Rail, με αποτέλεσμα η πίεση έγχυσης να είναι σχετικά σταθερή.

-Η σύσταση του παγιδευμένου εντός του κυλίνδρου αερίου προκύπτει ύστερα από ανάλυση που παρουσιάζεται στο παράρτημα της εργασίας.

5.1. Βαθμονόμηση Κώδικα

Οι συνθήκες λειτουργίας, τις οποίες καλείται να προσομοιάσει ο κώδικας, αφορούν τρία διαφορετικά φορτία λειτουργίας σε διαφορετικές στροφές περιστροφής της στροφαλοφόρου ατράκτου. Αυτές είναι:

- α) 2000 rpm, 8 bar bmep (φορτίο 50%)
- β) 2500 rpm, 4 bar bmep (φορτίο 25%)
- γ) 2500 rpm, 7 bar bmep (φορτίο 45%)

Κατά την βαθμονόμηση του κώδικα, εξετάσθηκε κάθε φορτίο χωριστά. Έγινε βαθμονόμηση κάθε σημείου λειτουργίας για τον προσδιορισμό των συντελεστών:

- συντελεστής διείδυσης αέρα
 - διορθωτικός παράγοντας οξειδίων του αζώτου
 - συντελεστής ρυθμού οξείδωσης αιθάλης
- που παρουσιάζονται στην συνέχεια.

Παρατηρήθηκε, ότι οι συντελεστές που προέκυπταν από την διαδικασία της βαθμονόμησης, ήταν πρακτικά ανεξάρτητοι των μεταβολών των παραμέτρων λειτουργίας και ανεξάρτητοι της μελετούμενης κατηγορίας (EGR, πίεση έγχυσης κλπ), ενώ παρουσίαζαν ελαφρά εξάρτηση μονάχα από το φορτίο και την ταχύτητα περιστροφής. Οι τιμές των συντελεστών που παρουσιάζονται στις επόμενες ενότητες, αφορούν στην μέση τιμή των συντελεστών όλων των περιπτώσεων (ξεχωριστοί για κάθε φορτίο λειτουργίας).

5.1.1. Αποτελέσματα Βαθμονόμησης-Συντελεστής Διείσδυσης Αέρα

Ο συντελεστής διείσδυσης αέρα επηρεάζει σημαντικά την μέγιστη πίεση καύσης εντός του κυλίνδρου. Ο προσδιορισμός του, μπορεί να γίνει είτε με δοκιμές τιμών και οπτική επιβεβαίωση μέσω της σύγκρισης του υπολογισμένου και του μετρημένου δυναμοδεικτικού διαγράμματος, είτε με την επιλογή της βαθμονόμησης που παρέχει ο κώδικας. Η βαθμονόμηση για κάθε συνθήκη λειτουργίας μας παρέχει τα ακόλουθα αποτελέσματα:

Air Entrainment Coefficient

| | | |
|-------------------------|----|-------|
| α) 2000 rpm, 8 bar bmep | -> | 0.820 |
| β) 2500 rpm, 4 bar bmep | -> | 0.855 |
| γ) 2500 rpm, 7 bar bmep | -> | 0.820 |

Πίνακας 7: Τιμές του Συντελεστή Διείσδυσης Αέρα

Από τον προηγούμενο πίνακα, είναι εμφανές ότι ο συντελεστής διείσδυσης αέρα μεταβάλλεται πολύ λίγο συναρτήσει του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα. Θα μπορούσε δηλαδή με καλή ακρίβεια να θεωρηθεί σταθερός και ίσος με 0.830 περίπου, χωρίς να επηρεάζεται ιδιαίτερα η μέγιστη πίεση καύσης. Σημειώνεται σε αυτό το σημείο, ότι κάτι τέτοιο δεν επιχειρήθηκε από την παρούσα διπλωματική εργασία. Οι τιμές του συντελεστή διείσδυσης αέρα, λήφθηκαν ακριβώς όπως αυτές εμφανίζονται στον πίνακα.

Τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για τα διάφορα σημεία λειτουργίας που εξετάστηκαν, παρουσιάζονται στο κεφάλαιο 6 και στο παράρτημα της εργασίας, μαζί με τα αντίστοιχα διαγράμματα του ρυθμού έκλυσης θερμότητας.

5.1.2. Αποτελέσματα Βαθμονόμησης-Διορθωτικός Παράγοντας Οξειδίων του Αζώτου

Ο διορθωτικός παράγοντας των οξειδίων του αζώτου, χρησιμοποιείται για να επιτευχθεί η όσο το δυνατόν καλύτερη προσαρμογή της υπολογισμένης καμπύλης

μεταβολής NO με την αντίστοιχη μετρημένη καμπύλη. Η βαθμονόμηση αυτή μπορεί να γίνει με δοκιμές και επαναλήψεις, ή με την χρήση της δυνατότητας που παρέχει ο κώδικας για τον αυτόματο υπολογισμό του σε κάθε περίπτωση. Από την βαθμονόμηση προέκυψαν τα ακόλουθα αποτελέσματα:

Nitric Oxide Correction Factor

| | | |
|-------------------------|----|------|
| α) 2000 rpm, 8 bar bmer | -> | 0.80 |
| β) 2500 rpm, 4 bar bmer | -> | 1.20 |
| γ) 2500 rpm, 7 bar bmer | -> | 1.10 |

Πίνακας 8: Τιμές του Διορθωτικού Παράγοντα NO

Από τον παραπάνω πίνακα παρατηρείται και πάλι, μια μικρή μεταβολή του διορθωτικού παράγοντα οξειδίων του αζώτου συναρτήσει του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής. Θα μπορούσε και σε αυτήν την περίπτωση να είχε ληφθεί ένας ενιαίος διορθωτικός παράγοντας ίσος με την μέση τιμή των τριών διορθωτικών παραγόντων, π.χ. 1.05. Η χρήση αυτού του ενιαίου παράγοντα δεν θα επηρέαζε σε τίποτα την κλίση και την τάση μεταβολής των υπολογισμένων διαγραμμάτων εκπομπής NO, παρά μόνο τις απόλυτες τιμές των σημείων του διαγράμματος. Ακόμα όμως και η επίδραση του ενιαίου αυτού παράγοντα στις τιμές θα ήταν πολύ χαμηλή. Για παράδειγμα αναφέρεται ότι η μεταβολή κατά 10% του παράγοντα διόρθωσης οξειδίων του αζώτου, θα επέφερε μεταβολή της εκπομπής NO μόλις 0.05 mg/κύκλο σε ένα σημείο, για το οποίο αρχικά είχε υπολογιστεί ότι η εκπομπή NO ανέρχεται σε 0.5 mg/κύκλο. Σημειώνεται ότι στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας, δεν έγινε χρήση ενιαίου διορθωτικού παράγοντα οξειδίων του αζώτου. Αντίθετα, χρησιμοποιήθηκαν οι τιμές που παρουσιάστηκαν στον προηγούμενο πίνακα.

Τα διαγράμματα των υπολογισμένων τιμών NO, σε αντιπαράβολή με τα αντίστοιχα των μετρημένων τιμών, παρουσιάζονται σε επόμενο κεφάλαιο.

5.1.3. Αποτελέσματα Βαθμονόμησης - Συντελεστής Ρυθμού Οξείδωσης Αιθάλης

Ο συντελεστής του ρυθμού της οξείδωσης της αιθάλης, χρησιμοποιείται και αυτός για την προσαρμογή της υπολογισμένης καμπύλης μεταβολής της αιθάλης με την αντίστοιχη μετρημένη καμπύλη. Οι τιμές που προσδιορίζονται από την βαθμονόμηση, έχουν ως ακολούθως:

Soot Oxidation Rate Coefficient

| | | |
|-------------------------|----|------|
| α) 2000 rpm, 8 bar bmer | -> | 1350 |
| β) 2500 rpm, 4 bar bmer | -> | 2000 |
| γ) 2500 rpm, 7 bar bmer | -> | 1700 |

Πίνακας 9: Τιμές του Συντελεστή Ρυθμού Οξείδωσης Αιθάλης

Στην περίπτωση του συντελεστή ρυθμού οξειδωσης της αιθάλης, φαίνεται να υπάρχει ένας συσχετισμός ανάμεσα στην τιμή του συντελεστή, το φορτίο και την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Φαίνεται δηλαδή να πέφτει η τιμή του συντελεστή, όταν αυξάνεται το φορτίο και να αυξάνεται όταν αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Θα μπορούσε και εδώ, πάντως, να έχει ληφθεί μια ενιαία τιμή για τον συντελεστή αυτό περί την τιμή 1700. Κάτι τέτοιο, όμως, δεν έγινε στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας, καθώς οι τιμές για τον συντελεστή ρυθμού οξειδωσης της αιθάλης, λήφθηκαν σε κάθε περίπτωση ίσοι με τις τιμές που παρουσιάζονται στον πίνακα 9.

Τα διαγράμματα μεταβολής της αιθάλης, παρουσιάζονται σε επόμενο κεφάλαιο.

5.1.4. Εκτίμηση Αρχικής Πίεσης στο Κλείσιμο της Βαλβίδας Εισαγωγής

Με την εκτίμηση της αρχικής πίεσης στο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής, επιτυγχάνουμε την καλύτερη δυνατή προσομοίωση του υπολογισμένου δυναμοδεικτικού διαγράμματος με το αντίστοιχο μετρημένο, από την στιγμή $\varphi_{IVC} = 57^\circ$ μετά το ΚΝΣ (κλείσιμο βαλβίδας εισαγωγής) μέχρι την χρονική στιγμή της αρχικής έναυσης. Η εκτίμηση αυτή είναι ιδιαίτερα χρήσιμη, καθώς η πίεση στον αγωγό εισαγωγής προφανώς δεν είναι ίση με αυτήν εντός του κυλίνδρου στο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής. Εξ'άλλου, η μέτρηση της αρχικής πίεσης είναι αρκετά δύσκολη και ως εκ τούτου κρίθηκε σκόπιμο η τιμή αυτή να εκτιμηθεί από τα αποτελέσματα της προσομοίωσης.

5.2. Αποτελέσματα Προσομοίωσης

Με βάση τα όσα έχουν ήδη αναφερθεί (μετρήσεις, παραδοχές και βαθμονομήσεις), είναι πλέον δυνατή η χρήση του υπολογιστικού κώδικα για την εξαγωγή αποτελεσμάτων αναφορικά με την μέγιστη πίεση καύσης, την εκπομπή μονοξειδίου του αζώτου και την εκπομπή αιθάλης. Οι μονάδες των εκπομπών NO και αιθάλης που εξάγει ο κώδικας στην περίπτωση του κλειστού κύκλου λειτουργίας είναι σε mg/cycle (γεγονός που σημειώθηκε στην ανάλυση της ενότητας 3.3), ενώ οι μονάδες της μέγιστης πίεσης καύσης σε bar. Στους επόμενους πίνακες παρουσιάζονται συνοπτικά τα αποτελέσματα που εξήγαγε ο κώδικας βάσει των διαφόρων παραμέτρων λειτουργίας. Συγκεκριμένα, στον πίνακα 5 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της μελέτης της επίδρασης της μεταβαλλόμενης ανακυκλοφορίας καυσαερίου, στον πίνακα 6 τα αποτελέσματα της μελέτης της για την επίδραση της αύξησης της πίεσης έγχυσης, στον πίνακα 7 τα αποτελέσματα για την μελέτη της επίδρασης της μεταβολής της προπορείας έγχυσης και τέλος, στον πίνακα 8, τα αντίστοιχα αποτελέσματα για την μεταβολή της πίεσης υπερπλήρωσης.

5.2.1. Επίδραση Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου (EGR)

| EGR | Case | p_im Pa | x_EGR % | soi_pilot ° ATDC | soi_main ° ATDC | p_rail bar | pmax bar | NO mg/cycle | Soot mg/cycle |
|-----|-------------|------------|------------|---------------------|--------------------|---------------|--|----------------|------------------|
| | | | | | | | Calculated Values (Υπολογισμένες τιμές) | | |
| | | | | | | | | | |
| | 2000_8_21 | 137120 | 15,0 | -21,0 | 0,3 | 772,3 | 79,693 | 0,526 | 0,367 |
| | 2000_8_22 | | 11,7 | | | | 80,453 | 0,859 | 0,267 |
| | 2000_8_23 | | 7,5 | | | | 82,492 | 1,263 | 0,161 |
| | 2000_8_24 | | 3,8 | | | | 83,187 | 1,584 | 0,112 |
| | 2000_8_25 | | 0,4 | | | | 84,693 | 1,886 | 0,078 |
| | 2500_4_21 | 113180 | 25,3 | -25,2 | 1,5 | 629,7 | 58,547 | 0,102 | 0,22 |
| | 2500_4_22 | | 23,0 | | | | 59,413 | 0,139 | 0,188 |
| | 2500_4_23 | | 19,0 | | | | 59,769 | 0,22 | 0,149 |
| | 2500_4_24 | | 17,9 | | | | 60,368 | 0,201 | 0,133 |
| | 2500_4_25 | | 12,2 | | | | 61,388 | 0,367 | 0,1 |
| | 2500_4_26 | | 8,7 | | | | 61,268 | 0,464 | 0,084 |
| | 2500_4_27 | | 5,5 | | | | 62,287 | 0,531 | 0,068 |
| | 2500_7_21 | 138950 | 18,9 | -26,7 | 0 | 786,4 | 74,019 | 0,314 | 0,336 |
| | 2500_7_REF1 | | 14,5 | | | | 73,758 | 0,433 | 0,245 |
| | 2500_7_25 | | 2,4 | | | | 77,561 | 1,188 | 0,101 |

Πίνακας 10: Συνθήκες λειτουργίας, υπολογισμένη μέγιστη πίεση καύσης και υπολογισμένες εκπομπές ρύπων για μεταβαλλόμενο EGR

5.2.2.Επίδραση Πίεσης Έγχυσης

| | Case | p_im Pa | x_EGR % | soi_pilot ° ATDC | soi_main ° ATDC | p_rail bar | pmax bar | NO mg/cycle | Soot mg/cycle |
|---------------|--|------------|------------|---------------------|--------------------|---------------|-------------|----------------|------------------|
| | Calculated Values (Υπολογισμένες τιμές) | | | | | | | | |
| p_rail | 2000_8_31 | 141520 | 14,1 | -21,0 | 0,3 | 650,1 | 76,62 | 0,533 | 0,427 |
| | 2000_8_33 | | | | | 750,1 | 78,921 | 0,63 | 0,349 |
| | 2000_8_34 | | | | | 800,0 | 81,012 | 0,613 | 0,353 |
| | 2000_8_35 | | | | | 850,0 | 82,354 | 0,7 | 0,312 |
| | 2000_8_36 | | | | | 900,0 | 84,596 | 0,734 | 0,267 |
| | 2000_8_37 | | | | | 950,0 | 86,336 | 0,782 | 0,275 |
| | 2500_4_33 | 112840 | 16,9 | -25,3 | 1,5 | 600,0 | 60,808 | 0,215 | 0,126 |
| | 2500_4_34 | | | | | 650,0 | 61,209 | 0,218 | 0,115 |
| | 2500_4_35 | | | | | 700,0 | 62,422 | 0,253 | 0,09 |
| | 2500_4_36 | | | | | 750,0 | 61,252 | 0,237 | 0,079 |
| | 2500_7_31 | 140740 | 13,9 | -26,8 | 0 | 650,0 | 74,99 | 0,419 | 0,291 |
| | 2500_7_32 | | | | | 700,0 | 73,989 | 0,464 | 0,266 |
| | 2500_7_33 | | | | | 750,0 | 74,434 | 0,484 | 0,24 |
| | 2500_7_34 | | | | | 800,1 | 75,081 | 0,515 | 0,231 |
| | 2500_7_35 | | | | | 850,0 | 75,587 | 0,659 | 0,192 |
| | 2500_7_36 | | | | | 900,0 | 78,342 | 0,712 | 0,168 |
| | 2500_7_37 | | | | | 1000,0 | 81,729 | 0,724 | 0,162 |
| | 2500_7_38 | | | | | | | | |

Πίνακας 11: Συνθήκες λειτουργίας, υπολογισμένη μέγιστη πίεση καύσης και υπολογισμένες εκπομπές ρύπων για μεταβαλλόμενη πίεση έγχυσης

5.2.3. Επίδραση Προπορείας Έγχυσης Καυσίμου

| | Case | p_im Pa | x_EGR % | soi_pilot ° ATDC | soi_main ° ATDC | p_rail bar | pmax bar | NO mg/cycle | Soot mg/cycle | |
|-----------------|--|------------|------------|---------------------|--------------------|---------------|-------------|----------------|------------------|-------|
| | Calculated Values (Υπολογισμένες τιμές) | | | | | | | | | |
| soi_main | 2000_8_41 | 144750 | 13,6 | -29,5 | -3,2 | 793,5 | 90,708 | 0,98 | 0,271 | |
| | 2000_8_42 | | | -22,5 | -1,2 | | 82,802 | 0,763 | 0,333 | |
| | 2000_8_45 | | | -16,5 | 4,8 | | 76,25 | 0,453 | 0,397 | |
| | 2000_8_46 | | | -14,5 | 6,8 | | 76,44 | 0,408 | 0,425 | |
| | 2500_4_41 | 114140 | 14,4 | -28,7 | -2,0 | 641,3 | 63,811 | 0,296 | 0,094 | |
| | 2500_4_42 | | | -26,7 | 0,0 | | 60,14 | 0,271 | 0,11 | |
| | 2500_4_43 | | | -24,7 | 2,0 | | 60,629 | 0,266 | 0,117 | |
| | 2500_4_44 | | | -22,7 | 4,0 | | 61,43 | 0,25 | 0,124 | |
| | 2500_4_45 | | | -20,7 | 6,0 | | 60,706 | 0,259 | 0,132 | |
| | 2500_7_41 | 137440 | 14,3 | 14,3 | -30,7 | -4,0 | 799,2 | 89,487 | 0,851 | 0,151 |
| | 2500_7_42 | 138220 | | | -28,7 | -2,0 | | 78,528 | 0,701 | 0,206 |
| | 2500_7_44 | 142820 | | | -24,7 | 2,0 | | 75,541 | 0,505 | 0,256 |
| | 2500_7_45 | 148390 | | | -22,7 | 4,0 | | 77,62 | 0,451 | 0,285 |
| | 2500_7_46 | 153950 | | | -20,8 | 6,0 | | 79,146 | 0,377 | 0,304 |
| | 2500_7_47 | 160070 | | | -18,8 | 8,0 | | 83,145 | 0,383 | 0,302 |

Πίνακας 12: Συνθήκες λειτουργίας, υπολογισμένη μέγιστη πίεση καύσης και υπολογισμένες εκπομπές ρύπων για μεταβαλλόμενη προπορεία έγχυσης

5.2.4. Επίδραση Πίεσης Υπερπλήρωσης

| p _{im} | Case | p _{im} Pa | x _{EGR} % | soi_pilot ° ATDC | soi_main ° ATDC | p _{rail} bar | p _{max} bar | NO mg/cycle | Soot mg/cycle |
|-----------------|-----------|-----------------------|-----------------------|---------------------|--------------------|--------------------------|--|----------------|------------------|
| | | | | | | | Calculated Values (Υπολογισμένες τιμές) | | |
| p _{im} | 2000_8_16 | 119600 | 1,3 | -21,0 | 0,3 | 770,4 | 76,281 | 1,706 | 0,192 |
| | 2000_8_11 | 149470 | | | | | 89,907 | 1,782 | 0,064 |
| | 2000_8_12 | 159220 | | | | | 95,169 | 1,818 | 0,049 |
| | 2000_8_72 | 169020 | | | | | 100,041 | 1,812 | 0,04 |
| | 2500_4_11 | 109050 | 9,7 | -25,2 | 1,5 | 631,1 | 59,267 | 0,42 | 0,096 |
| | 2500_4_12 | 119010 | | | | | 64,978 | 0,449 | 0,07 |
| | 2500_4_13 | 128920 | | | | | 69,235 | 0,456 | 0,058 |
| | 2500_4_14 | 138770 | | | | | 73,946 | 0,488 | 0,044 |
| | 2500_7_11 | 119480 | 0,9 | -26,8 | 0 | 782,9 | 71,513 | 1,302 | 0,13 |
| | 2500_7_72 | 138690 | | | | | 81,354 | 1,14 | 0,07 |
| | 2500_7_73 | 169190 | | | | | 93,808 | 1,476 | 0,037 |

Πίνακας 13: Συνθήκες λειτουργίας, υπολογισμένη μέγιστη πίεση καύσης και υπολογισμένες εκπομπές ρύπων για μεταβαλλόμενη πίεση υπερπλήρωσης

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6^ο

6. Σύγκριτική Αξιολόγηση των Αποτελεσμάτων του πολυζωνικού μοντέλου με τα πειραματικά δεδομένα

Με βάση τα αποτελέσματα, τα οποία έδωσε η εφαρμογή του πολυζωνικού μοντέλου, είναι πλέον δυνατή η σύγκριση της προσομοίωσης λειτουργίας του κώδικα με την πραγματική κατάσταση και τις μετρημένες τιμές από την πειραματική δοκιμή του κινητήρα. Σκοπός της διπλωματικής εργασίας είναι η αξιολόγηση του μοντέλου για την περίπτωση του υπό μελέτη ταχύστροφου κινητήρα Diesel, η διερεύνηση εάν προσομοιώνεται ορθά η πιλοτική έγχυση και η εκτίμηση εάν το υπολογιστικό μοντέλο προβλέπει ορθά την επίδραση:

- Της ανακυκλοφορίας καυσαερίου (EGR)
- Της πίεσης έγχυσης
- Της προπορείας έγχυσης
- Της πίεσης υπερπλήρωσης

Στα διαγράμματα που θα ακολουθήσουν, παρουσιάζονται με μπλέ χρώμα οι υπολογισμένες από τον υπολογιστικό κώδικα τιμές, ενώ με κόκκινο οι αντίστοιχες μετρημένες.

Η σύγκριση που θα γίνει, αφορά κατά κύριο λόγο στις τιμές των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης. Ο λόγος που επιλέχθηκαν αυτά τα αποτελέσματα έγκειται στην σπουδαιότητα των εν λόγω ρύπων (καθ'ότι το μονοξείδιο του άνθρακα δεν αποτελεί σημαντικό ρύπο για τους κινητήρες Diesel) και το γεγονός ότι η έρευνα εστιάζεται στις προσπάθειες μείωσης τους.

Η ικανότητα ενός υπολογιστικού μοντέλου να προβλέπει την επίδραση διαφόρων παραγόντων στην λειτουργία και την εκπομπή ρύπων ενός κινητήρα, επιτρέπει την χρήση του προκειμένου να διερευνηθούν περαιτέρω τεχνικές βελτίωσης της απόδοσης και των εκπομπών ρύπων από αυτόν.

Οι εκπομπές ρύπων από τον κινητήρα σχετίζονται πάντα με τον μηχανισμό της καύσης, άρα πρέπει οπωσδήποτε το μοντέλο να μπορεί να προβλέπει τον μηχανισμό καύσης, δηλαδή να μπορεί να προβλέπει την μορφή του δυναμοδεικτικού διαγράμματος αλλά κυρίως την μορφή του διαγράμματος ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Η πρόβλεψη της μορφής των δύο αυτών διαγραμμάτων αποτελεί πρόβλημα ιδιαίτερα στην περίπτωση όπου υπάρχει και πιλοτική έγχυση καυσίμου.

Εξ'άλλου, αξίζει να σημειωθεί σε αυτό το σημείο, ότι τα περισσότερα αναπτυχθέντα πολυζωνικά μοντέλα καύσης αδυνατούν να προβλέψουν ταυτόχρονα την απόδοση του κινητήρα και τις εκπομπές ρύπων.

Για τον σκοπό της διπλωματικής εργασίας, θα χρησιμοποιηθούν μετρήσεις για τρία διαφορετικά φορτία λειτουργίας:

- Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm
- Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm
- Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 44%) στις 2500 rpm

Τα διαγράμματα, τα οποία θα μελετηθούν για κάθε ένα από τα παραπάνω φορτία και για κάθε μια από τις λειτουργικές παραμέτρους, είναι τα ακόλουθα:

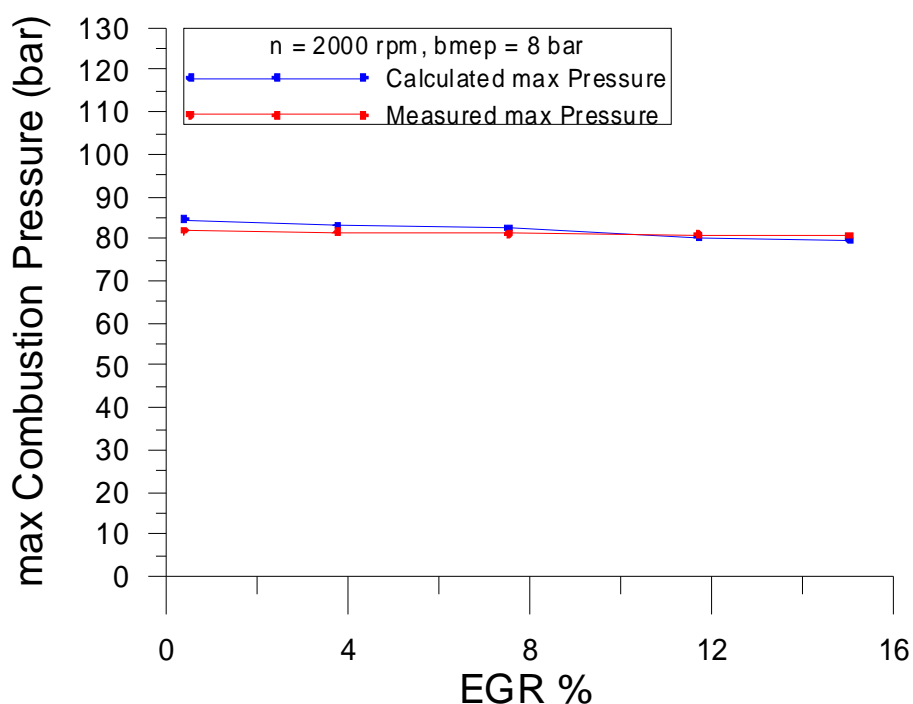
- Μέγιστη πίεση καύσης σε bar (Max Combustion Pressure) συναρτήσει της μεταβολής της εξεταζόμενης παραμέτρου. Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO) σε mg/κύκλο συναρτήσει της μεταβολής της εκάστοτε εξεταζόμενης λειτουργικής παραμέτρου
- Εκπομπές αιθάλης (soot) σε mg/κύκλο συναρτήσει της μεταβολής της εκάστοτε εξεταζόμενης λειτουργικής παραμέτρου
- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα για την μέγιστη και ελάχιστη τιμή της εξεταζόμενης λειτουργικής παραμέτρου (δηλαδή, για τις ακραίες περιπτώσεις που εμφανίζονται στα τρία προηγούμενα διαγράμματα). Ο κατακόρυφος άξονας, στον οποίο αντιστοιχεί η πίεση, είναι εκφραμένος σε bar, ενώ ο οριζόντιος άξονας, στον οποίο αντιστοιχεί η γωνία στροφάλου, είναι σε μοίρες. Σημειώνεται ότι το ANΣ λαμβάνεται στις 180 μοίρες στροφάλου.
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate) για την μέγιστη και ελάχιστη τιμή της εξεταζόμενης λειτουργικής παραμέτρου. Ο κατακόρυφος άξονας, στον οποίο αντιστοιχεί ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας, είναι εκφρασμένος σε Joule/μοίρα, ενώ ο οριζόντιος άξονας, στον οποίο αντιστοιχεί η γωνία στροφάλου, είναι σε μοίρες

6.1. Επίδραση Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου (EGR)

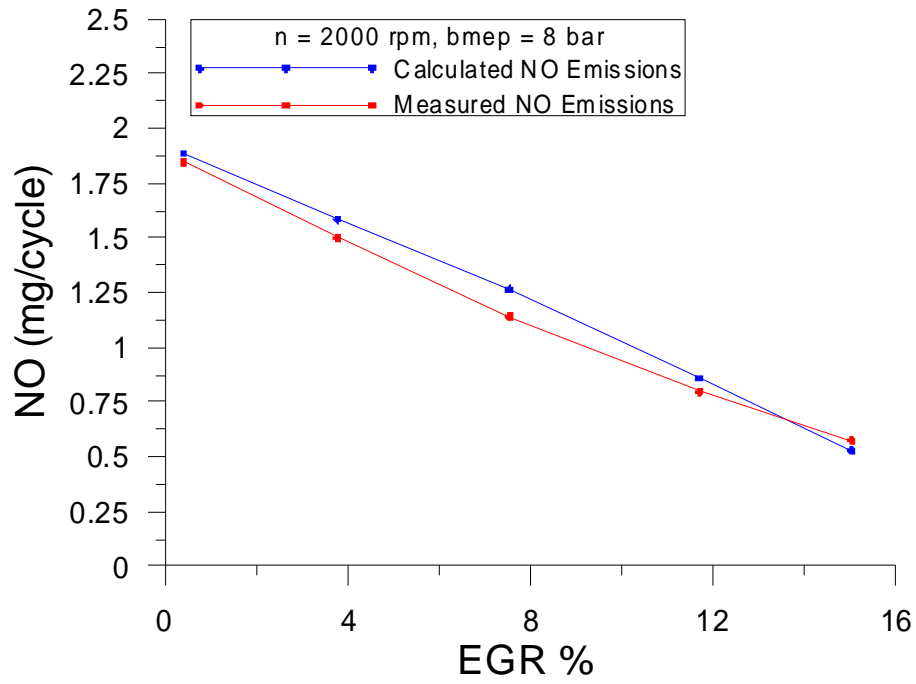
Η πρώτη παράμετρος λειτουργίας, της οποίας η επίδραση θα μελετηθεί, είναι η ανακυκλοφορία καυσαερίου. Συγκεκριμένα σε κάθε φορτίο, εξετάστηκε η μεταβολή του EGR και οι επιπτώσεις που αυτή επιφέρει στην μέγιστη πίεση καύσης (στην περίπτωση των μετρήσεων, η τιμή αυτή προκύπτει από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα) και στις εκπομπές ρύπων. Ακολουθεί η παρουσίαση των διαγραμμάτων που προέκυψαν για κάθε φορτίο.

6.1.1. Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm

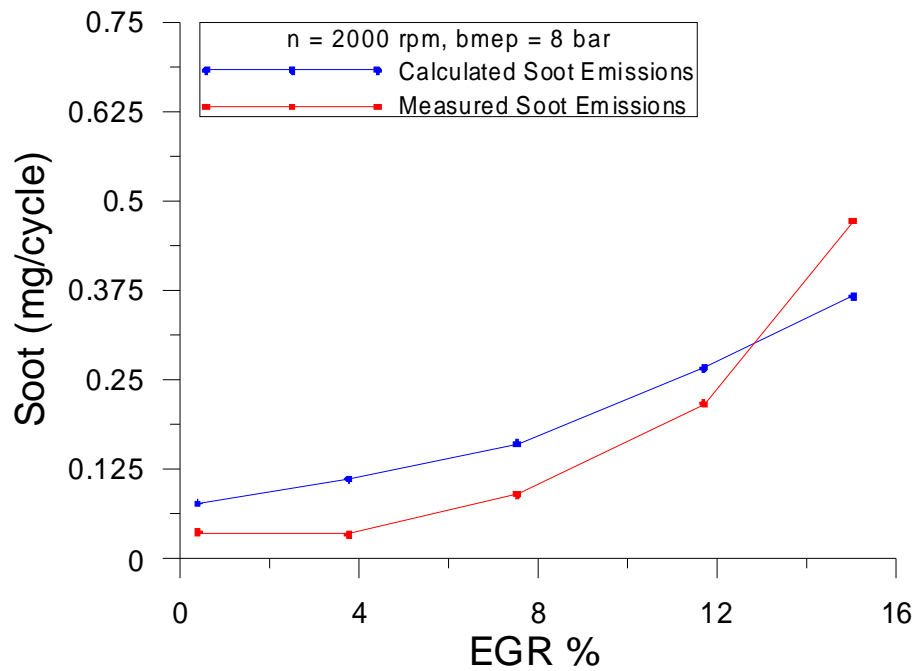
Στα σχήματα που ακολουθούν δίνεται η σύγκριση της μέγιστης πίεσης καύσης, των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης, καθώς και τα συγκριτικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα και διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για την μέγιστη και ελάχιστη μετρούμενη τιμή του EGR (15,4% EGR, 0,4% EGR).



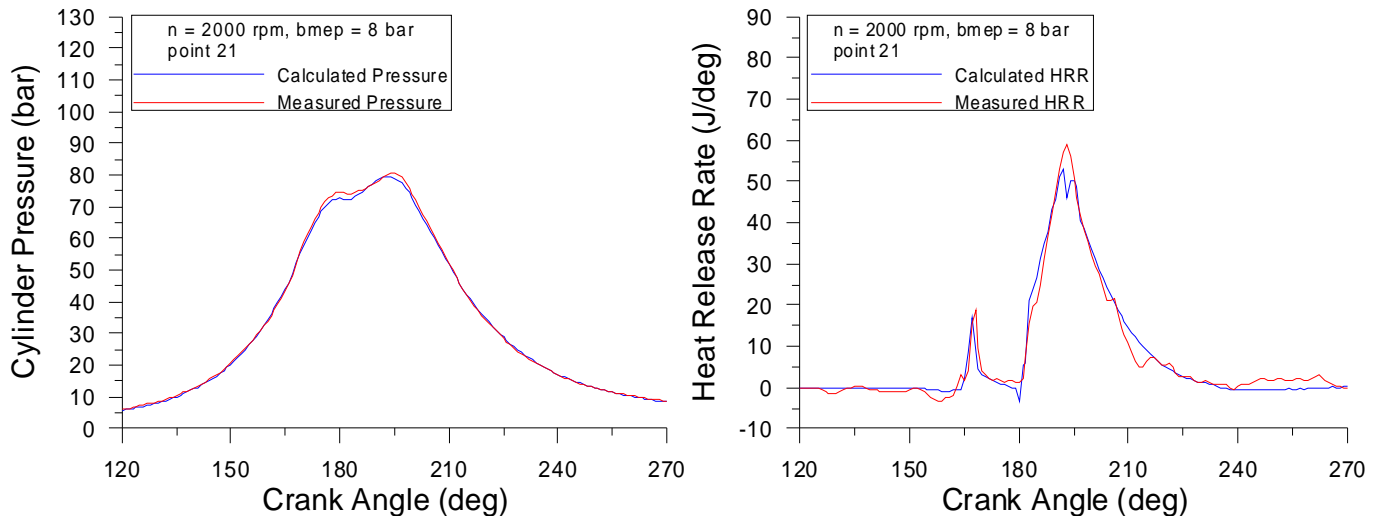
Σχήμα 2: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2000 rpm, 8 bar bmep



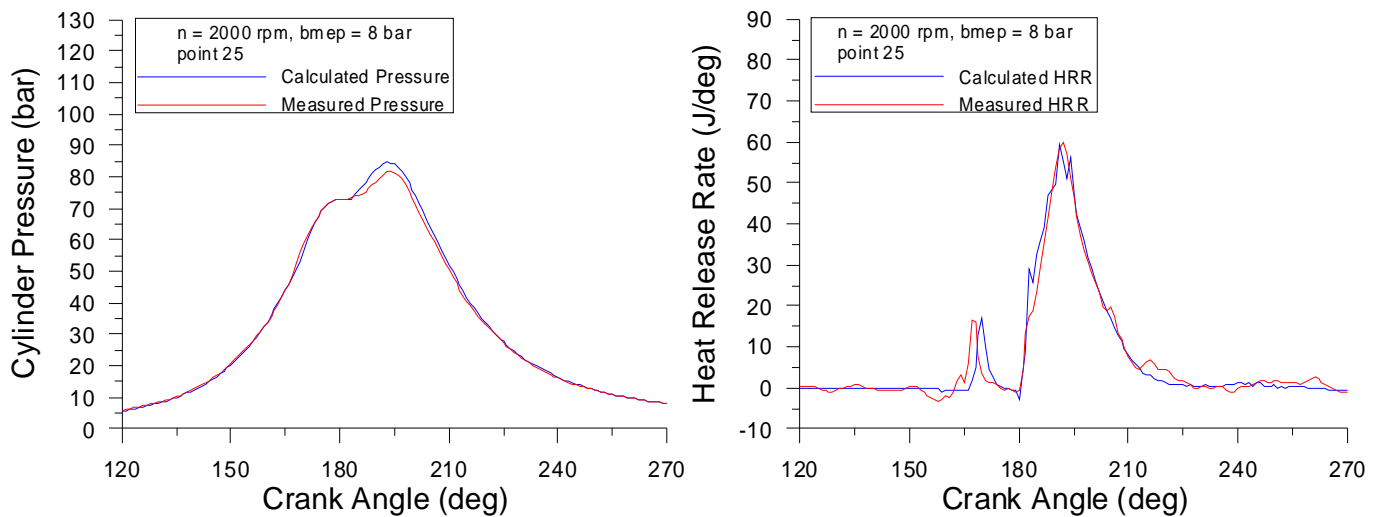
Σχήμα 3: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2000 rpm, 8 bar bmep



Σχήμα 4: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2000 rpm, 8 bar bmep



Σχήματα 5-6: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 21, 2000 rpm, 8 bar bmep, EGR = 15,0%



Σχήματα 7-8: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 21, 2000 rpm, 8 bar bmep, EGR = 0,4%

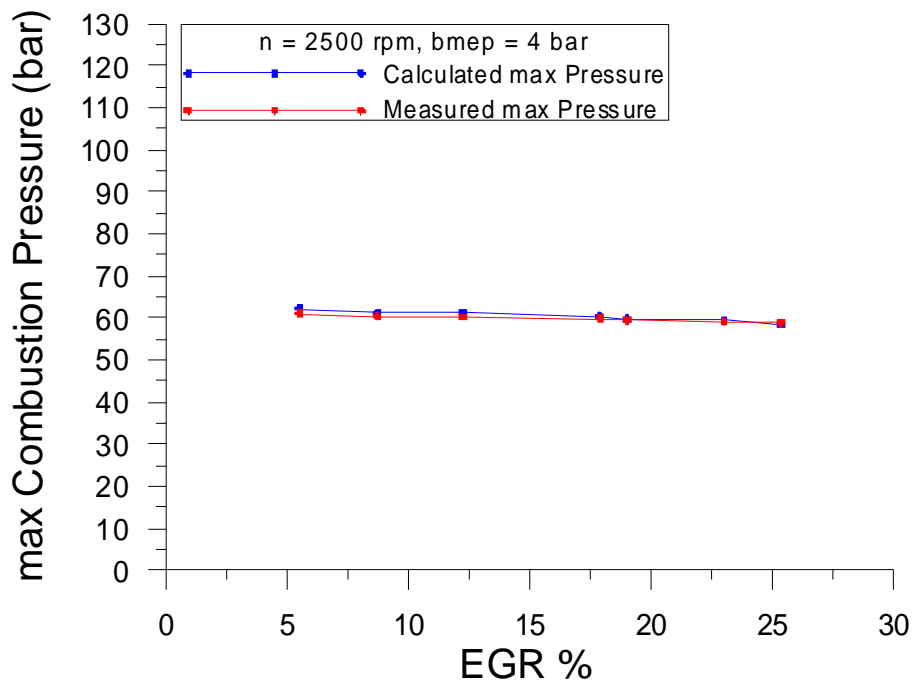
- Μέγιστη πίεση καύσης (Max Combustion Pressure): Παρατηρείται μια καλή σύμπτωση των μετρημένων τιμών σε σχέση με τις υπολογισμένες από το μοντέλο τιμές. Διαφαίνεται επίσης και μια μείωση της μέγιστης πίεσης καύσης λόγω της επίδρασης του EGR, που είναι όμως αναμενόμενη
- Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO): Σε πρώτη ανάλυση, παρατηρείται ότι το μοντέλο πιάνει την τάση μείωσης που παρατηρείται στην εκπομπή NO με την αύξηση του EGR. Μάλιστα, η μείωση που παρατηρείται στην καμπύλη των υπολογισμένων τιμών παρουσιάζει γραμμική μεταβολή συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου. Το γεγονός αυτό είναι ενθαρρυντικό, καθώς ως γνωστόν η μεταβολή των δύο αυτών μεταβλητών (NO-EGR) είναι πράγματι γραμμική, και μας οδηγεί στο συμπέρασμα ότι το μοντέλο προβλέπει σωστά την

επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου στις εκπομπές NO. Επίσης, φαίνεται ότι οι απόλυτες διαφορές των τιμών των δύο καμπυλών είναι πολύ μικρές.

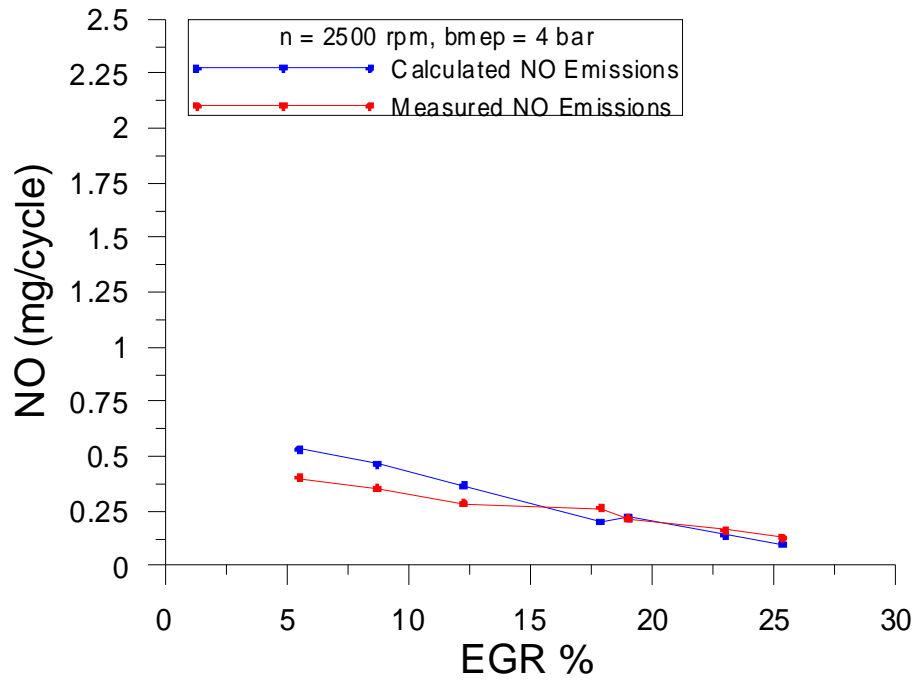
- Εκπομπές αιθάλης (soot): Η γενική επιδίωξη στην εκτίμηση της εκπομπής ρύπων είναι η πρόβλεψη της τάσης μεταβολής αυτών συναρτήσει των λειτουργικών παραμέτρων. Παρατηρώντας τις καμπύλες μεταβολής της αιθάλης, μπορεί κανείς να πεί ότι η πρόβλεψη της τάσης μεταβολής είναι καλή. Παρατηρείται μια σχετικά μεγαλύτερη απόκλιση ανάμεσα στις μετρημένες και τις υπολογισμένες τιμές, χωρίς όμως αυτή να είναι σημαντική.
- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα: Η σύγκριση των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων τόσο για την περίπτωση 21 (15,0% EGR), όσο και για την περίπτωση 25 (0,4% EGR), αποκαλύπτει μια καλή σύμπτωση της μετρημένης και υπολογισμένης πίεσης εντός του κυλίνδρου. Σημειώνεται επίσης και το γεγονός ότι η μέγιστη πίεση για την περίπτωση 25 (0,4% EGR) είναι μεγαλύτερη της αντίστοιχης στην περίπτωση 21 (15,0% EGR), γεγονός που είναι άλλωστε αναμενόμενο, όπως τονίσθηκε και προηγουμένως.
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate): Η σύμπτωση των μετρημένων και υπολογισμένων διαγραμμάτων ρυθμού έκλυσης θερμότητας φαίνεται ότι είναι πολύ καλή. Στην περίπτωση 21 μάλιστα (15,0% EGR) προβλέπεται πολύ καλά ακόμα και ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας της πιλοτικής έγχυσης. Στην περίπτωση 25 (0,4% EGR), η πρόβλεψη του ρυθμού έκλυσης θερμότητας της πιλοτικής έγχυσης απέχει λίγες μοίρες στροφάλου από την πραγματικά παρατηρούμενη κατάσταση, χωρίς όμως η διαφορά αυτή να μπορεί να θεωρηθεί σημαντική. Τέλος, η συμφωνία που παρατηρείται για τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας για την κύρια έγχυση φαίνεται ότι και στις δύο εξεταζόμενες περιπτώσεις είναι πολύ καλή.

