



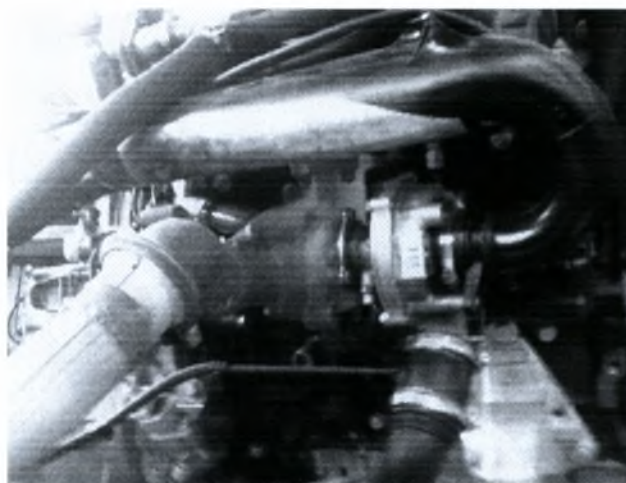
ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
Λ. Αθηνών - Πεδίον Άρεως, 383 34 ΒΟΛΟΣ
<http://www.mie.uth.gr/labs/lte/info.htm>



ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ: ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ & ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ
Διευθυντής: Καθηγητής Α.Μ. Σταματέλλος

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΜΙΓΜΑΤΩΝ BIODIESEL – ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ ΚΙΝΗΣΗΣ ΣΤΗΝ
ΑΠΟΔΟΣΗ, ΕΚΠΟΜΠΕΣ ΡΥΠΩΝ ΚΑΙ ΔΙΑΡΚΕΙΑ ΖΩΗΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ
ΕΠΙΒΑΤΙΚΟΥ ΑΥΤΟΚΙΝΗΤΟΥ ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΩΝ EURO 3 – EURO 4**



Συντάκτης: Λουκάς Δημητριάδης Α.Μ: 503054/746

Επιβλέπων Καθηγητής: Αναστάσιος Σταματέλλος

Βόλος Ιούνιος 2008



**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΒΙΒΛΙΟΘΗΚΗ & ΚΕΝΤΡΟ ΠΛΗΡΟΦΟΡΗΣΗΣ
ΕΙΔΙΚΗ ΣΥΛΛΟΓΗ «ΓΚΡΙΖΑ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ»**

Αριθ. Εισ.: 6557/1
Ημερ. Εισ.: 16-10-2008
Δωρεά: Συγγραφέα
Ταξιθετικός Κωδικός: ΠΤ – ΜΜΒ
2008
ΔΗΜ

Ευχαριστίες

Η παρούσα διπλωματική εργασία αποτελεί τον επίλογο σε ένα μεγάλο κεφάλαιο που αποτελούσαν οι πενταετείς σπουδές στο Τμήμα μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας. Ένα κεφάλαιο το οποίο πιστεύω θα αποτελέσει τη βάση για την μετέπειτα μου πορεία σαν άνθρωπος, τόσο στον επαγγελματικό όσο επίσης και στον προσωπικό τομέα. Θα ήθελα να ευχαριστήσω τους ανθρώπους που με βοήθησαν άμεσα η έμμεσα στην διεκπεραίωση των σπουδών μου σαν μηχανικός.

Στους γονείς μου για τη συνεχή τους καθοδήγηση και υποστήριξη στην μέχρι τώρα πορεία μου.

Στον καθηγητή μου Α.Μ. Σταματέλλο για την εμπιστοσύνη, την βοήθεια και τη συμπαράσταση που μου έδινε όποτε την χρειαζόμουν.

Στους Υπόλοιπους καθηγητές για τις γνώσεις που μου χάρισαν.

Στην Κα. Ολυμπία Ζώγου που χωρίς αυτήν η παρούσα εργασία θα ήταν πολύ διαφορετική.

Στους Φίλους και Συνεργάτες του εργαστηρίου, Δ. Τζιουρτζιούμη και Δ. Μπακάλη για τη βοήθεια στον πειραματικό και υπολογιστικό μέρος της εργασίας.

Στον Φίλο Γ. Κωνσταντά για τη βοήθεια του σε θέματα προγραμματισμού Η/Υ.