6.1.2. Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm

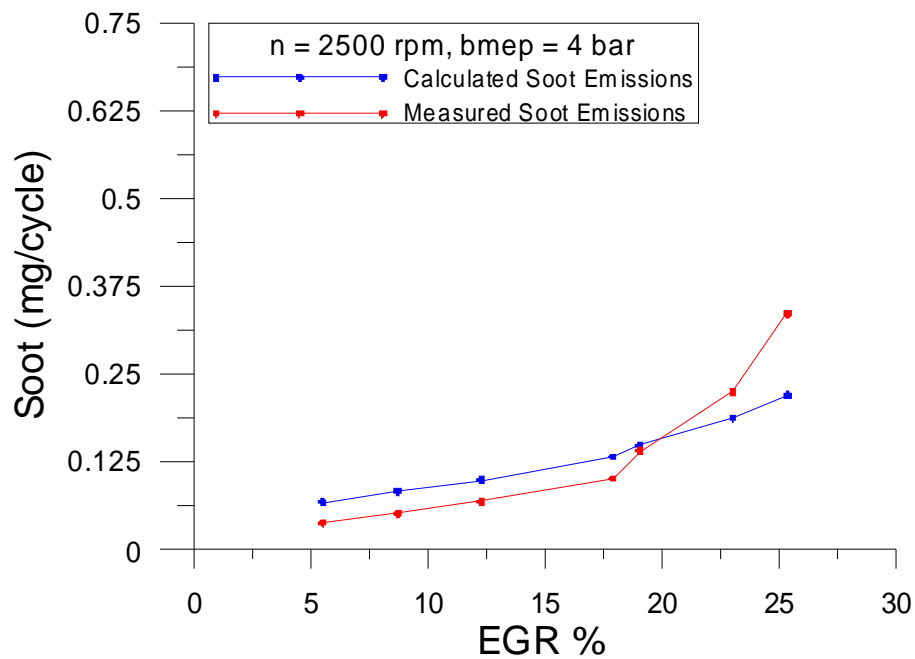
Στα σχήματα που ακολουθούν δίνεται η σύγκριση της μέγιστης πίεσης καύσης, των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης, καθώς και τα συγκριτικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα και διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για την μέγιστη και ελάχιστη μετρούμενη τιμή του EGR (25,3% EGR, 5,5% EGR).



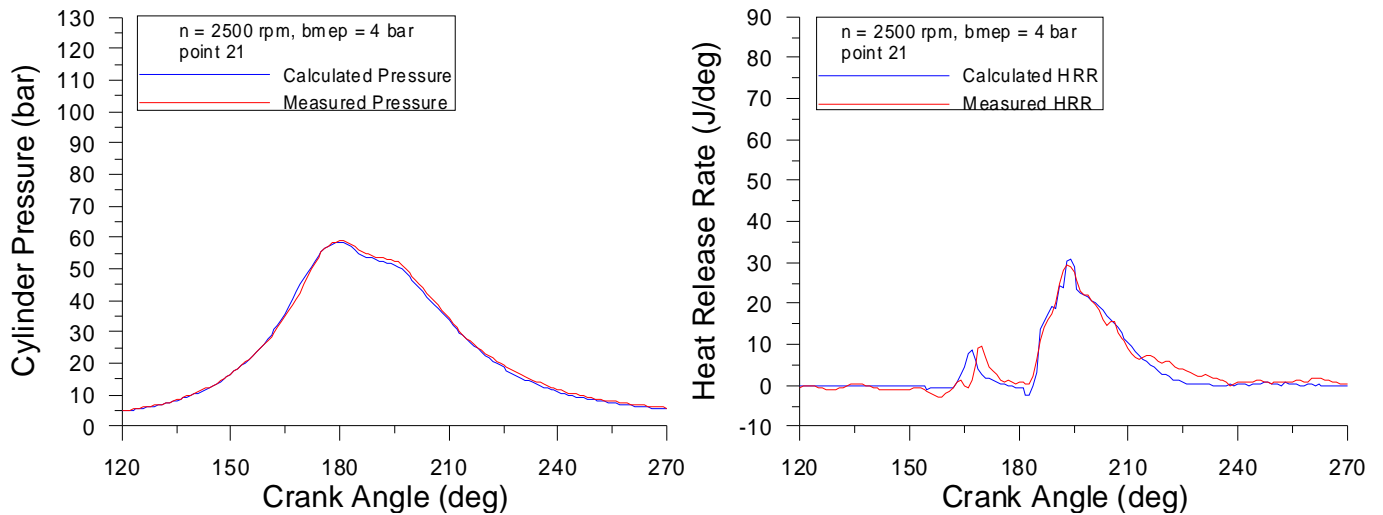
Σχήμα 9: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2500 rpm, 4 bar bmep



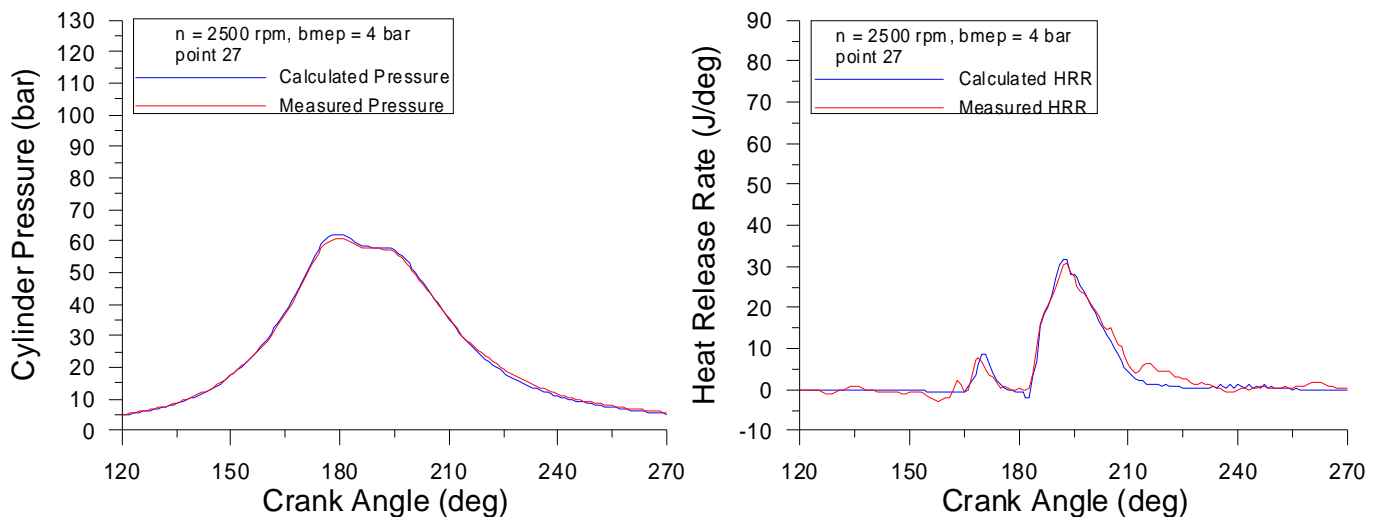
Σχήμα 10: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2500 rpm, 4 bar bmep



Σχήμα 11: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2500 rpm, 4 bar bmep



Σχήματα 12-13: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 21, 2500 rpm, 4 bar bmep, EGR = 25,3%



Σχήματα 14-15: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 27, 2500 rpm, 4 bar bmep, EGR = 5,5%

- Μέγιστη πίεση καύσης (Max Combustion Pressure): Από το διάγραμμα των μέγιστων πιέσεων καύσης παρατηρείται μια πολύ καλή σύμπτωση ανάμεσα στις μετρημένες και τις αντίστοιχες υπολογισμένες τιμές της μέγιστης πίεσης καύσης. Παράλληλα, μπορεί κανείς να διακρίνει και μια ελαφρά πτωτική τάση που εμφανίζει η μέγιστη πίεση καύσης για αύξηση του EGR
- Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO): Παρατηρείται εκ νέου η αναμενόμενη γραμμική πτώση των εκπομπών NO με την αύξηση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου. Η κλίση, μάλιστα, της υπολογισμένης μεταβολής είναι σε καλή συμφωνία με την κλίση που παρατηρούμε από την μετρημένη καμπύλη μεταβολής, οδηγώντας μας στο συμπέρασμα ότι το μοντέλο προβλέπει σωστά την επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου στις εκπομπές NO. Τέλος, σημειώνεται

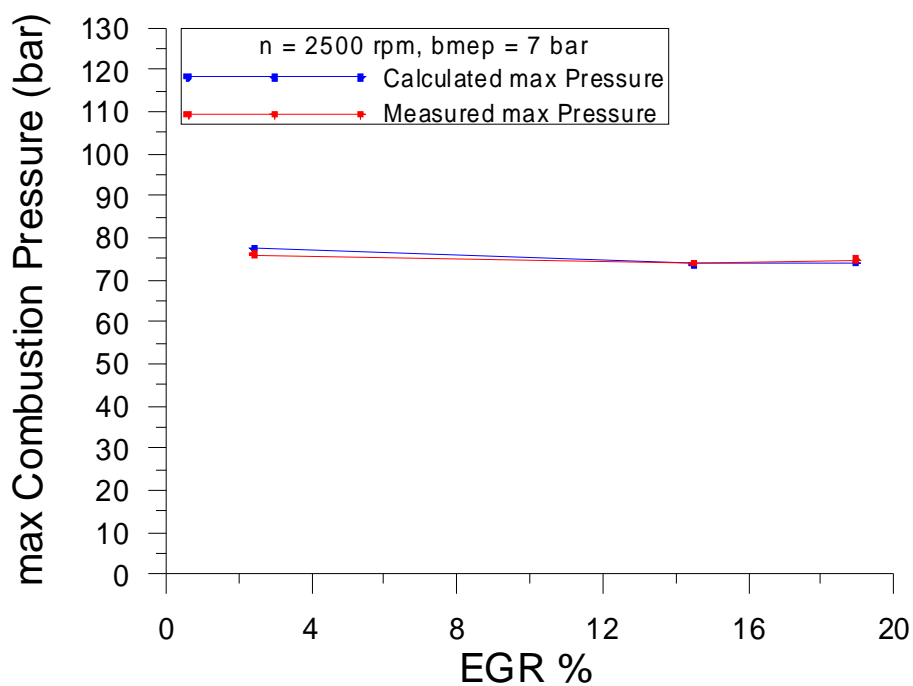
ότι η απόκλιση των απόλυτων τιμών εκπομπής NO (μετρημένες-υπολογισμένες), είναι της τάξης των λίγων δεκάτων του mg.

- Εκπομπές αιθάλης (soot): Η μελέτη της υπολογισμένης και της μετρημένης μεταβολής εκπομπής αιθάλης, φανερώνει το γεγονός ότι το υπολογιστικό μοντέλο πιάνει την τάση μεταβολής της αιθάλης συναρτήσει της αύξησης του EGR. Οι αποκλίσεις στις απόλυτες τιμές εκπομπής αιθάλης είναι εμφανείς, χωρίς όμως να είναι τόσο μεγάλες ώστε να μπορούν να θεωρηθούν σημαντικές.
- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα: Τόσο στην περίπτωση 21 (25,3% EGR), όσο και στην περίπτωση 27 (5,5% EGR), στα δυναμοδεικτικά διαγράμματα παρουσιάζεται πολύ καλή σύμπτωση ανάμεσα στην πραγματική και την υπολογισμένη κατάσταση. Παρατηρείται εκ νέου (όπως και στο διάγραμμα μέγιστης πίεσης καύσης), ότι η μέγιστη πίεση για την περίπτωση 27 (5,5% EGR), είναι ελαφρά μεγαλύτερη από την αντίστοιχη για την περίπτωση 21.
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate): Και στις δύο εξεταζόμενες περιπτώσεις η πρόβλεψη του ρυθμού έκλυσης θερμότητας κατά τη διάρκεια της κύριας καύσης είναι σε πολύ καλή συμφωνία με τον αντίστοιχο μετρημένο ρυθμό.

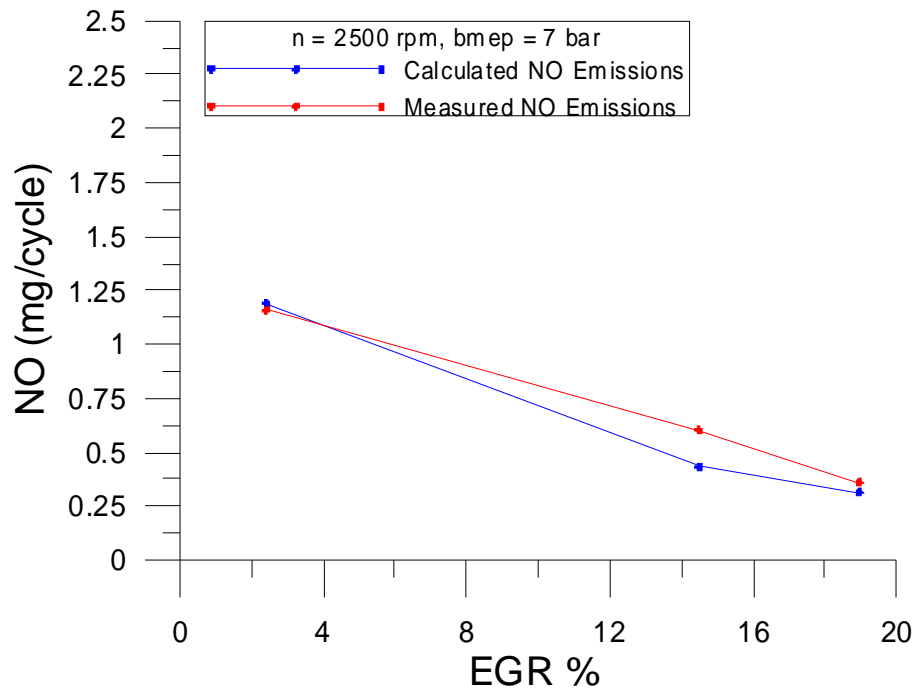
Στην περίπτωση 27 (5,5% EGR), μάλιστα, παρατηρείται καλή συμφωνία και για την πιλοτική έγχυση, όπου τόσο ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας όσο και η χρονική στιγμή έναυσης παρουσιάζουν καλή σύμπτωση. Στην περίπτωση 21 (25,3% EGR), η υπολογισμένη χρονική στιγμή έναυσης προηγείται μερικές μοίρες στροφάλου της αντίστοιχης μετρημένης, χωρίς ωστόσο η διαφορά να είναι σημαντική.

6.1.3. Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%) στις 2500 rpm

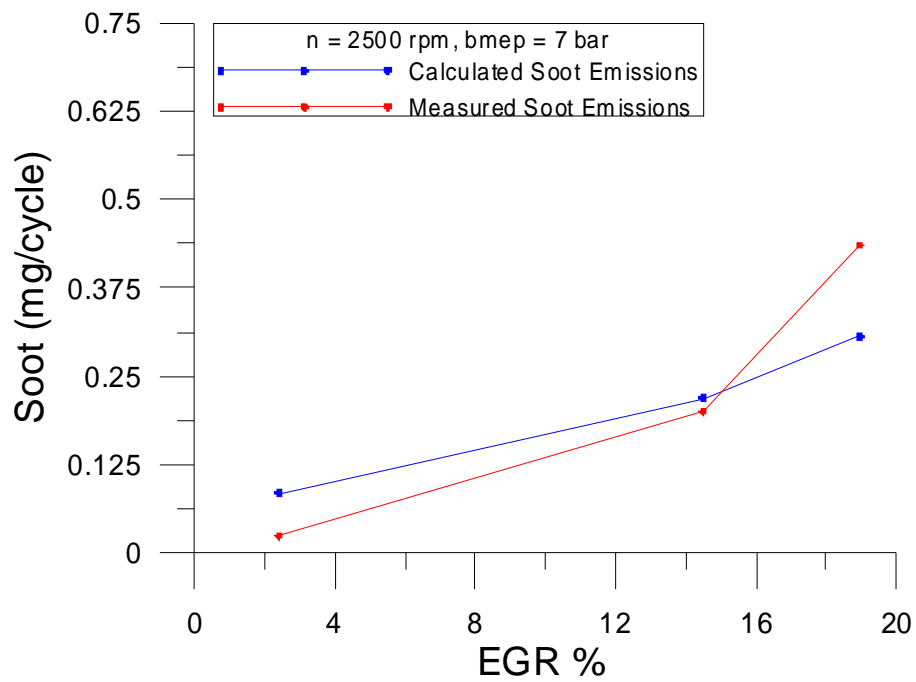
Στα σχήματα που ακολουθούν δίνεται η σύγκριση της μέγιστης πίεσης καύσης, των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης, καθώς και τα συγκριτικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα και διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για την μέγιστη και ελάχιστη μετρούμενη τιμή του EGR (18,9% EGR, 2,4% EGR).



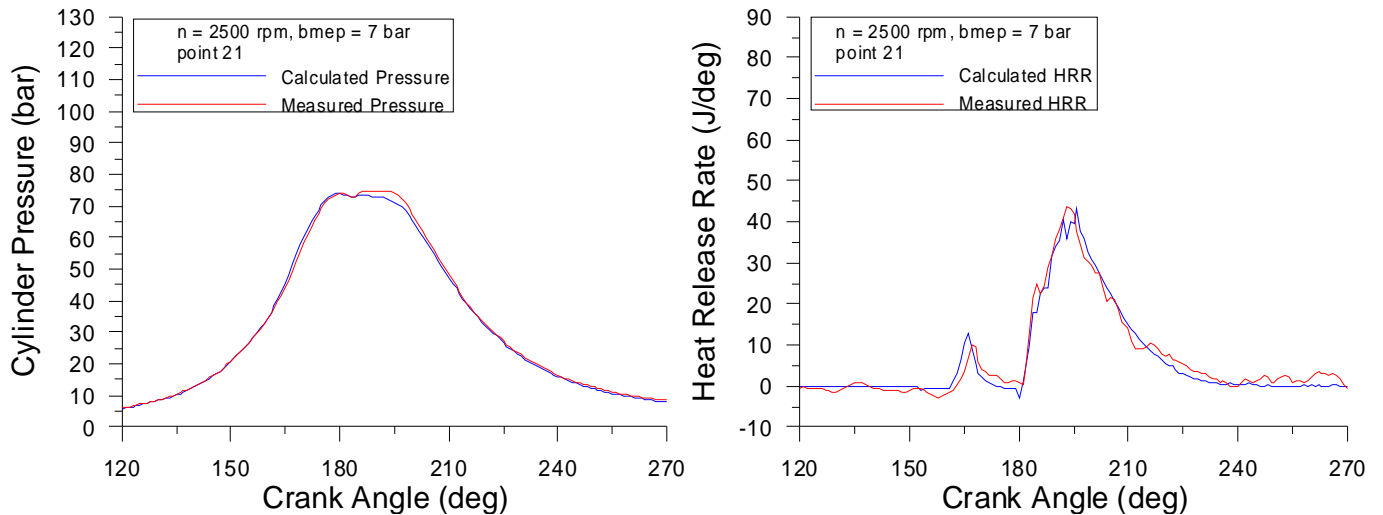
Σχήμα 16: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2500 rpm, 7 bar bmep



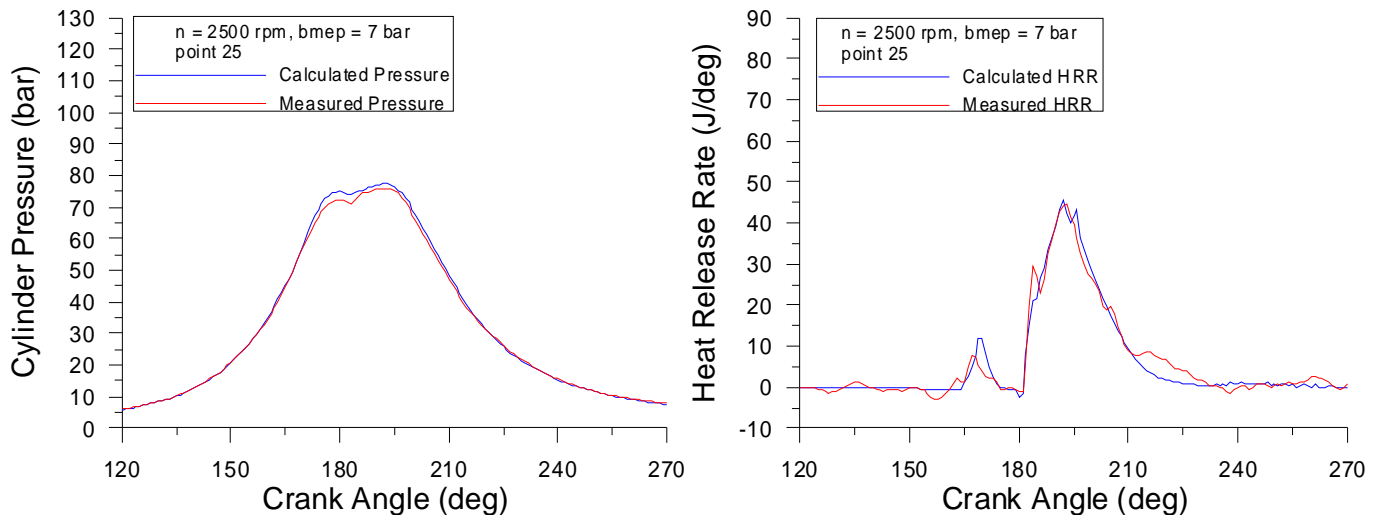
Σχήμα 17: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2500 rpm, 7 bar bmep



Σχήμα 18: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου για 2500 rpm, 7 bar bmep



Σχήματα 19-20: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 21, 2500 rpm, 7 bar bmep, EGR = 18,9%



Σχήματα 21-22: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 25, 2500 rpm, 7 bar bmep, EGR = 2,4%

- Μέγιστη πίεση καύσης (Max Combustion Pressure): Η σύμπτωση της μετρημένης και της υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης είναι πολύ καλή, καθώς οι αποκλίσεις που παρουσιάζει το υπολογιστικό μοντέλο από την πραγματική κατάσταση είναι πολύ μικρές. Παρατηρείται εκ νέου η ελαφρά πτώση της μέγιστης πίεσης καύσης με την αύξηση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου, γεγονός που, όπως έχει ήδη σημειωθεί, είναι αναμενόμενο.
- Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO): Σε πρώτη ανάλυση, παρατηρούμε την γραμμική μείωση των εκπομπών NO με την αύξηση του EGR, που όπως έχει ήδη σημειωθεί είναι η αναμενόμενη μεταβολή. Το μοντέλο λοιπόν, προβλέπει ορθά την επίδραση της ανακυκλοφορίας καυσαερίου. Η απόκλιση των μετρημένων από τις υπολογισμένες τιμές είναι και σε αυτήν την περίπτωση της τάξης των λίγων δεκάτων του mg.

- Εκπομπές αιθάλης (soot): Παρατηρείται εκ νέου η δυνατότητα πρόβλεψης που έχει το μοντέλο για τις εκπομπές αιθάλης συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου, παρατηρείται δηλαδή αύξηση των εκπομπών αιθάλης με αύξηση του EGR. Και σε αυτήν την περίπτωση, παρατηρούνται κάποιες αποκλίσεις μεταξύ πραγματικής και υπολογισμένης κατάστασης, χωρίς όμως αυτές να είναι ιδιαίτερα σημαντικές.
- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα: Τα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για την μέγιστη (περίπτωση 21, 18,9% EGR) και ελάχιστη (περίπτωση 25, 2,4% EGR) τιμή της ανακυκλοφορίας καυσαερίου, παρουσιάζουν μεν αποκλίσεις από την μετρημένη κατάσταση, χωρίς όμως οι διαφορές να είναι πολύ μεγάλες (πρακτικά είναι της τάξης των λίγων bar). Με άλλα λόγια, οι αποκλίσεις αυτές δεν είναι τέτοιου μεγέθους ώστε να υποτεθεί ότι έχουν εκτιμηθεί λανθασμένα οι σταθερές του μοντέλου.
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate): Η σύγκριση των υπολογισμένων καμπυλών ρυθμού έκλυσης θερμότητας με τις αντίστοιχες μετρημένες αποκαλύπτουν μια πολύ καλή σύμπτωση στην περίπτωση της κύριας έγχυσης καυσίμου. Κάτι τέτοιο όμως δεν ισχύει στον ίδιο βαθμό, όταν παρατηρήσουμε την πιλοτική έγχυση καυσίμου. Παρ'αυτά, οι αποκλίσεις και σε αυτήν την περίπτωση δεν μπορεί να θεωρηθούν ως ιδιαίτερα σημαντικές.

6.1.4. Αξιολόγηση του Πολυζωνικού Μοντέλου ως προς την Πρόβλεψη της Επίδρασης της Ανακυκλοφορίας Καυσαερίου

Από τα διαγράμματα και τα συμπεράσματα που έχουν εξαχθεί από την μελέτη των διαγραμμάτων για τα διάφορα φορτία, μπορούμε να αξιολογήσουμε σε πρώτη φάση την λειτουργία του μοντέλου σε σχέση με τις διάφορες τιμές της ανακυκλοφορίας καυσαερίου.

- Μέγιστη πίεση καύσης (Max Combustion Pressure): Σε γενικές γραμμές, η μελέτη των διαγραμμάτων της μέγιστης πίεσης καύσης φανερώνουν μια πολύ καλή σύμπτωση, ενώ οι όποιες αποκλίσεις παρουσιάζονται είναι μικρές σε σημείο που να μπορούν να θεωρηθούν σχεδόν αμελητέες.
- Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO): Η σύμπτωση των μετρημένων και των υπολογισμένων διαγραμμάτων εκπομπής NO είναι πολύ καλή. Σε κάθε περίπτωση οι υπολογισμένες από το μοντέλο τιμές απεικόνιζαν την γραμμική εξάρτηση που παρουσιάζεται και στην πραγματικότητα από τις εκπομπές NO συναρτήσει της ποσότητας του ανακυκλοφορούμενου καυσαερίου. Γενικά, οι

αποκλίσεις μετρημένων και υπολογισμένων τιμών κυμαίνονταν σε πολύ χαμηλά επίπεδα.

- Εκπομπές αιθάλης (soot): Το ενθαρρυντικό συμπέρασμα που εξάγεται από την μελέτη των διαγραμμάτων εκπομπών αιθάλης συναρτήσει της ανακυκλοφορίας καυσαερίου, είναι ότι σε κάθε περίπτωση το μοντέλο προβλέπει σωστά την τάση μεταβολής της αιθάλης. Παρουσιάζεται δηλαδή αύξηση μια αύξηση των εκπομπών με αύξηση του EGR, για τους λόγους που έχουν εκτεθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο.
- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα: Τα υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα παρουσιάζουν γενικά μια καλή σύμπτωση με τα αντίστοιχα μετρημένα και οι όποιες διαφοροποιήσεις από την πραγματική κατάσταση δεν εμπνέουν ανησυχία όσον αφορά την επιλογή των σταθερών του μοντέλου.
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate): Τα διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας δείχνουν ότι ο μηχανισμός της καύσης έχει μοντελοποιηθεί πολύ καλά. Σε όλες τις περιπτώσεις, η σύμπτωση του υπολογισμένου ρυθμού έκλυσης θερμότητας της κύριας έγχυσης με τον αντίστοιχο υπολογισμένο είναι πολύ καλή, ενώ μπορούμε να πούμε ότι και η αντίστοιχη συμφωνία για την πιλοτική έγχυση είναι καλή. Παράλληλα, από τα διαγράμματα φαίνεται ότι και ο συντελεστής καθυστέρησης ανάφλεξης έχει εκτιμηθεί ορθά.

Συνολικά, μπορεί να ειπωθεί ότι το υπολογιστικό μοντέλο δύναται να εκτιμήσει σε ικανοποιητικό βαθμό την επίδραση που έχει η μεταβολή της ανακυκλοφορίας καυσαερίου, τόσο στην απόδοση του κινητήρα, όσο και στην εκπομπή ρύπων από αυτόν.

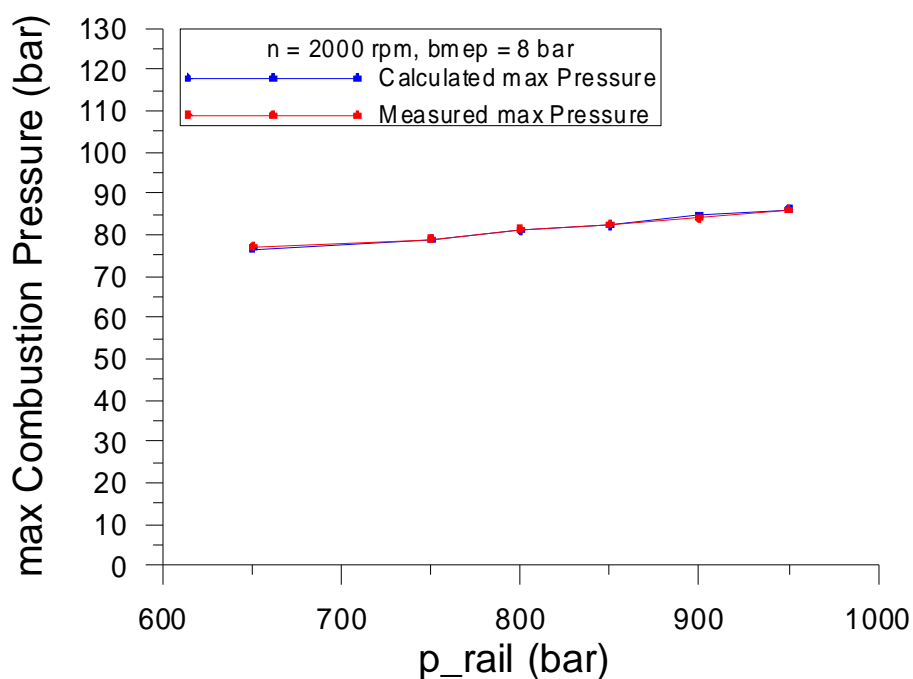
6.2. Επίδραση Πίεσης Έγχυσης

Εν συνεχεία θα μελετηθεί η επίδραση της πίεσης έγχυσης στην μέγιστη πίεση καύσης (στην περίπτωση των μετρήσεων, η τιμή αυτή προκύπτει από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα) και στις εκπομπές ρύπων.

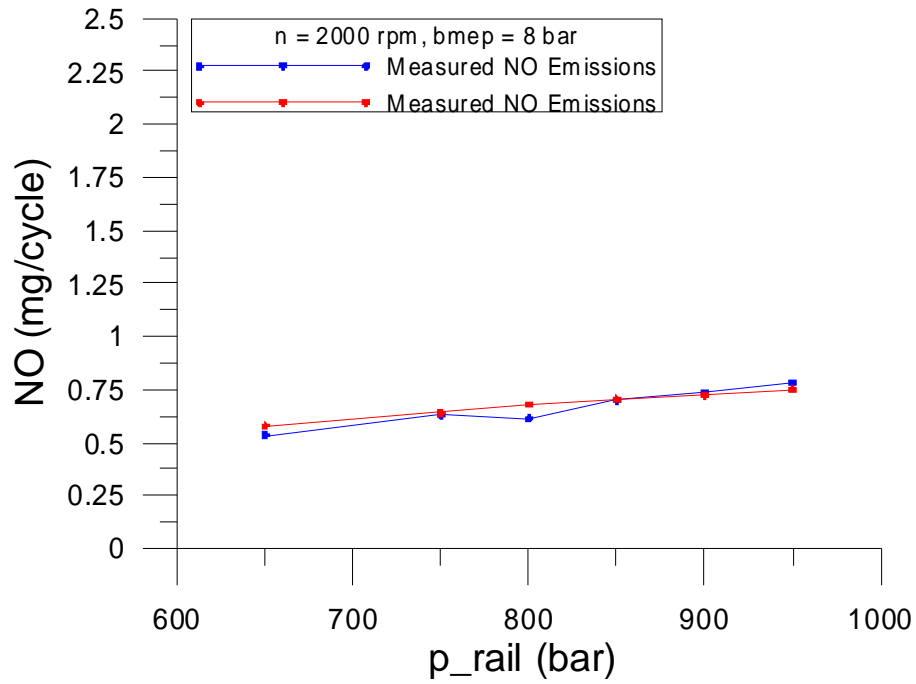
Σε αυτό το σημείο, πρέπει να σημειωθεί ότι οι τιμές που εμφανίζονται στον οριζόντιο άξονα (p_{rail}), αναφέρονται στην μέγιστη (ονομαστική) πίεση έγχυσης.

6.2.1. Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm

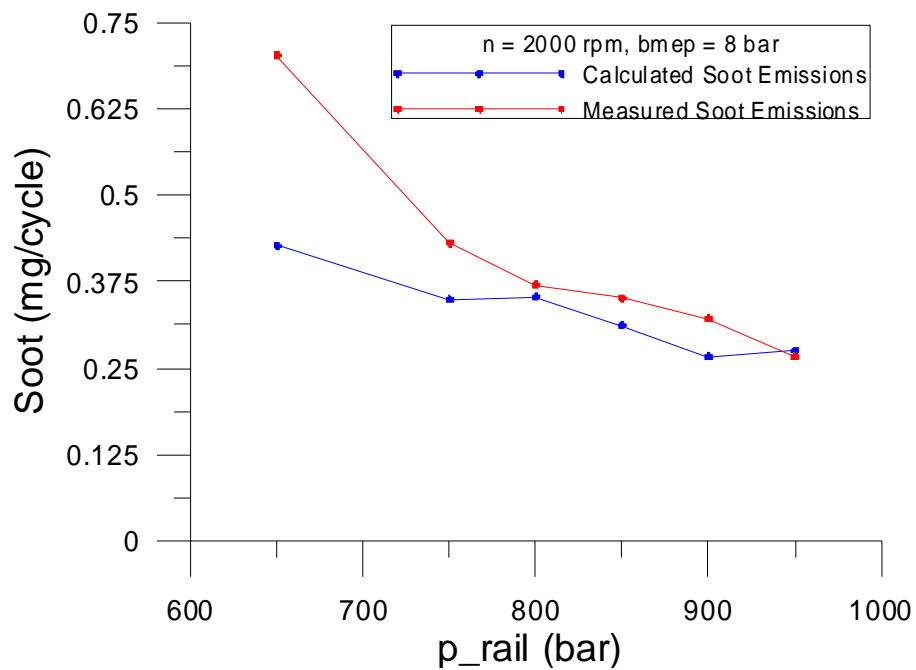
Στα σχήματα που ακολουθούν δίνεται η σύγκριση της μέγιστης πίεσης καύσης, των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης, καθώς και τα συγκριτικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα και διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για την μέγιστη και ελάχιστη μετρούμενη τιμή της πίεσης έγχυσης (950 bar, 650 bar).



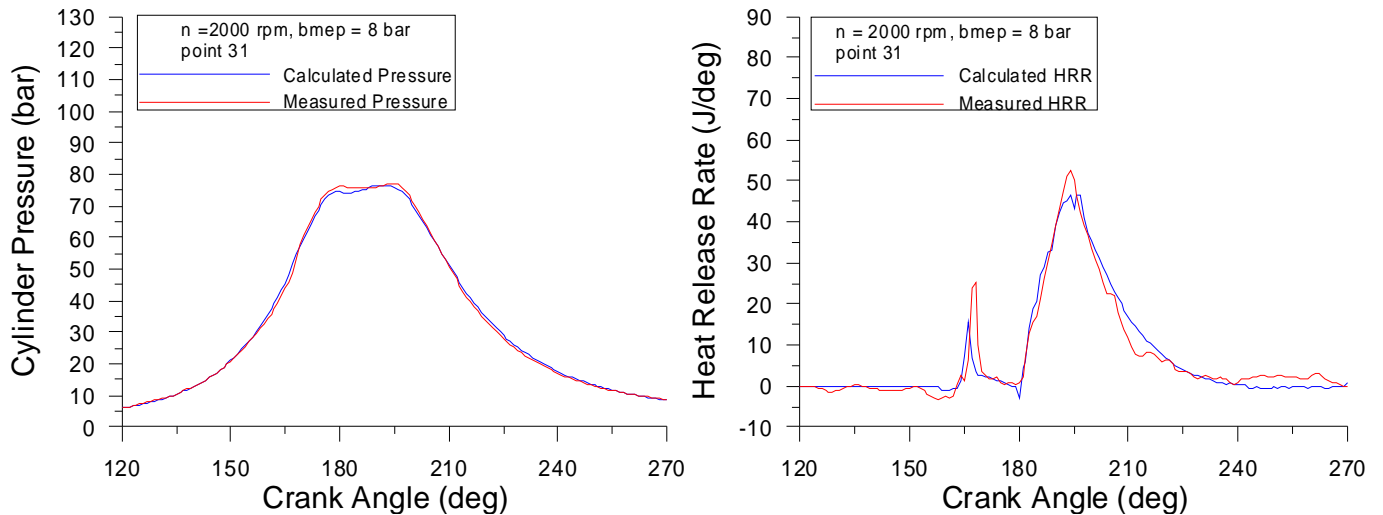
Σχήμα 23: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2000 rpm, 8 bar bmep



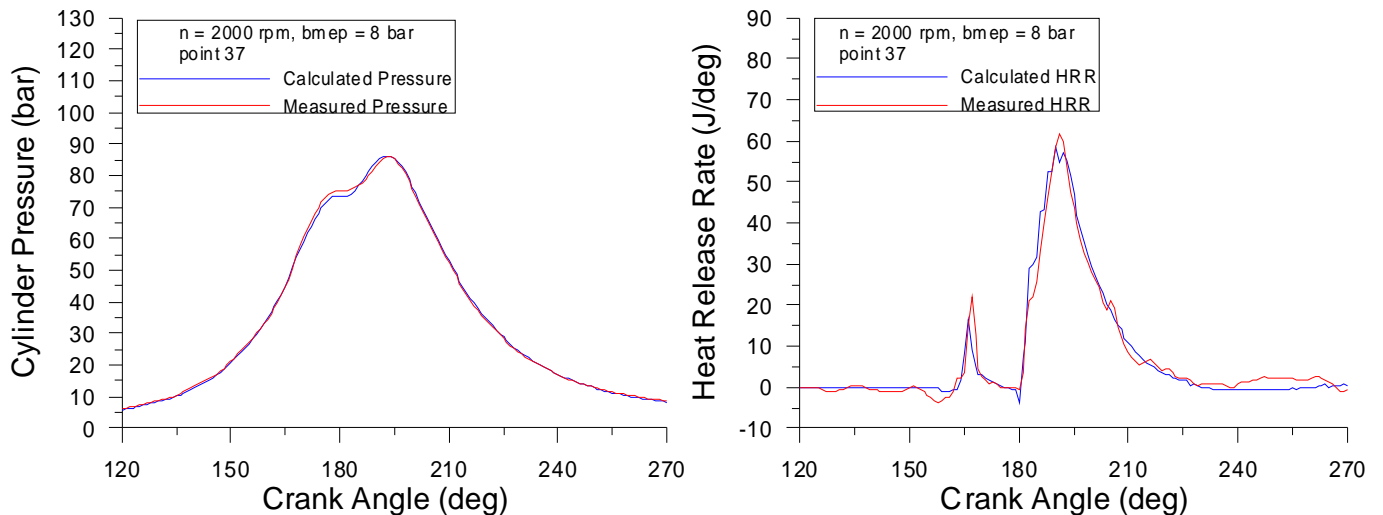
Σχήμα 24: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2000 rpm, 8 bar bmep



Σχήμα 25: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2000 rpm, 8 bar bmep



Σχήματα 26-27: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 31, 2000 rpm, 8 bar bmep, $p_{rail} = 650,1$ bar



Σχήματα 28-29: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 37, 2000 rpm, 8 bar bmep, $p_{rail} = 950,0$ bar

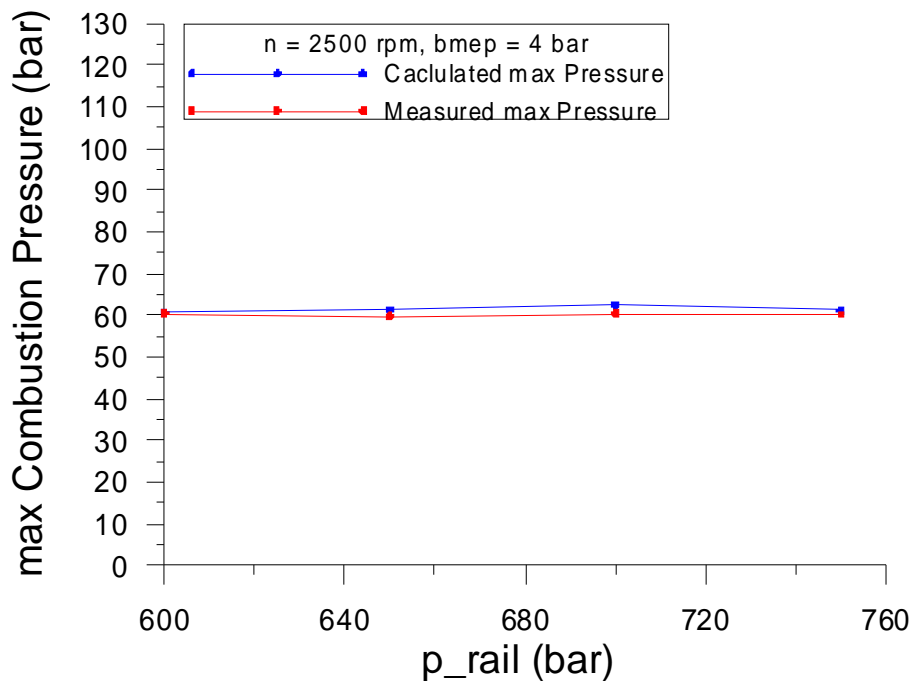
- Μέγιστη πίεση καύσης (Max Combustion Pressure):** Σύμφωνα με τα όσα έχουν σημειωθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο, η αύξηση της πίεσης έγχυσης έχει ως συνέπεια και την βελτίωση του μηχανισμού της καύσης. Η βελτιώση του μηχανισμού της καύσης συνεπάγεται την αύξηση της πίεσης καύσης εντός του κυλίνδρου. Από το διάγραμμα σύγκρισης της μέγιστης πίεσης καύσης, είναι εμφανές ότι το υπολογιστικό μοντέλο ακολουθεί την τάση αυτή και μάλιστα με πολύ καλή σύμπτωση με τις μετρημένες τιμές.
- Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO):** Η αύξηση του διαθεσιμότητας οξυγόνου που παρατηρείται με την αύξηση της πίεσης έγχυσης, έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση των εκπομπών NO ανά κύκλο. Η τάση αυτή περιγράφεται από το μετρημένο διάγραμμα των τιμών NO και ακολουθείται σε πολύ καλό βαθμό και από το αντίστοιχο υπολογισμένο διάγραμμα. Οι αποκλίσεις που παρουσιάζονται ανάμεσα

στις υπολογισμένες και τις μετρημένες τιμές μπορούν με καλή ακρίβεια να θεωρηθούν σχεδόν αμελητέες.

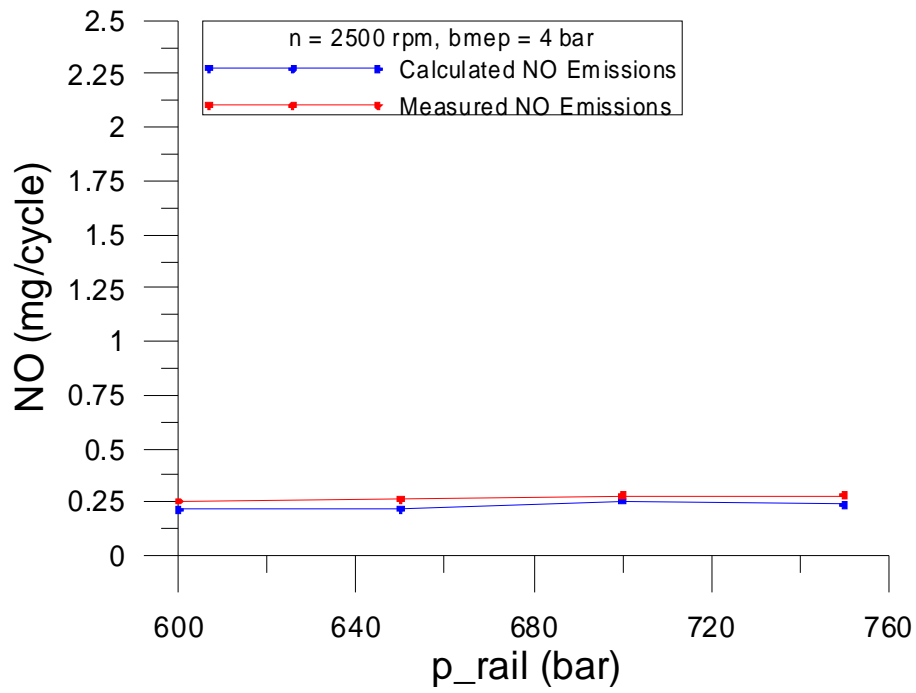
- Εκπομπές αιθάλης (soot): Η τάση της μείωσης των εκπομπών αιθάλης που παρατηρείται με την αύξηση της πίεσης έγχυσης, παρατηρείται και στο υπολογισμένο διάγραμμα εκπομπών αιθάλης. Πρέπει να σημειωθεί βέβαια, ότι εμφανίζονται κάποιες αποκλίσεις ανάμεσα στις υπολογισμένες και στις μετρημένες τιμές, οι οποίες με την εξαίρεση της πίεσης έγχυσης των 650 bar είναι σχετικά μικρές. Στην περίπτωση όμως των 650 bar η απόκλιση είναι της τάξης των 0,25 mg/κύκλο, τιμή που δεν μπορεί να θεωρηθεί αμελητέα. Αν εξαιρέσει, όμως, κανείς αυτό το σημείο, μπορεί να ειπωθεί ότι παρατηρείται καλή ικανότητα πρόβλεψης εκπομπών αιθάλης από το υπολογιστικό μοντέλο.
- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα: Η σύγκριση των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων αποκαλύπτει μια πολύ καλή σύμπτωση ανάμεσα στις μετρημένες και υπολογισμένες καταστάσεις. Παρατηρούμε επίσης την αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης στην περίπτωση 37 ($p_{\text{rail}} = 950 \text{ bar}$) σε σχέση με την περίπτωση 31 ($p_{\text{rail}} = 650 \text{ bar}$). Η διαφοροποίηση των διαγραμμάτων των περιπτώσεων 31 και 37 εντοπίζεται κυρίως μετά το ANΣ. Αυτό είναι λογικό αν αναλογιστεί κανείς ότι η βελτίωση του μηχανισμού της καύσης έχει μεγαλύτερη επίδραση στην κύρια και λιγότερο στην πιλοτική καύση (λόγω των ποσοτήτων που καίγονται σε κάθε περίπτωση).
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate): Από την μελέτη των διαγραμμάτων ρυθμού έκλυσης θερμότητας, παρατηρούμε την πολύ καλή σύμπτωση που παρουσιάζει το μοντέλο όσον αφορά την κύρια καύση. Μάλιστα, το μοντέλο προβλέπει ικανοποιητικά και την αύξηση της μέγιστης τιμής του ρυθμού έκλυσης θερμότητας που παρατηρείται στην περίπτωση 37 (σε σχέση με την περίπτωση 31) και η οποία οφείλεται στην βελτίωση του μηχανισμού της καύσης. Αντίθετα, φαίνεται να υποεκτιμάται ελαφρά ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας της πιλοτικής έγχυσης και στις δύο περιπτώσεις (στην περίπτωση 37 η εσφαλμένη εκτίμηση είναι μικρότερη σε σχέση με την περίπτωση 31).

6.2.2. Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm

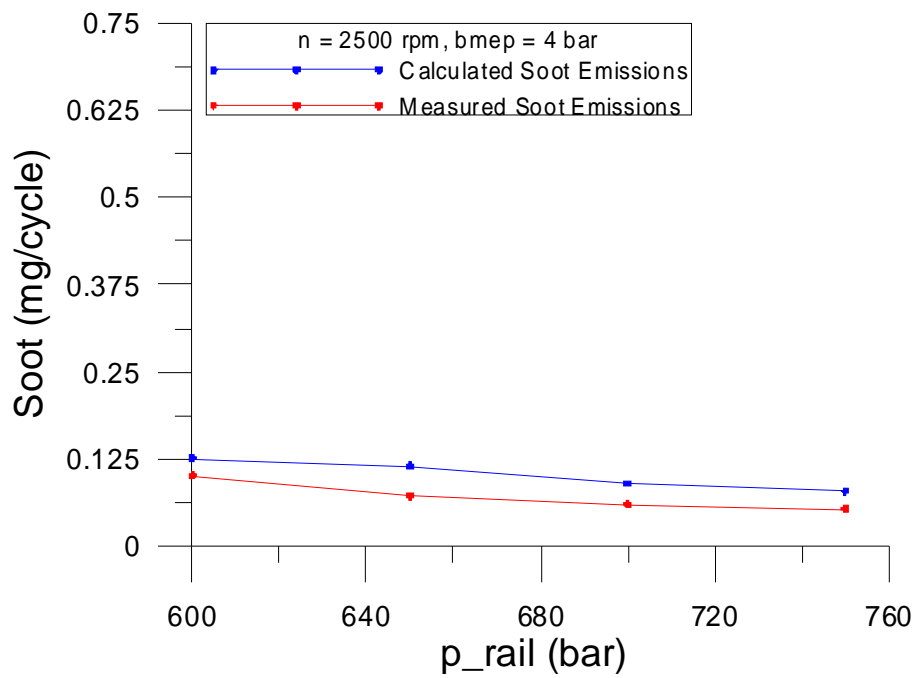
Στα σχήματα που ακολουθούν δίνεται η σύγκριση της μέγιστης πίεσης καύσης, των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης, καθώς και τα συγκριτικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα και διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για την μέγιστη και ελάχιστη μετρούμενη τιμή της πίεσης έγχυσης (750 bar, 600 bar).



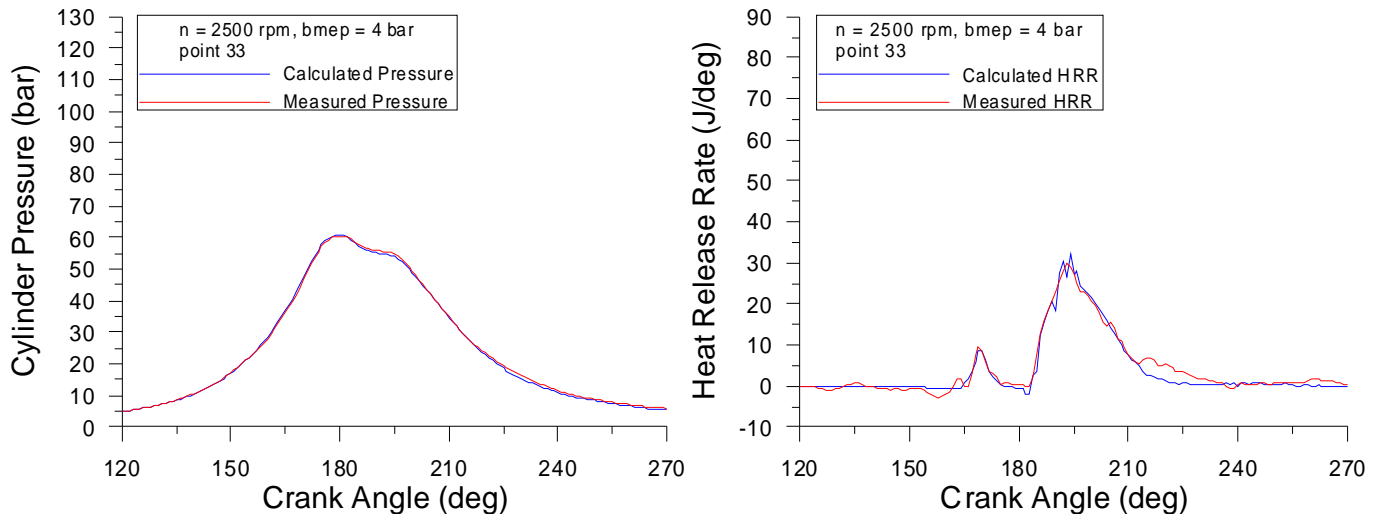
Σχήμα 30: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2500 rpm, 4 bar bmep



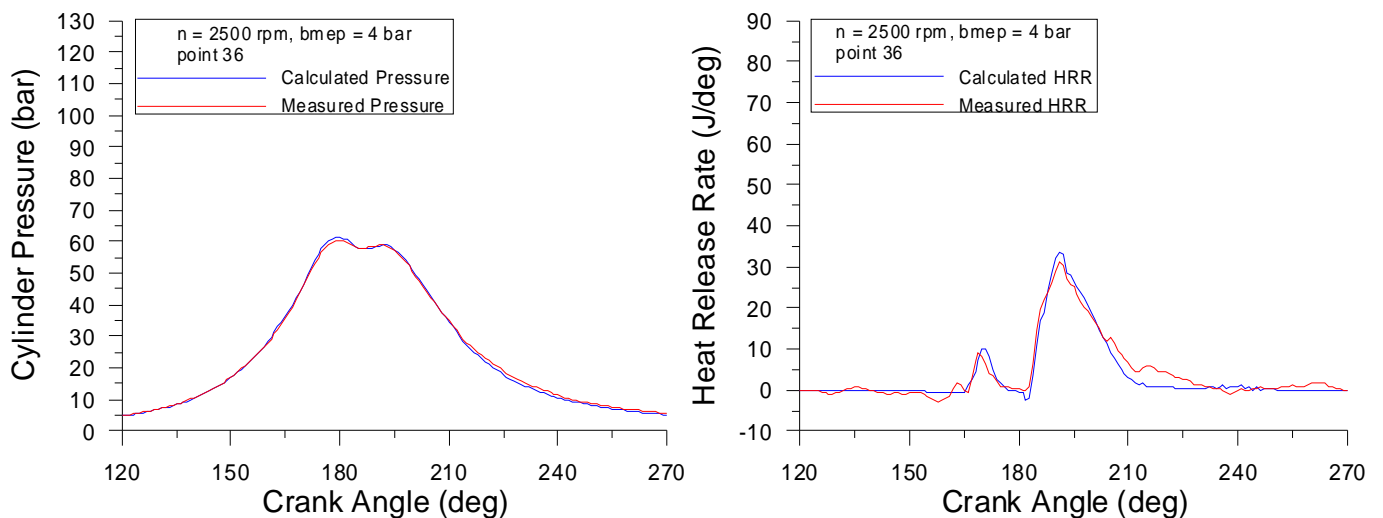
Σχήμα 31: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2500 rpm, 4 bar bmep



Σχήμα 32: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2500 rpm, 4 bar bmep



Σχήματα 33-34: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 33, 2500 rpm, 4 bar bmep, $p_{rail} = 600,0$ bar



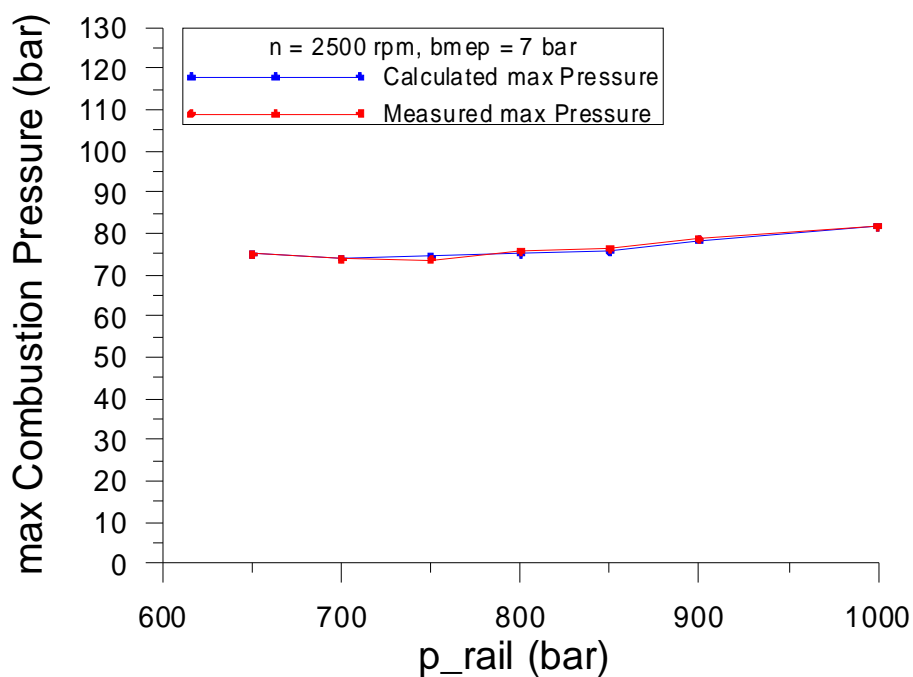
Σχήματα 35-36: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 36, 2500 rpm, 4 bar bmep, $p_{rail} = 750,0$ bar

- Μέγιστη πίεση καύσης (Max Combustion Pressure): Με μια πρώτη ματιά παρατηρεί κανείς ότι υπάρχει καλή συμφωνία ανάμεσα στις μέγιστες πιέσεις καύσης που υπολογίζει το πολυζωνικό μοντέλο και τις αντίστοιχες πειραματικές τιμές. Παρατηρείται μια μικρή αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης με την αύξηση της πίεσης έγχυσης, η οποία δικαιολογείται από την βελτίωση του μηχανισμού της καύσης.
- Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO): Από το διάγραμμα του μονοξειδίου του αζώτου παρατηρεί κανείς μια αύξηση των εκπομπών NO με την αύξηση της πίεσης έγχυσης, όπως άλλωστε αναμενόταν, έστω και αν αυτή είναι σχετικά μικρή. Η μικρή αυτή αύξηση, προβλέπεται ικανοποιητικά και από το υπολογιστικό μοντέλο. Εξ'άλλου, οι τιμές που υπολόγισε το μοντέλο για τις συνθήκες αυτές απέχουν ελάχιστα από τις αντίστοιχες πραγματικές.

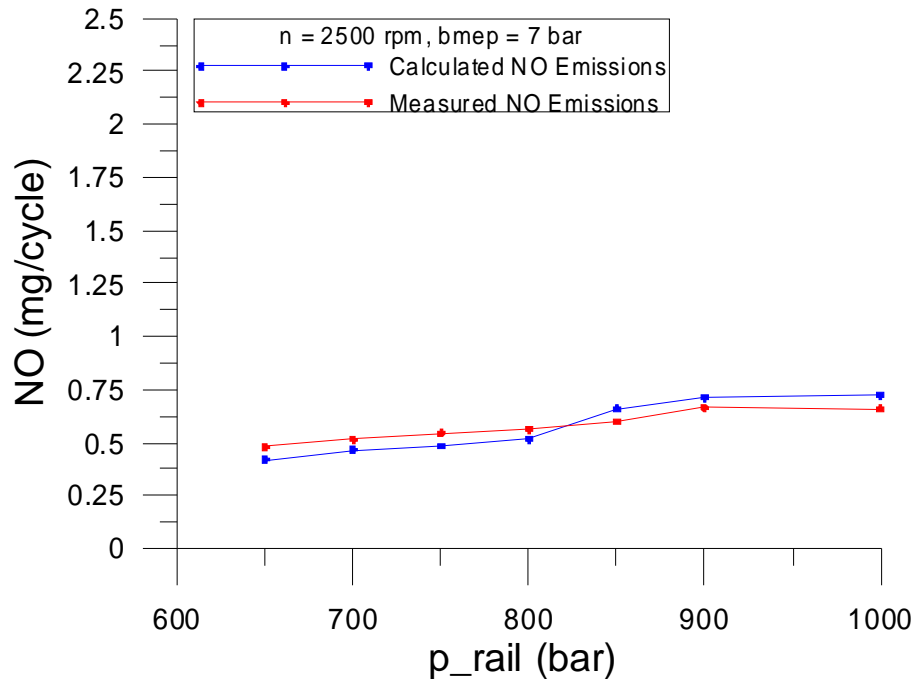
- Εκπομπές αιθάλης (soot): Η αύξηση της διαθεσιμότητας οξυγόνου που παρατηρείται με την αύξηση της πίεσης έγχυσης, έχει ως αποτέλεσμα την μείωση των εκπομπών αιθάλης. Αυτή η τάση, η οποία φαίνεται από την καμπύλη των μετρημένων τιμών εκπομπής αιθάλης, ακολουθείται σε καλό βαθμό και από την αντίστοιχη υπολογισμένη. Οι απόλυτες διαφορές ανάμεσα στις μετρημένες και υπολογισμένες τιμές διατηρείται σε σχετικά χαμηλά επίπεδα, πρακτικά είναι δηλαδή της τάξης των λίγων δεκάτων του mg ανά κύκλο λειτουργίας.
- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα: Η σύγκριση των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων για την μέγιστη και ελάχιστη πίεση έγχυσης φανερώνει μια πολύ καλή σύμπτωση της υπολογισμένης με την πραγματική κατάσταση. Παρατηρούμε επίσης ότι στην περίπτωση 36 ($p_{\text{rail}} = 750 \text{ bar}$), η κλίση του δυναμοδεικτικού διαγράμματος μετά το ANΣ (συγκεκριμένα, κατά τη διάρκεια της κύριας καύσης) είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη της περίπτωσης 33 ($p_{\text{rail}} = 600 \text{ bar}$), γεγονός που δικαιολογείται από την βελτίωση του μηχανισμού καύσης που παρέχει η αυξημένη πίεση έγχυσης.
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate): Η μελέτη των διαγραμμάτων ρυθμού έκλυσης θερμότητας φανερώνει την πολύ καλή σύμπτωση που επιτυγχάνεται τόσο για την κύρια όσο και για την πιλοτική έγχυση. Οι όποιες αποκλίσεις ανάμεσα στις δύο καμπύλες μπορούν με πολύ καλή ακρίβεια να θεωρηθούν αμελητέες. Στην προκειμένη περίπτωση (σε αντιπαραβολή με το φορτίο 50%), δεν φαίνεται να υπάρχει μεγάλη αύξηση της μέγιστης τιμής του ρυθμού έκλυσης θερμότητας στην περίπτωση 36 (σε σχέση με την περίπτωση 33). Το γεγονός αυτό ενδέχεται να οφείλεται στις χαμηλότερες ποσότητες εγχυόμενου καυσίμου.

6.2.3. Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%) στις 2500 rpm

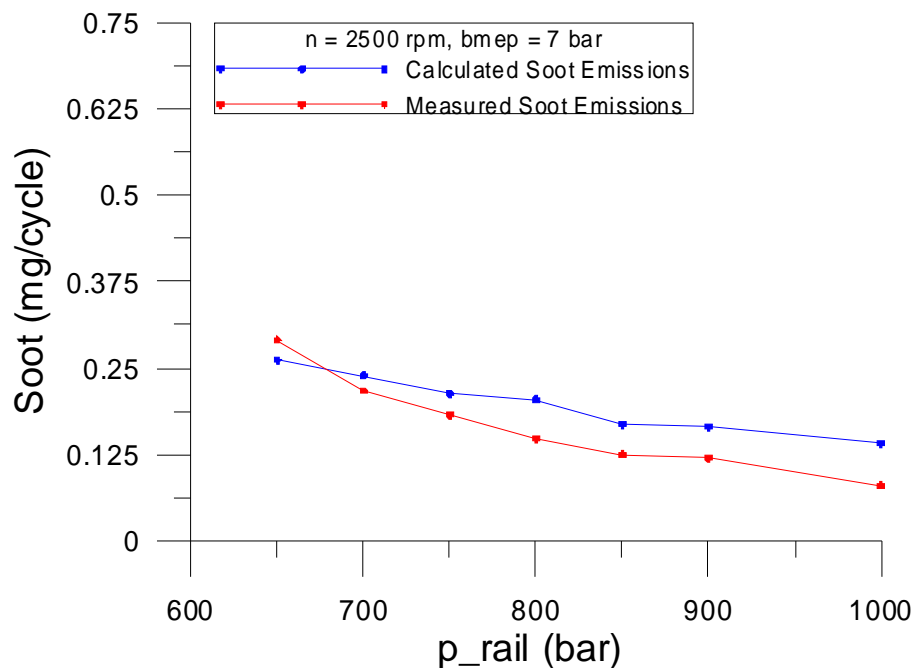
Στα σχήματα που ακολουθούν δίνεται η σύγκριση της μέγιστης πίεσης καύσης, των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης, καθώς και τα συγκριτικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα και διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για την μέγιστη και ελάχιστη μετρούμενη τιμή της πίεσης έγχυσης (1000 bar, 650 bar).



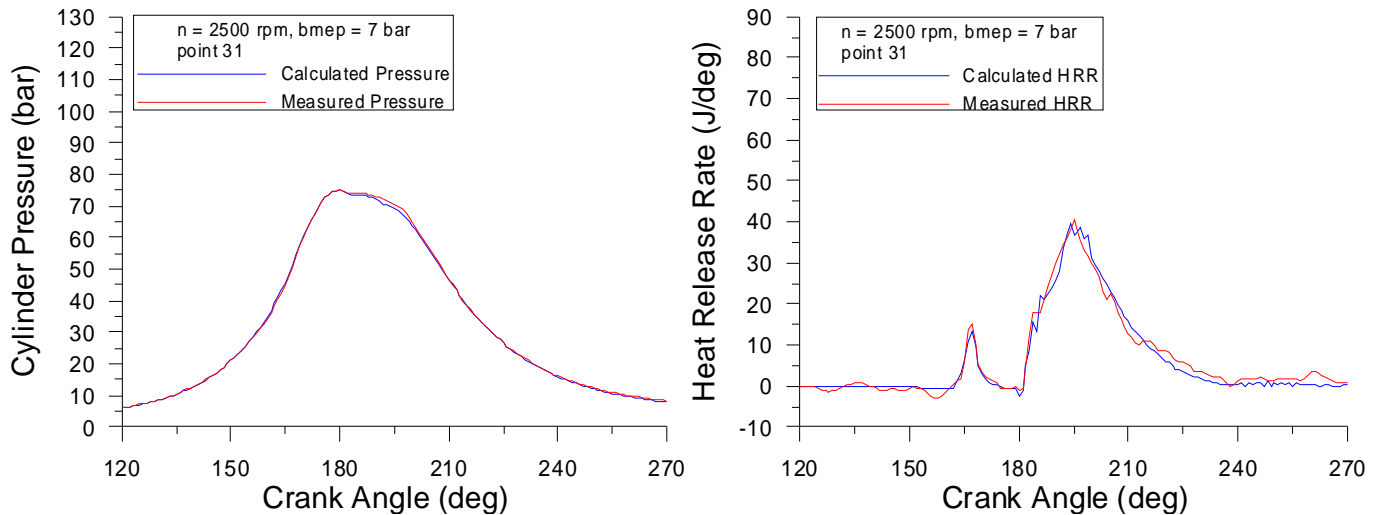
Σχήμα 37: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2500 rpm, 7 bar bmep



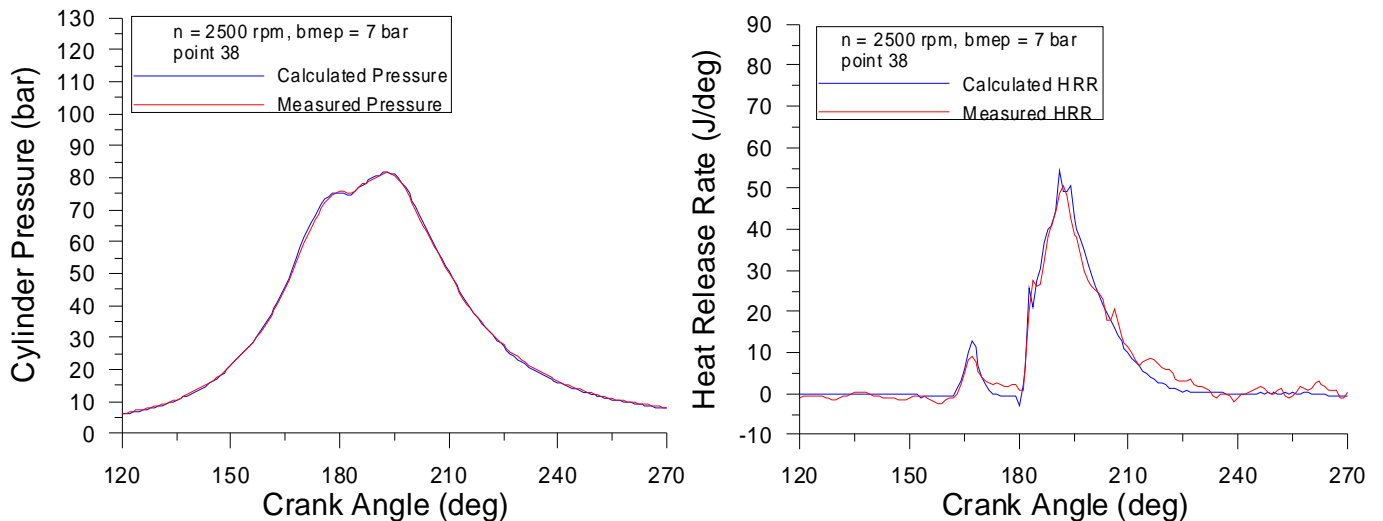
Σχήμα 38: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2500 rpm, 7 bar bmep



Σχήμα 39: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της πίεσης έγχυσης για 2500 rpm, 7 bar bmep



Σχήματα 40-41: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 31, 2500 rpm, 7 bar bmep, $p_{rail} = 650,0$ bar



Σχήματα 42-43: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 38, 2500 rpm, 7 bar bmep, $p_{rail} = 1000,0$ bar

- Μέγιστη πίεση καύσης (Max Combustion Pressure): Η μελέτη των διαγραμμάτων μέγιστης πίεσης καύσης μας παρέχει αφ' ενός την πληροφορία ότι η μεταβολή της μέγιστης πίεσης καύσης είναι ανάλογη της μεταβολής της πίεσης έγχυσης, αφού μεταβάλλονται ομόσημα. Αφ' ετέρου μας παρέχει την πληροφορία, ότι το υπολογιστικό μοντέλο αντιλαμβάνεται σε πολύ καλό βαθμό την τάση αυτή, καθώς οι μετρημένες τιμές και οι πειραματικές τιμές της μέγιστης πίεσης καύσης απέχουν ελάχιστα.
- Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO): Μελετώντας κανείς το μετρημένο διάγραμμα εκπομπής NO, παρατηρεί μια αυξητική τάση των εκπομπών NO με την αύξηση της πίεσης έγχυσης. Την αυξητική αυτή τάση μπορεί να παρατηρήσει και από το υπολογισμένο διάγραμμα εκπομπής NO. Μάλιστα, οι καμπύλες απέχουν μικρή απόσταση μεταξύ τους, με την μέγιστη απόλυτη διαφορά υπολογισμένης και

μετρημένης τιμής να ανέρχεται στα 0,066 mg ανά κύκλο. Μπορούμε δηλαδή να μιλήσουμε για καλή συμφωνία μεταξύ των δύο καμπυλών.

- Εκπομπές αιθάλης (soot): Όπως αναμενόταν, τόσο οι μετρημένες όσο και οι υπολογισμένες τιμές των εκπομπών αιθάλης, μεταβάλλονται αντιστρόφως ανάλογα με την αύξηση της πίεσης έγχυσης. Η αυξημένη διαθεσιμότητα οξυγόνου, έχει ως αποτέλεσμα την μείωση αυτού του ρύπου. Μάλιστα, η συμφωνία των δύο καμπυλών είναι τέτοια, ώστε η μέγιστη απόλυτη διαφορά μετρημένης και υπολογισμένης τιμής αιθάλης να είναι κατώτερη του 0,1 mg ανά κύκλο.
- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα: Ακόμα και με πρόχειρη ματιά στα δυναμοδεικτικά διαγράμματα, μπορεί κανείς να διακρίνει μια πολύ καλή σύμπτωση της μετρημένης και της υπολογισμένης κατάστασης. Παρατηρούμε επίσης, ότι μετά το ANΣ, η κλίση του δυναμοδεικτικού διαγράμματος της περίπτωσης 38 ($p_{\text{rail}} = 1000 \text{ bar}$) είναι αισθητά μεγαλύτερη από αυτήν της περίπτωσης 31 ($p_{\text{rail}} = 650 \text{ bar}$). Το γεγονός αυτό οφείλεται στην βελτίωση του μηχανισμού της καύσης που παρατηρείται με την αύξηση της πίεσης έγχυσης.
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate): Η συμφωνία μεταξύ των μετρημένων και υπολογισμένων τιμών για τον ρυθμό έκλυσης θερμότητας της κύριας έγχυσης είναι καλή και για τα δύο διαγράμματα. Στην περίπτωση 38 ($p_{\text{rail}} = 1000 \text{ bar}$) παρατηρείται μια μικρή απόκλιση μετρημένου και υπολογισμένου ρυθμού έκλυσης θερμότητας στην πιλοτική έγχυση (που όμως δεν είναι τόσο σημαντική), ενώ αντίθετα στην περίπτωση 31 ($p_{\text{rail}} = 650 \text{ bar}$) η σύμπτωση είναι πολύ καλή τόσο στην κύρια όσο και στην πιλοτική καύση. Παρατηρούμε και σε αυτές τις περιπτώσεις την ικανότητα του μοντέλου να αντιληφθεί την τάση αύξησης της μέγιστης τιμής του ρυθμού έκλυσης θερμότητας με την αύξηση της πίεσης έγχυσης. Όπως έχει ήδη εξηγηθεί, το γεγονός αυτό οφείλεται στην βελτίωση του μηχανισμού καύσης λόγω της αυξημένης πίεσης έγχυσης.

6.2.4. Αξιολόγηση του Πολυζωνικού Μοντέλου ως προς την Πρόβλεψη της Επίδρασης της Πίεσης Έγχυσης

Από τα διαγράμματα και τα συμπεράσματα που έχουν εξαχθεί από την μελέτη των διαγραμμάτων για τα διάφορα φορτία, μπορούμε να αξιολογήσουμε σε πρώτη φάση την λειτουργία του μοντέλου σε σχέση με τις διάφορες τιμές της πίεσης έγχυσης.

- Μέγιστη πίεση καύσης (Max Combustion Pressure): Το πολυζωνικό μοντέλο φαίνεται να ανταποκρίνεται με τον σωστό τρόπο στην επίδραση που έχει η μεταβολή της πίεσης έγχυσης στην μέγιστη πίεση καύσης. Φαίνεται δηλαδή ότι η αύξηση της πίεσης έγχυσης έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης.

- Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO): Και στα τρία μελετούμενα φορτία λειτουργίας, το πολυζωνικό μοντέλο ‘αντιλαμβάνεται’ σωστά την τάση αύξησης των εκπομπών NO. Στα υψηλότερα φορτία η τάση αυτή είναι μεγαλύτερη απ’ότι στο χαμηλό. Παρατηρούμε επίσης ότι οι αποστάσεις των μετρημένων από τις υπολογισμένες τιμές εκπομπών NO παραμένουν σε ιδιαίτερα χαμηλά επίπεδα
- Εκπομπές αιθάλης (soot): Με την εξαίρεση ενός σημείου λειτουργίας (για το οποίο έγινε ξεχωριστή αναφορά νωρίτερα), ο υπολογιστικός κώδικας πιάνει σε καλό βαθμό την τάση μείωσης της αιθάλης με την αύξηση της πίεσης έγχυσης. Είναι προφανές, λοιπόν, ότι η ικανότητα πρόβλεψης του μοντέλου για την μεταβολή της πίεσης έγχυσης είναι συνολικά καλή.
- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα: Η σύμπτωση των μετρημένων και υπολογισμένων δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων για τις περιπτώσεις που παρουσιάστηκαν είναι πολύ καλή. Σε κάθε περίπτωση είναι εμφανής και η αύξηση της κλίσης του δυναμοδεικτικού διαγράμματος μετά το ANΣ όταν αυξάνεται η πίεση έγχυσης.
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate): Τα διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας παρουσιάζουν καλή σύμπτωση σχεδόν σε όλες τις περιπτώσεις τόσο στην πιλοτική όσο και στην κύρια έγχυση. Το μόνο πρόβλημα που μπορεί να σημειωθεί, εμφανίζεται στην περίπτωση του φορτίου 50% (8 bar), όπου παρουσιάζεται μια ελαφρά υποεκτίμηση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας κατά την πιλοτική έγχυση.

Συνολικά, μπορεί να ειπωθεί ότι το υπολογιστικό μοντέλο εκτιμά σε ικανοποιητικό βαθμό την επίδραση που έχει η μεταβολή της πίεσης έγχυσης, τόσο στην απόδοση του κινητήρα, όσο και στην εκπομπή ρύπων από αυτόν.

6.3. Επίδραση Προπορείας Έγχυσης Καυσίμου

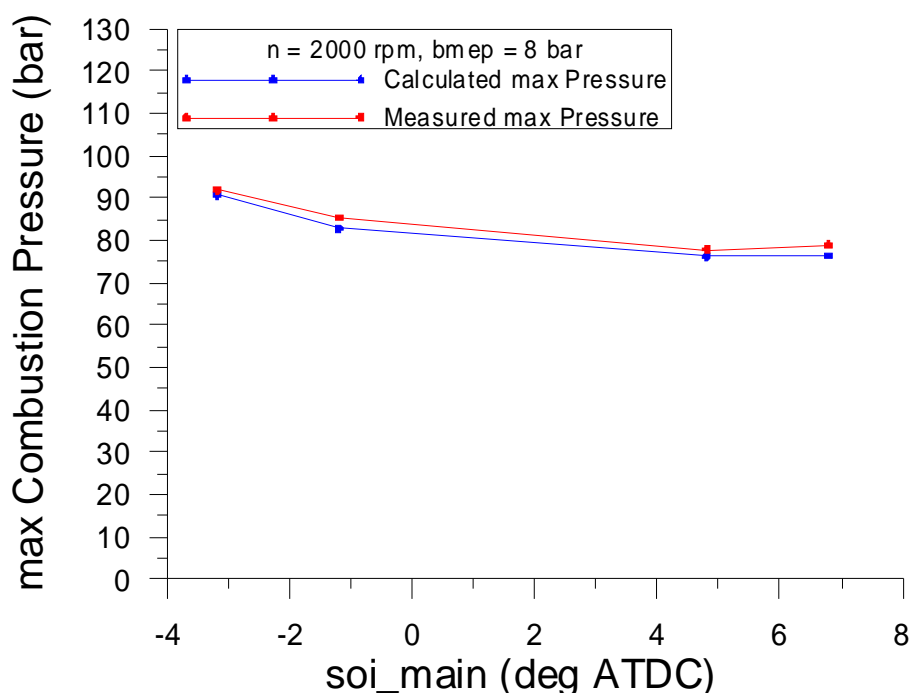
Στη συνέχεια εξετάζεται η επίδραση που έχει η προπορεία έγχυσης καυσίμου στην μέγιστη πίεση καύσης (στην περίπτωση των μετρήσεων, η τιμή αυτή προκύπτει από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα) και στις εκπομπές ρύπων.

Όπως, έχει ήδη σημειωθεί, η προσοχή επικεντρώνεται στην μεταβολή του χρόνου της κύριας έγχυσης και όχι της πιλοτικής. Τέλος, σημειώνεται ότι οι τιμές της προπορείας έγχυσης (soi_main) που εμφανίζονται στους οριζόντιους άξονες των διαγραμμάτων, έχουν προκύψει αθροίζοντας και την φυσική καθυστέρηση απόκρισης του εγχυτήρα στο σήμα της ECU, σύμφωνα με το σκεπτικό που έχει εκτεθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο.

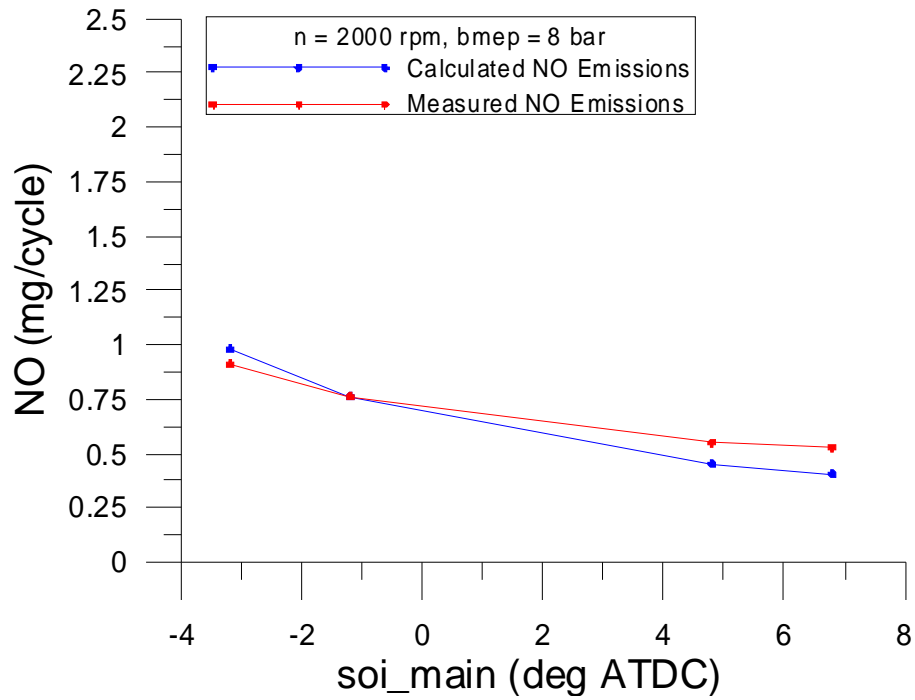
Ακολουθεί η παρουσίαση των διαγραμμάτων που προέκυψαν για κάθε φορτίο.

6.3.1. Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm

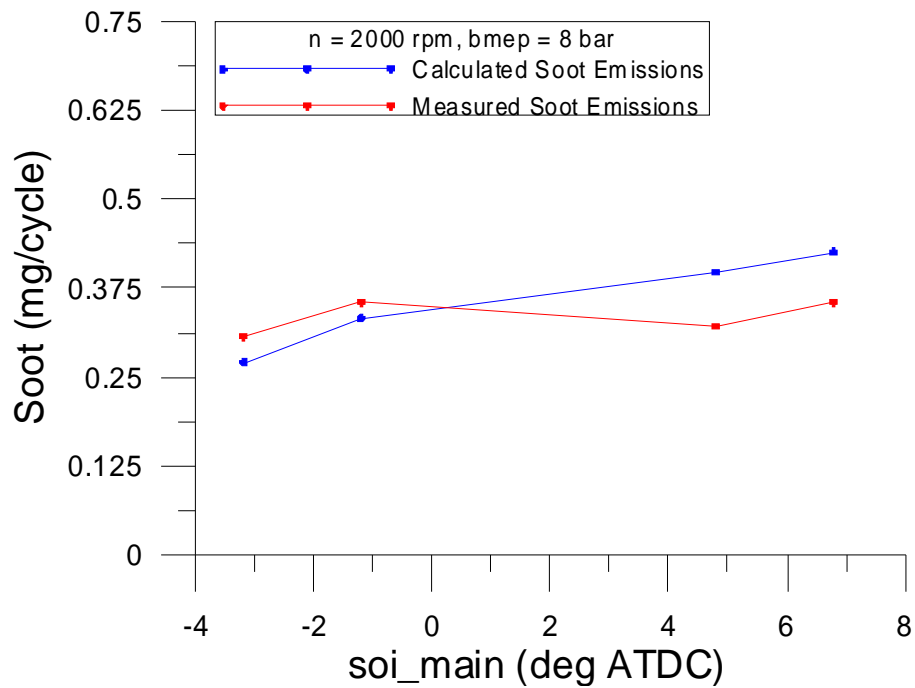
Στα σχήματα που ακολουθούν δίνεται η σύγκριση της μέγιστης πίεσης καύσης, των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης, καθώς και τα συγκριτικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα και διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για την μέγιστη και ελάχιστη μετρούμενη προπορεία έγχυσης καυσίμου (-3,2° μετά ANΣ, 6,8° μετά ANΣ).



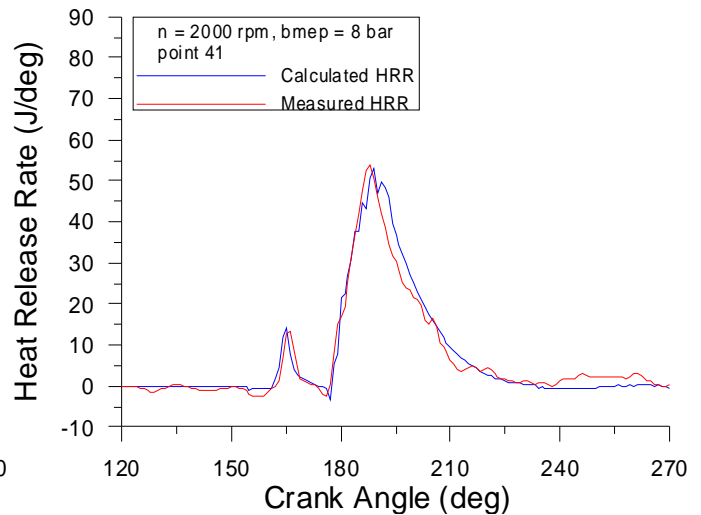
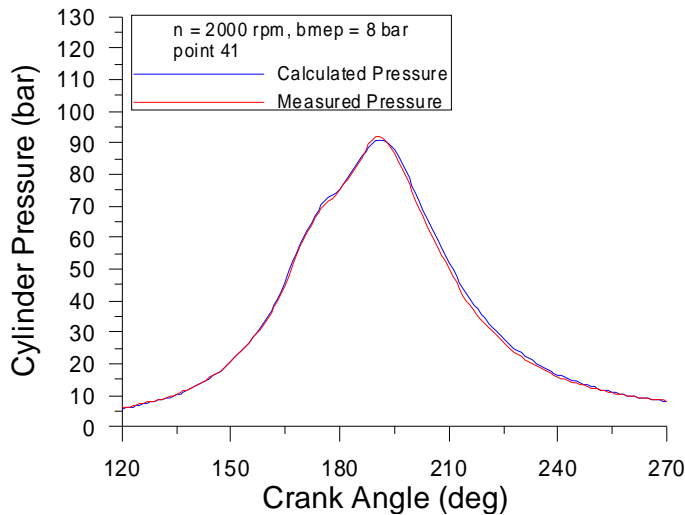
Σχήμα 44: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2000 rpm, 8 bar bmep



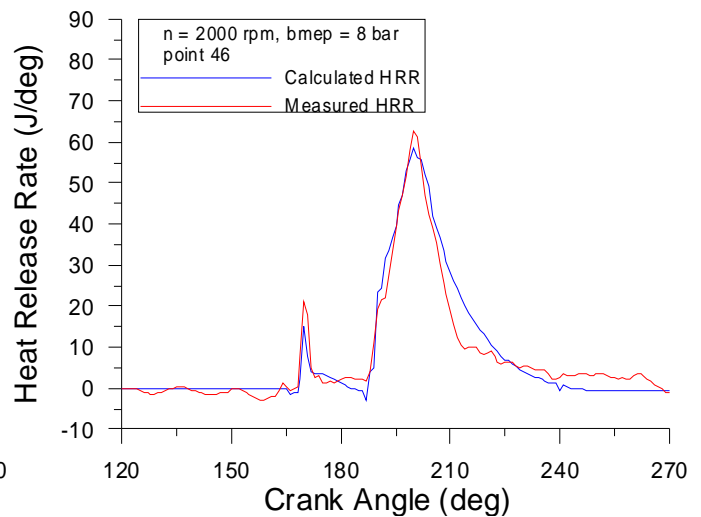
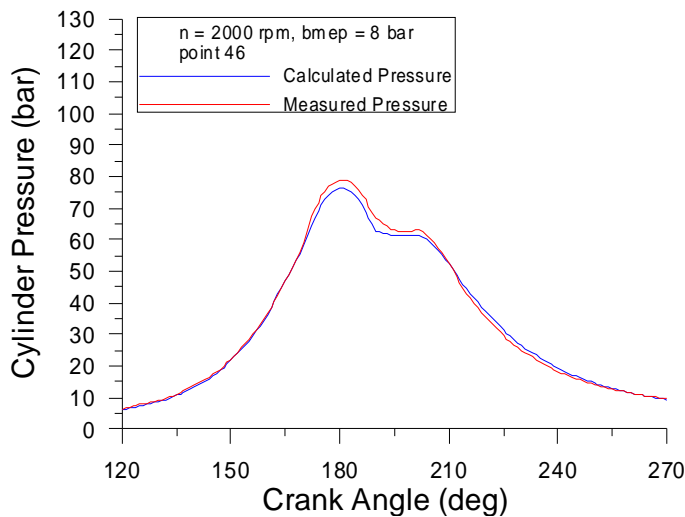
Σχήμα 45: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2000 rpm, 8 bar bmep



Σχήμα 46: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2000 rpm, 8 bar bmep



Σχήματα 47-48: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 41, 2000 rpm, 8 bar bmep, soi_main = -3,2° ATDC



Σχήματα 49-50: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 46, 2000 rpm, 8 bar bmep, soi_main = 6,8° ATDC

- Μέγιστη πίεση καύσης (Max Combustion Pressure): Παρατηρώντας κανείς το διάγραμμα της μεταβολής της μέγιστης πίεσης καύσης διακρίνει μια απόκλιση ανάμεσα στην μετρημένη και την υπολογισμένη τιμή, η οποία όμως παραμένει πρακτικά σταθερή σε όλο το μελετούμενο εύρος προπορείας έγχυσης. Το γεγονός ότι η απόκλιση παραμένει σταθερή είναι ενθαρρυντικό καθώς δείχνει ότι το υπολογιστικό μοντέλο προβλέπει σωστά την επίδραση που έχει η προπορεία έγχυσης καυσίμου στην μέγιστη πίεση καύσης.
- Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO): Σύμφωνα με τα όσα σημειώθηκαν στο κεφάλαιο 2, η αύξηση της προπορείας έγχυσης επιδρά αρνητικά στις εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου. Η τάση αυτή παρατηρείται στο διάγραμμα των μετρημένων και υπολογισμένων εκπομπών NO, καθώς και οι δύο καμπύλες εμφανίζουν μια πτώση

στην εκπομπή NO με την μείωση της προπορείας έγχυσης (δηλαδή με πιο καθυστερημένη έγχυση του καυσίμου). Οι μετρημένες και υπολογισμένες τιμές μάλιστα παρουσιάζουν πολύ μικρή απόκλιση μεταξύ τους (της τάξης των λίγων δεκάτων του mg ανά κύκλο).