Στους πολύ καλούς Φίλους Δ. Τζιουρτζιούμη, Δ. Μπακάλη, Δ. Δημόπουλο για όσα περάσαμε μαζί εντός και εκτός σχολής. Ευχομαι να μην χαθεί αυτή η επαφή όταν στο μέλλον χωρίσουν οι δρόμοι μας.

Σε όλους τους φίλους και συμφοιτητές που γνώρισα πέντε χρόνια στο Βόλο για όλα όσα ανταλλάξαμε όσο μικρά και μεγάλα να ήταν αυτά.

Αφιερώνεται στον Πατέρα μου που δεν βρίσκεται μια μαζί μας ...

ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΜΙΓΜΑΤΩΝ BIODIESEL – ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ ΚΙΝΗΣΗΣ ΣΤΗΝ ΑΠΟΔΟΣΗ, ΕΚΠΟΜΠΕΣ ΡΥΠΩΝ ΚΑΙ ΔΙΑΡΚΕΙΑ ΖΩΗΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΕΠΙΒΑΤΙΚΟΥ ΑΥΤΟΚΙΝΗΤΟΥ ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΩΝ EURO 3 – EURO 4

Διπλωματική Εργασία

Λουκάς Δημητριάδης

27.6.2008

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	9
1.1	Κανονισμοί – προδιαγραφές καυσίμων στην ΕΕ και ΗΠΑ.....	11
1.2	Το Βιοντήζελ.....	12
1.3	Ερευνητική δραστηριότητα σχετική με επίδραση του βιοντήζελ στην καύση και εκπομπές ρύπων ΜΕΚ.....	13
1.4	Στόχος της εργασίας.....	15
2	ΔΙΑΦΟΡΟΠΟΙΗΣΕΙΣ ΣΤΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΕΓΧΥΣΗΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΩΝ ΓΕΝΕΩΝ.....	15
2.1	Κινητήρες με προθάλαμο.....	15
2.2	Κινητήρες απ’ ευθείας έγχυσης.....	19
2.3	ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΕΓΧΥΣΗΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ ΝΤΗΖΕΛ.....	23
2.3.1	Προθερμαντήρες.....	23
2.3.2	Προσαρμοστικό εγχυτήρα.....	24
2.3.3	Εγχυτήρας.....	24
2.3.4	Περιτροφικές αντλίες πετρελαίου.....	25
2.3.5	Ηλεκτροβαλβίδα.....	26

2.3.6	Φίλτρο πετρελαίου	26
2.4	Συστήματα έγχυσης common rail και injector-pump.....	27
2.5	Εκπομπές ρύπων κινητήρα Diesel.....	31
2.5.1	Εξέλιξη της νομοθεσίας περιορισμού εκπομπών ρύπων	32
2.5.2	Εξέλιξη των καυσίμων.....	33
2.6	Ανάλυση της καύσης.....	33
2.6.1	Η καθυστέρηση έναυσης.....	34
2.6.2	Η φάση απότομης καύσης.....	34
2.6.3	Η φάση ελεγχόμενης καύσης.....	34
2.7	Οι διάφοροι τύποι κινητήρων Diesel.....	34
2.7.1	Οι κινητήρες με προθάλαμο - στροβιλοθάλαμο	34
2.7.2	Οι κινητήρες απ' ευθείας έγχυσης	36
2.8	Οι κινητήρες απ' ευθείας έγχυσης υψηλής πίεσης common rail.....	37
2.8.1	Παρουσίαση του συστήματος	39
2.8.2	Το κύκλωμα τροφοδοσίας χαμηλής πίεσης	40
2.8.3	Η αντλία τροφοδοσίας	42
2.8.4	Το στοιχείο φίλτρου	43
2.8.5	Το κύκλωμα τροφοδοσίας της αντλίας υψηλής πίεσης	44
2.8.6	Η αντλία υψηλής πίεσης	45
2.8.7	Η ρύθμιση της υψηλής πίεσης	46
2.9	Ο βρόγχος ελέγχου της πίεσης έγχυσης	47
2.9.1	Λειτουργία του ρυθμιστή πίεσης	49
2.9.2	Το common rail	49
2.9.3	Οι εγχυτήρες.....	50