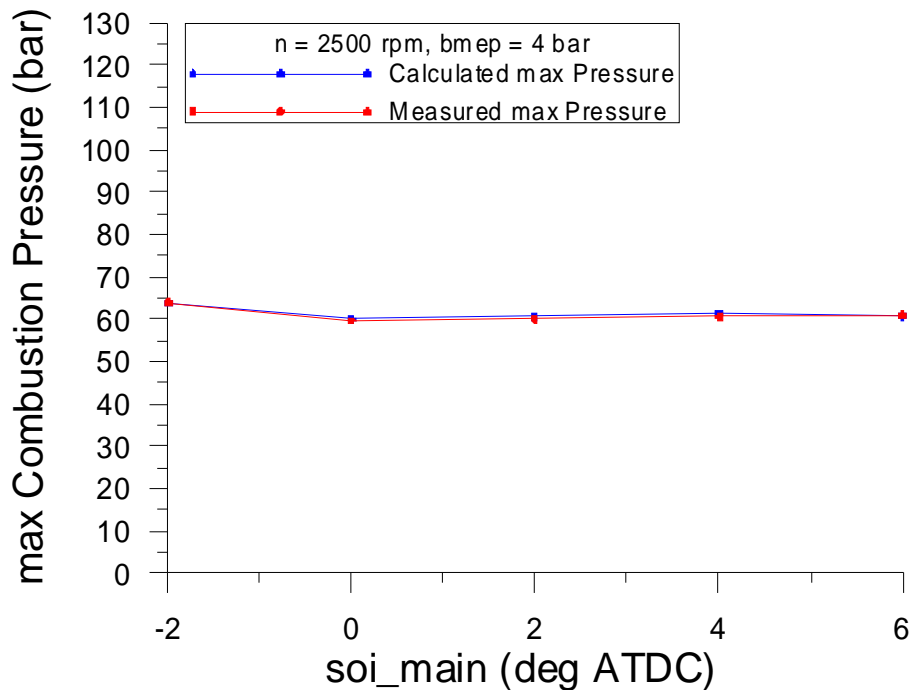
- Εκπομπές αιθάλης (soot): Η μετρημένη καμπύλη της εκπομπής αιθάλης εμφανίζει μια ελαφρά τάση αύξησης με την μείωση της προπορείας (το συμπέρασμα αυτό δεν αναιρείται από την παρουσία ενός σημείου, όπου παρατηρείται στιγμιαία μείωση της αιθάλης). Την τάση αυτή ακολουθεί και η υπολογισμένη καμπύλη εκπομπών αιθάλης με καλή ακρίβεια, καθώς οι μετρημένες και υπολογισμένες τιμές απέχουν μικρή απόσταση μεταξύ τους.

- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα: Το υπολογισμένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα για την περίπτωση 41 (soi_main = -3,2° μετά ANΣ) παρουσιάζει καλή σύμπτωση με το αντίστοιχο μετρημένο. Κάτι τέτοιο δεν συμβαίνει στην περίπτωση 46 (soi_main = 6,8° μετά ANΣ), όπου φαίνεται να έχει υποεκτιμηθεί το επίπεδο των πιέσεων εντός του κυλίνδρου. Η υποεκτίμηση αυτή είναι φανερή και στα δυναμοδεικτικά διαγράμματα των περιπτώσεων 42 και 45 που παρουσιάζονται στο παράρτημα. Η απόκλιση της υπολογισμένης από την πραγματική κατάσταση δεν είναι όμως τέτοια ώστε να μην μπορούν να αξιοποιηθούν οι μετρήσεις αυτές. Στα θετικά συγκαταλέγεται όμως η ικανότητα του μοντέλου να προβλέπει την χρονική στιγμή (εκφρασμένη σε μοίρες γωνίας στροφάλου) κατά την οποία εμφανίζεται η μέγιστη πίεση καύσης.

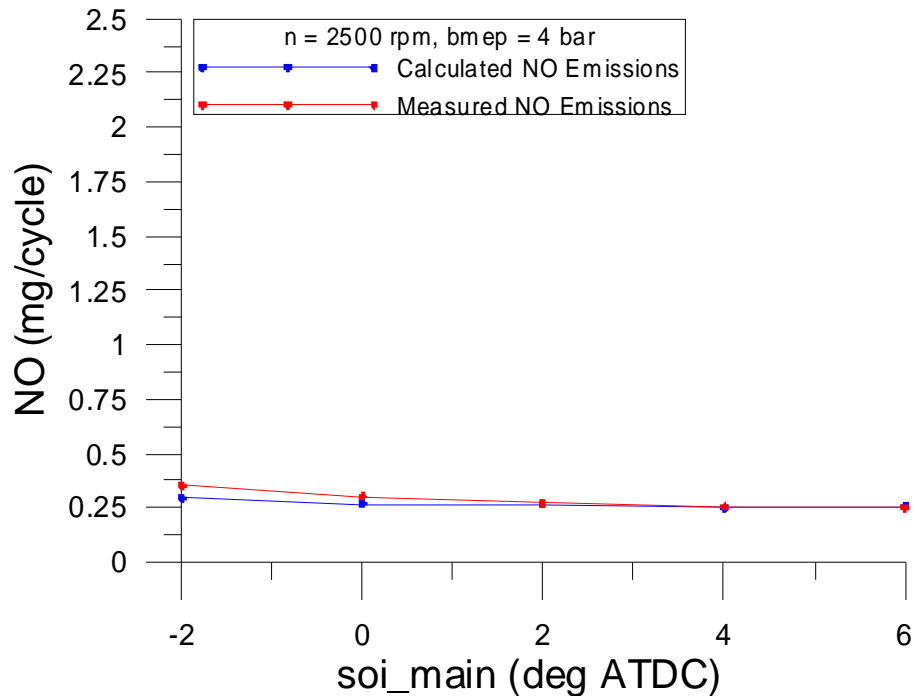
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate): Τα αποτελέσματα των υπολογισμένων διαγραμμάτων ρυθμού έκλυσης θερμότητας είναι σε καλή συμφωνία με τα αντίστοιχα μετρημένα διαγράμματα. Μπορεί κανείς όμως να παρατηρήσει μια ελαφρά υποεκτίμηση στον ρυθμό έκλυσης θερμότητας της πιλοτικής έγχυσης στην περίπτωση 46 (soi_main = 6,8° μετά ANΣ) η οποία παρατηρείται και στα σημεία 42, 45 (βλ. παράρτημα). Γενικά όμως οι αποκλίσεις δεν είναι τέτοιες ώστε να μπορούν να θεωρηθούν σημαντικές.

6.3.2. Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm

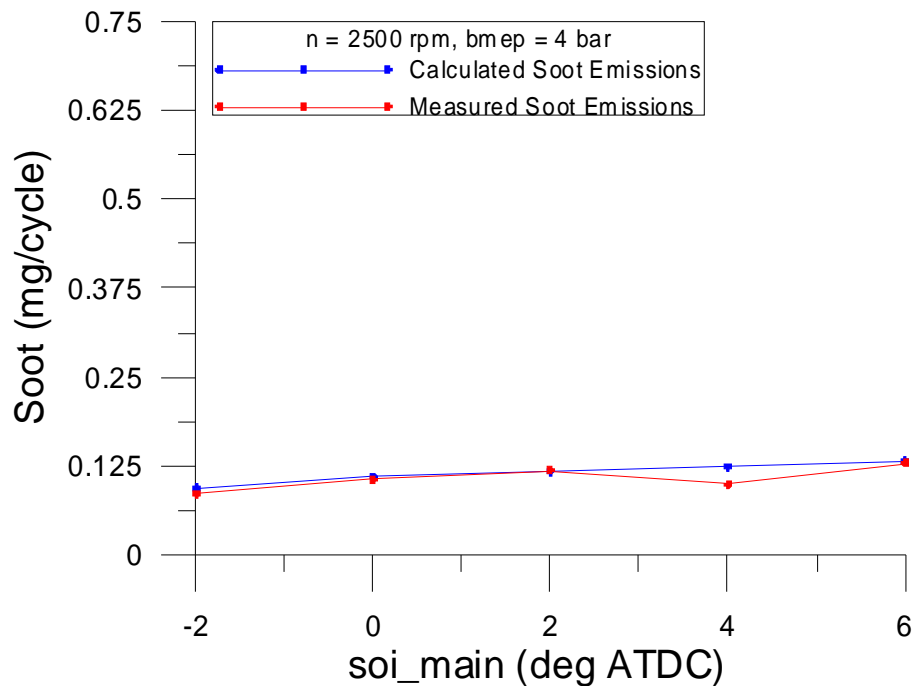
Στα σχήματα που ακολουθούν δίνεται η σύγκριση της μέγιστης πίεσης καύσης, των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης, καθώς και τα συγκριτικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα και διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για την μέγιστη και ελάχιστη μετρούμενη προπορεία έγχυσης καυσίμου (-2° μετά ΑΝΣ, 6° μετά ΑΝΣ).



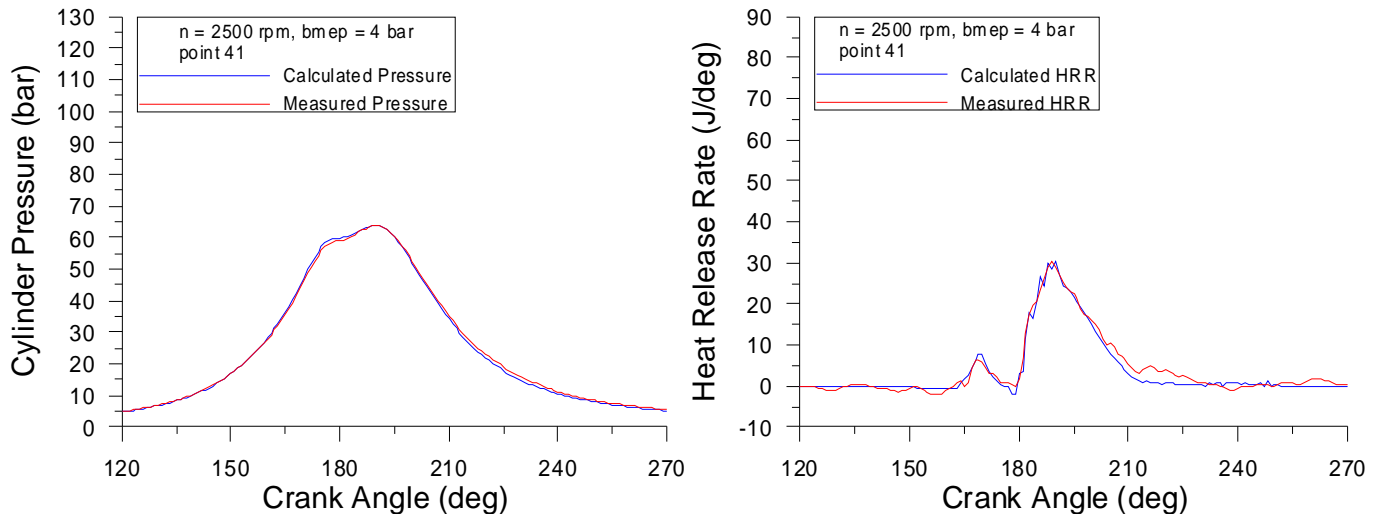
Σχήμα 51: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2500 rpm, 4 bar bmep



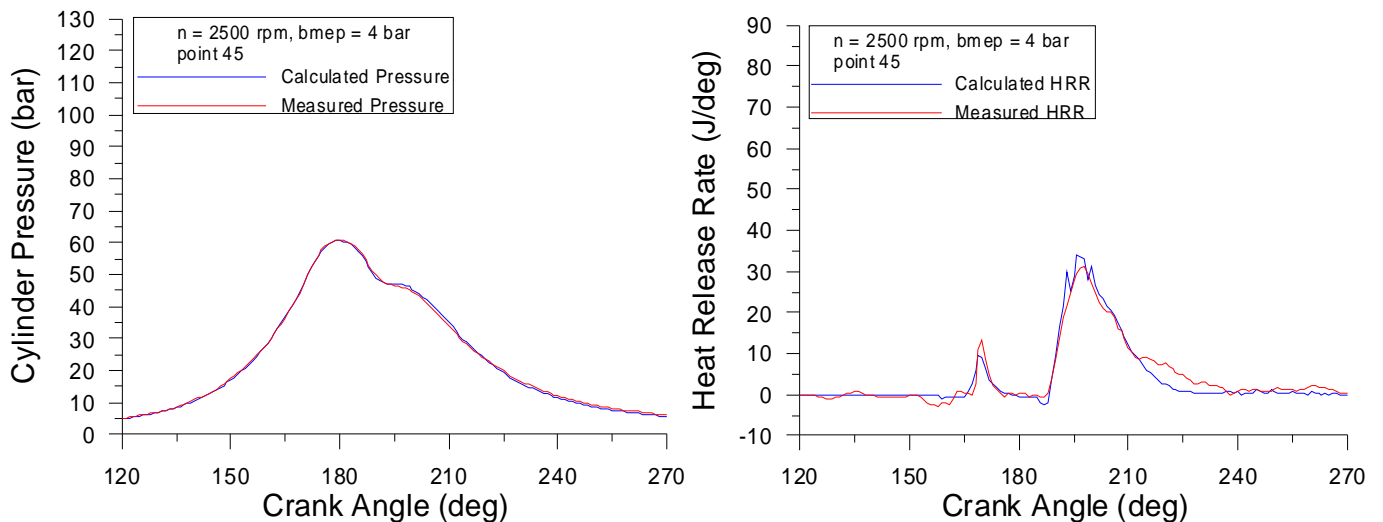
Σχήμα 52: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2500 rpm, 4 bar bmep



Σχήμα 53: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2500 rpm, 4 bar bmep



Σχήματα 54-55: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 41, 2500 rpm, 4 bar bmep, soi_main = -2,0° ATDC



Σχήματα 56-57: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 45, 2500 rpm, 4 bar bmep, soi_main = 6,0° ATDC

- Μέγιστη πίεση καύσης (Max Combustion Pressure): Το διάγραμμα της μέγιστης πίεσης καύσης φανερώνει την πολύ καλή συμφωνία που υπάρχει ανάμεσα στις υπολογισμένες και τις μετρημένες τιμές της μέγιστης πίεσης καύσης. Είναι λοιπόν φανερό ότι το μοντέλο προβλέπει ικανοποιητικά την επίδραση της προπορείας έγχυσης. Σε αυτό το σημείο, αξίζει να σημειωθεί ότι οι τιμές της μέγιστης πίεσης καύσης, παραμένουν σχετικά αμετάβλητες ως προς το μέγεθος, εμφανίζονται όμως σε διαφορετικές ‘χρονικές στιγμές’ πάνω στον άξονα της γωνίας στροφάλου.
- Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO): Παρατηρώντας το διάγραμμα των μετρημένων τιμών NO διακρίνεται μια ελαφρά τάση μείωσης τους με την μείωση της προπορείας έγχυσης. Η τάση παρουσιάζεται και στο διάγραμμα των υπολογισμένων τιμών, γεγονός ενθαρρυντικό για τον κώδικα. Μάλιστα, σημειώνεται ότι οι διαφορές

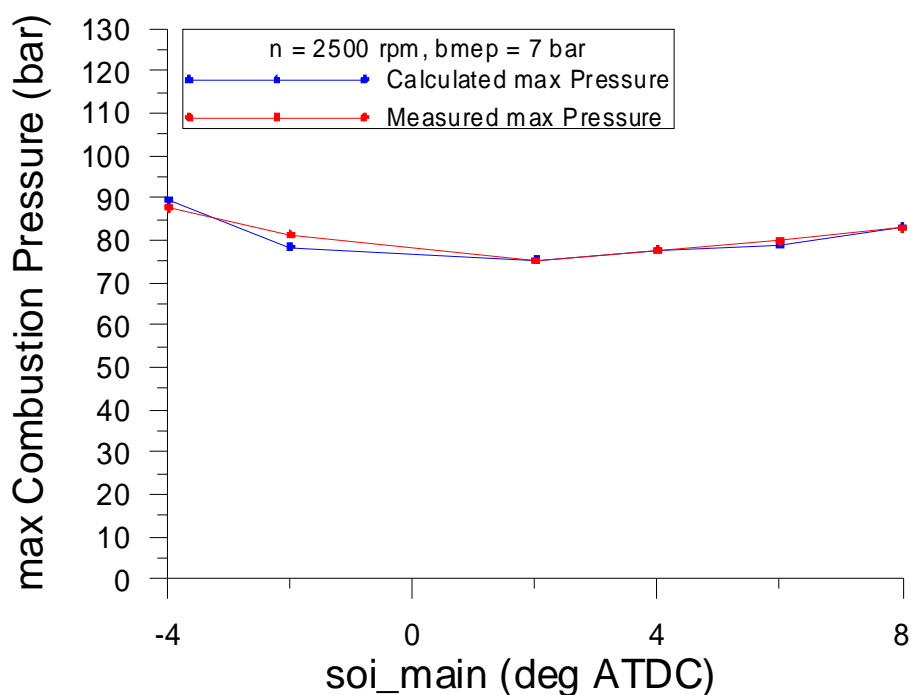
που εμφανίζονται ανάμεσα στα δύο διαγράμματα είναι εξαιρετικά μικρές, καθιστώντας την σύμπτωση των δύο διαγραμμάτων πολύ καλή.

- Εκπομπές αιθάλης (soot): Όπως αναμενόταν (με βάση τα όσα έχουν εκτεθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο), οι μετρημένες εκπομπές αιθάλης αυξάνονται με την μείωση της προπορείας έγχυσης. Η κατάσταση αυτή ισχύει και για τα αποτελέσματα που εξήγαγε ο υπολογιστικός κώδικας. Οι τιμές των δύο καμπυλών, μάλιστα, διαφέρουν πολύ λίγο σε όλο το εύρος των μετρήσεων. Ως εκ τούτου συμπεραίνουμε ότι η συμφωνία του κώδικα με την πραγματικότητα είναι πολύ καλή.
- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα: Όπως σημειώθηκε και προηγουμένως, ο κώδικας προβλέπει πολύ καλά την χρονική στιγμή κατά την οποία εμφανίζεται η μέγιστη πίεση καύσης. Γενικά η σύμπτωση της υπολογισμένης και της μετρημένης πίεσης εντός του κυλίνδρου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, μπορεί να θεωρηθεί πολύ καλή.
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate): Η συμφωνία μετρημένων και υπολογισμένων διαγραμμάτων Heat Release Rate είναι πολύ καλή, γεγονός που είναι εμφανές ακόμα και με μια πρόχειρη παρατήρηση τους. Η συμφωνία αυτή αφορά τόσο την κύρια έγχυση καυσίμου, όσο και την πιλοτική.

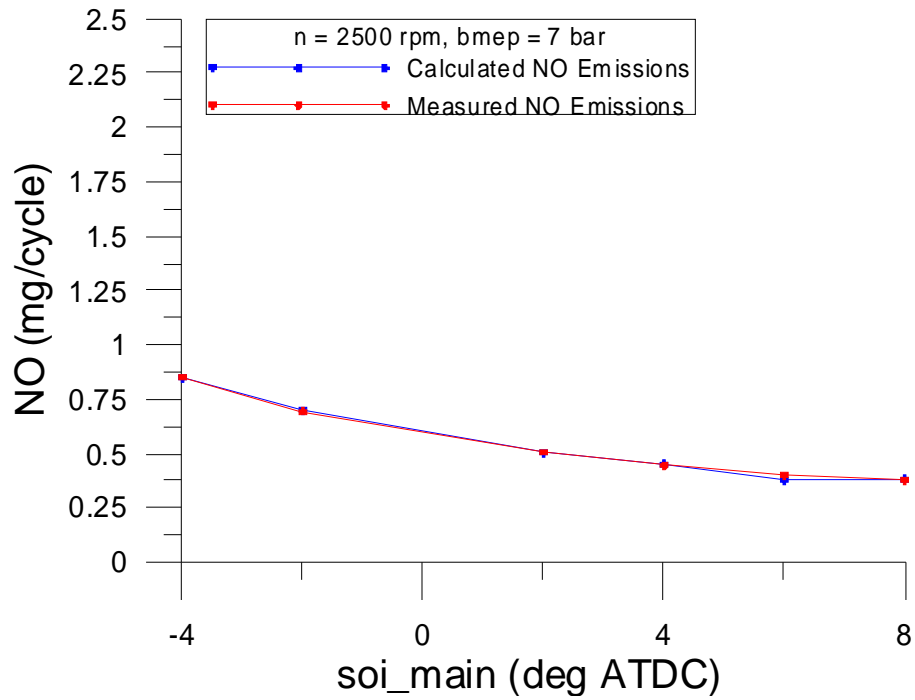
6.3.3. Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%) στις 2500 rpm

Στα σχήματα που ακολουθούν δίνεται η σύγκριση της μέγιστης πίεσης καύσης, των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης, καθώς και τα συγκριτικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα και διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για την μέγιστη και ελάχιστη μετρούμενη προπορεία έγχυσης καυσίμου (-4° μετά ANΣ, 8° μετά ANΣ).

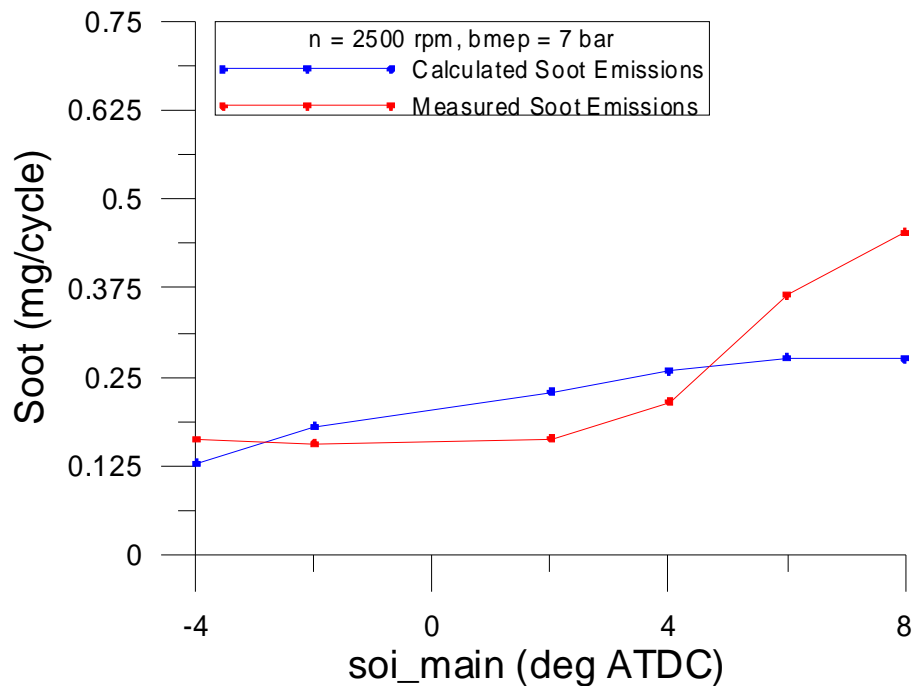
Στο σημείο αυτό, υπενθυμίζεται ότι παρατηρήθηκε έντονη μεταβολή στην πίεση υπερπλήρωσης του κινητήρα με την αλλαγή της προπορεία έγχυσης, λόγω της αλληλεπίδρασης αυτής με τον στρόβιλο. Η μεταβολή της πίεσης υπερπλήρωσης που παρατηρείται στο φορτίο των 7 bar bmep είναι αρκετά σημαντική, σε σημείο που τα συμπεράσματα που θα εξαχθούν στην συνέχεια να αφορούν την συνολική επίδραση μεταβολής προπορείας έγχυσης και μεταβολής υπερπλήρωσης. Σημειώνεται, όμως, ότι στην συνέχεια θα θεωρήσουμε ως μεταβλητή την προπορεία έγχυσης.



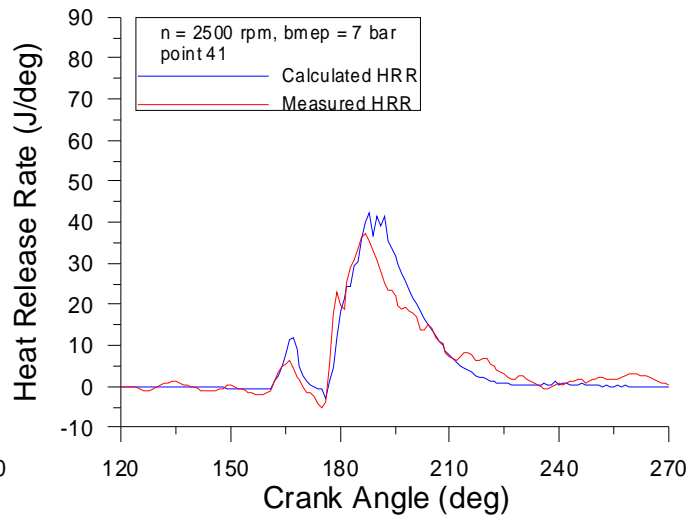
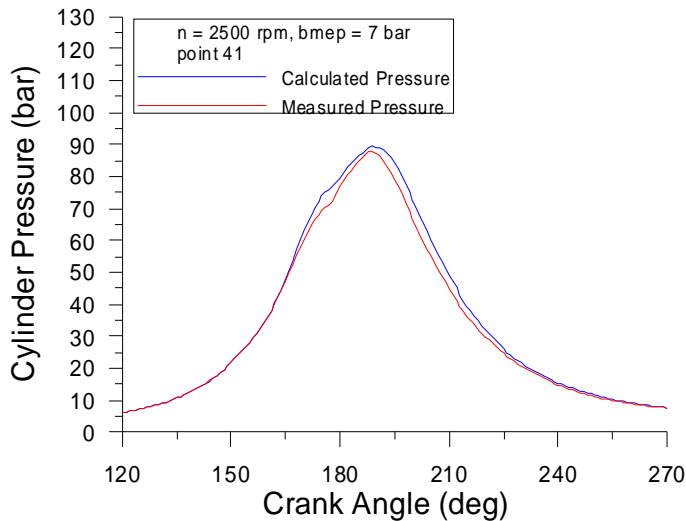
Σχήμα 58: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2500 rpm, 7 bar bmep



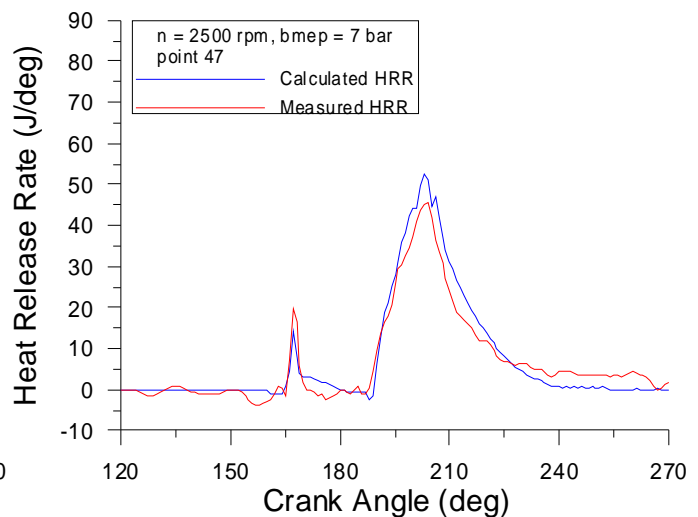
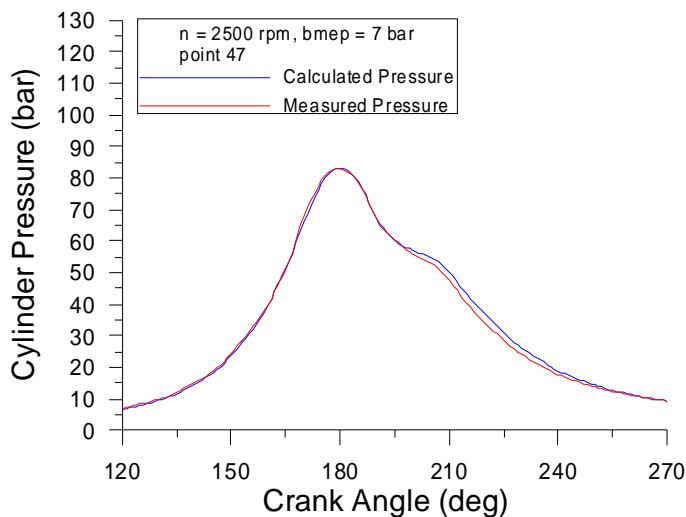
Σχήμα 59: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2500 rpm, 7 bar bmep



Σχήμα 60: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της προπορείας έγχυσης για 2500 rpm, 7 bar bmep



Σχήματα 61-62: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 41, 2500 rpm, 7 bar bmep, soi_main = -4,0° ATDC



Σχήματα 63-64: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 41, 2500 rpm, 7 bar bmep, soi_main = 8,0° ATDC

- Μέγιστη πίεση καύσης (Max Combustion Pressure): Η συνδυασμένη επίδραση της προπορείας καυσίμου και της πίεσης υπερπλήρωσης φαίνεται να προσομοιώνεται ικανοποιητικά, όσον αφορά τις μέγιστες πιέσεις καύσης, από το υπολογιστικό μοντέλο. Οι όποιες διαφορές παρουσιάζονται είναι αρκετά μικρές και δεν μπορούν να θεωρηθούν σημαντικές. Είναι εμφανές όμως από το διάγραμμα αυτό, ότι από κάποιο σημείο και μετά η αυξημένη πίεση υπερπλήρωσης διαδραματίζει σημαντικό ρόλο στην μέγιστη πίεση καύσης, καθώς παρατηρείται αύξηση της.
- Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO): Η σύμπτωση που παρατηρείται μεταξύ των μετρημένων και των υπολογισμένων τιμών NO είναι πολύ καλή, οδηγώντας μας στο συμπέρασμα ότι το μοντέλο μπορεί να προσομοιώσει πολύ καλά την συνδυασμένη δράση της προπορείας έγχυσης καυσίμου και της πίεσης υπερπλήρωσης, όσον αφορά την εκπομπή μονοξειδίου του αζώτου.

- Εκπομπές αιθάλης (soot): Το διάγραμμα των μετρημένων εκπομπών αιθάλης παρουσιάζει την αναμενόμενη αύξηση των εκπομπών αιθάλης με μείωση της προπορείας έγχυσης. Αντίθετα, το υπολογισμένο διάγραμμα, να μεν παρουσιάζει αύξηση των εκπομπών αιθάλης (με μείωση της προπορείας έγχυσης), δεν ακολουθεί όμως την κλίση της μετρημένης καμπύλης. Το γεγονός αυτό ενδεχομένως να οφείλεται στην επίδραση που έχει η πίεση υπερπλήρωσης, η αύξηση της οποίας τείνει να μειώσει τις εκπομπές αιθάλης. Η προσομοίωση όμως του μηχανισμού σχηματισμού αιθάλης μπορεί να θεωρηθεί συνολικά επιτυχής, γιατί το ερώτημα που απασχολεί την διπλωματική αυτή εργασία είναι το εάν μπορεί το υπολογιστικό μοντέλο να προβλέψει ικανοποιητικά την επίδραση της μεταβολής μιας παραμέτρου τη φορά.
- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα: Τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα για την συνδυασμένη μεταβολή της προπορείας έγχυσης καυσίμου και της πίεσης υπερπλήρωσης, παρουσιάζουν μια καλή συμφωνία μεταξύ μετρημένης και πραγματικής κατάστασης. Ακόμα και το υπολογισμένο δυναμοδεικτικό διάγραμμα για την περίπτωση 41 ($soi_{main} = -4^\circ$ μετά ΑΝΣ), που παρουσιάζει μια σχετική υπερεκτίμηση της πίεσης εντός του κυλίνδρου σε σχέση με την πραγματική κατάσταση, μπορεί να θεωρηθεί ικανοποιητικό.
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate): Τα υπολογισμένα διαγράμματα Heat Release Rate για τις περιπτώσεις 41 ($soi_{main} = -4^\circ$ μετά ΑΝΣ) και 47 ($soi_{main} = 8^\circ$ μετά ΑΝΣ) παρουσιάζουν μια ελαφρά υπερεκτίμηση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας σε σχέση με τα αντίστοιχα μετρημένα. Η υπερεκτίμηση αυτή, δεν είναι όμως τέτοιου μεγέθους, ώστε να μπορεί να θεωρηθεί ιδιαίτερα σημαντική. Αξίζει όμως να σημειωθεί ότι τα αντίστοιχα διαγράμματα για τις περιπτώσεις 42, 44, 45, 46 που παρουσιάζονται στο παράρτημα παρουσιάζουν καλύτερη σύμπτωση ανάμεσα στην υπολογισμένη και την πραγματική κατάσταση.

6.3.4. Αξιολόγηση του Πολυζωνικού Μοντέλου ως προς την Πρόβλεψη της Επίδρασης της Προπορείας Έγχυσης Καυσίμου

Από τα διαγράμματα και τα συμπεράσματα που έχουν εξαχθεί από την μελέτη των διαγραμμάτων για τα διάφορα φορτία, μπορούμε να αξιολογήσουμε σε πρώτη φάση την λειτουργία του μοντέλου σε σχέση με τις διάφορες τιμές της προπορείας έγχυσης.

- Μέγιστη πίεση καύσης (Max Combustion Pressure): Το πολυζωνικό μοντέλο ανταποκρίθηκε ικανοποιητικά στην εκτίμηση της τάσης μεταβολής της μέγιστης

πίεσης καύσης, ακόμα και στην περίπτωση όπου έπρεπε να συνυπολογίσει την συνδυασμένη επίδραση της προπορείας έγχυσης και της πίεσης υπερπλήρωσης.

- Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO): Και στα τρία εξεταζόμενα φορτία, ο υπολογιστικός κώδικας κατάφερε να ‘αντιληφθεί’ την τάση μεταβολής των εκπομπών του μονοξειδίου του αζώτου συναρτήσει της προπορείας έγχυσης. Οι προβλέψεις του, μάλιστα, ήταν αρκετά ακριβείς, ώστε να μπορεί να εκτιμήσει και την συνδυασμένη επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης και της πίεσης υπερπλήρωσης, στην περίπτωση των 7 bar bmer.
- Εκπομπές αιθάλης (soot): Η προσομοίωση του μηχανισμού σχηματισμού της αιθάλης έγινε με επιτυχία και στην προκειμένη περίπτωση. Η ακρίβεια μπορεί να μην είναι τόσο μεγάλη όσο στην περίπτωση των εκπομπών NO, δεν παύει όμως να είναι καλή. Στην περίπτωση των 7 bar bmer παρουσιάστηκαν οι μεγαλύτερες αποκλίσεις, οι οποίες όμως ενδέχεται να οφείλονται στην μεταβολή της πίεσης υπερπλήρωσης. Δεν πρέπει να λησμονούμε όμως, ότι όπως σημειώθηκε και προηγουμένως, σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η αξιολόγηση της δυνατότητας της προσομοίωσης να προβλέπει την επίδραση μιας παραμέτρου.
- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα: Τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα στην προκειμένη περίπτωση δεν παρείχαν την ίδια καλή σύμπτωση που είχε παρατηρηθεί για τις άλλες παραμέτρους λειτουργίας. Δεν πρέπει όμως να λησμονούμε ότι σε κάθε περίπτωση παρουσιαζόταν την σωστή ‘χρονική στιγμή’ η μέγιστη πίεση καύσης σε αυτά.
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate): Τα διαγράμματα Heat Release Rate παρουσίασαν ιδιαίτερα ενθαρρυντικά αποτελέσματα τόσο στον ρυθμό έκλυσης θερμότητας (τόσο για την κύρια όσο και για την πιλοτική έγχυση), όσο και στον προσδιορισμό της χρονικής στιγμής έναυσης του μείγματος αέρα-καυσίμου. Το γεγονός αυτό καταδεικνύει την σωστή εκτίμηση του συντελεστή καθυστέρησης ανάφλεξης. Οι μόνες αποκλίσεις, παρουσιάστηκαν στις περιπτώσεις 41 και 47 για μέση πραγματική πίεση 7 bar. Παρ’αυτά, είναι πιθανό οι αποκλίσεις αυτές να οφείλονται στην συνδυασμένη επίδραση της μεταβολής της προπορείας έγχυσης και της μεταβολής της πίεσης υπερπλήρωσης.

Συνολικά, μπορεί να ειπωθεί ότι το υπολογιστικό μοντέλο εκτιμά σε αρκετά καλό βαθμό την επίδραση που έχει η μεταβολή της προπορείας έγχυσης καυσίμου, τόσο στην απόδοση του κινητήρα, όσο και στην εκπομπή ρύπων από αυτόν.

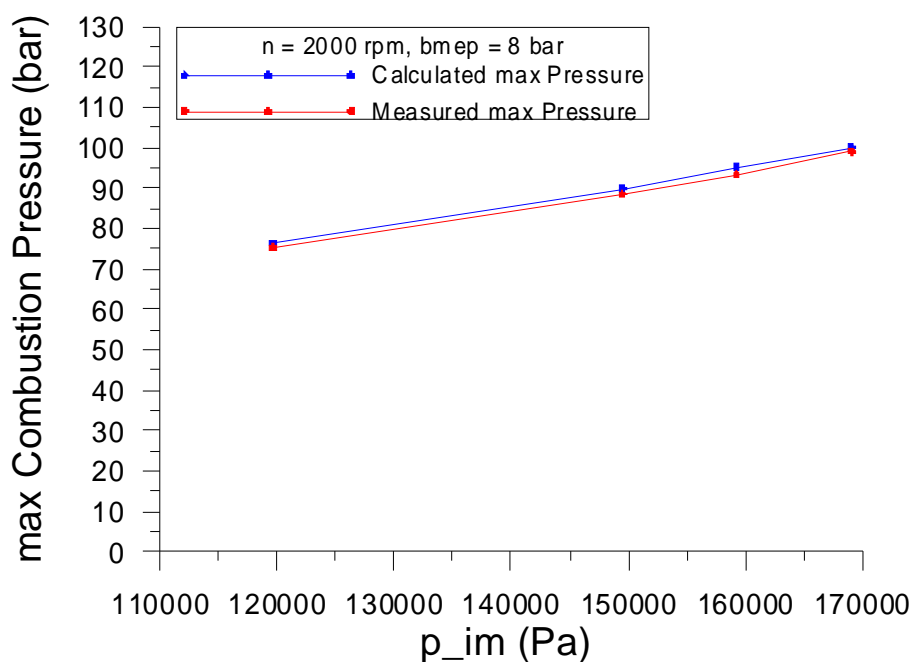
6.4. Επίδραση Πίεσης Υπερπλήρωσης

Στη συνέχεια εξετάζεται η επίδραση που έχει η πίεση υπερπλήρωσης στην μέγιστη πίεση καύσης (στην περίπτωση των μετρήσεων, η τιμή αυτή προκύπτει από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα) και στις εκπομπές ρύπων.

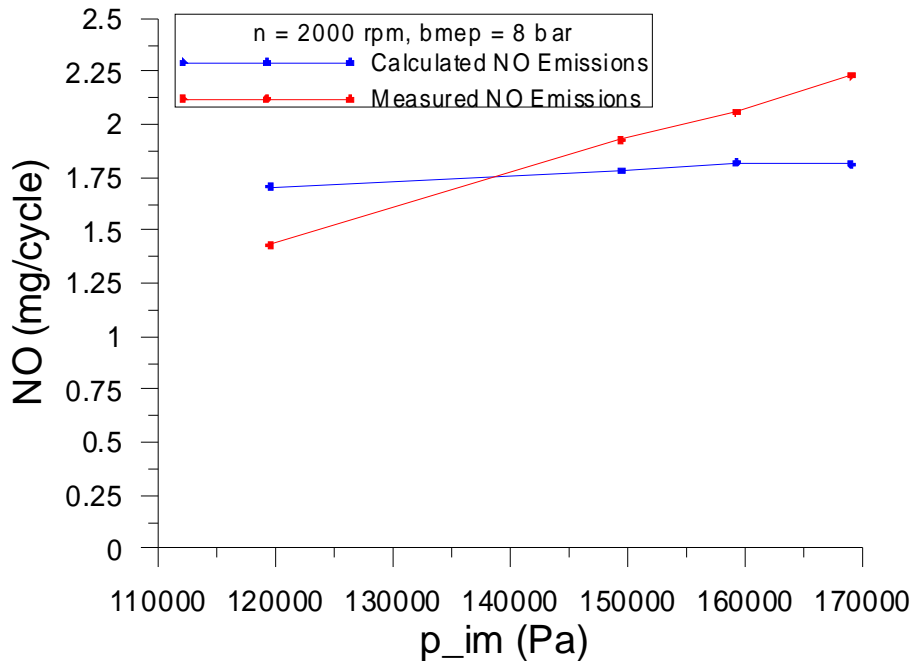
Για τις τιμές που σημειώνονται στον άξονα p_{im} , πρέπει να τονισθεί ότι αναφέρονται στην πίεση που επικρατεί στον αγωγό εισαγωγής και όχι στις τιμές της πίεσης που εισήχθησαν ως δεδομένο στον υπολογιστικό κώδικα (που αφορούσαν την καλύτερη δυνατή προσομοίωση του υπολογισμένου δυναμοδεικτικού διαγράμματος στο αντίστοιχο μετρημένο).

6.4.1. Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm

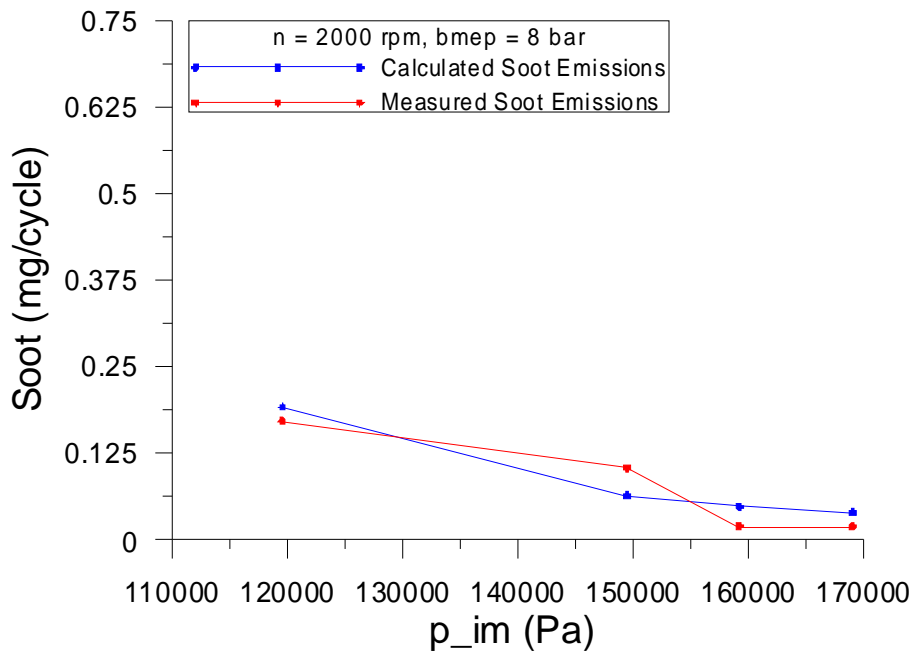
Στα σχήματα που ακολουθούν δίνεται η σύγκριση της μέγιστης πίεσης καύσης, των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης, καθώς και τα συγκριτικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα και διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για την μέγιστη και ελάχιστη μετρούμενη τιμή της πίεσης υπερπλήρωσης (1,69 bar, 1,20 bar).