2.9.4	Αρχή λειτουργίας	52
2.9.5	Η ηλεκτρονική διαχείριση του συστήματος έγχυσης.....	53
2.10	Αρχή λειτουργίας	57
2.10.1	Παράμετροι που λαμβάνει υποψη ο Μικροϋπολογιστής.....	57
2.10.2	Μέτρα ασφαλείας.....	65
3	Ανασκόπηση βιβλιογραφίας	66
3.1	Ανασκόπηση των ισχυόντων και επερχόμενων ορίων εκπομπών της Νομοθεσίας.....	70
3.2	Σύσταση του biodiesel που χρησιμοποιείται στις δικές μας μετρήσεις	71
3.3	Επίδραση του βιοντήζελ στην απόδοση του κινητήρα	73
3.4	Οξειδία του αζώτου	76
3.5	Αίτια της αύξησης εκπομπών NOx με το biodiesel	76
3.6	Επίδραση των χαρακτηριστικών ιδιοτήτων του biodiesel.....	79
3.7	Μέτρα Αντιστάθμισης της επίδρασης του biodiesel στις εκπομπές NOx.....	80
3.8	Εκπομπές Σωματιδίων	81
3.9	Επίδραση του biodiesel στις εκπομπές THC.....	85
3.10	Επίδραση του biodiesel στις εκπομπές CO	87
3.11	Επίδραση στα διαστήματα συντήρησης	89
4	Βασικά χαρακτηριστικά σχεδιασμού και λειτουργίας του κινητήρα DW10 ATED της PSA90	
4.1	Το σύστημα BOSCH EDC 15C2 HDI (High pressure Diesel Injection) σε συνδυασμό με φίλτρο αιθάλης (2000)	92
4.1.1	Σύστημα Αντιρρύπανσης	93
4.2	Αρχή λειτουργίας του συστήματος HDI	93
4.3	Αρχή λειτουργίας του συστήματος φίλτρου αιθάλης.....	94
4.3.1	Αρχή λειτουργίας της αναγέννησης του φίλτρου	94
4.4	Το νέο σύστημα έγχυσης HDI BOSCH EDC 16 C3 για τον κινητήρα DV4TD (2003).95	

4.5	Βασικοί χάρτες ρύθμισης της έγχυσης καυσίμου.....	96
5	Πειραματική διάταξη	100
5.1	Περιγραφή πειραματικής διάταξης και οργάνων	102
5.2	Δυναμομετρική πέδη –controller.....	104
5.2.1	Δυναμομετρήτη πέδη.....	104
5.2.2	Ελεγκτής δυναμομέτρου-controller	105
5.3	Αναλυτές καυσαερίων	105
5.3.1	Αναλυτής άκαυστων υδρογονανθράκων.....	105
5.3.2	Αναλυτές μονοξειδίου και διοξειδίου του άνθρακα.	106
5.3.3	Αναλυτής NOX.....	107
5.4	Labview	108
5.5	INCA	109
5.6	Πειραματική διάταξη για λήψη δυναμοδεικτικού διαγράμματος	111
6	Διαδικασία και πρωτόκολλα μετρήσεων	115
6.1	Επιλογή μειγμάτων: reference, 30%, 50%, 100%.....	115
6.2	Επιλογή κύκλου δοκιμών ΣΤΟΝ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DW10.....	115
6.3	Προγραμματισμός μετρήσεων με το μονοκύλινδρο κινητήρα Ruggerini RF91 (Επίδραση αριθμού Κετανίου).....	116
7	Αποτελέσματα μετρήσεων.....	117
7.1	Συγκριτικά αποτελέσματα στα σημεία steady state (TEST PSA#1).....	119
7.2	Συγκριτικά αποτελέσματα στα σημεία steady state (TEST PSA#2).....	123
7.3	Παραμετροί του συστήματος Έγχυσης	124
7.4	Rail pressure	127
7.5	Εκπομπές Ρύπων	129

7.5.1	Εκπομπές HC	129
7.5.2	Εκπομπές NOx	131
7.5.3	Εκπομπές CO	133
7.6	Εκπομπές αιθάλης	135
7.7	INCA: Επίδραση BIODIESEL στις βασικές παραμέτρους λειτουργίας.....	136
7.7.1	Επίδραση στο αβάνς προέγχυσης και κυρίως έγχυσης.....	136
7.7.2	Επίδραση στη διάρκεια προέγχυσης και κυρίως έγχυσης.....	140
7.7.3	Επίδραση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου	144
8	Συζήτηση αποτελεσμάτων	146
9	Συμπεράσματα	147
10	Βιβλιογραφία	149