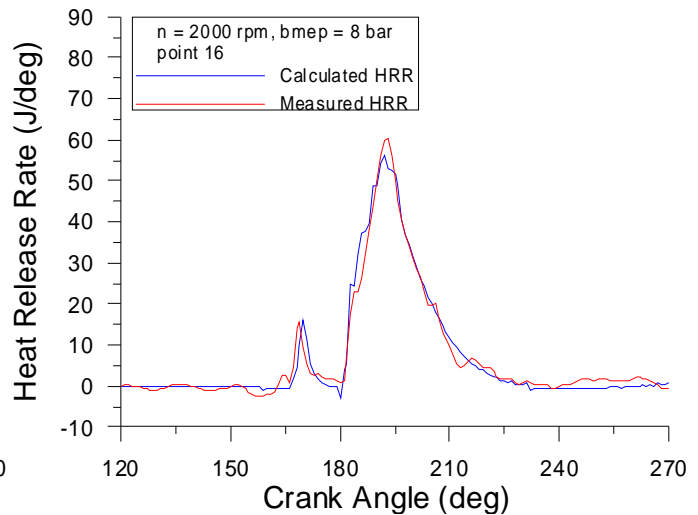
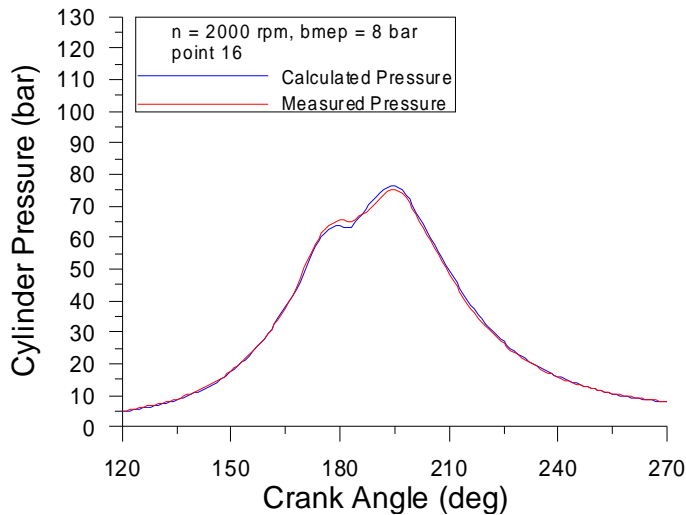
Σχήμα 65: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2000 rpm, 8 bar bmep



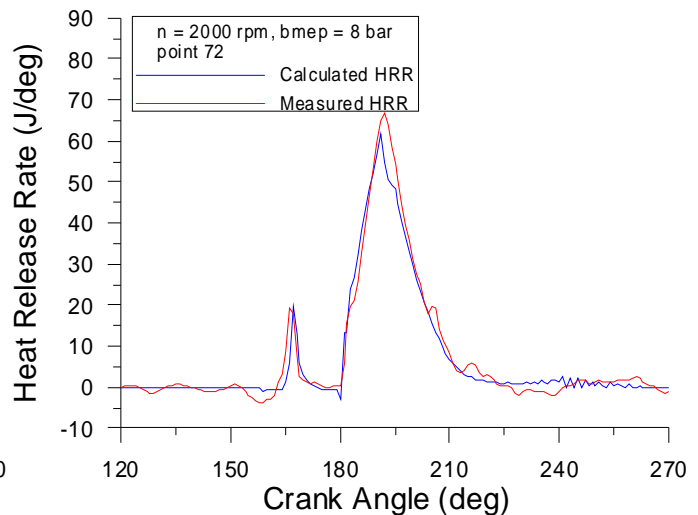
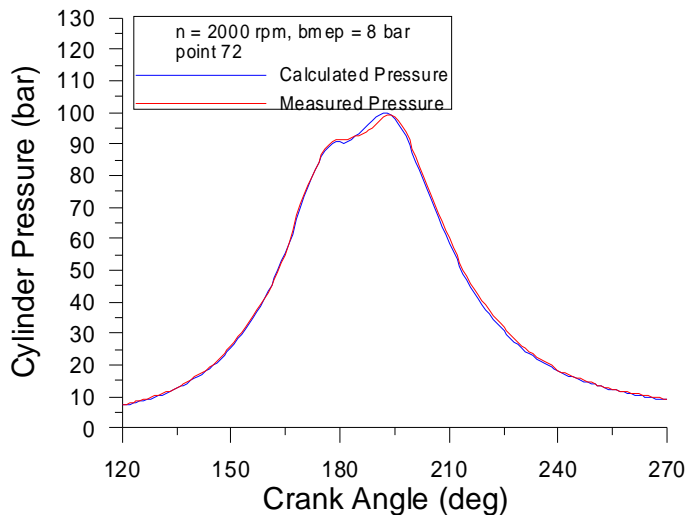
Σχήμα 66: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2000 rpm, 8 bar bmep



Σχήμα 67: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2000 rpm, 8 bar bmep



Σχήματα 68-69: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 16, 2000 rpm, 8 bar bmep, $p_{im} = 119600$ Pa



Σχήματα 70-71: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 72, 2000 rpm, 8 bar bmep, $p_{im} = 169020$ Pa

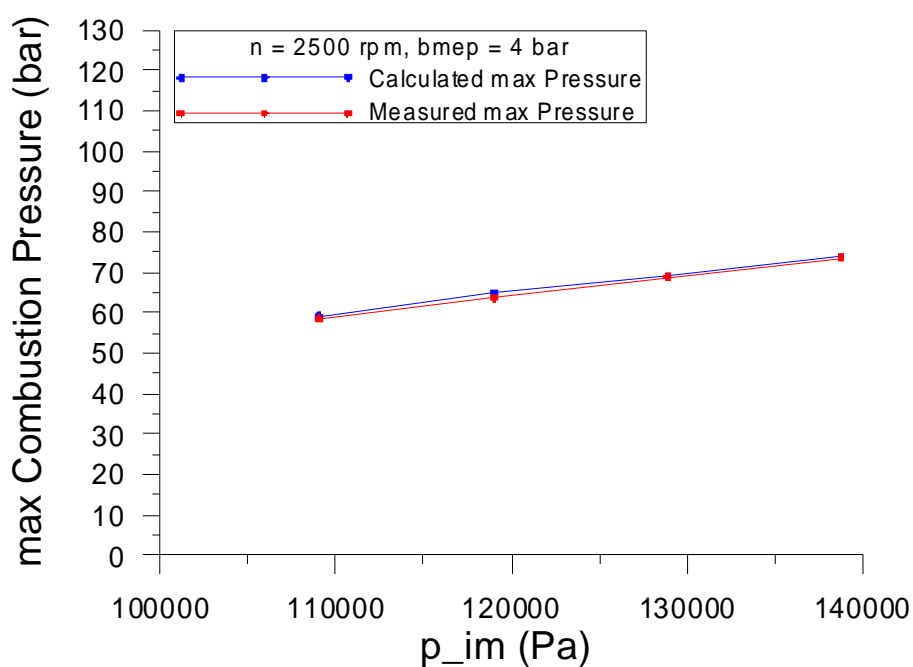
- Μέγιστη πίεση καύσης (Max Combustion Pressure): Από τα διαγράμματα μέγιστης πίεσης καύσης μπορεί κανείς εύκολα να συμπεράνει ότι το πολυζωνικό μοντέλο αντιλαμβάνεται σε πολύ καλό βαθμό την τάση αύξησης της μέγιστης πίεσης καύσης που εμφανίζεται για αυξημένες τιμές της πίεσης υπερπλήρωσης. Το συμπέρασμα αυτό, άλλωστε, είναι αναμενόμενο.
- Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO): Η μελέτη του υπολογισμένου διαγράμματος εκπομπής NO φανερώνει μια απόκλιση ανάμεσα στις υπολογισμένες εκπομπές NO και την πραγματική κατάσταση. Η απόκλιση αυτή δεν αφορά την απόλυτη διαφορά μεταξύ πραγματικών και υπολογισμένων τιμών (η οποία κινείται σε χαμηλά επίπεδα στο υπό μελέτη εύρος της πίεσης υπερπλήρωσης), αλλά την διαφορά κλίσης που παρουσιάζουν οι δύο καμπύλες. Σε κάθε περίπτωση απομένει να διερευνηθεί η πραγματική αιτία για αυτήν τη διαφοροποίηση μεταξύ της

προβλεπόμενης και της πραγματικής επίδρασης της πίεσης εισαγωγής στις εκπομπές NO στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας.

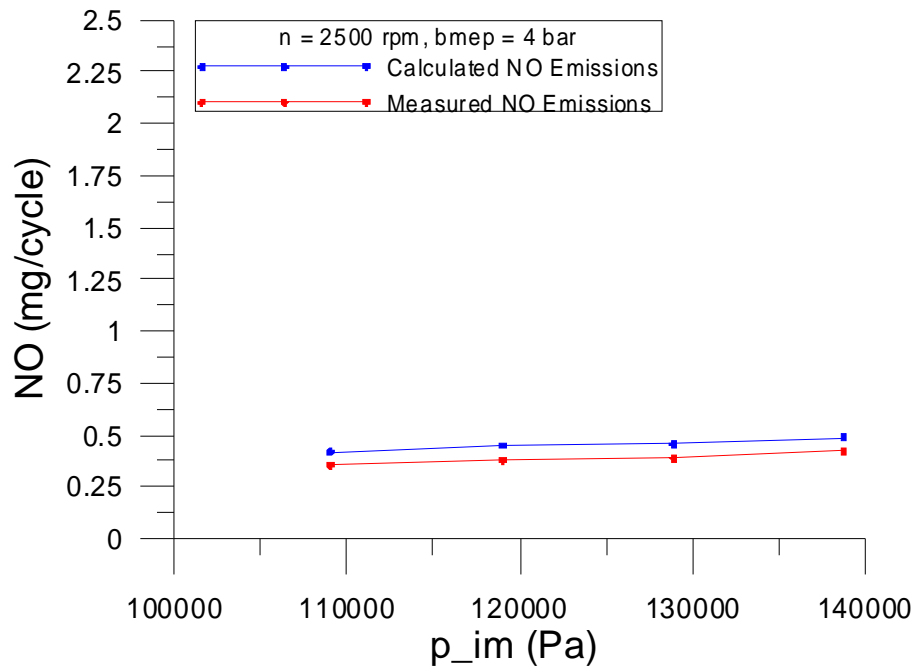
- Εκπομπές αιθάλης (soot): Η αναμενόμενη πτώση που παρουσιάζεται στις μετρημένες τιμές εκπομπής αιθάλης (με την αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης), ακολουθείται σε καλό βαθμό από την υπολογισμένη καμπύλη εκπομπών αιθάλης. Είναι χαρακτηριστικό εξ'άλλου, ότι οι απόλυτες διαφορές ανάμεσα στις δύο καμπύλες που παρουσιάζονται στο διάγραμμα είναι ιδιαίτερα χαμηλές.
- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα: Η σύγκριση των μετρημένων και υπολογισμένων δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων για τις περιπτώσεις 16 ($p_{im} = 1,20$ bar) και 72 ($p_{im} = 1,69$ bar) φανερώνουν μια πολύ καλή σύμπτωση μεταξύ της υπολογισμένης και της πραγματικής κατάστασης. Παρατηρείται επίσης και μεγάλη διαφορά στη μορφή των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων εξ'ατίας της επίδρασης της μεταβολής της πίεσης υπερπλήρωσης που παρουσιάζεται.
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate): Σε πρώτη ανάλυση παρατηρείται μια γενικά καλή συμφωνία μεταξύ των διαγραμμάτων ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Παρατηρείται βέβαια, μια χρονική απόκλιση μεταξύ του υπολογισμένου και μετρημένου ρυθμού έκλυσης θερμότητας, χωρίς όμως αυτή να είναι ιδιαίτερα σημαντική. Παράλληλα, είναι εμφανής και η αύξηση στην μέγιστη τιμή του ρυθμού έκλυσης θερμότητας για αυξημένες τιμές της πίεσης υπερπλήρωσης.

6.4.2. Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm

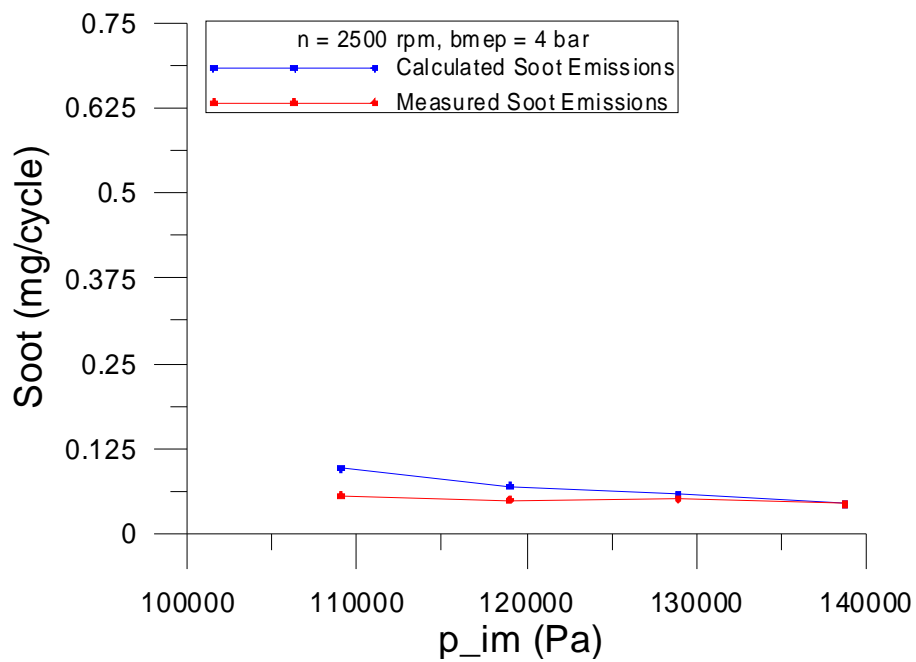
Στα σχήματα που ακολουθούν δίνεται η σύγκριση της μέγιστης πίεσης καύσης, των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης, καθώς και τα συγκριτικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα και διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για την μέγιστη και ελάχιστη μετρούμενη τιμή της πίεσης υπερπλήρωσης (1,39 bar, 1,09 bar).



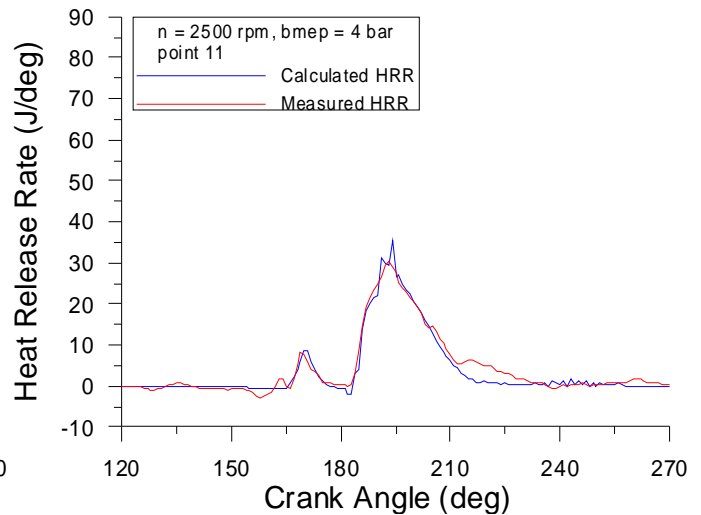
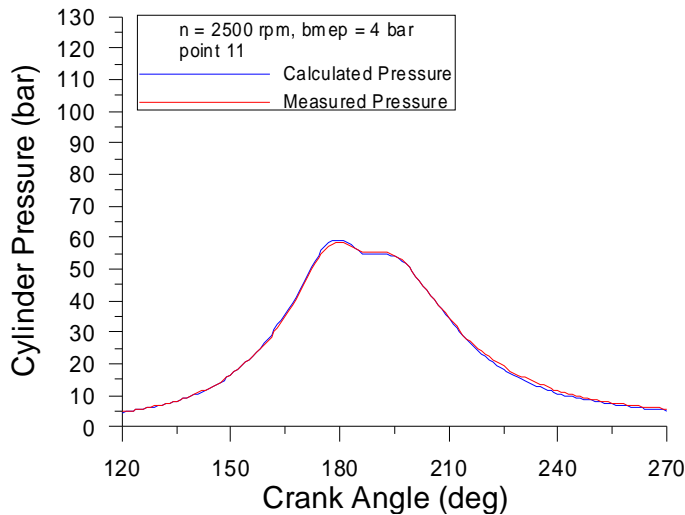
Σχήμα 72: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2500 rpm, 4 bar bmep



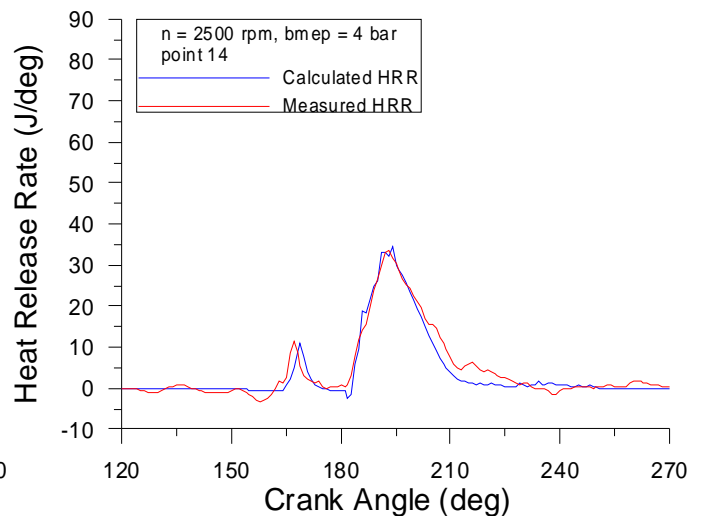
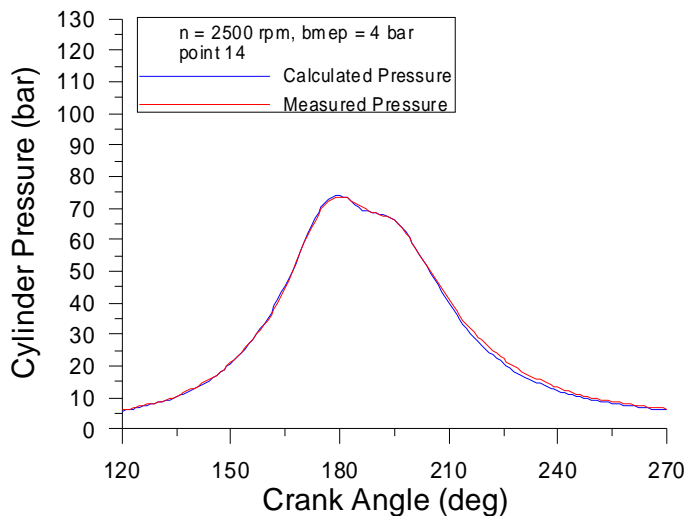
Σχήμα 73: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2500 rpm, 4 bar bmep



Σχήμα 74: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2500 rpm, 4 bar bmep



Σχήματα 75-76: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 11, 2500 rpm, 4 bar bmep, $p_{im} = 109050$ Pa



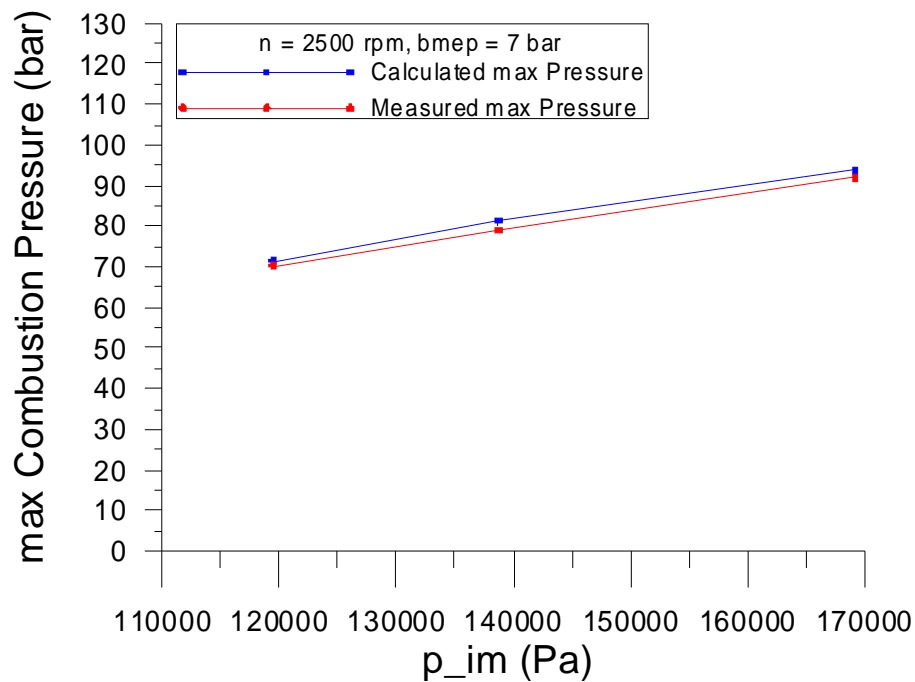
Σχήματα 77-78: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 14, 2500 rpm, 7 bar bmep, $p_{im} = 138770$ Pa

- Μέγιστη πίεση καύσης (Max Combustion Pressure): Παρατηρείται εκ νέου η ικανοποιητική πρόβλεψη των μέγιστων πιέσεων καύσης που παρουσιάστηκε και στο προηγούμενο φορτίο. Τόσο η μετρημένη όσο και η υπολογισμένη καμπύλη ακολουθούν την αναμενόμενη τάση αύξησης της μέγιστης πίεσης καύσης συναρτήσει της αύξησης της πίεσης υπερπλήρωσης.
- Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO): Οι κλίσεις των δύο καμπυλών (υπολογισμένης και μετρημένης) εκπομπής NO μπορούν με καλή ακρίβεια να θεωρηθούν ίσες. Το μοντέλο δηλαδή αντιλαμβάνεται ικανοποιητικά την τάση αύξησης που παρουσιάζουν οι εκπομπές NO με αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης. Μάλιστα, η ακρίβεια του μοντέλου είναι τέτοια, ώστε η μέγιστη απόκλιση υπολογισμένων και μετρημένων τιμών να είναι μικρότερη του ενός δεκάτου του mg ανά κύκλο λειτουργίας.

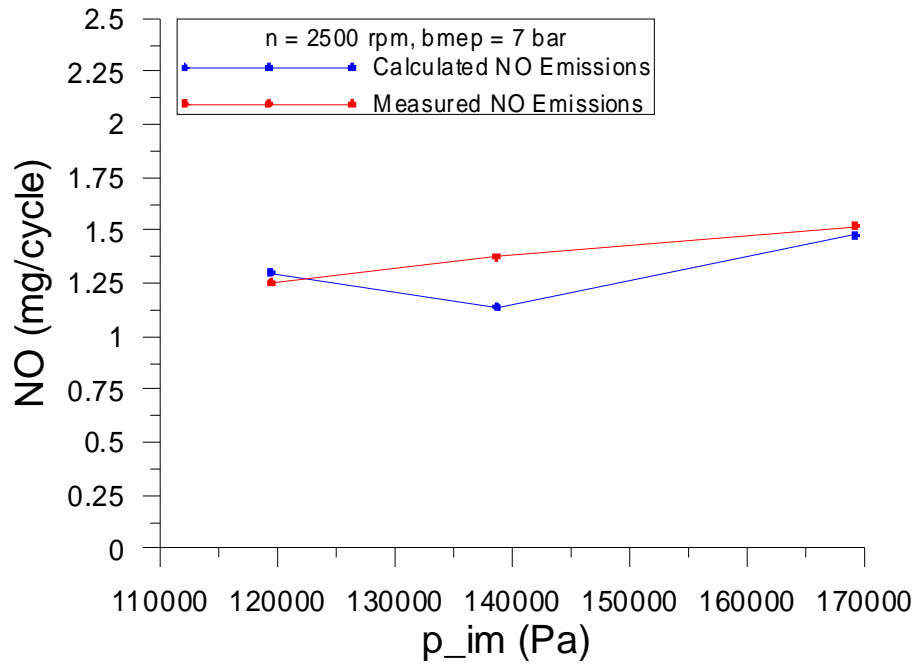
- Εκπομπές αιθάλης (soot): Σύμφωνα με την ανάλυση του κεφαλαίου 2, η αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης λειτουργεί εν γένει ευεργετικά στην εκπομπή αιθάλης. Αυτή η τάση σκιαγραφείται και από την υπολογισμένη καμπύλη εκπομπών αιθάλης. Σημειώνεται επίσης ότι η απόκλιση μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης είναι σε κάθε περίπτωση χαμηλότερη από 0,05 mg ανά κύκλο.
- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα: Η σύμπτωση μετρημένου και υπολογισμένου δυναμοδεικτικού διαγράμματος για τις περιπτώσεις 11 και 14 μπορεί σε κάθε περίπτωση να χαρακτηριστεί ως πολύ καλή. Φαίνεται επίσης και η επίδραση που έχει η πίεση υπερπλήρωσης στην μορφή του δυναμοδεικτικού διαγράμματος, καθώς υψηλότερη υπερπλήρωση οδηγεί σε υψηλότερες πιέσεις εντός του κυλίνδρου.
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate): Τα μετρημένα και υπολογισμένα διαγράμματα Heat Release Rate παρουσιάζουν μια καλή συμφωνία μεταξύ τους, ενώ παρατηρείται ότι η αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης συνοδεύεται και από αύξηση της μέγιστης τιμής του ρυθμού έκλυσης θερμότητας.

6.4.3. Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%) στις 2500 rpm

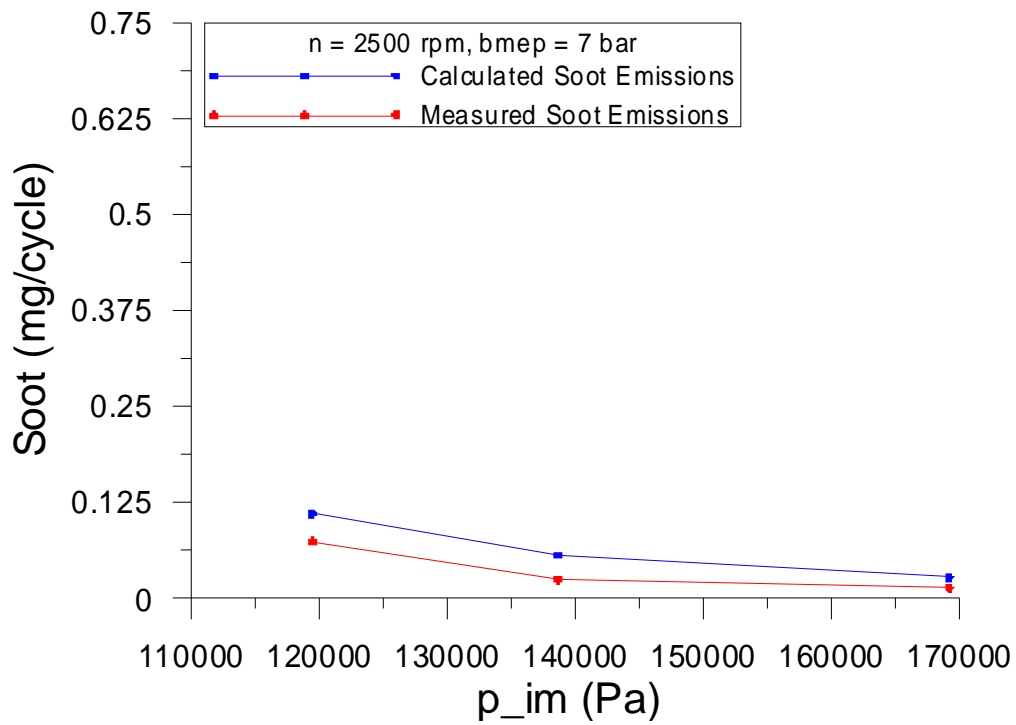
Στα σχήματα που ακολουθούν δίνεται η σύγκριση της μέγιστης πίεσης καύσης, των εκπομπών μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης, καθώς και τα συγκριτικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα και διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για την μέγιστη και ελάχιστη μετρούμενη τιμή της πίεσης υπερπλήρωσης (1,69 bar, 1,19 bar).



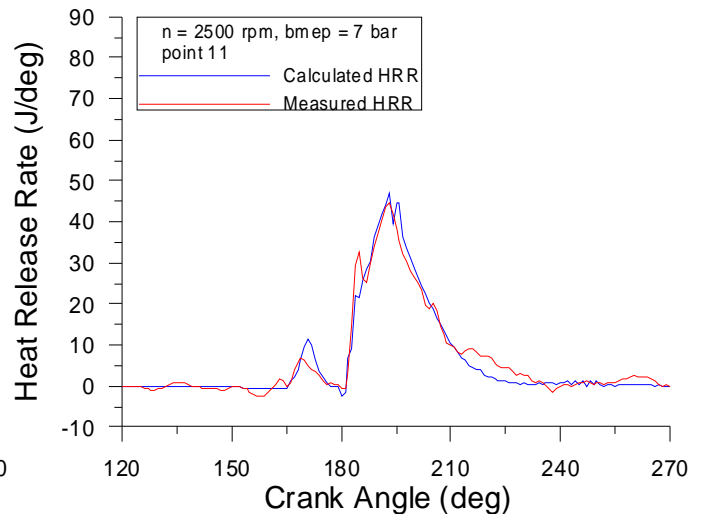
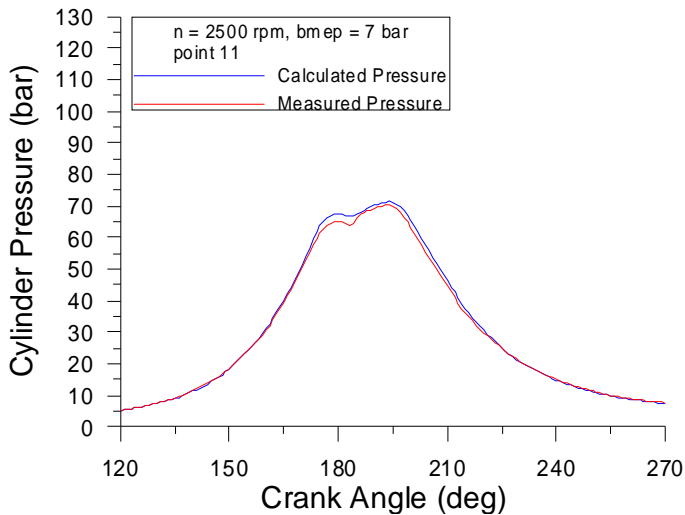
Σχήμα 79: Μεταβολή μετρημένης και υπολογισμένης μέγιστης πίεσης καύσης, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2500 rpm, 7 bar bmep



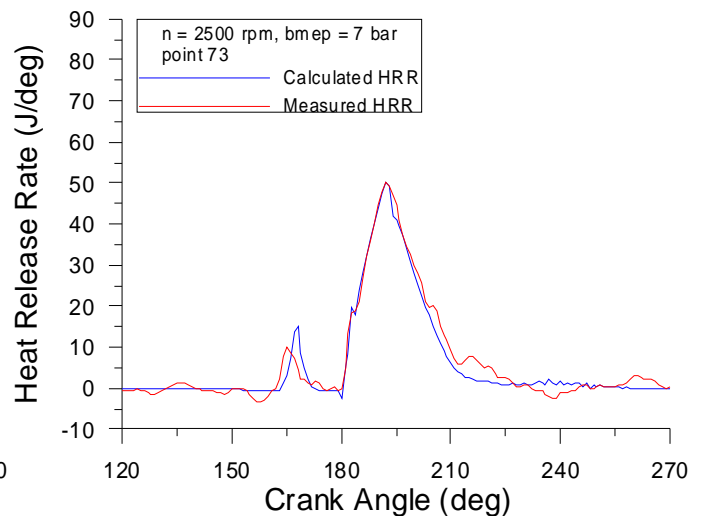
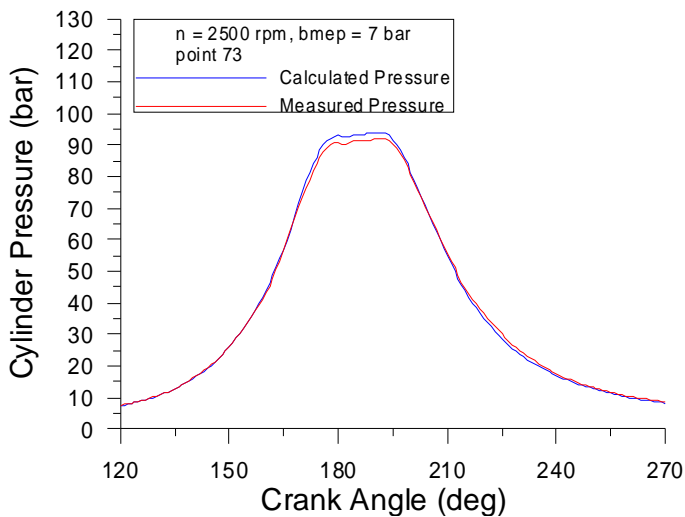
Σχήμα 80: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής NO, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2500 rpm, 7 bar bmep



Σχήμα 81: Μεταβολή μετρημένων και υπολογισμένων τιμών εκπομπής αιθάλης, συναρτήσει της πίεσης υπερπλήρωσης για 2500 rpm, 7 bar bmep



Σχήματα 82-83: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 11, 2500 rpm, 7 bar bmep, $p_{im} = 119480$ Pa



Σχήματα 84-85: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 73, 2500 rpm, 7 bar bmep, $p_{im} = 169190$ Pa

- Μέγιστη πίεση καύσης (Max Combustion Pressure): Με μια πρόχειρη ματιά είναι δυνατόν να παρατηρηθεί μια υπερεκτίμηση της μέγιστης πίεσης καύσης στο εξεταζόμενο φορτίο σε σχέση με την πραγματική κατάσταση. Παρ'αυτά, το γεγονός ότι η υπερεκτίμηση αυτή είναι σταθερή σε όλο το εξεταζόμενο εύρος πιέσεων υπερπλήρωσης είναι ενθαρρυντικό, καθώς δείχνει την ικανότητα του μοντέλου να προβλέπει σωστά την τάση και την κλίση της επίδρασης της πίεσης υπερπλήρωσης στην μέγιστη πίεση καύσης.
- Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO): Το υπολογιστικό μοντέλο καταφέρνει να πιάσει την γενική τάση αύξησης των εκπομπών NO, που επιφέρει η αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης. Παρ'αυτά παρατηρείται ένα σημείο, για το οποίο η υπολογισμένη εκπομπή NO δεν ακολουθεί την τάση αυτή. Μένει να εξετασθούν οι λόγοι για τους οποίους παρουσιάζεται αυτή η ανωμαλία.

- Εκπομπές αιθάλης (soot): Σε αντίθεση με την υπολογισμένη καμπύλη για τις εκπομπές NO, η υπολογισμένη καμπύλη εκπομπών αιθάλης, ακολουθεί πιστά την τάση μείωσης των εκπομπών αιθάλης που επιφέρει η αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης. Η κλίση, μάλιστα, της καμπύλης αυτής είναι σε καλή συμφωνία με την κλίση της πραγματικής μεταβολής.
- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα: Στα δυναμοδεικτικά διαγράμματα παρουσιάζεται μια γενικότερη υπερεκτίμηση (σε σχέση με τα αντίστοιχα μετρημένα διαγράμματα) των επιπέδων πίεσης εντός του κυλίνδρου. Κάτι τέτοιο, όμως, ήταν αναμενόμενο μετά την μελέτη του διαγράμματος μέγιστης πίεσης καύσης, όπου εμφανίστηκε για πρώτη φορά αυτή η υπερεκτίμηση. Παρ'αυτά το μέγεθος της απόκλισης είναι τέτοιο, ώστε να μην μπορεί να θεωρηθεί σημαντικό.
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate): Η προσομοίωση της πιλοτικής έγχυσης για την περίπτωση των 7 bar μέσης πραγματικής πίεσης και για μεταβολή της πίεσης υπερπλήρωσης, δεν έγινε με την ίδια ακρίβεια, όπως σε προηγούμενες περιπτώσεις. Φαίνεται να υπάρχει μια σαφής υπερεκτίμηση της συνολικά εκλυόμενης θερμότητας κατά την πιλοτική έγχυση.

6.4.4. Αξιολόγηση του Πολυζωνικού Μοντέλου ως προς την Πρόβλεψη της Επίδρασης της Πίεσης Υπερπλήρωσης

Από τα διαγράμματα και τα συμπεράσματα που έχουν εξαχθεί από την μελέτη των διαγραμμάτων για τα διάφορα φορτία, μπορούμε να αξιολογήσουμε σε πρώτη φάση την λειτουργία του μοντέλου σε σχέση με τις διάφορες τιμές της πίεσης υπερπλήρωσης.

- Μέγιστη πίεση καύσης (Max Combustion Pressure): Σε κάθε περίπτωση, το μοντέλο κατάφερε να πιάνει την τάση μεταβολής της μέγιστης πίεσης καύσης συναρτήσει της μεταβολής της πίεσης υπερπλήρωσης. Παρουσιάστηκαν βέβαια, κάποιες αποκλίσεις μεταξύ υπολογισμένης και πραγματικής τιμής, χωρίς ωστόσο αυτές να είναι σημαντικές.
- Εκπομπές μονοξειδίου του αζώτου (NO): Το μοντέλο δεν κατάφερε να προσομοιώσει ικανοποιητικά τον μηχανισμό σχηματισμού του NO για το φορτίο των 8 bar bmer, ενώ παρουσιάστηκε και ένα ακόμα σημείο στο φορτίο των 7 bar bmer, στο οποίο η κλίση της καμπύλης ήταν αντίθετη από την αναμενόμενη. Βέβαια, δεν είναι ξεκάθαρο αν αυτές οι παρεκκλίσεις από την αναμενόμενη κατάσταση οφείλονται στο υπολογιστικό μοντέλο, ή σε άλλους παράγοντες.
- Εκπομπές αιθάλης (soot): Η μοντελοποίηση του μηχανισμού σχηματισμού και οξείδωσης της αιθάλης και η εκτίμηση της επίδρασης της μεταβολής της πίεσης

υπερπλήρωσης έγινε με επιτυχία. Οι όποιες αποκλίσεις παρουσιάστηκαν ήταν πολύ μικρές σε μέγεθος.

- Δυναμοδεικτικά διαγράμματα: Συνολικά, η σύμπτωση των δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων για τα διάφορα σημεία λειτουργίας μπορεί να θεωρηθεί ότι έγινε με επιτυχία, αν και παρουσιάστηκαν κάποιες αποκλίσεις στο φορτίο των 7 bar bmer.
- Διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας (Heat Release Rate): Με την εξαίρεση του φορτίου των 7 bar bmer (φορτίο 45%) όπου παρουσιάζεται μια υπερεκτίμηση της θερμότητας που εκλύεται κατά την πιλοτική έγχυση, θεωρείται ότι η συμφωνία ανάμεσα στην υπολογισμένη και την μετρημένη κατάσταση ήταν ικανοποιητική.

Συνολικά, λοιπόν, μπορεί να θεωρηθεί ότι το υπολογιστικό μοντέλο προβλέπει σε καλό βαθμό την επίδραση που έχει η μεταβολή της πίεσης υπερπλήρωσης, τόσο στην απόδοση του κινητήρα, όσο και στην εκπομπή ρύπων από αυτόν.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7^ο

7. Αξιολόγηση πολυζωνικού μοντέλου- Συμπεράσματα

Είναι προφανές από τα έως τώρα παρατεθέντα αποτελέσματα, ότι η προσομοίωση λειτουργίας του συγκεκριμένου κινητήρα έγινε με ιδιαίτερη επιτυχία από το υπολογιστικό μοντέλο “Ntua-Engine Performance & Emissions Code”. Η ακρίβεια του υπολογιστικού κώδικα είναι εμφανής και στο παράρτημα της παρούσας διπλωματικής εργασίας, όπου παρουσιάζονται τα υπόλοιπα δυναμοδεικτικά διαγράμματα και τα διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για τις περιπτώσεις που δεν παρουσιάστηκαν στον κύριο κορμό της εργασίας (και στις δύο περιπτώσεις, παρουσιάζεται συγκριτικά η υπολογισμένη και η μετρημένη κατάσταση).

Όπως προκύπτει από τα όσα έχουν παρουσιαστεί σε προηγούμενα κεφάλαια, το μοντέλο εφαρμόστηκε σε ένα σημαντικό εύρος συνθηκών λειτουργίας και προβλέπει ικανοποιητικά τη λειτουργική συμπεριφορά και την εκπομπή ρύπων χωρίς ιδιαίτερη μεταβολή των σταθερών του μοντέλου. Οι σταθερές του ρυθμού διείδυσης αέρα, της διόρθωσης του μονοξειδίου του αζώτου και της διόρθωσης της αιθάλης, θα μπορούσαν κάλλιστα να ληφθούν σταθεροί και ίσοι με τη μέση τιμή τους, καθώς μεταβάλλονται λίγο με την μεταβολή του φορτίου και της ταχύτητας περιστροφής. Ο παράγοντας διόρθωσης των εκπομπών NO, χρησιμοποιήθηκε για την όσο το δυνατόν καλύτερη προσέγγιση των δύο καμπυλών μεταβολής NO (υπολογισμένες τιμές-μετρημένες τιμές), όμως η επιτυχία του μοντέλου έγκειται στην δυνατότητα πρόβλεψης της επίδρασης κάθε παραμέτρου στις εκπομπές, που οφείλεται στην προσεγμένη εφαρμογή του μηχανισμού του Zeldovich. Η χρήση του παράγοντα διόρθωσης του μονοξειδίου του αζώτου αποτελεί μια διαδικασία που εφαρμόζεται σε αρκετούς υπολογιστικούς κώδικες, η οποία αιτιολογείται απόλυτα από την σημαντική αβεβαιότητα που διέπει ακόμα και τις ταχύτητες αντίδρασης των εξισώσεων που συμμετέχουν στον μηχανισμό Zeldovich. Βέβαια, η μεμονωμένη εφαρμογή του μηχανισμού αυτού δεν θα έδινε τα αποτελέσματα που μόλις παρουσιάστηκαν, αν ο όλος σχεδιασμός των μοντέλων και των υποσυστημάτων δεν διεπόταν από την ίδια προσοχή. Η επιτυχία του μοντέλου όσον αφορά στην προσομοίωση των εκπομπών αιθάλης είναι καλή, όχι όμως τόσο όσο στην περίπτωση των οξειδίων του αζώτου. Κάτι τέτοιο, όμως, είναι αναμενόμενο, λόγω των δυσκολιών που τίθενται ακόμα και σήμερα στην πρόβλεψη και στην μέτρηση των εκπομπών αυτού του ρύπου. Πρέπει όμως να σημειωθεί ότι σε κάθε περίπτωση το υπολογιστικό μοντέλο επιτυγχάνει να ‘αντιληφθεί’ την τάση της μεταβολής της αιθάλης (ανάλογα με την μεταβολή των παραμέτρων λειτουργίας), με αποτέλεσμα την μεταβολή των εξαγόμενων τιμών προς την σωστή κατεύθυνση. Αξίζει να σημειωθεί ότι η προσομοίωση αυτή του μοντέλου έγινε χωρίς καμία τροποποίηση των σταθερών της καύσης στα διάφορα φορτία και

στροφές. Παράλληλα, αποφεύχθηκε η χρήση εμπειρικών σχέσεων, οι οποίες ουδεμία σχέση έχουν με τους φυσικούς μηχανισμούς που επιχειρήθηκε να προσομοιωθούν.

Η μελέτη των διαγραμμάτων ρυθμού έκλυσης θερμότητας καταδεικνύουν την ικανότητα του μοντέλου να προσομοιώνει και την πιλοτική έγχυση καυσίμου. Η επιτυχία της προσομοίωσης είναι εμφανής όχι μόνο από την σύγκριση του ρυθμού έκλυσης θερμότητας κατά την πιλοτική έγχυση, αλλά και από το γεγονός ότι το μοντέλο κατάφερε να συνυπολογίσει την επίδραση της πρόσθετης ποσότητας θερμότητας που προσφέρει η πιλοτική έγχυση και να εκτιμήσει σωστά την καθυστέρηση ανάφλεξης της κύριας έγχυσης. Αξίζει να σημειωθεί ότι η επιτυχία της προσομοίωσης της πιλοτικής έγχυσης έχει αντίκτυπο και στα διαγράμματα εκπομπών NO, καθώς η πιλοτική έγχυση μικραίνει την καθυστέρηση ανάφλεξης και ως εκ τούτου και την ένταση της προαναμεμειγμένης καύσης. Η όλη αυτή διαδικασία λειτουργεί ευεργετικά στην εκπομπή του εν λόγω ρύπου.

Τα όσα έχουν αναφερθεί μέχρι στιγμής δικαιολογούν την επιτυχία του μοντέλου. Η επιτυχία όμως αυτή δεν περιορίζεται στην μελέτη μονάχα μιας παραμέτρου λειτουργίας ή ενός φορτίου, αλλά στην μελέτη τεσσάρων διαφορετικών παραμέτρων (ανακυκλοφορία καυσαερίου, πίεση έγχυσης, προπορεία έγχυσης, πίεση υπερπλήρωσης) σε τρία διαφορετικά φορτία (8 bar bmer, 4 bar bmer, 7 bar bmer). Σε κάθε περίπτωση, ο κώδικας κατάφερε να 'αντιληφθεί' τις αντίθετα κινούμενες τάσεις εκπομπής μονοξειδίου του αζώτου και αιθάλης και μάλιστα με πολύ καλή ακρίβεια ανάμεσα στις μετρημένες και υπολογισμένες τιμές, ενώ παράλληλα, προσομοίωσε σε πολύ καλό βαθμό και τον μηχανισμό της καύσης εντός του θαλάμου καύσης. Τέλος, αξίζει να αναλογιστεί κανείς το γεγονός ότι ο κώδικας προσομοίωσε με επιτυχία τόσο την λειτουργία του κινητήρα (δυναμοδεικτικό/έκλυση θερμότητας) και άρα τις επιδόσεις του όσο και την εκπομπή ρύπων, γεγονός που δεν είναι και το πλέον σύνηθες στην περίπτωση των πολυζωνικών μοντέλων.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8^ο

8. Παράρτημα

Στο παράρτημα παρουσιάζονται όλες εκείνες οι εξισώσεις και τα διαγράμματα, που χρησιμοποιήθηκαν για τους σκοπούς της διπλωματικής εργασίας και των οποίων η παρουσία εντός του κυρίως κορμού της εργασίας δεν κρίθηκε αναγκαία. Είναι όμως χρήσιμο να παρατεθούν σε αυτό το σημείο για λόγους πληρότητας της ανάλυσης.

8.1. Υπολογισμός σύστασης παγιδευμένου αερίου εντός του Θαλάμου Καύσης

Η μάζα που παγιδεύεται εντός του θαλάμου καύσης μετά το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής θεωρείται ότι αποτελείται αποκλειστικά από υδρατμό (H₂O), άζωτο (N₂), οξυγόνο (O₂) και διοξείδιο του άνθρακα (CO₂). Όπως σημειώθηκε και σε προηγούμενο κεφάλαιο η γνώση της κατ'όγκο σύστασης του παγιδευμένου εντός του Θαλάμου Καύσης αερίου είναι απαραίτητη για το 'τρέξιμο' του κλειστού κύκλου λειτουργίας του πολυζωνικού μοντέλου. Στην συνέχεια θα παρουσιαστούν οι εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό της κατ'όγκο σύστασης κάθε ενός από τα παγιδευμένα αέρια.

8.1.1. Υπολογισμός κατ'όγκο συγκέντρωσης παγιδευμένου Υδρατμού εντός του Θαλάμου Καύσης

Κατ'αρχήν υπολογίζουμε την ωριαία παροχή kmol υδρογόνου μέσω του καυσίμου βάσει της κατά βάρος σύστασης του καυσίμου, της ωριαίας παροχής καυσίμου και του ατομικού βάρους του υδρογόνου.

$$n_{fuel_H}(kmol/h) = \frac{m_{fuel}(kg/h) \cdot w_{fuel_H}}{AB_H(kg/kmol)} \quad (8-1)$$

όπου m_{fuel} η ωριαία παροχή καυσίμου, w_{fuel_H} η κατά μάζα αναλογία του υδρογόνου σε αυτό και AB_H , το ατομικό βάρος του υδρογόνου.

Στην συνέχεια, γνωρίζοντας την θερμοκρασία περιβάλλοντος καθώς και την σχετική υγρασία αυτού, μπορούμε να υπολογίσουμε και την παροχή H₂O λόγω της αναρρόφησης φρέσκου αέρα, δηλαδή λόγω της υγρασίας του αέρα.

$$m_{imairH_2O}(kg/h) = m_{imair}(kg/h) - m_{imdryair}(kg/h) \quad (8-2)$$

όπου m_{imair} η παροχή του αναρροφούμενου υγρού άερα, και $m_{imdryair}$ ο αντίστοιχος ξηρός αέρας.

Η ωριαία παροχή υδρατμού στον αγωγό εξαγωγής είναι ίση με την παροχή υδρατμού στον αγωγό εισαγωγής (εξ' αιτίας της υγρασίας του αέρα) συν την παροχή λόγω της καύσης του περιεχομένου στο καύσιμο υδρογόνου. Ο συντελεστής $\frac{1}{2}$, οφείλεται στο γεγονός ότι 2 άτομα υδρογόνου στο καύσιμο παράγουν 1 μόριο νερού.

$$m_{emH_2O}(kg/h) = m_{imairH_2O}(kg/h) + \frac{1}{2} \cdot n_{fuel_H}(kmol/h) \cdot MB_{H_2O}(kg/kmol) \quad (8-3)$$

Η συνολική παροχή μάζας στην βαλβίδα εξαγωγής προφανώς είναι ίση με το άθροισμα της παροχής καυσίμου και της παροχής φρέσκου αέρα.

$$m_{em}(kg/h) = m_{fuel}(kg/h) + m_{imair}(kg/h) \quad (8-4)$$

Η συνολική παροχή μάζας στον αγωγό εισαγωγής θα είναι ίση με το άθροισμα του ανακυκλοφορούμενου καυσαερίου και του φρέσκου αέρα. Επειδή όμως δεν έχει υπολογιστεί ακόμα η παροχή EGR, αλλά γνωρίζουμε την αναλογία μαζών εντός του κυλίνδρου, θα υπολογίσουμε την παροχή μάζας έμμεσα. Σημειώνεται ότι το EGR στον τύπο αυτό δίνεται σε μονάδες επί τοις εκατό.

$$m_{im}(kg/h) = \frac{m_{imair}(kg/h)}{1 - EGR/100} \quad (8-5)$$

Η ακριβής ποσότητα σε χιλιόγραμμα ανά ώρα του ανακυκλοφορούμενου καυσαερίου, δίνεται από τον ακόλουθο τύπο.

$$m_{EGR}(kg/h) = m_{im}(kg/h) \cdot \frac{EGR}{100} \quad (8-6)$$

Η ποσότητα υδρατμού που βρίσκεται στον αγωγό εισαγωγής, ισούται με την ποσότητα υφρατμού που υπάρχει στον ατμοσφαιρικό αέρα συν την ποσότητα υδρατμού που υπάρχει μέσα στο ανακυκλοφορούμενο καυσαέριο.

$$m_{imH_2O}(kg/h) = m_{imairH_2O}(kg/h) + \frac{m_{EGR}(kg/h)}{m_{em}(kg/h)} \cdot m_{emH_2O}(kg/h) \quad (8-7)$$

Η συνολική ποσότητα μάζας που αναρροφάται ανά κύκλο, δίνεται από την ακόλουθη σχέση, ανάγοντας την ωριαία παροχή σε g/κύκλο.

$$m_{imstroke}(g/cycle) = \frac{m_{im}(kg/h) \cdot 10^3 (g/kg) \cdot 2(rev/cycle)}{z \cdot n(rpm) \cdot 60(min/h)} \quad (8-8)$$

Η ποσότητα του παραμένουτος εντός του κυλίνδρου καυσαερίου υπολογίζεται με την ίδια ακριβώς λογική όπως και η παροχή για το EGR, μόνο που εδώ θα υπολογιστεί σε g/cycle.

$$m_{RG}(g/cycle) = m_{imstroke}(g/cycle) \cdot \frac{RG}{100} \quad (8-9)$$

Ο λόγος της ποσότητας υδρατμού στον αγωγό εξαγωγής (αλλά και εντός του κυλίνδρου μετά το πέρας της καύσης) προς την συνολική μάζα καυσαερίου, μας δίνει την κατά μάζα σύσταση του καυσαερίου σε υδρατμό.

$$w_{emH_2O} = \frac{m_{emH_2O}(kg/h)}{m_{em}(kg/h)} \quad (8-10)$$

Η συνολική ποσότητα υδρατμού που παγιδεύεται εντός του κυλίνδρου θα είναι ίση με την ποσότητα που εισάγεται μέσω του αγωγού εισαγωγής συν την ποσότητα που υδρατμού που παρέμεινε εντός του κυλίνδρου. Η μετατροπή της παροχής από kg/h σε g/cycle της ποσότητας που εισάγεται στον κύλινδρο από τον αγωγό εισαγωγής, γίνεται με χρήση της αναλογίας $m_{imstroke}/m_{im}$, που άλλωστε αποτελεί και την σχέση αναλογίας ανάμεσα σε kg/h και g/cycle.

$$m_{H_2O}(g/cycle) = \frac{m_{imstroke}(g/cycle) \cdot m_{imH_2O}(kg/h)}{m_{im}(kg/h)} + m_{RG}(g/cycle) \cdot w_{emH_2O} \quad (8-11)$$

Η μετατροπή της παγιδευμένης μάζας υδρατμού ανά κύκλο σε παγιδευμένα kmol υδρατμού ανά κύκλο γίνεται κατά τα γνωστά ως εξής:

$$n_{H_2O}(kmol/cycle) = \frac{m_{H_2O}(g/cycle)}{MB_{H_2O}(kg/kmol)} \cdot 10^{-3} (kg/g) \quad (8-12)$$

Είναι προφανές λοιπόν ότι η κατ'όγκο περιεκτικότητα (που συνεπάγεται και κατά mol αναλογία) είναι:

$$x_{H_2O} = \frac{n_{H_2O}(kmol/cycle)}{n_{total}(kmol/cycle)} \quad (8-13)$$

Απομένει ο προσδιορισμός της τιμής του n_{total} , η οποία όμως προκύπτει ως το άθροισμα των n_{H_2O} , n_{CO_2} , n_{O_2} και n_{N_2} . Ως εκ τούτου, η τελευταία πράξη κανονικά πραγματοποιείται στο τέλος της διαδικασίας υπολογισμού και των άλλων τριών τιμών, παρουσιάζεται όμως εδώ για λόγους συνοχής.

8.1.2. Υπολογισμός κατ'όγκο συγκέντρωσης παγιδευμένου Αζώτου εντός του Θαλάμου Καύσης

Ως πρώτο βήμα, θα υπολογίσουμε την ωριαία παροχή αζώτου που μετράται εξ'αιτίας της παρουσίας του στον αέρα αναρρόφησης. Η τιμή w_{airN_2} αφορά την κατά μάζα περιεκτικότητα του αέρα σε άζωτο, τιμή η οποία θεωρείται γνωστή.

$$m_{imairN_2}(kg/h) = m_{imdryair}(kg/h) \cdot \frac{MB_{N_2}(kg/kmol)}{MB_{air}(kg/kmol)} \cdot w_{airN_2} \quad (8-14)$$

Θεωρώντας ότι το άζωτο δεν αλληλεπιδρά με άλλα συστατικά κατά την διάρκεια της καύσης (οι απώλειες σε άζωτο προς σχηματισμό οξειδίων του αζώτου, μπορούν να θεωρηθούν με πολύ καλή ακρίβεια αμελητέες), και ότι το καύσιμο δεν περιέχει άζωτο (πρακτικά θεωρούμε ότι αποτελείται από έναν μέσο υδρογονάνθρακα χωρίς άλλες προσμίξεις), προκύπτει ότι η ποσότητα αζώτου στον αγωγό εξαγωγής είναι ίση με την ποσότητα στον φρέσκο αναρροφούμενο αέρα.

$$m_{emN_2}(kg/h) = m_{imairN_2}(kg/h) \quad (8-15)$$

Όπως υπολογίσθηκε και προηγουμένως, η παροχή καυσαερίων από την εξάτμιση είναι ίση με:

$$m_{em}(kg/h) = m_{fuel}(kg/h) + m_{imair}(kg/h) \quad (8-16)$$

Η κατά βάρος περιεκτικότητα του καυσαερίου σε άζωτο δίνεται αντίστοιχα με προηγούμενες σχέσεις ως εξής:

$$w_{emN_2} = \frac{m_{emN_2}(kg/h)}{m_{em}(kg/h)} \quad (8-17)$$

Η παροχή αερίου που εισέρχεται στον κύλινδρο από τις βαλβίδες εισαγωγής, λαμβάνεται όπως και προηγουμένως.

$$m_{im}(kg/h) = \frac{m_{imair}(kg/h)}{1 - EGR/100} \quad (8-18)$$

Η εισερχόμενη από τις βαλβίδες εισαγωγής παροχή αερίου σε g/κύκλο, είναι ίση με:

$$m_{imstroke}(g/cycle) = \frac{m_{im}(kg/h) \cdot 10^3 (g/kg) \cdot 2(rev/cycle)}{z \cdot n (rpm) \cdot 60(min/h)} \quad (8-19)$$

Εργαζόμενοι αντίστοιχα με προηγουμένως, έχουμε για την ποσότητα EGR και RG:

$$m_{EGR}(kg/h) = m_{im}(kg/h) \cdot \frac{EGR}{100} \quad (8-20)$$

$$m_{RG}(g/cycle) = m_{imstroke}(g/cycle) \cdot \frac{RG}{100} \quad (8-21)$$

Η εισερχόμενη από τις βαλβίδες εισαγωγής παροχή αζώτου είναι:

$$m_{imN_2}(kg/h) = m_{imairN_2}(kg/h) + \frac{m_{EGR}(kg/h)}{m_{em}(kg/h)} \cdot m_{emN_2}(kg/h) \quad (8-22)$$

Χρησιμοποιώντας την σχέση μετατροπής kg/h σε g/cycle, και λαμβάνοντας υπόψη την ποσότητα αζώτου που ποτέ δεν εξήλθε του κυλίνδρου (λόγω του παραμένουτος καυσαερίου), έχουμε ότι:

$$m_{N_2}(g/cycle) = \frac{m_{imstroke}(g/cycle) \cdot m_{imN_2}(kg/h)}{m_{im}(kg/h)} + m_{RG}(g/cycle) \cdot w_{emN_2} \quad (8-23)$$

Κατά τα γνωστά υπολογίζουμε την παγιδευμένη εντός του κυλίνδρου ποσότητα αζώτου σε kmol.

$$n_{N_2}(kmol/cycle) = \frac{m_{N_2}(g/cycle)}{MB_{N_2}(kg/kmol)} \cdot 10^{-3}(kg/g) \quad (8-24)$$

Η κατ'όγκο και κατὰ mol περιεκτικότητα του παγιδευμένου αερίου σε άζωτο δίνεται από την ακόλουθη σχέση.

$$x_{N_2} = \frac{n_{N_2}(kmol/cycle)}{n_{total}(kmol/cycle)} \quad (8-25)$$

8.1.3. Υπολογισμός κατ'όγκο συγκέντρωσης παγιδευμένου Οξυγόνου εντός του Θαλάμου Καύσης

Ο υπολογισμός της συγκέντρωσης του οξυγόνου στον κύλινδρο θα γίνει κατά αντιστοιχία με τα προηγούμενα, καθιστώντας έτσι τον σχολιασμό των εξισώσεων περιττό. Κάτι τέτοιο θα συμβεί μόνο αν κριθεί απαραίτητο.

$$m_{imairO_2}(kg/h) = m_{imdryair}(kg/h) \cdot \frac{MB_{O_2}(kg/kmol)}{MB_{air}(kg/kmol)} \cdot w_{airO_2} \quad (8-26)$$

Η παροχή σε kmol/h του άνθρακα του καυσίμου δίνεται κατ'αντιστοιχία με την διαδικασία για το υδρογόνο:

$$n_{fuel_C}(kmol/h) = \frac{m_{fuel}(kg/h) \cdot w_{fuel_C}}{AB_C(kg/kmol)} \quad (8-27)$$

Η παροχή μάζας του οξυγόνου που βρίσκεται μέσα στο καυσαέριο, λογαριάζεται από την ακόλουθη σχέση. Ο συντελεστής 1/2 που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του απαιτούμενου, για την καύση του υδρογόνου, οξυγόνου οφείλεται στο γεγονός ότι ανά δύο άτομα υδρογόνου απαιτείται ένα άτομο οξυγόνου, προς σχηματισμό νερού. Αντίστοιχα, για κάθε ένα άτομο άνθρακα, απαιτούνται δύο άτομα οξυγόνου προς σχηματισμό διοξειδίου του άνθρακα.

$$m_{emO_2}(kg/h) = m_{imairO_2}(kg/h) - \left[\frac{1}{2} \cdot n_{fuel_H}(kmol/h) + 2 \cdot n_{fuel_C}(kmol/h) \right] \cdot AB_O(kg/kmol) \quad (8-28)$$

$$m_{em}(kg/h) = m_{fuel}(kg/h) + m_{imair}(kg/h) \quad (8-29)$$

$$w_{emO_2} = \frac{m_{emO_2}(kg/h)}{m_{em}(kg/h)} \quad (8-30)$$

$$m_{im}(kg/h) = \frac{m_{imair}(kg/h)}{1 - EGR/100} \quad (8-31)$$

$$m_{imstroke}(g/cycle) = \frac{m_{im}(kg/h) \cdot 10^3 (g/kg) \cdot 2(rev/cycle)}{z \cdot n (rpm) \cdot 60 (min/h)} \quad (8-32)$$

$$m_{EGR}(kg/h) = m_{im}(kg/h) \cdot \frac{EGR}{100} \quad (8-33)$$

$$m_{RG}(g/cycle) = m_{imstroke}(g/cycle) \cdot \frac{RG}{100} \quad (8-34)$$

$$m_{imO_2}(kg/h) = m_{imairO_2}(kg/h) + \frac{m_{EGR}(kg/h)}{m_{em}(kg/h)} \cdot m_{emO_2}(kg/h) \quad (8-35)$$

$$m_{O_2}(g/cycle) = \frac{m_{imstroke}(g/cycle) \cdot m_{imO_2}(kg/h)}{m_{im}(kg/h)} + m_{RG}(g/cycle) \cdot w_{emO_2} \quad (8-36)$$

$$n_{O_2}(kmol/cycle) = \frac{m_{O_2}(g/cycle)}{MB_{O_2}(kg/kmol)} \cdot 10^{-3}(kg/g) \quad (8-37)$$

$$x_{O_2} = \frac{n_{O_2}(kmol/cycle)}{n_{total}(kmol/cycle)} \quad (8-38)$$

8.1.4. Υπολογισμός κατ'όγκο συγκέντρωσης παγιδευμένου Διοξειδίου του Άνθρακα εντός του Θαλάμου Καύσης

$$m_{imairCO_2}(kg/h) = m_{imdryair}(kg/h) \cdot \frac{MB_{CO_2}(kg/kmol)}{MB_{air}(kg/kmol)} \cdot w_{airCO_2} \quad (8-39)$$

Η μάζα διοξειδίου του άνθρακα που εξέρχεται των κυλίνδρων είναι ίση με την μάζα που εισέρχεται (καθώς το CO₂ δεν επιδέχεται περαιτέρω χημικής επεξεργασίας) συν την ποσότητα που παράγεται εξ'αιτίας του άνθρακα που περιλαμβάνεται στο καύσιμο. Η αναλογία mol C και CO₂ είναι 1:1, διότι 1 άτομο άνθρακα καίγεται προς σχηματισμό 1 ατόμου διοξειδίου του άνθρακα.

$$m_{emCO_2}(kg/h) = m_{imairCO_2}(kg/h) + n_{fuel_C}(kmol/h) \cdot MB_{CO_2}(kg/kmol) \quad (8-40)$$

$$m_{em}(kg/h) = m_{fuel}(kg/h) + m_{imair}(kg/h) \quad (8-41)$$

$$w_{emCO_2} = \frac{m_{emCO_2}(kg/h)}{m_{em}(kg/h)} \quad (8-42)$$

$$m_{im}(kg/h) = \frac{m_{imair}(kg/h)}{1-EGR/100} \quad (8-43)$$

$$m_{imstroke}(g/cycle) = \frac{m_{im}(kg/h) \cdot 10^3 (g/kg) \cdot 2 (rev/cycle)}{z \cdot n (rpm) \cdot 60 (min/h)} \quad (8-44)$$

$$m_{EGR}(kg/h) = m_{im}(kg/h) \cdot \frac{EGR}{100} \quad (8-45)$$

$$m_{RG}(g/cycle) = m_{imstroke}(g/cycle) \cdot \frac{RG}{100} \quad (8-46)$$

$$m_{imCO_2}(kg/h) = m_{imairCO_2}(kg/h) + \frac{m_{EGR}(kg/h)}{m_{em}(kg/h)} \cdot m_{emCO_2}(kg/h) \quad (8-47)$$

$$m_{CO_2}(g/cycle) = \frac{m_{imstroke}(g/cycle) \cdot m_{imCO_2}(kg/h)}{m_{im}(kg/h)} + m_{RG}(g/cycle) \cdot w_{emCO_2} \quad (8-48)$$

$$n_{CO_2}(kmol/cycle) = \frac{m_{CO_2}(g/cycle)}{MB_{CO_2}(kg/kmol)} \cdot 10^{-3} (kg/g) \quad (8-49)$$

$$x_{CO_2} = \frac{n_{CO_2}(kmol/cycle)}{n_{total}(kmol/cycle)} \quad (8-50)$$

8.1.5. Υπολογισμός συνολικής ποσότητας παγιδευμένων αερίων εντός του Θαλάμου Καύσης

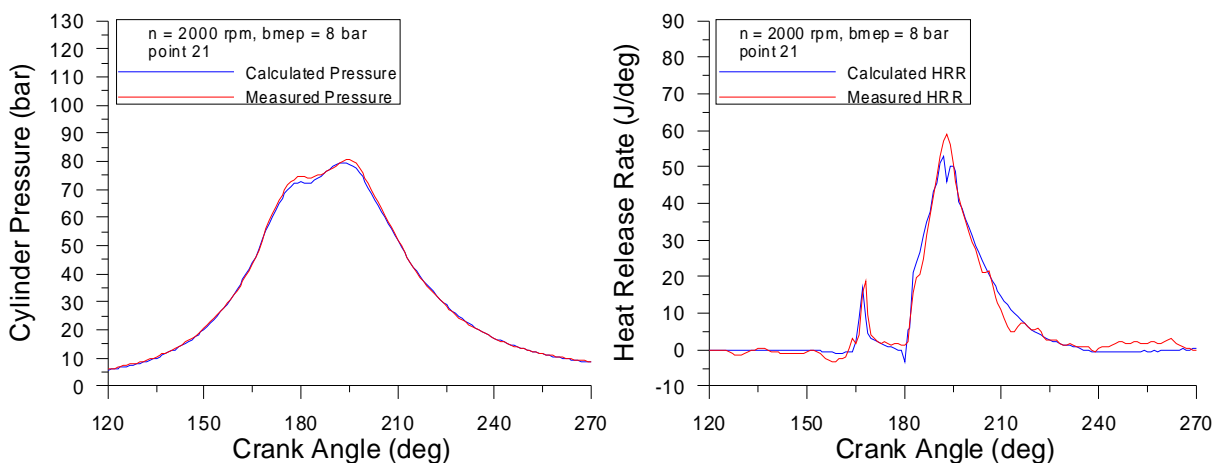
$$n_{total} (kmol/cycle) = n_{H_2O} (kmol/cycle) + n_{N_2} (kmol/cycle) + n_{O_2} (kmol/cycle) + n_{CO_2} (kmol/cycle) \quad (8-51)$$

8.2.Μετρημένα και Υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας

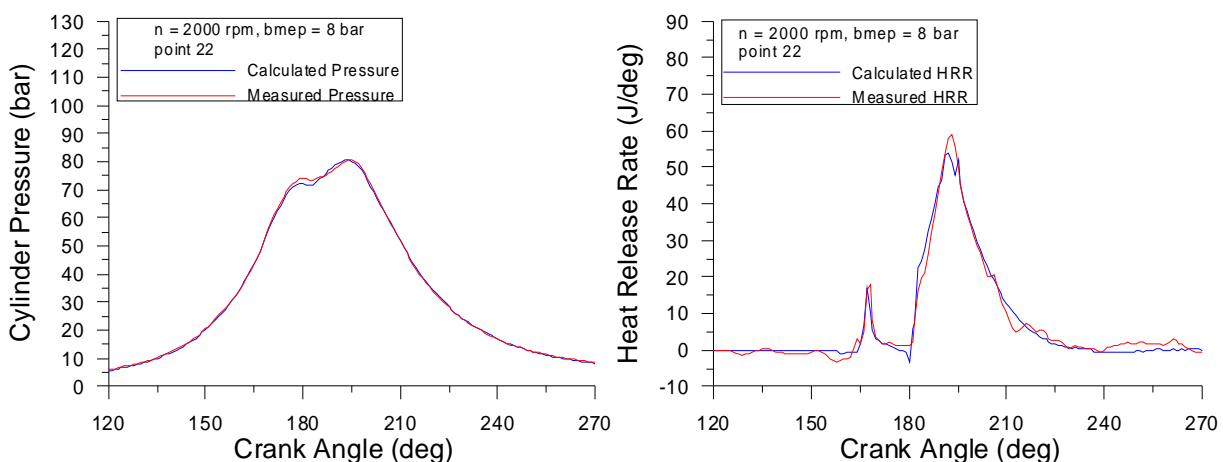
Ακολουθούν τα διαγράμματα για όλες τις περιπτώσεις λειτουργίας που χρησιμοποιήθηκαν στην παρούσα διπλωματική εργασία, στα οποία παρουσιάζεται η μεταβολή της πίεσης εντός του κυλίνδρου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου καθώς και ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας, βάσει των μετρήσεων και των αποτελεσμάτων του κώδικα. Επίσης, παρουσιάζονται εκ νέου για λόγους σύγκρισης (με τα υπόλοιπα διαγράμματα) τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα και τα διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας των περιπτώσεων που εκτέθηκαν στον κύριο κορμό της εργασίας.

8.2.1. Ανακυκλοφορία καυσαερίου

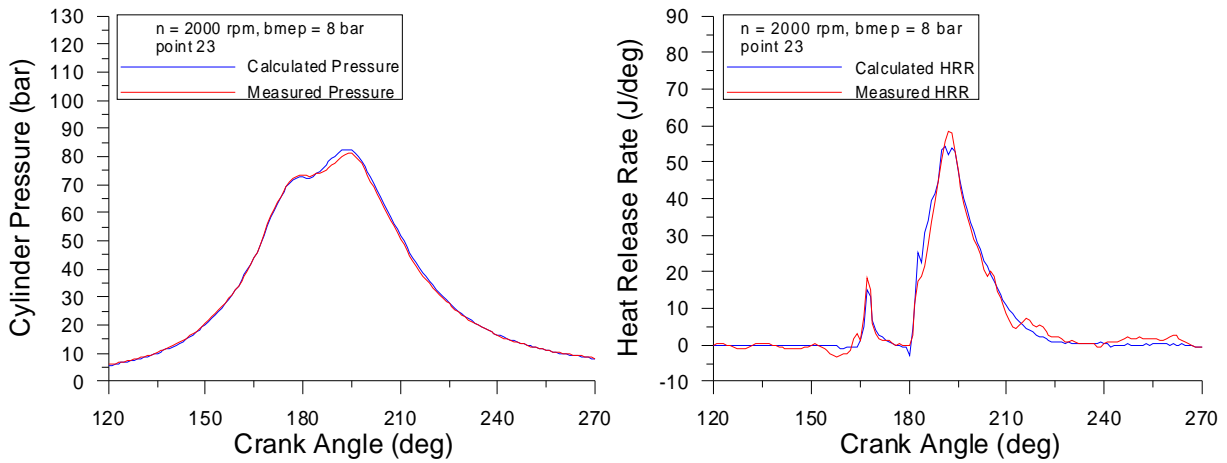
8.2.1.1. Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm



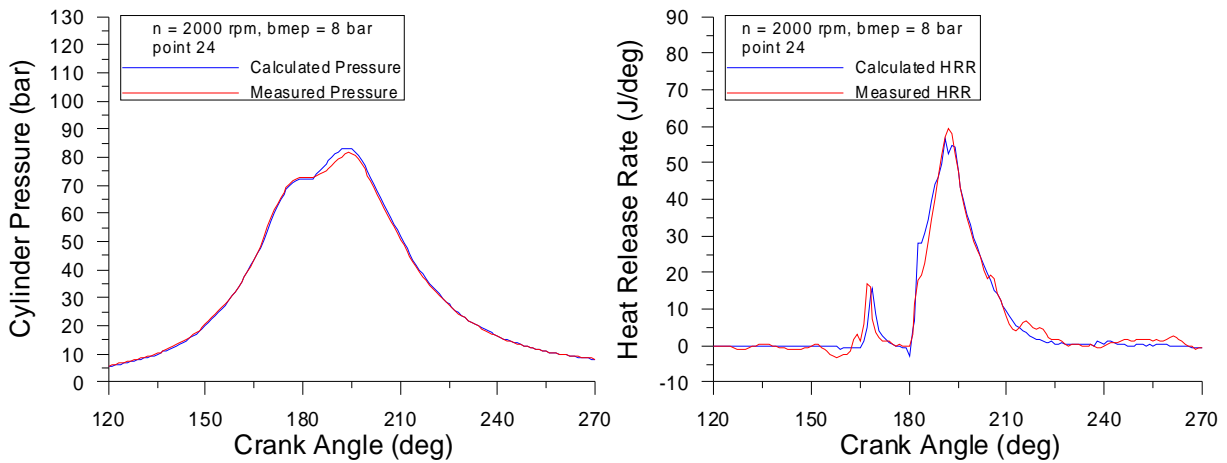
Σχήματα 86-87: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 21, 2000 rpm, 8 bar bmep, EGR = 15,0%



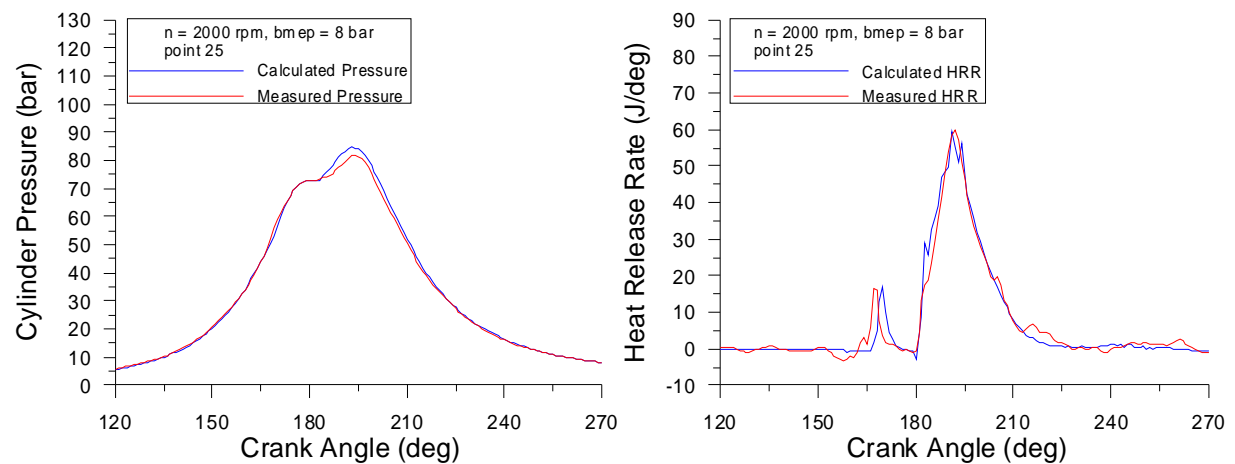
Σχήματα 88-89: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 22, 2000 rpm, 8 bar bmep, EGR = 11,7%



Σχήματα 90-91: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 23, 2000 rpm, 8 bar bmep, EGR = 7,5%

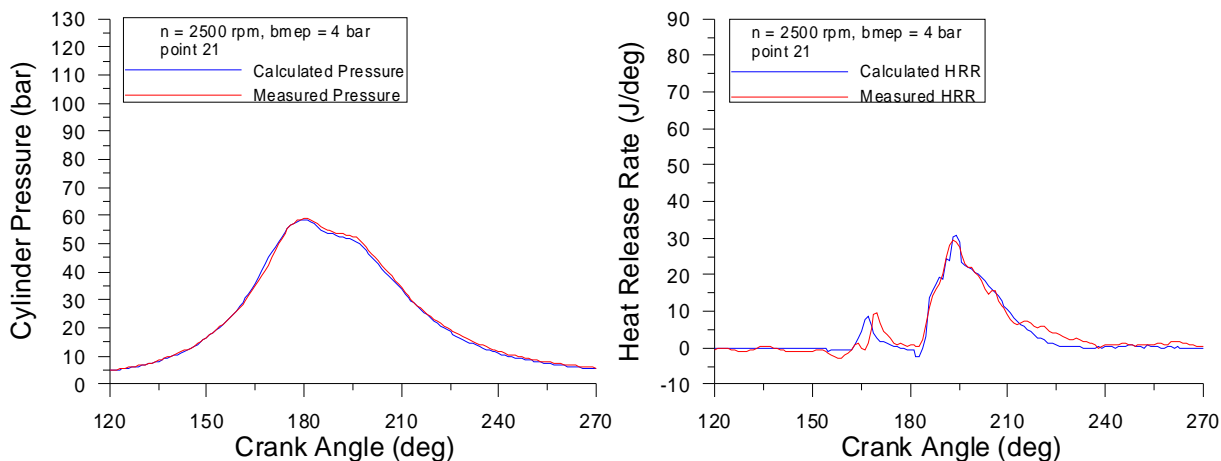


Σχήματα 92-93: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 24, 2000 rpm, 8 bar bmep, EGR = 3,8%

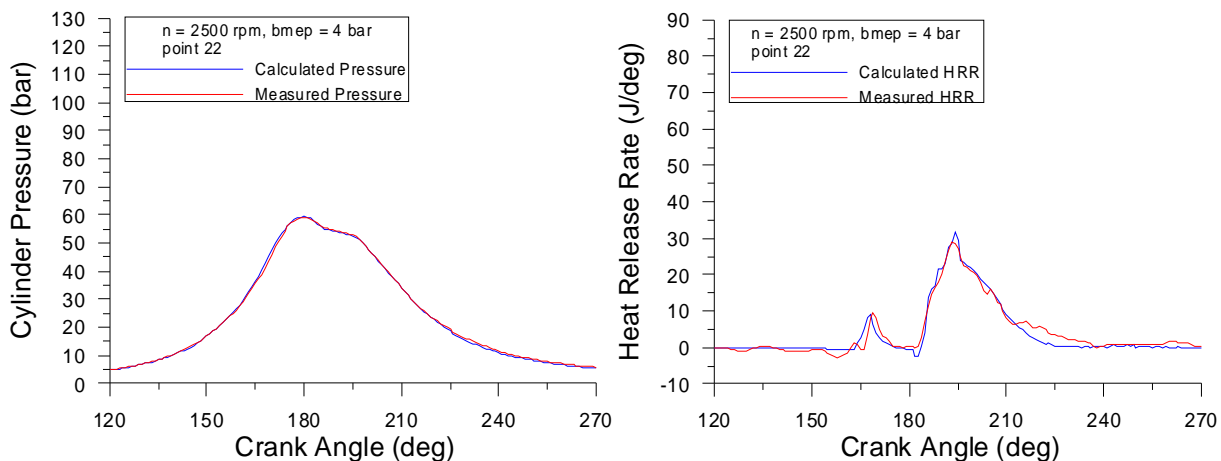


Σχήματα 94-95: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 25, 2000 rpm, 8 bar bmep, EGR = 0,4%

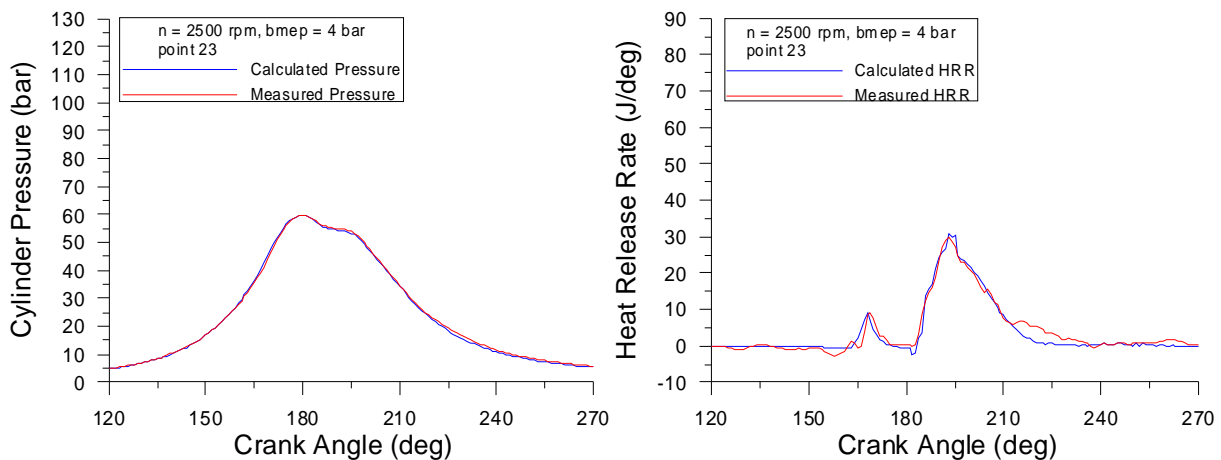
8.2.1.2. Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm



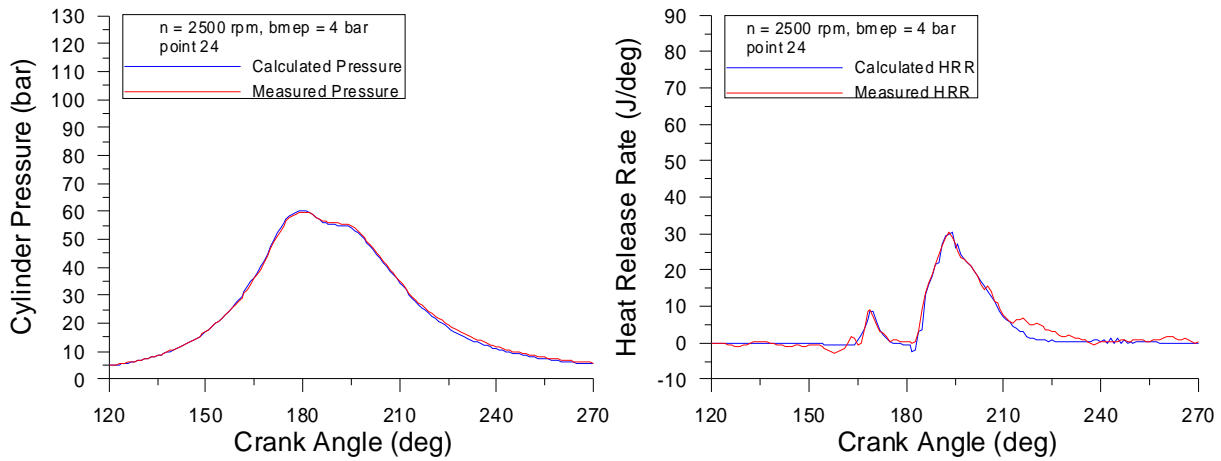
Σχήματα 96-97: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 21, 2500 rpm, 4 bar bmep, EGR = 25,3%



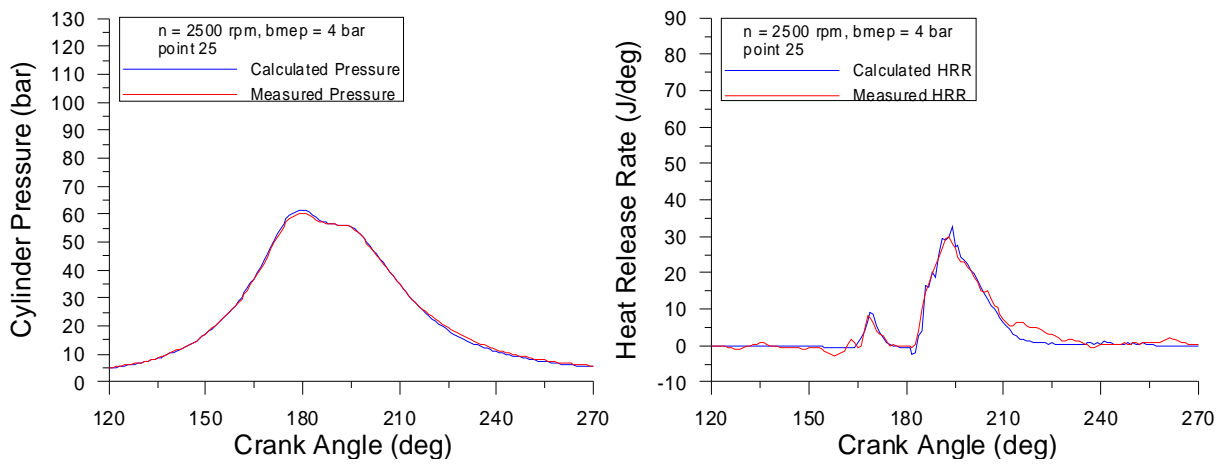
Σχήματα 98-99: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 22, 2500 rpm, 4 bar bmep, EGR = 23,0%



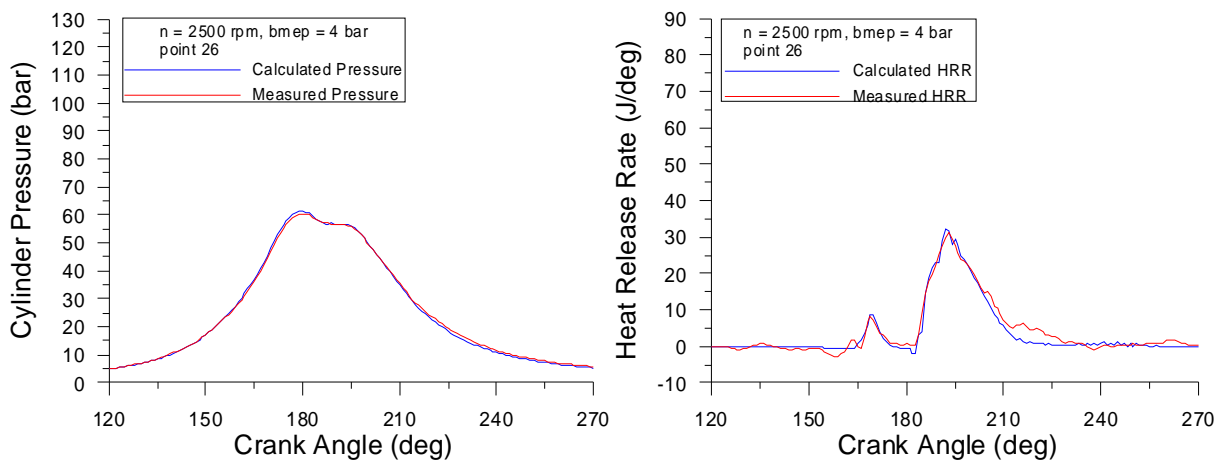
Σχήματα 100-101: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 23, 2500 rpm, 4 bar bmep, EGR = 19,0%



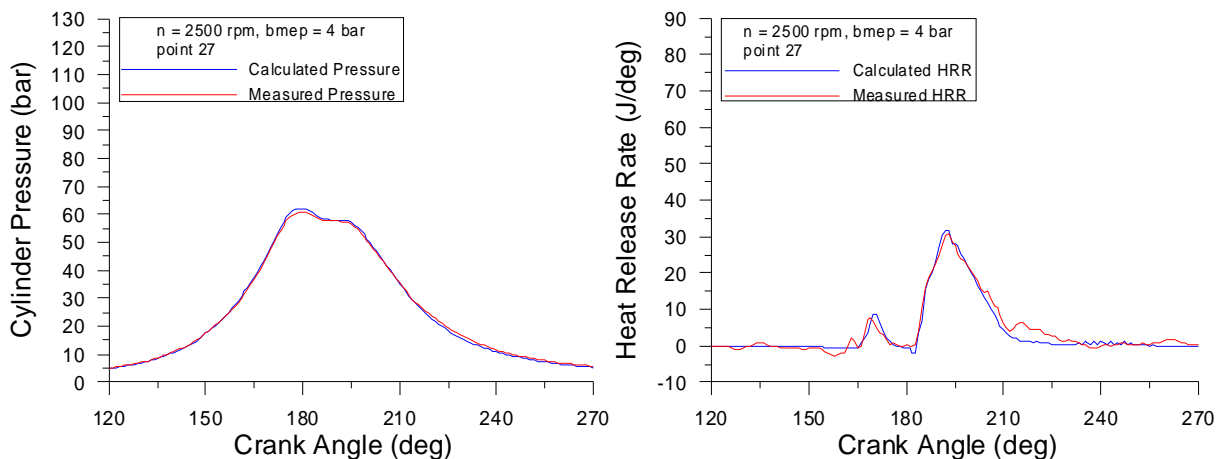
Σχήματα 102-103: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 24, 2500 rpm, 4 bar bmep, EGR = 17,9%



Σχήματα 104-105: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 25, 2500 rpm, 4 bar bmep, EGR = 12,2%

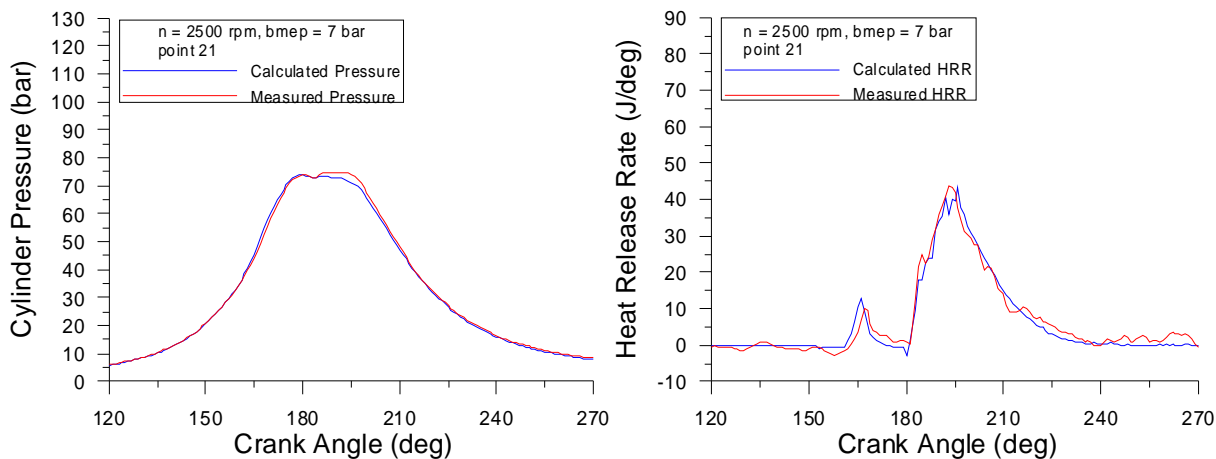


Σχήματα 106-107: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 26, 2500 rpm, 4 bar bmep, EGR = 8,7%