1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Σύμφωνα με το Vision Paper του Biofuels Research Advisory Council [1], έως το 2030, η ΕΕ έχει θέσει ως στόχο να αντικαταστήσει το 25% των καυσίμων που χρησιμοποιεί για τις οδικές μεταφορές με βιοκαύσιμα, που θα παρέχονται από μία ανταγωνιστική Ευρωπαϊκή Βιομηχανία. Έτσι θα μειωθεί σημαντικά η εξάρτηση της ΕΕ από τις εισαγωγές ορυκτών καυσίμων. Επιπλέον, τα βιοκαύσιμα παράγονται χρησιμοποιώντας, ως επί το πλείστον, αειφόρες και καινοτόμες τεχνολογίες, που δημιουργούν ευκαιρίες για πάροχους βιομάζας, παραγωγούς βιοκαυσίμων και την αυτοκινητοβιομηχανία [2], αλλά και για E&A για παραπέρα ανάπτυξη της αειφορίας τους.

Δεδομένου ότι οι οδικές μεταφορές καταναλώνουν το 30% της συνολικής ενέργειας στην ΕΕ, και σήμερα αυτές εξαρτώνται κατά 98% από εισαγόμενα συμβατικά καύσιμα των οποίων οι τιμές και η διαθεσιμότητα δεν είναι εγγυημένες, ο τομέας αυτός θεωρείται η Αχίλλειος πτέρνα της ΕΕ όσον αφορά την ικανοποίηση των στόχων του Kyoto. Οι μηχανές εσωτερικής καύσης είναι βέβαιο ότι θα συνεχίσουν να αποτελούν την κυρίαρχη τεχνολογία στα αυτοκίνητα έως το 2030, και θα εξακολουθήσουν να καίνε κυρίως υγρά καύσιμα.

Δεδομένου ότι μέχρι το 2030 αναμένεται αύξηση κατά 50% της συνολικής κατανάλωσης καυσίμων, η καλύτερη διαθέσιμη λύση για να ικανοποιήσει η ΕΕ τις δεσμεύσεις του Kyoto είναι η κάλυψη του μεγαλύτερου μέρους της αύξησης αυτής από βιοκαύσιμα αντί για συμβατικά καύσιμα. Για τους παραπάνω λόγους η Ευρώπη έχει ήδη ορίσει φιλόδοξους στόχους για την ανάπτυξη του τομέα των βιοκαυσίμων. Η ανάπτυξη καινοτόμων τεχνολογιών βιοκαυσίμων θα βοηθήσει να επιτευχθούν οι στόχοι αυτοί.

Εξαιτίας του σημαντικού δυναμικού της ΕΕ για παραγωγή βιοκαυσίμων, η χρήση βιοκαυσίμων μπορεί να αυξηθεί σημαντικά από το σημερινό επίπεδο του 2% των συνολικών καυσίμων, πιθανώς μέχρι και το 25% το 2030. Εκτιμάται ότι για να παράγεται η ποσότητα βιοκαυσίμων που προβλέπει η Οδηγία 2003/30/EC θα πρέπει να δεσμευτεί μεταξύ 4 και 18% της συνολικής καλλιεργήσιμης γής της ΕΕ. Η δημιουργία μιας Ευρωπαϊκής Αγοράς για τα βιοκαύσιμα θα προσφέρει σημαντικές ευκαιρίες στις νέες Χώρες Μέλη, που έχουν περισσότερη κατά κεφαλή γεωργική γη, και θα διευκολύνει την απορρόφηση του αγροτικού τομέα στην Κοινή Αγροτική Πολιτική της ΕΕ. Με την προϋπόθεση βέβαια ότι θα γίνει βελτιστοποίηση των

καλλιεργειών ώστε να περιοριστεί η δεσμευμένη επιφάνεια και πιθανές εμπλοκές με το κύκλωμα παραγωγής τροφίμων

Η παραγωγή βιοκαυσίμων αντιπροσωπεύει μία μεγάλη ευκαιρία για την Ευρωπαϊκή Οικονομία. Η ανάπτυξη καινοτόμων τεχνολογιών μπορεί να δημιουργήσει νέες θέσεις εργασίας σε αγροτικές περιοχές, αλλά και σε βιομηχανίες. Επιπλέον, νέες ευκαιρίες εργασίας μπορεί να προκύψουν από εξαγωγή τεχνολογίας. Σύμφωνα με πρόσφατη μελέτη, εάν ο Ευρωπαϊκός στόχος για τις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας επιτευχθεί το 2010, η αύξηση της απασχόλησης στον τομέα των βιοκαυσίμων μπορεί να δημιουργήσει πάνω από 400 000 θέσεις εργασίας με έτος αναφοράς το 2000. Καινοτόμες τεχνολογίες θα χρειαστούν για την παραγωγή βιοκαυσίμων με ενεργειακά αποδοτικό τρόπο, από μία ευρύτερη γκάμα πηγών βιομάζας και την εν γένει μείωση του κόστους.

Οι εναλλακτικές λύσεις που θα αναπτυχθούν, θα πρέπει να είναι αειφόρες σε οικονομικούς, περιβαλλοντικούς και κοινωνικούς όρους, και να φέρουν την Ευρωπαϊκή βιομηχανία σε ηγετική θέση. Αυτό σημαίνει ότι εκτός από καθαρά οικονομικούς παράγοντες, όπως οι απαιτούμενες επενδύσεις, κόστος λειτουργίας και παραγωγικό δυναμικό, άλλοι παράγοντες όπως τα ισοζύγια ενέργειας και αερίων θερμοκηπίου, ο πιθανός ανταγωνισμός με την παραγωγή τροφίμων και οι επιπτώσεις της παραγωγής βιομάζας στο περιβάλλον θα πρέπει να ληφθούν υπόψη. Επομένως η πρόκληση εδώ είναι να αυξηθεί σημαντικά η παραγωγή βιοκαυσίμων με χρήση καινοτόμων πρώτων υλών, διεργασιών και τεχνολογιών, που να είναι και ανταγωνιστικές και αειφόρες.

Τα παραπάνω ισχύουν σε σημαντικό βαθμό και για την Ελλάδα, παρά το γεγονός ότι έχει ξεκινήσει σχετικά αργά η παραγωγή και χρήση βιοκαυσίμων. Όσον αφορά το παραγωγικό δυναμικό, η Ελλάδα είναι μεταξύ των χωρών που έχουν τη δυνατότητα να παράγουν το μεγαλύτερο ποσοστό των βιοκαυσίμων που προβλέπεται να καταναλώνουν το 2030. Όσον αφορά τους στόχους της ΕΕ, στην Ελλάδα σήμερα έχουμε κατά μέσον όρο πάνω από 4 % ανάμιξη biodiesel στο χρησιμοποιούμενο Diesel κίνησης, (το οποίο είναι περίπου 2,500,000,000 λίτρα), δηλαδή 114,000,000 λίτρα Biodiesel. Συγκριτικά, στις ΗΠΑ, που υστερεί σημαντικά έναντι της ΕΕ στο biodiesel, το ποσοστό ανάμιξης Biodiesel δεν υπερβαίνει το 0.7%, σε σύνολο 150,000,000,000 λίτρων κατανάλωσης Diesel κίνησης.

Στον παρακάτω πίνακα φαίνεται η προβλεπόμενη εξέλιξη της κατανάλωσης των τριών κυριότερων καυσίμων του τομέα των μεταφορών για την Ελλάδα έως το 2020 [3]

Πίνακας 1: Προβλεπόμενη Εξέλιξη κατανάλωσης καυσίμων μέχρι το 2020

Είδος καυσίμου/Έτος	1990	2005	2010	2020
Βενζίνη	3350	4086	3880	3680
Κηροζίνη	915	1181	1280	1450
Diesel κίνησης	2085	2448	2650	2550
ΣΥΝΟΛΟ (ktoe)	6350	7715	7810	7680