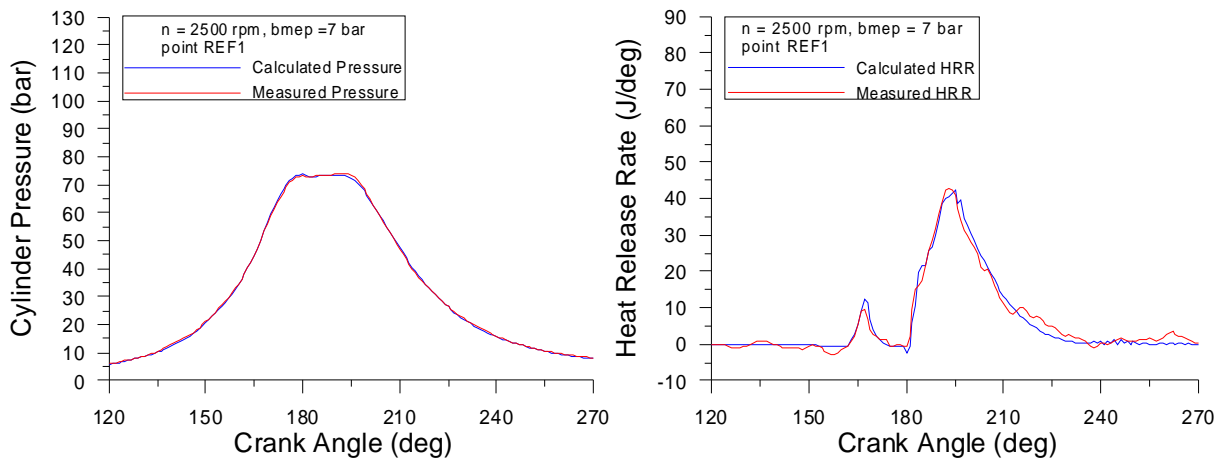


Σχήματα 108-109: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 27, 2500 rpm, 4 bar bmep, EGR = 5,5%

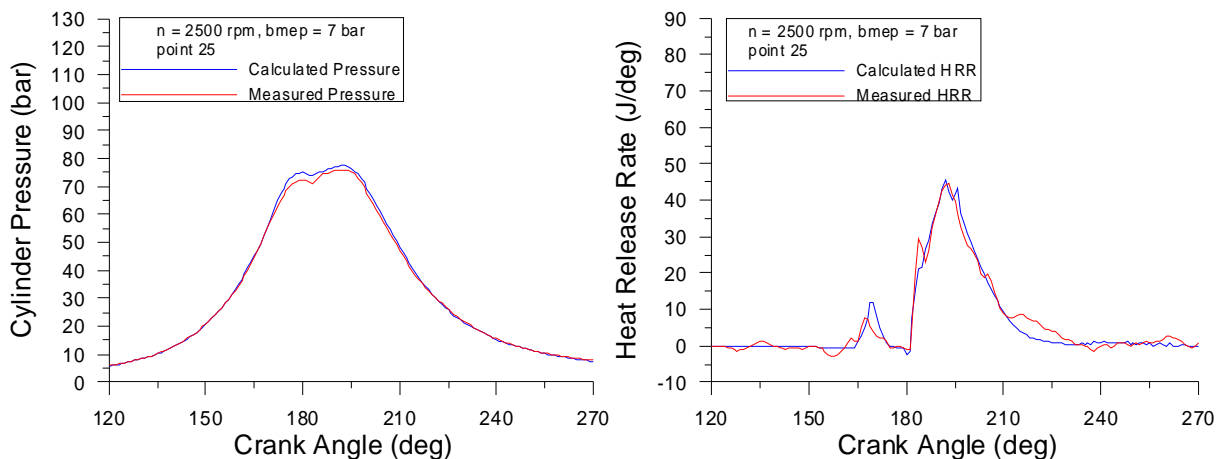
8.2.1.3. Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%) στις 2500 rpm



Σχήματα 110-111: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 21, 2500 rpm, 7 bar bmep, EGR = 18,9%



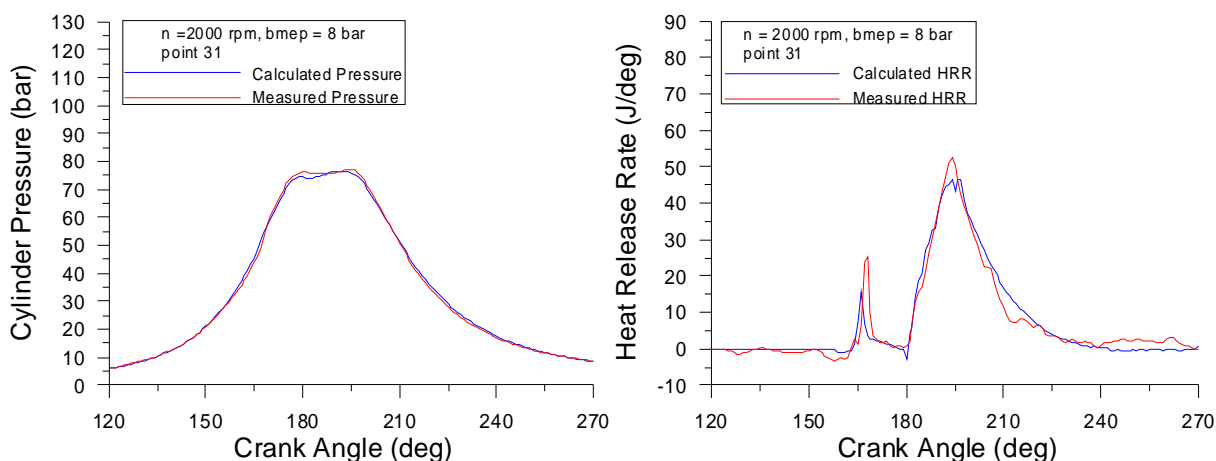
Σχήματα 112-113: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο REF1, 2500 rpm, 7 bar bmep, EGR = 14,5%



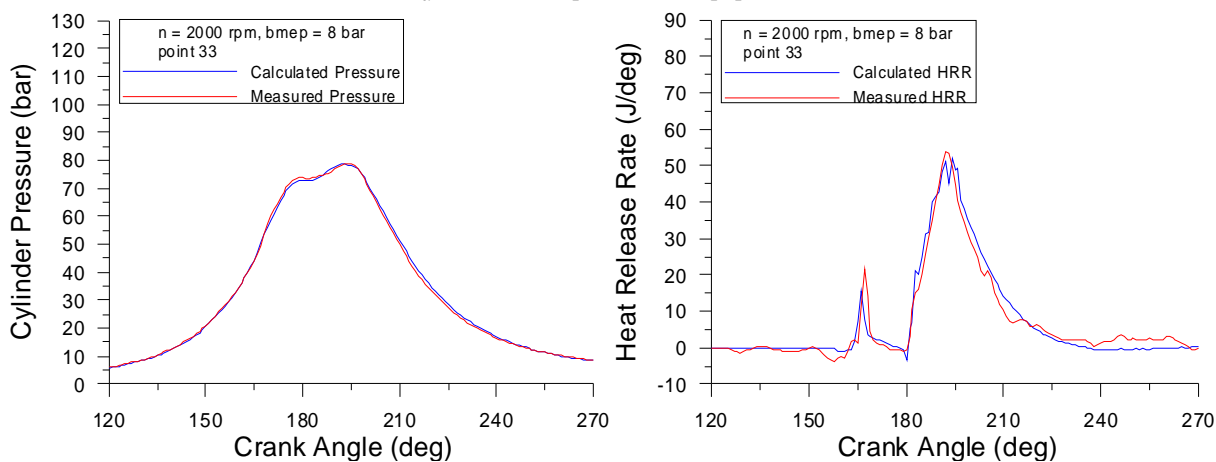
Σχήματα 114-115: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 25, 2500 rpm, 7 bar bmep, EGR = 2,4%

8.2.2. Πίεση έγχυσης

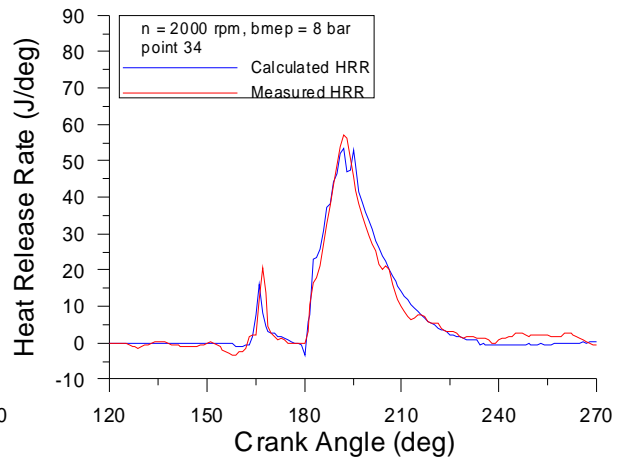
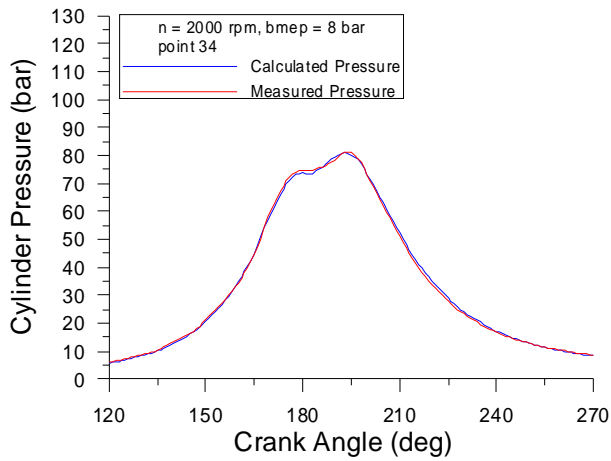
8.2.2.1. Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm



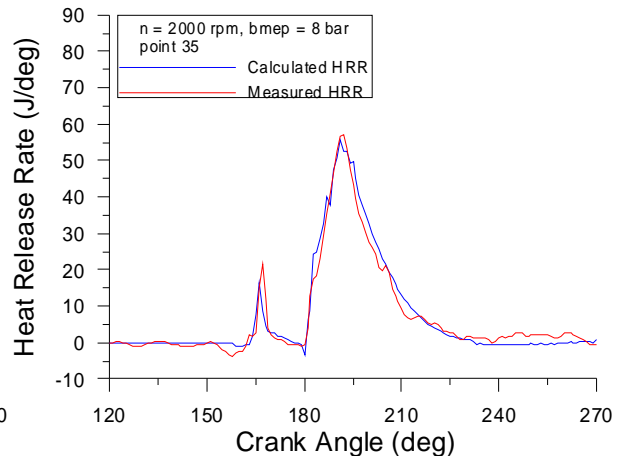
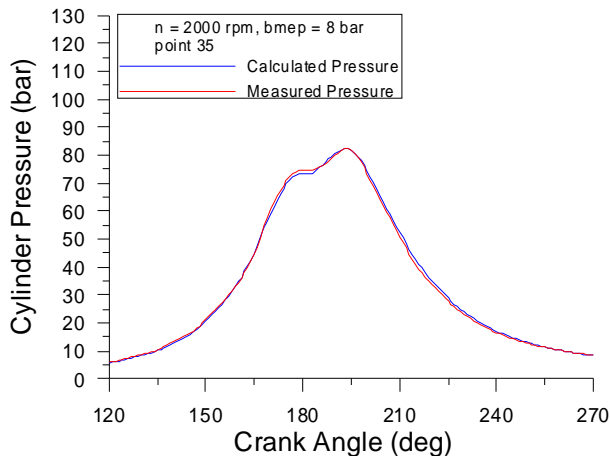
Σχήματα 116-117: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 31, 2000 rpm, 8 bar bmep, $p_{rail} = 650,1$ bar



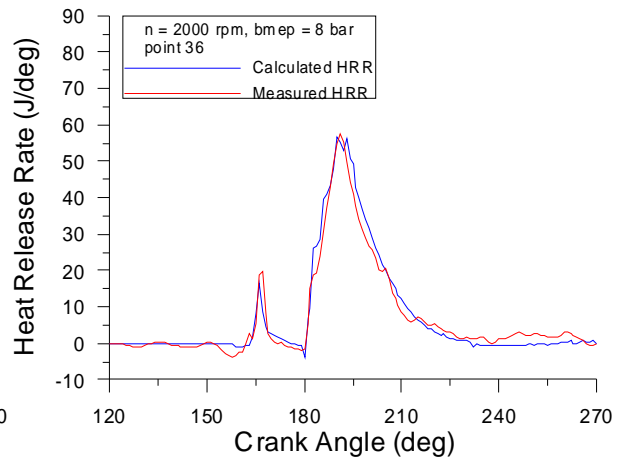
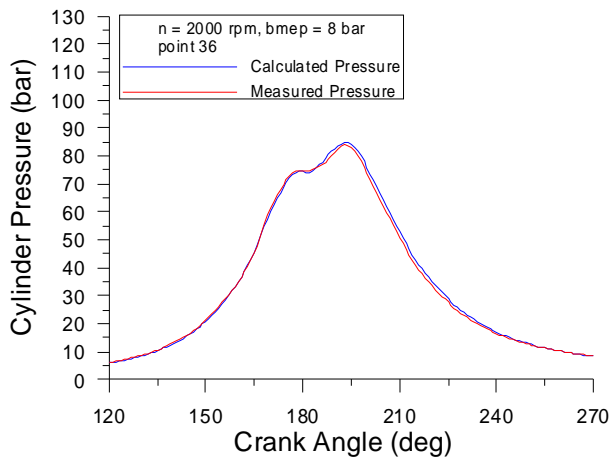
Σχήματα 118-119: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 33, 2000 rpm, 8 bar bmep, $p_{rail} = 750,1$ bar



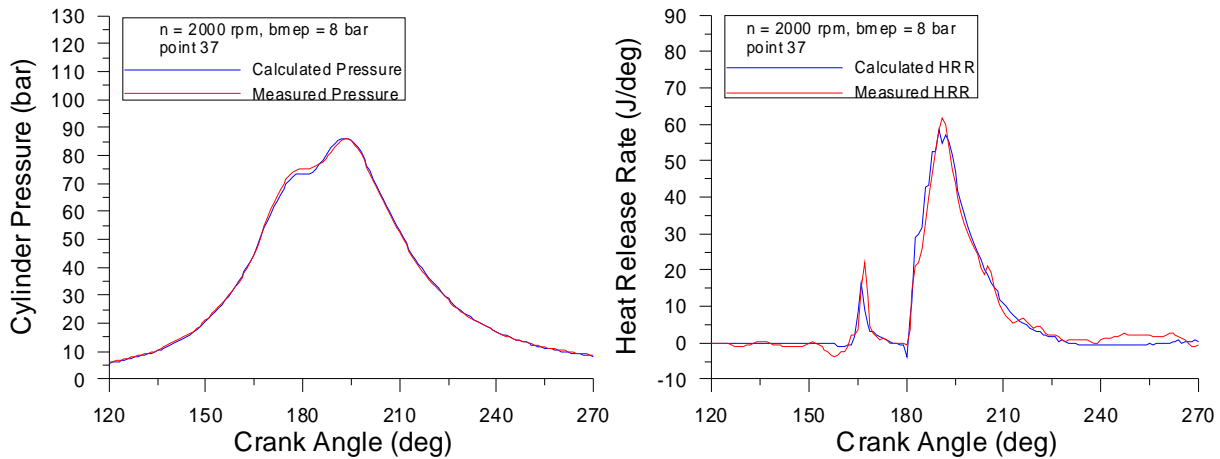
Σχήματα 120-121: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 34, 2000 rpm, 8 bar bmep, $p_{rail} = 800,0$ bar



Σχήματα 122-123: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 35, 2000 rpm, 8 bar bmep, $p_{rail} = 850,0$ bar

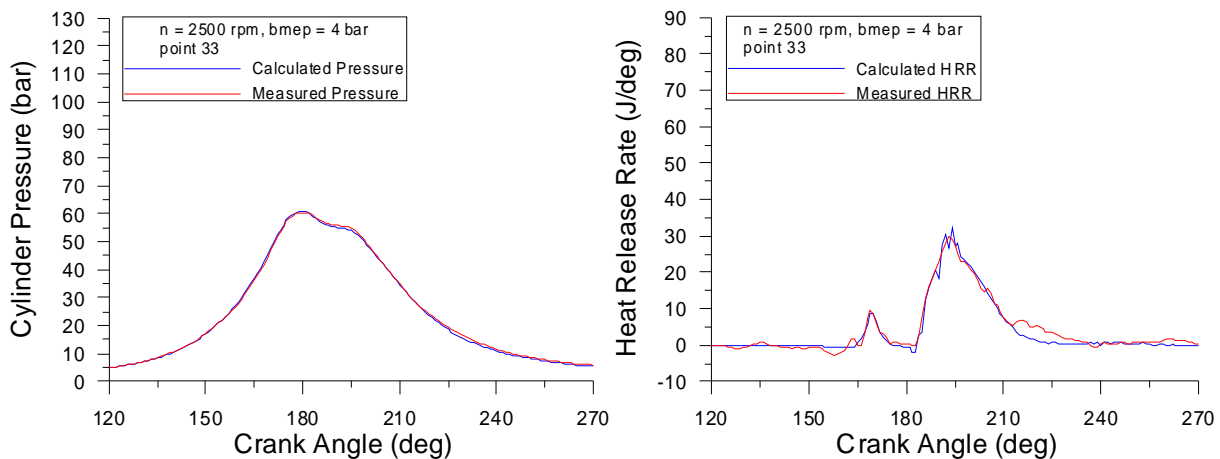


Σχήματα 124-125: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 36, 2000 rpm, 8 bar bmep, $p_{rail} = 900,0$ bar

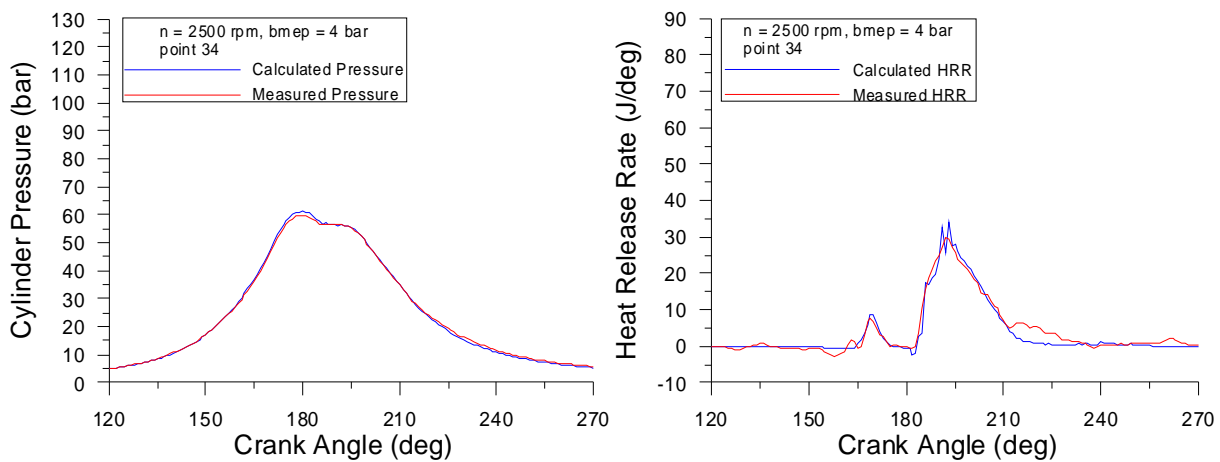


Σχήματα 126-127: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 37, 2000 rpm, 8 bar bmep, $p_{rail} = 950,0$ bar

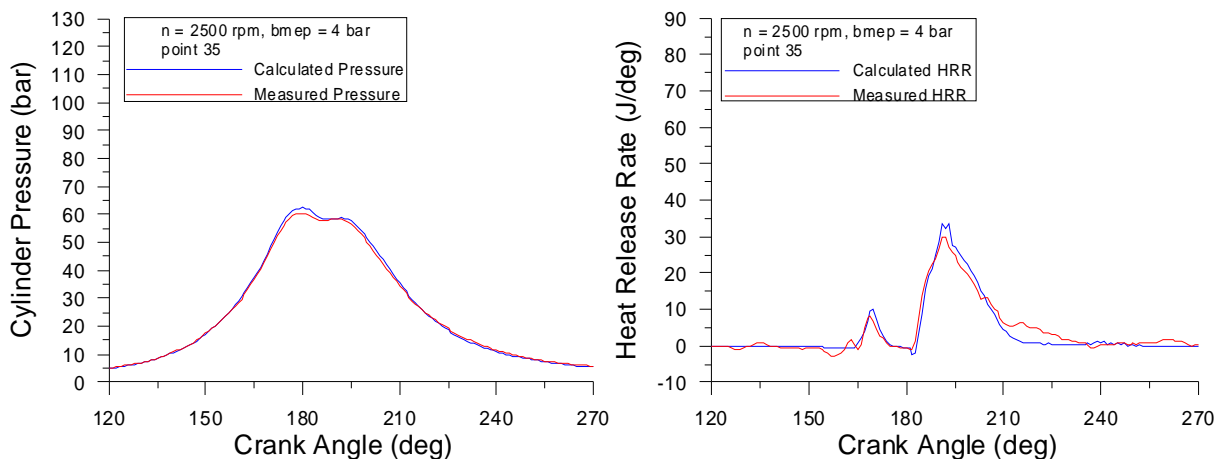
8.2.2.2. Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm



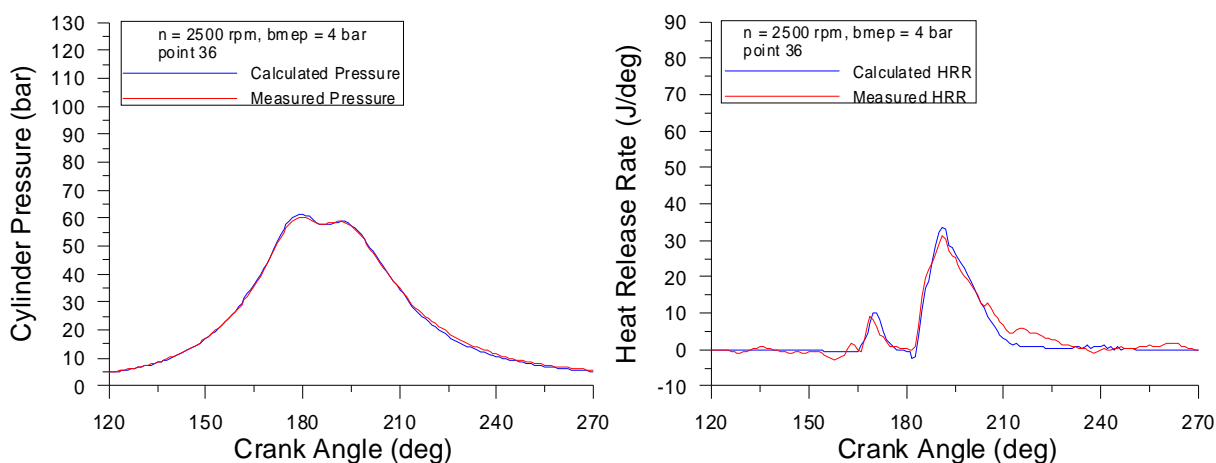
Σχήματα 128-129: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 33, 2500 rpm, 4 bar bmep, $p_{rail} = 600,0$ bar



Σχήματα 130-131: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 34, 2500 rpm, 4 bar bmep, $p_{rail} = 650,0$ bar

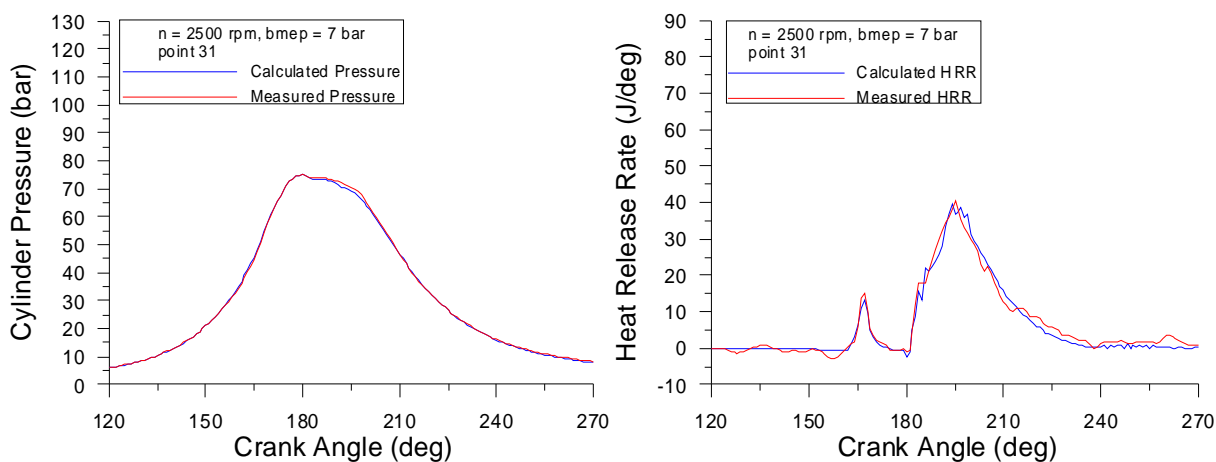


Σχήματα 132-133: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 35, 2500 rpm, 4 bar bmep, $p_{rail} = 700,0$ bar

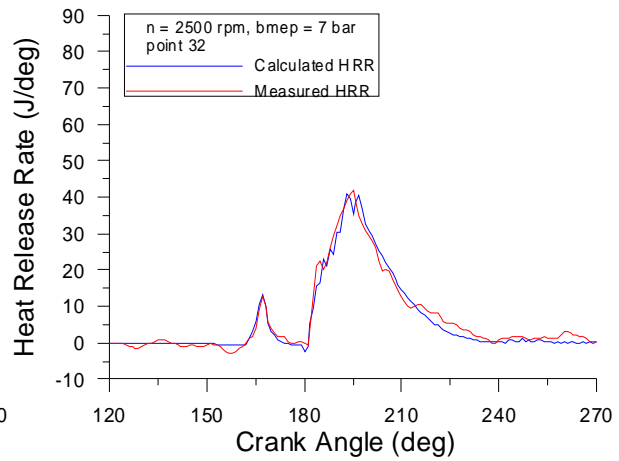
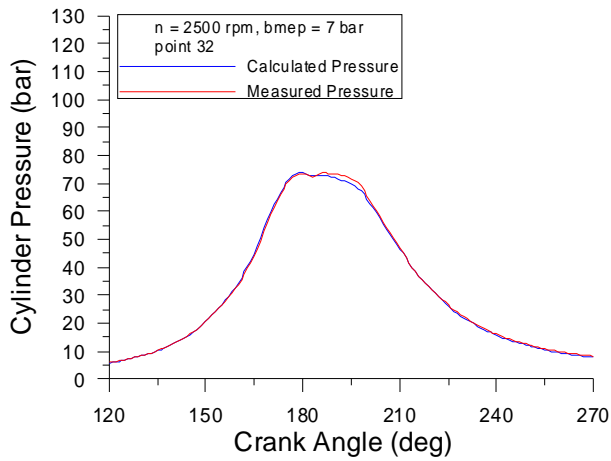


Σχήματα 134-135: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 36, 2500 rpm, 4 bar bmep, $p_{rail} = 750,0$ bar

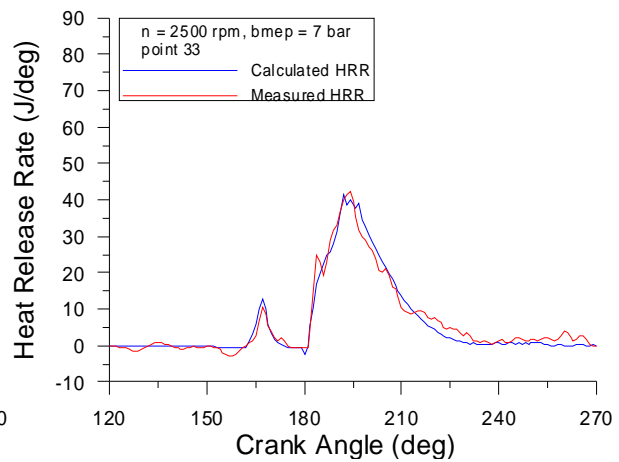
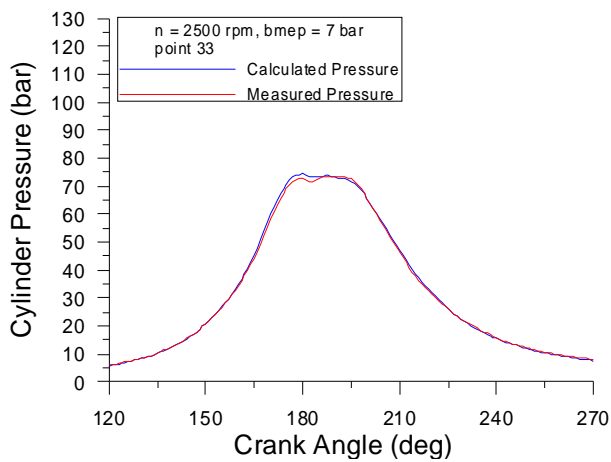
8.2.2.3. Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%) στις 2500 rpm



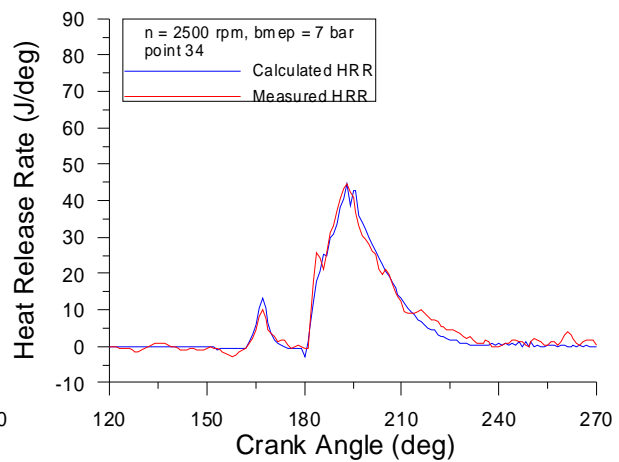
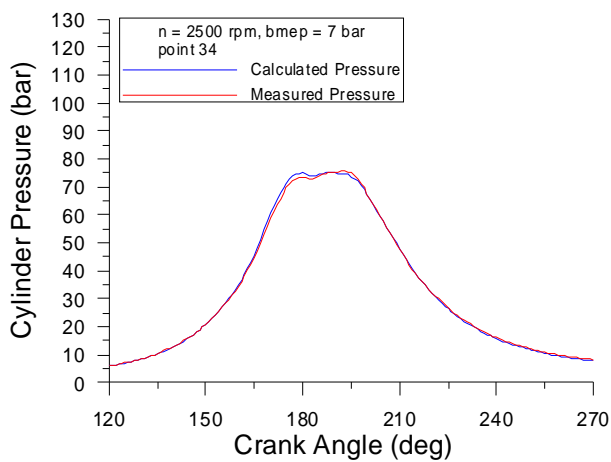
Σχήματα 136-137: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 31, 2500 rpm, 7 bar bmep, $p_{rail} = 650,0$ bar



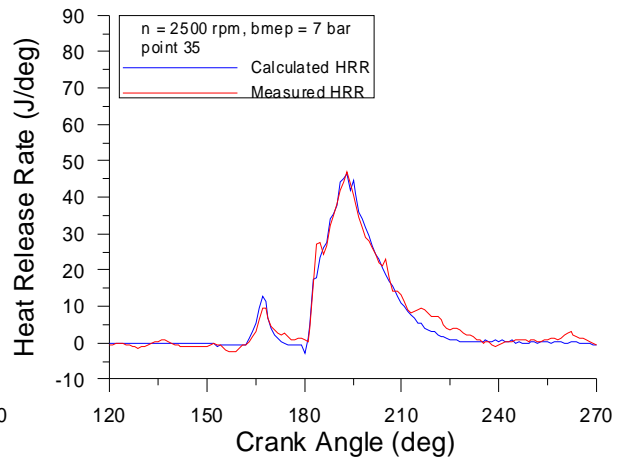
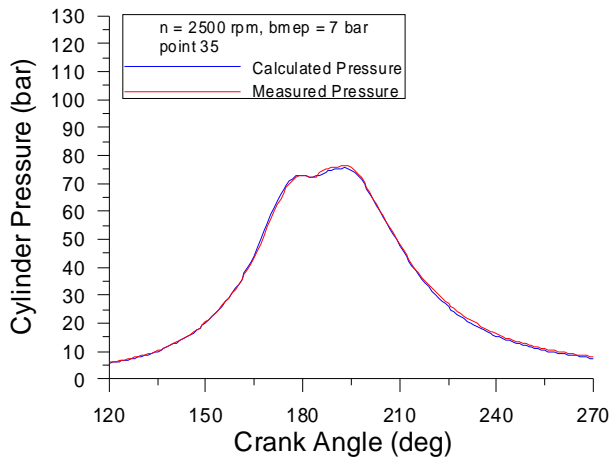
Σχήματα 138-139: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 32, 2500 rpm, 7 bar bmep, $p_{rail} = 700,0$ bar



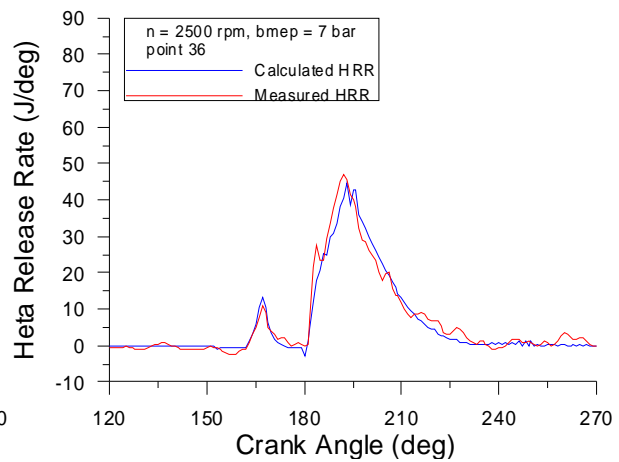
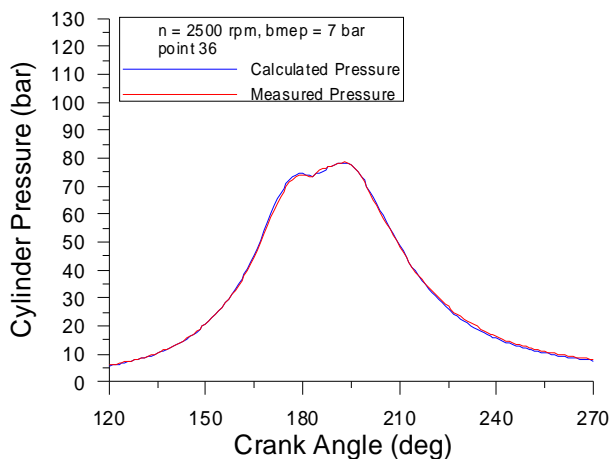
Σχήματα 140-141: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 33, 2500 rpm, 7 bar bmep, $p_{rail} = 750,0$ bar



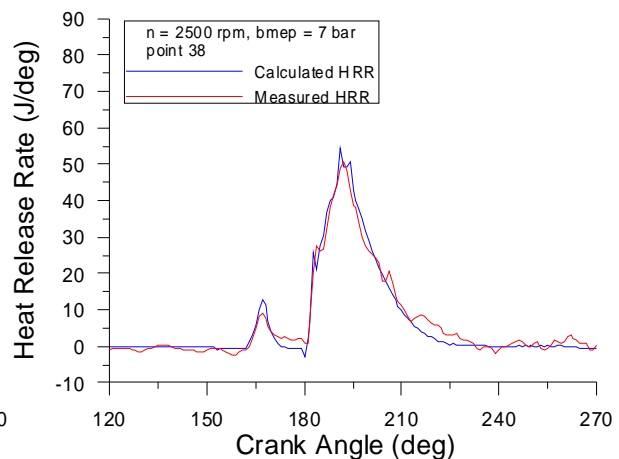
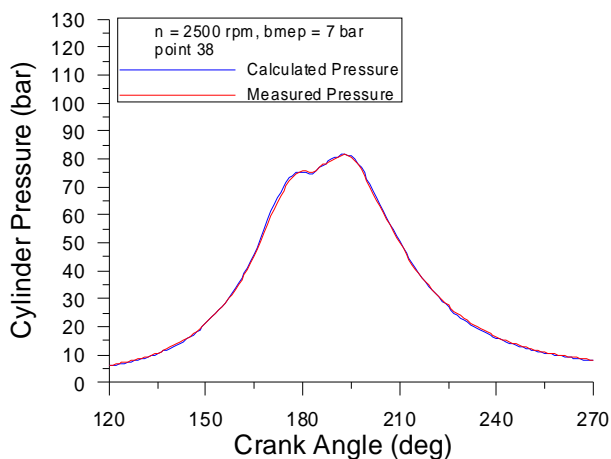
Σχήματα 142-143: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 34, 2500 rpm, 7 bar bmep, $p_{rail} = 800,1$ bar



Σχήματα 144-145: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 35, 2500 rpm, 7 bar bmep, $p_{rail} = 850,0$ bar



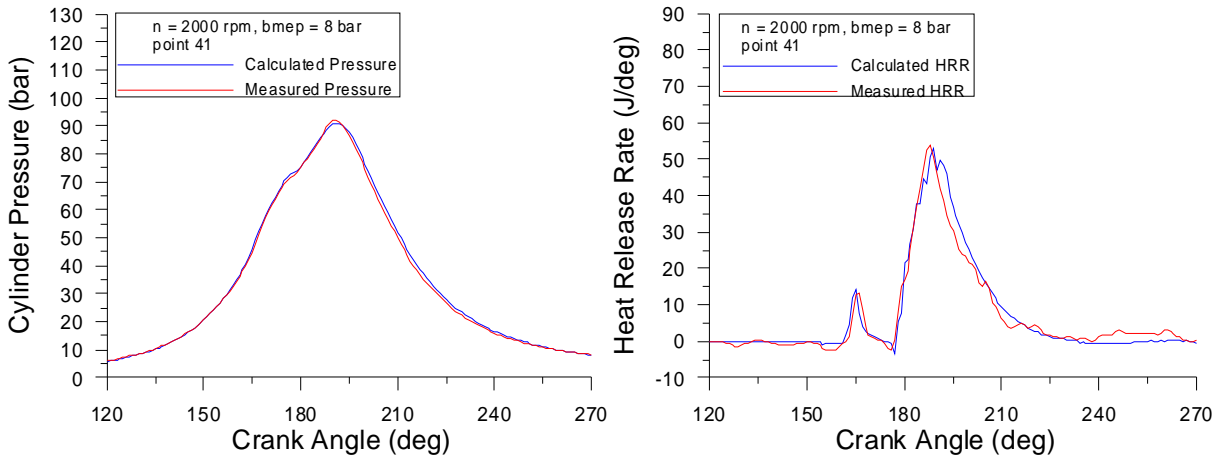
Σχήματα 146-147: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 36, 2500 rpm, 7 bar bmep, $p_{rail} = 900,0$ bar



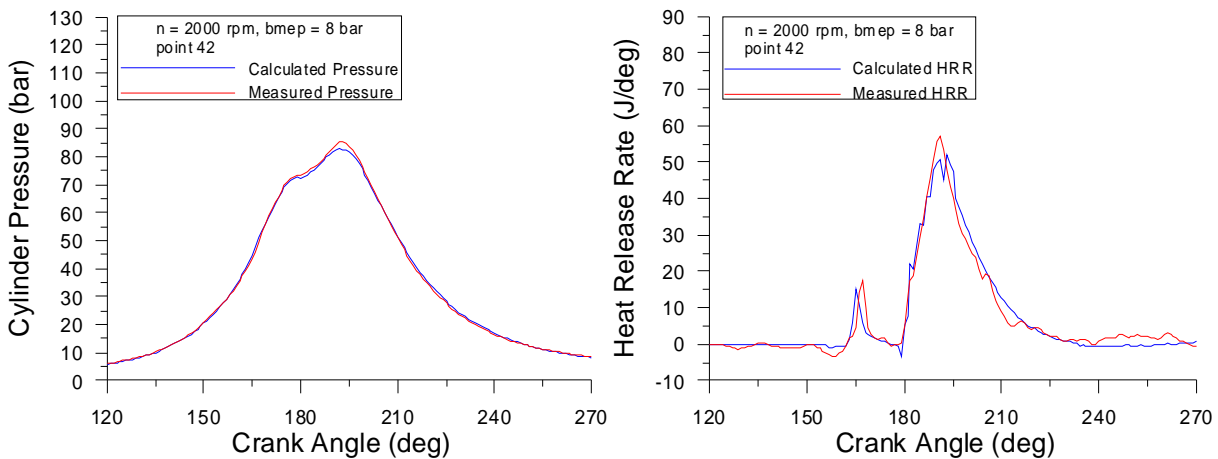
Σχήματα 148-149: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 38, 2500 rpm, 7 bar bmep, $p_{rail} = 1000,0$ bar

8.2.3. Προπορεία έγχυσης

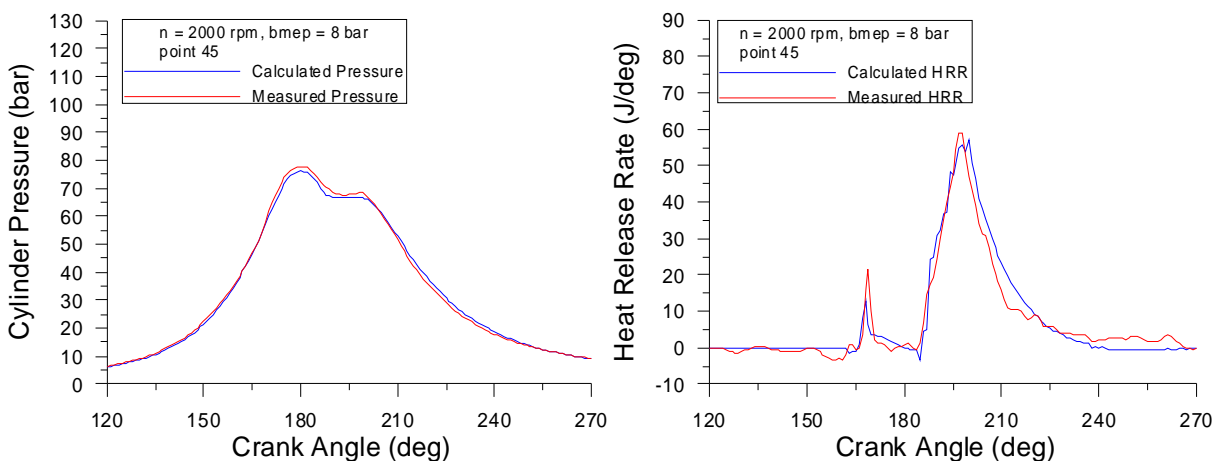
8.2.3.1. Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm



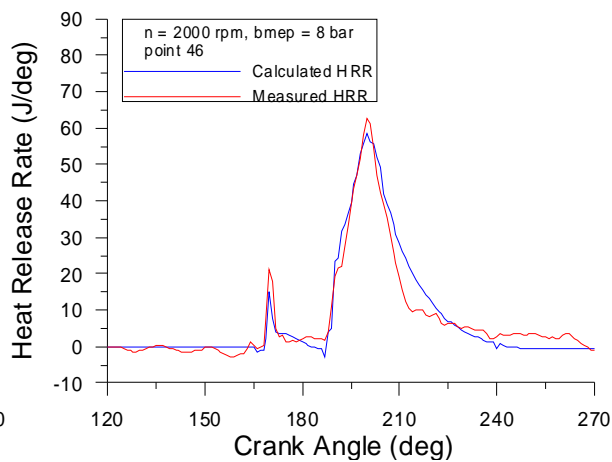
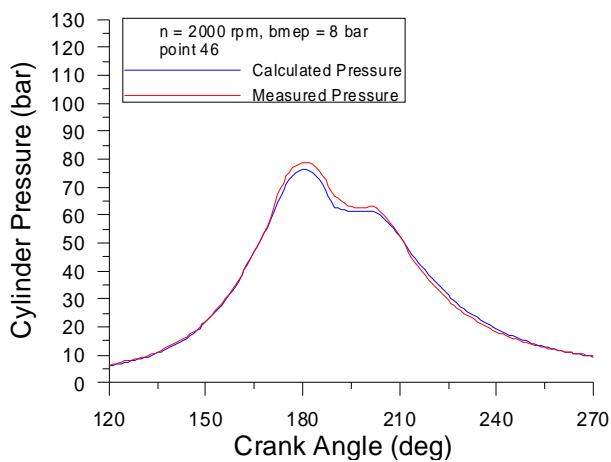
Σχήματα 150-151: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 41, 2000 rpm, 8 bar bmep, soi_main = -3,2° ATDC



Σχήματα 152-153: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 42, 2000 rpm, 8 bar bmep, soi_main = -1,2° ATDC

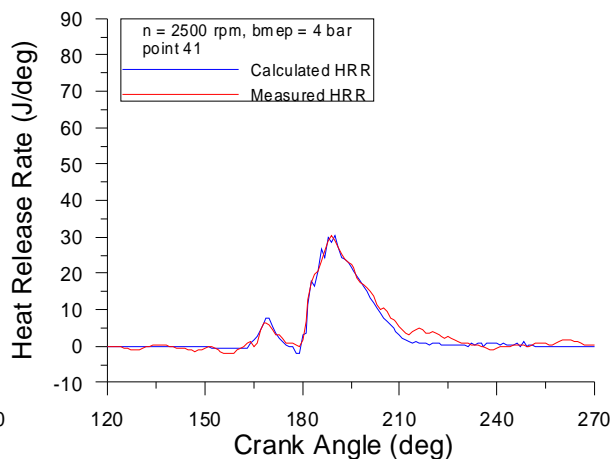
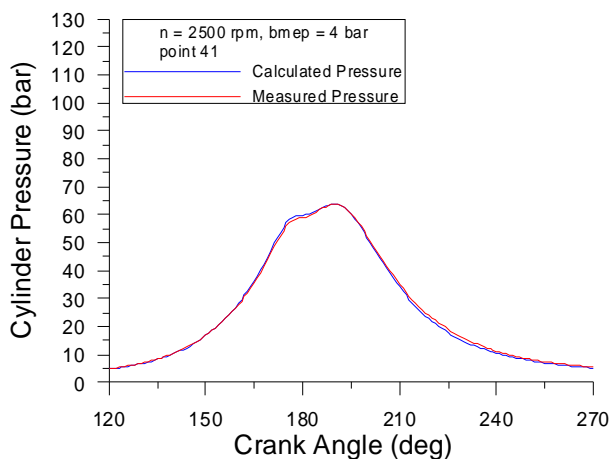


Σχήματα 154-155: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 45, 2000 rpm, 8 bar bmep, soi_main = 4,8° ATDC

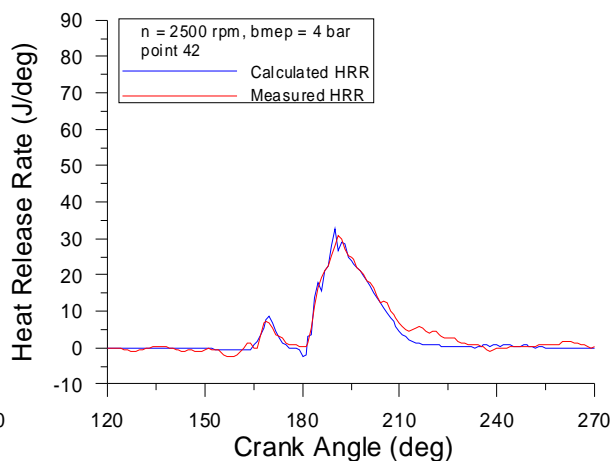
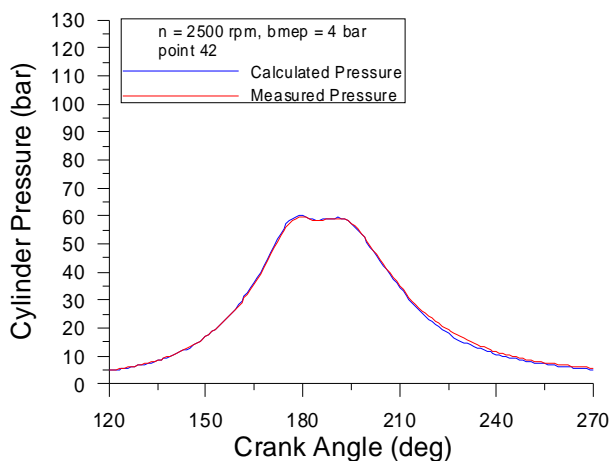


Σχήματα 156-157: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 46, 2000 rpm, 8 bar bmep, soi_main = 6,8° ATDC

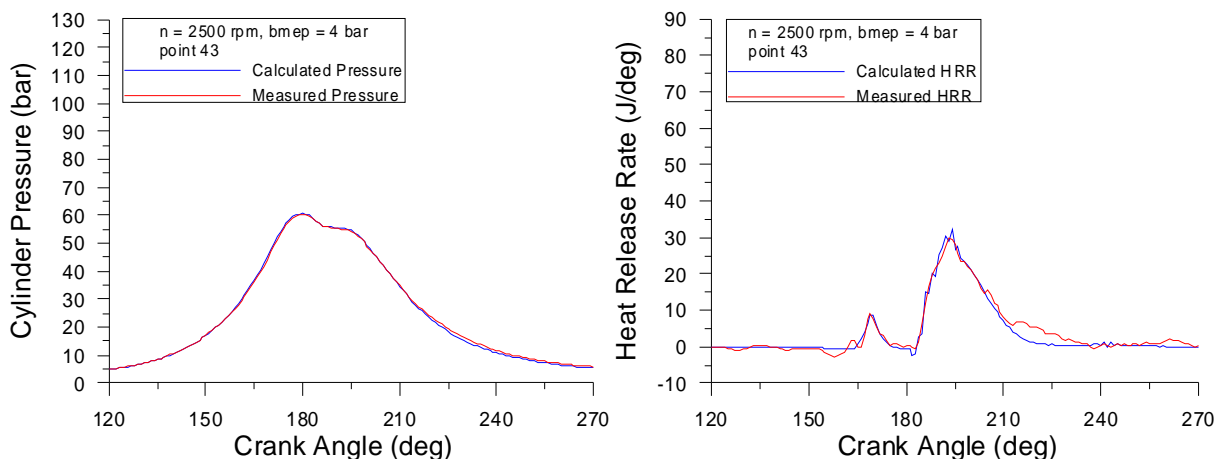
8.2.3.2. Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm



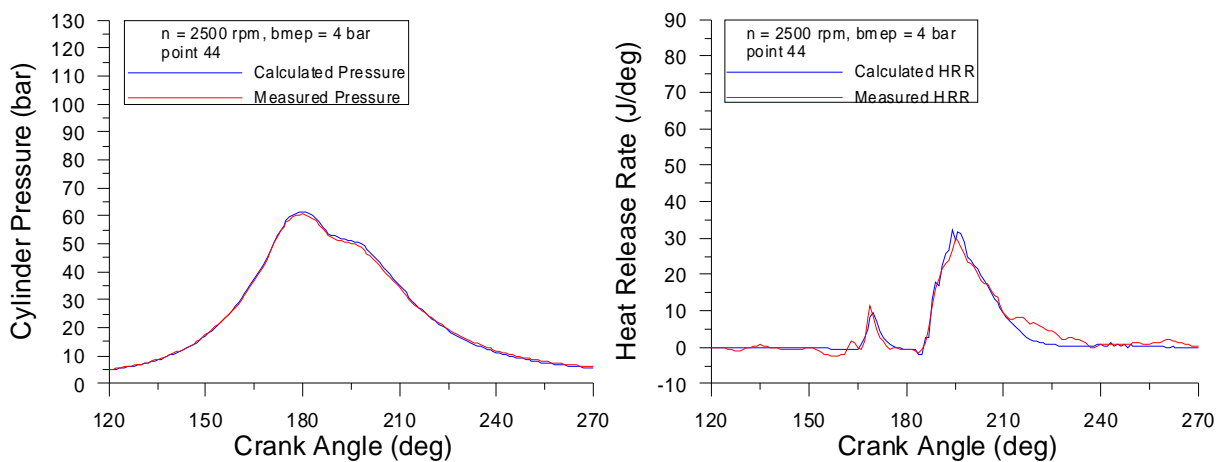
Σχήματα 158-159: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 41, 2500 rpm, 4 bar bmep, soi_main = -2,0° ATDC



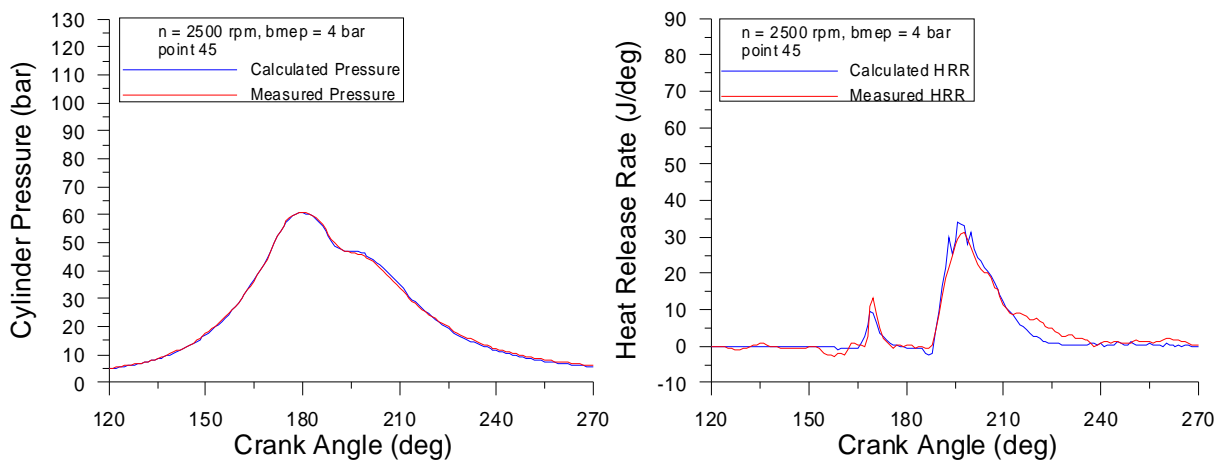
Σχήματα 160-161: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 42, 2500 rpm, 4 bar bmep, soi_main = 0,0° ATDC



Σχήματα 162-163: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 43, 2500 rpm, 4 bar bmep, soi_main = 2,0° ATDC

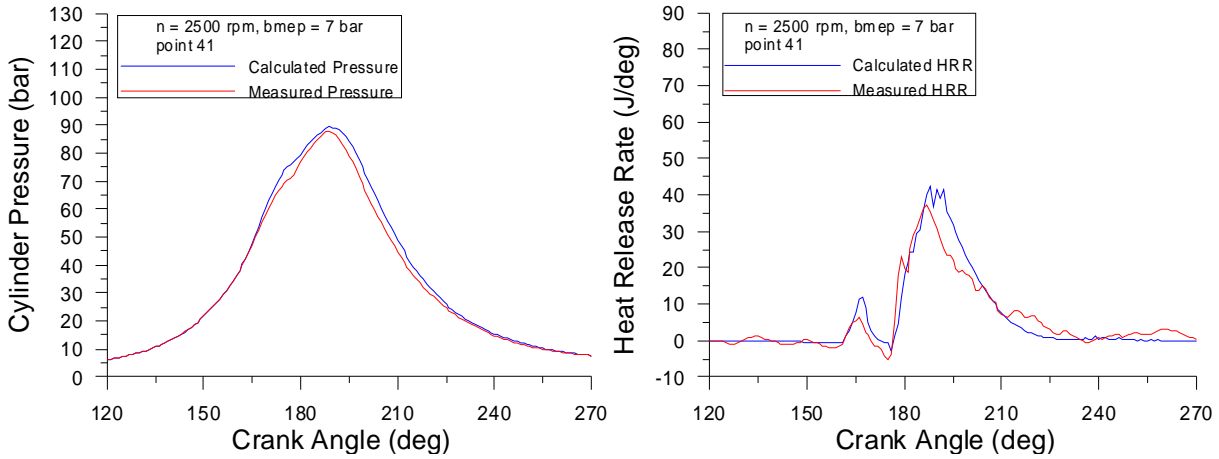


Σχήματα 164-165: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 44, 2500 rpm, 4 bar bmep, soi_main = 4,0° ATDC

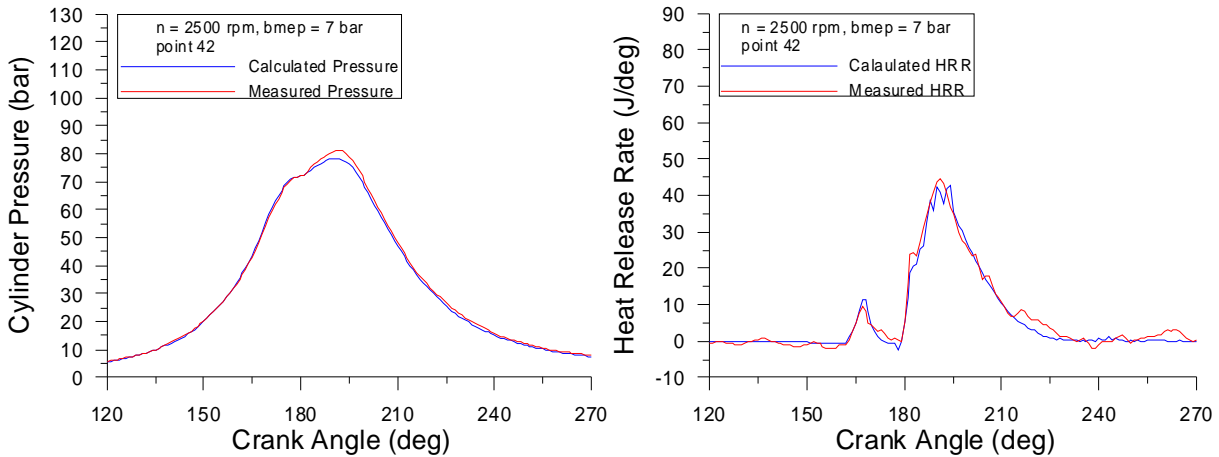


Σχήματα 166-167: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 45, 2500 rpm, 4 bar bmep, soi_main = 6,0° ATDC

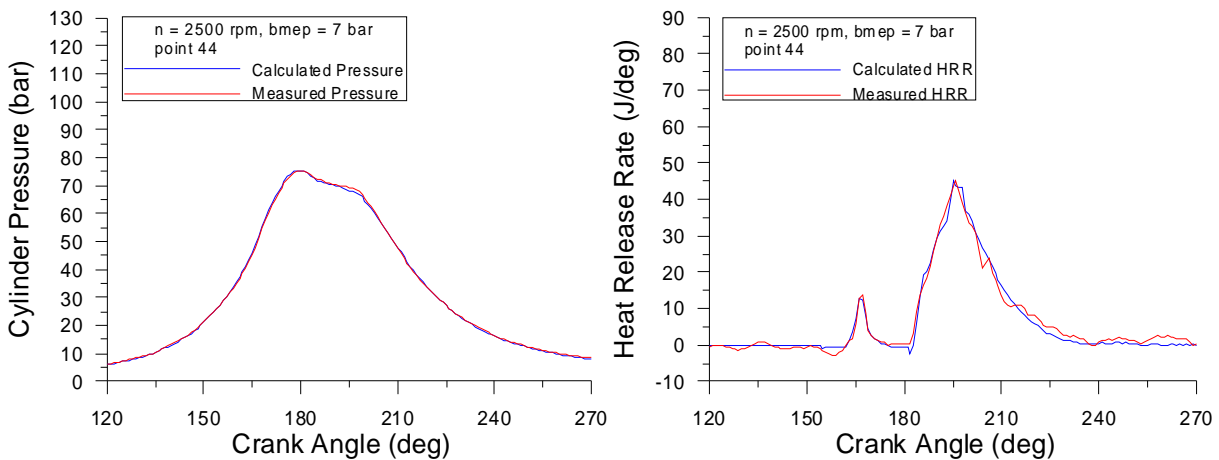
8.2.3.3. Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%) στις 2500 rpm



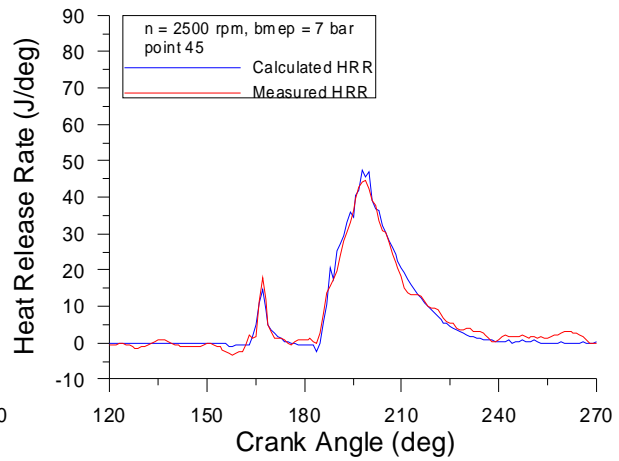
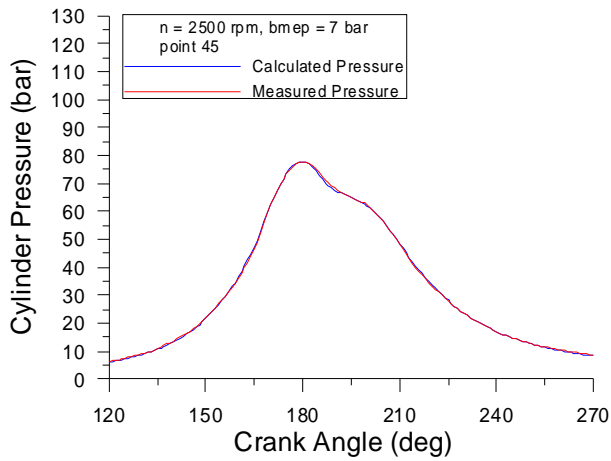
Σχήματα 168-169: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 41, 2500 rpm, 7 bar bmep, soi_main = -4,0° ATDC



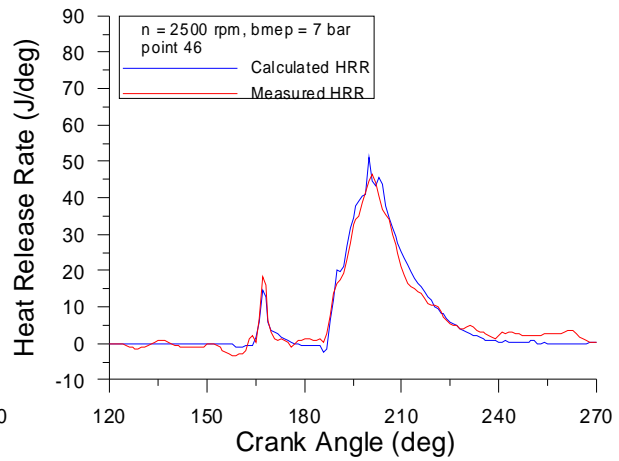
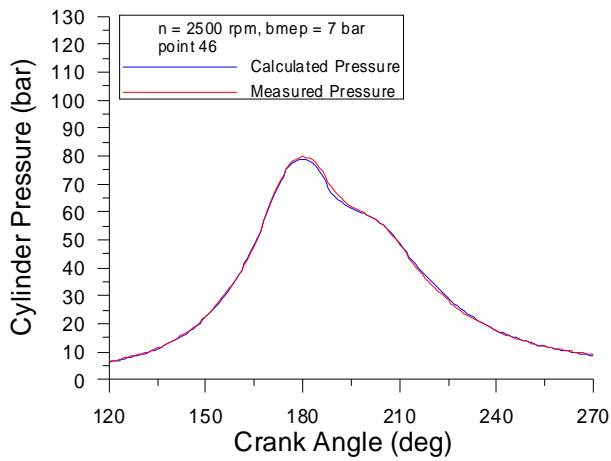
Σχήματα 170-171: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 42, 2500 rpm, 7 bar bmep, soi_main = -2,0° ATDC



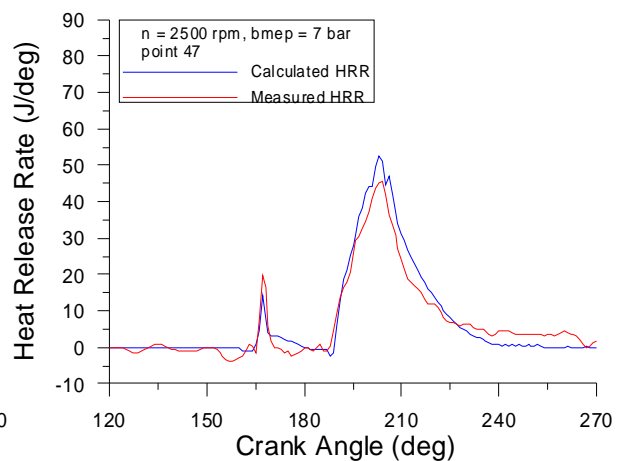
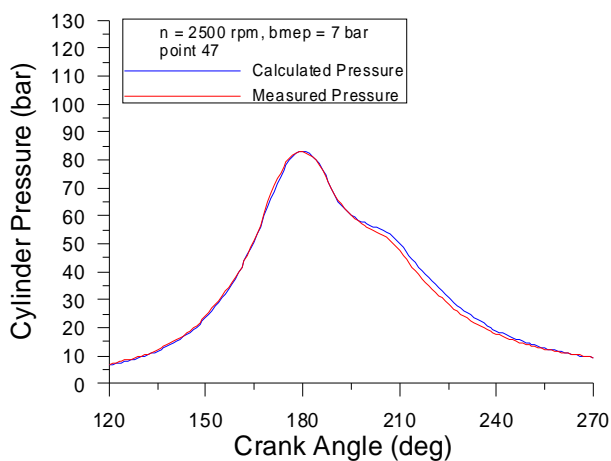
Σχήματα 172-173: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 44, 2500 rpm, 7 bar bmep, soi_main = 2,0° ATDC



Σχήματα 174-175: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 45, 2500 rpm, 7 bar bmep, $soi_{main} = 4,0^\circ$ ATDC



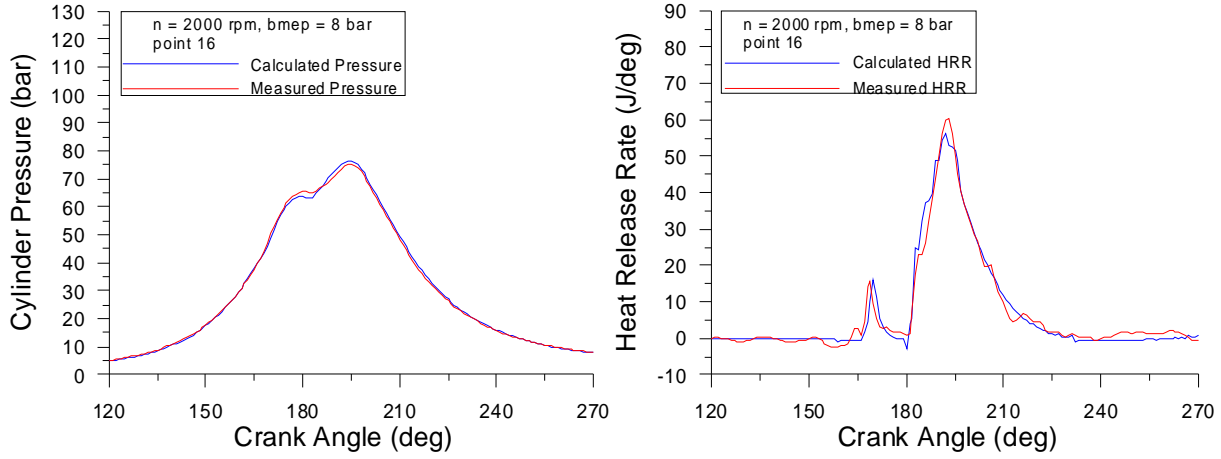
Σχήματα 176-177: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 46, 2500 rpm, 7 bar bmep, $soi_{main} = 6,0^\circ$ ATDC



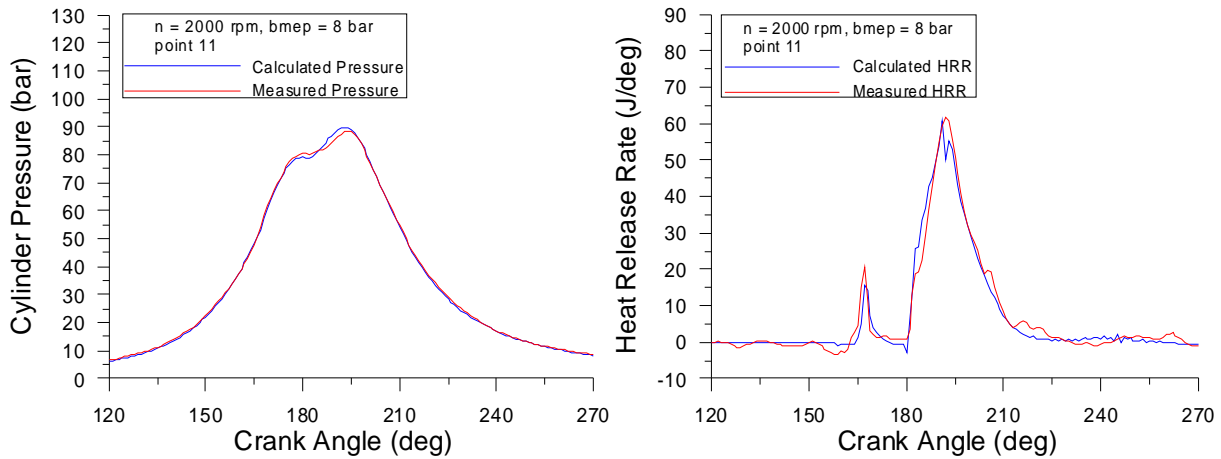
Σχήματα 178-179: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 47, 2500 rpm, 7 bar bmep, $soi_{main} = 8,0^\circ$ ATDC

8.2.4. Πίεση υπερπλήρωσης

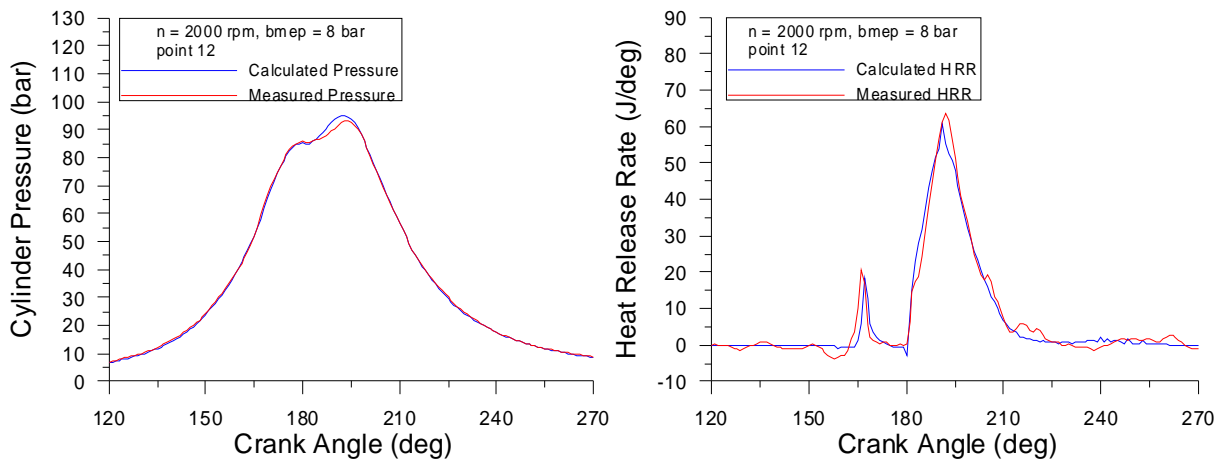
8.2.4.1. Μέση πραγματική πίεση 8 bar (φορτίο 50%) στις 2000 rpm



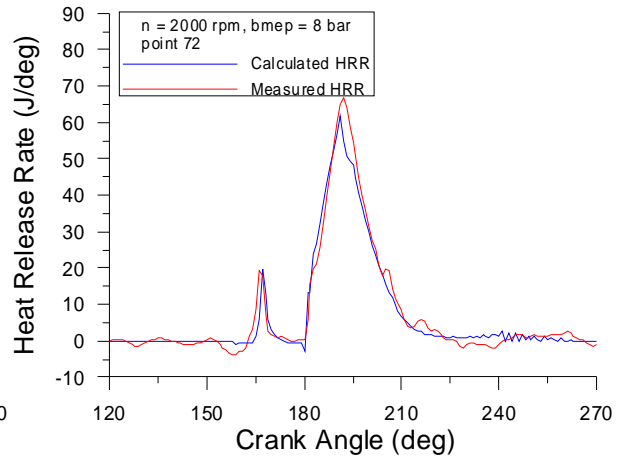
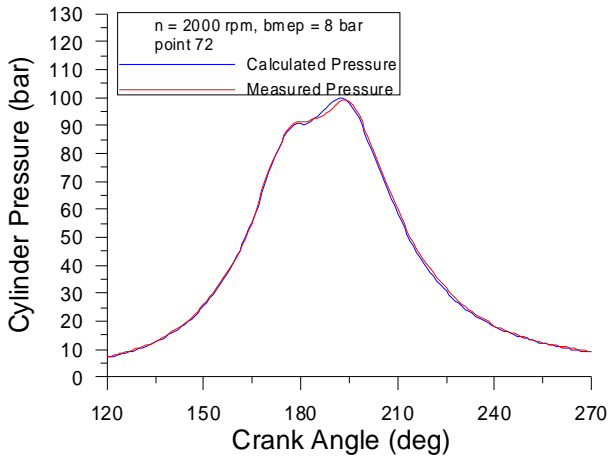
Σχήματα 180-181: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 16, 2000 rpm, 8 bar bmep, $p_{im} = 119600$ Pa



Σχήματα 182-183: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 11, 2000 rpm, 8 bar bmep, $p_{im} = 149470$ Pa

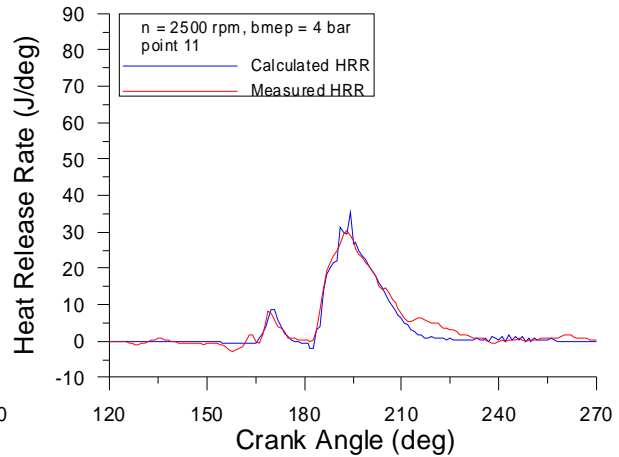
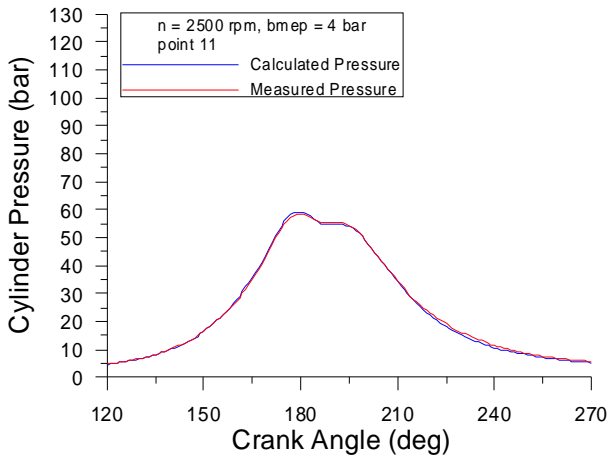


Σχήματα 184-185: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 12, 2000 rpm, 8 bar bmep, $p_{im} = 159220$ Pa

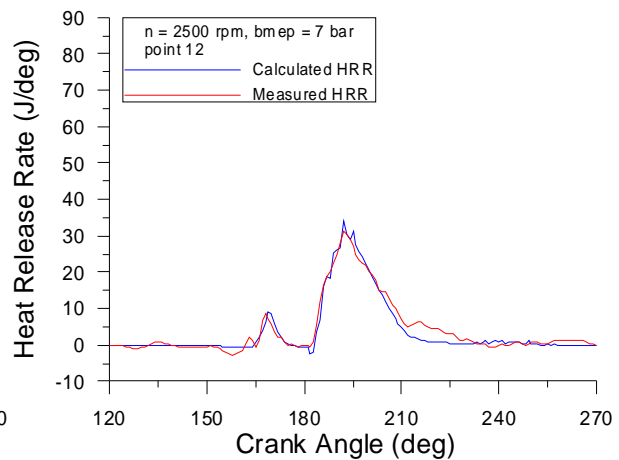
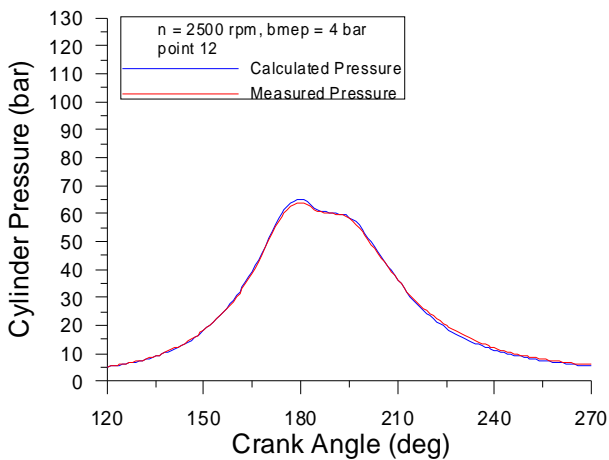


Σχήματα 186-187: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 72, 2000 rpm, 8 bar bmep, $p_{im} = 169020$ Pa

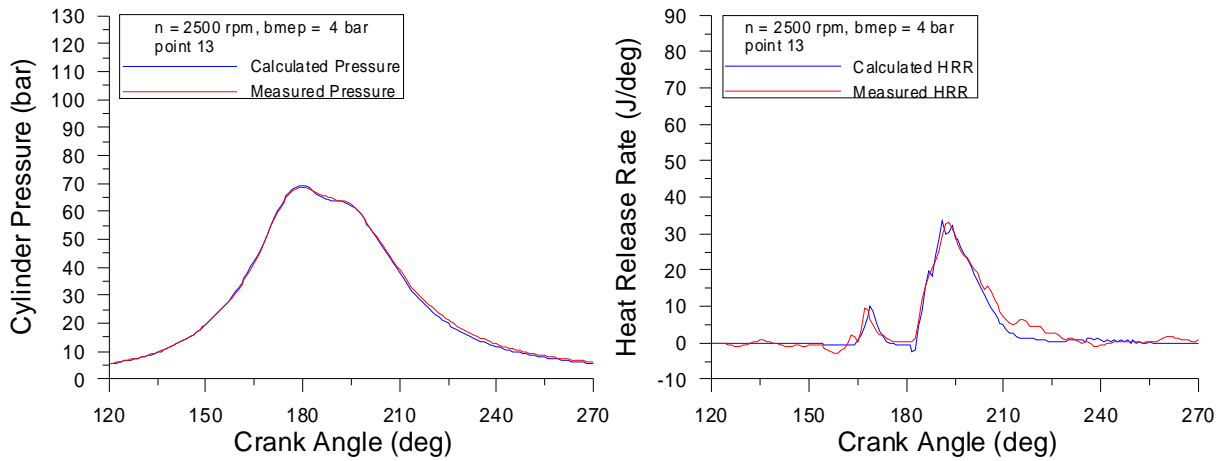
8.2.4.2. Μέση πραγματική πίεση 4 bar (φορτίο 25%) στις 2500 rpm



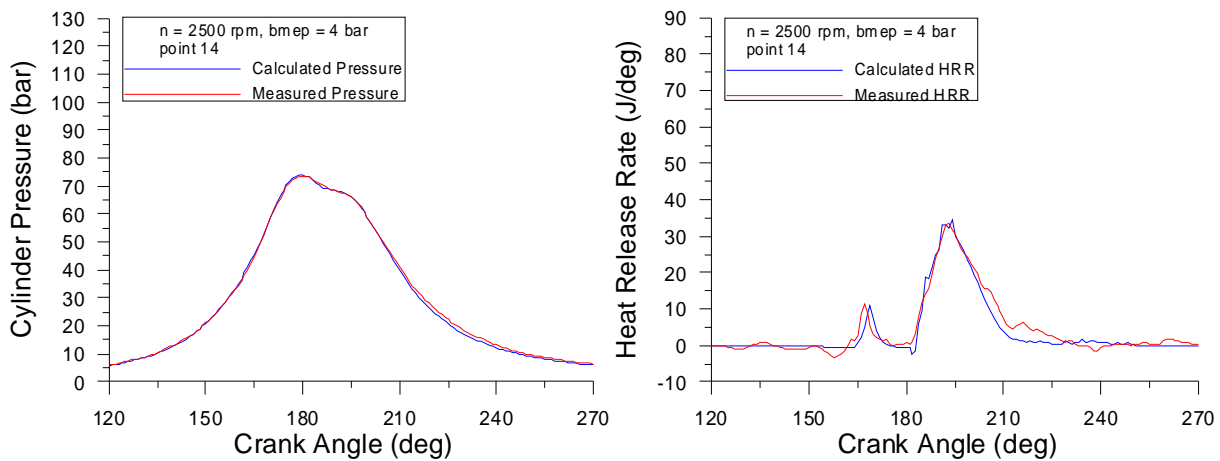
Σχήματα 188-189: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 11, 2500 rpm, 4 bar bmep, $p_{im} = 109050$ Pa



Σχήματα 190-191: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 12, 2500 rpm, 4 bar bmep, $p_{im} = 119010$ Pa

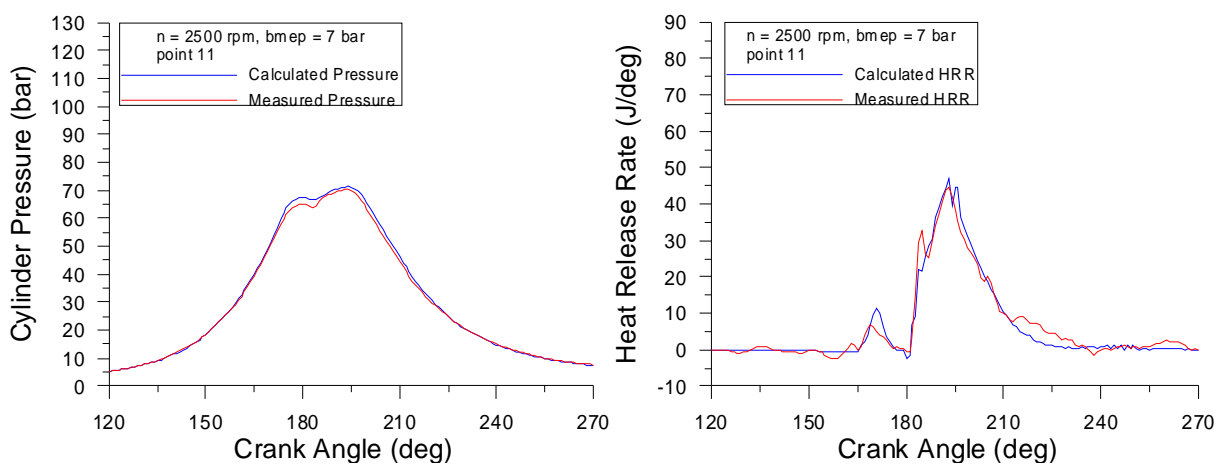


Σχήματα 192-193: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 13, 2500 rpm, 4 bar bmep, $p_{im} = 128920$ Pa

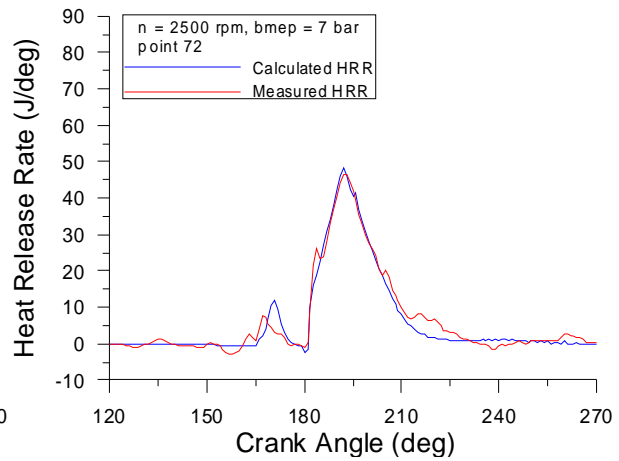
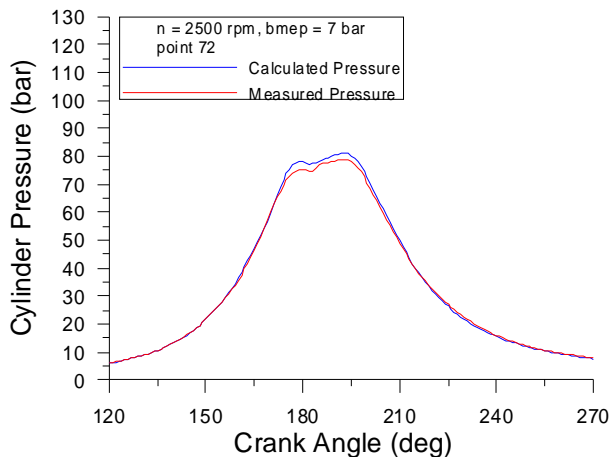


Σχήματα 194-195: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 14, 2500 rpm, 4 bar bmep, $p_{im} = 138770$ Pa

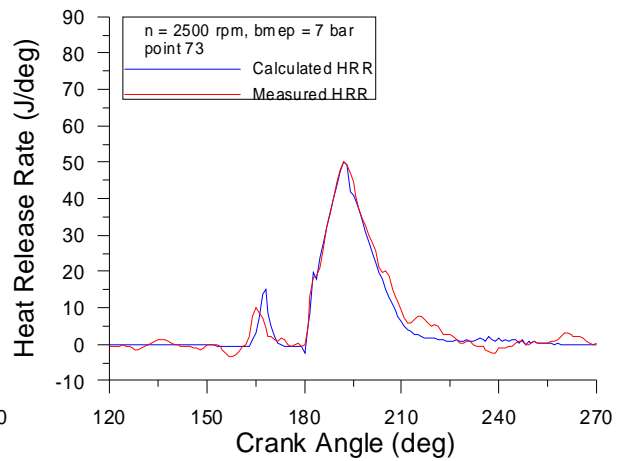
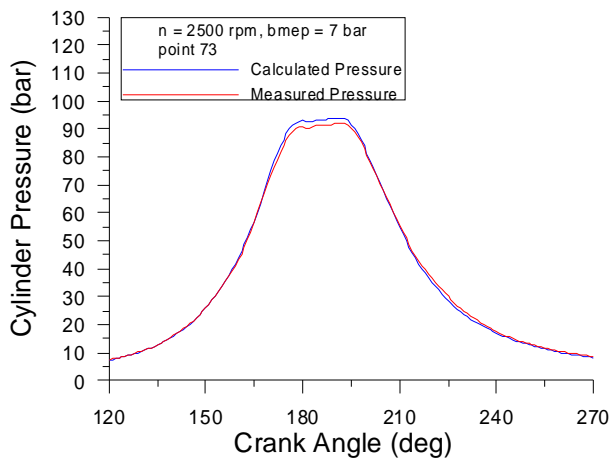
8.2.4.3. Μέση πραγματική πίεση 7 bar (φορτίο 45%) στις 2500 rpm



Σχήματα 196-197: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 11, 2500 rpm, 7 bar bmep, $p_{im} = 119480$ Pa



Σχήματα 198-199: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 72, 2500 rpm, 7 bar bmep, $p_{im} = 138690$ Pa



Σχήματα 200-201: Μετρημένα και υπολογισμένα δυναμοδεικτικά διαγράμματα/διαγράμματα ρυθμού έκλυσης θερμότητας για το σημείο 73, 2500 rpm, 7 bar bmep, $p_{im} = 169190$ Pa

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 9^ο

9. Βιβλιογραφία

1. ‘Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.’- Κ.Δ.Ρακόπουλος, Καθηγητής Ε.Μ.Π., Δ.Θ.Χουντάλας, Καθηγητής Ε.Μ.Π.
2. ‘Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.’- Κ.Δ.Ρακόπουλος, Καθηγητής Ε.Μ.Π.
3. ‘Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.’- Κ.Δ.Ρακόπουλος, Καθηγητής Ε.Μ.Π., Ε.Γ.Γιακουμής, λέκτορας Ε.Μ.Π.
4. ‘Internal Combustion Engine Fundamentals’- J.B.Heywood
5. ‘Multi-Zone Combustion Modelling for the Prediction of Pollutants Emissions and Performance of DI Diesel Engines’- D.A.Kouremenos, C.D.Rakopoulos, and D.T.Hountalas
6. ‘Developmet and Validation of a 3-D Multi-Zone Combustion Model for the Prediction of a DI Diesel Engine Performance and Pollutants Emissions’- C.D.Rakopoulos and D.T.Hountalas
7. ‘Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren’- Peter Kozuch
8. ‘Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulationdes Verbrennungsablaufes bei Pkw-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung’- Christian Barba
9. Διπλωματική εργασία της Γεωργίας-Βιργινίας Λαμπρούση
- 10.http://www.avl.com/wo/webobsession.servlet/go/encoded/YXBwPWJjbXMmcGFnZT12aWV3Jm1hc2s9ZG93bmhvYWQmbm9kZWlkPTQwMDA2MjMxOSZub2VuY29k_0AZT1QREYmZGlzcG9zaXRpb249aW5saW5l.pdf