Επομένως, προβλέπουμε ότι το έτος 2010 θα πρέπει να καλύπτεται το 5% της συνολικής κατανάλωσης καυσίμων μεταφορών από βιοκαύσιμα, ή κατά προσέγγιση 390 ktoe βιοκαυσίμων. Εφόσον αυτή η ποσότητα πρόκειται να καλυφθεί σχεδόν αποκλειστικά από βιοντήζελ, προκύπτει μια ποσότητα τάξης μεγέθους 390,000,000 λίτρων βιοντήζελ, δηλαδή υπερτριπλάσια ποσότητα από το σύνολο των ποσοστώσεων του 2007. Βέβαια η δυναμικότητα των εν λειτουργία εργοστασίων παραγωγής βιοντήζελ είναι σε θέση να καλύψει την ποσότητα αυτή, χωρίς να απαιτηθούν νέα Εργοστάσια παραγωγής biodiesel για ικανοποίηση των αναγκών της εγχώριας αγοράς. Όμως σαφώς θα πρέπει να αυξηθεί σημαντικά η καλλιεργήσιμη έκταση, ιδιαίτερα στη Θεσσαλία και Βόρεια Ελλάδα, ώστε να καλυφθεί σημαντικό ποσοστό (ενδεχόμενα και άνω του νομοθετημένου 30%) της πρώτης ύλης από εγχώρια παραγωγή.

1.1 ΚΑΝΟΝΙΣΜΟΙ – ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ ΚΑΥΣΙΜΩΝ ΣΤΗΝ ΕΕ ΚΑΙ ΗΠΑ.

Τα καύσιμα που χρησιμοποιούνται στις οδικές μεταφορές υπόκεινται σε κανονισμούς και προδιαγραφές αυξανόμενης αυστηρότητας (EN-590 στην ΕΕ [4, 5] και ASTM D 975 στις ΗΠΑ [6]). Τα τελευταία χρόνια παρατηρείται πολύ σημαντική μείωση στο περιεχόμενο σε θειάφι (50 ppm σήμερα, 10 ppm το 2009 στην ΕΕ), πράγμα που έχει οικονομικές επιπτώσεις σε επενδύσεις διυλιστηρίων και βέβαια στην τελική τιμή του καυσίμου. Το γεγονός αυτό, σε συνδυασμό με την (παρά τις διακυμάνσεις) αυξητική τάση της τιμής του βαρελιού αργού πετρελαίου καθώς και με

την ολική ή μερική αποφορολόγηση των βιοκαυσίμων, (ανάλογα με τη χώρα), έχει ανοίξει το δρόμο για την διείσδυση στην αγορά του βιοντίζελ (και της βιοιθανόλης), και επιπλέον έγινε χρήσιμο εργαλείο στον πόλεμο κατά της επίδρασης των οδικών μεταφορών στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Στην περίπτωση του biodiesel, οι ευεργετικές συνέπειες μπορεί να είναι ιδιαίτερα αυξημένες στις Ευρωπαϊκές χώρες όπου υπερτερούν τα πετρελαιοκίνητα αυτοκίνητα στο στόλο, με συνέπεια να εξάγεται το περίσσειμα βενζίνης που παράγουν τα διύλιστήρια σε άλλες χώρες.

1.2 ΤΟ ΒΙΟΝΤΗΖΕΛ

Ο όρος biodiesel χρησιμοποιείται για να περιγράψει τα fatty acid methyl or ethyl esters που παράγονται από φυτικά ή και ζωϊκά λίπη, των οποίων οι ιδιότητες είναι αρκετά καλές για να χρησιμοποιηθούν ως καύσιμο σε κινητήρες diesel [7]. Οι κανονισμοί που προσδιορίζουν τα όρια διακύμανσης των ιδιοτήτων αυτών είναι το EN-14214 στην Ευρώπη [8] και το ASTM D-6751-03 στις ΗΠΑ [9], παρόλο που οι Αιθυλεστέρες δεν αναγνωρίζονται ακόμη ως biodiesel στην Ευρώπη [10].

Στην παρούσα φάση, υπάρχουν κάποιες δυσκολίες στην επίτευξη από τα εργοστάσια παραγωγής βιοκαυσίμων των προδιαγραφών EN 14214:2003 για το Biodiesel.

Εδώ είναι σκόπιμο να δρομολογηθούν, σε επίπεδο E&A:

- Η ανάπτυξη μεθοδολογιών ποιοτικού ελέγχου Biodiesel (2010)
- Η εκπόνηση μελετών για την επίδραση τροποποιημένων ιδιοτήτων του Biodiesel στη λειτουργία των διαφόρων κατηγοριών οχημάτων
- Η διεξαγωγή μετρήσεων με απ' ευθείας καύση λαδιού σε κινητήρες Diesel γεωργικών μηχανημάτων παλαιάς τεχνολογίας (π.χ. διαιρεμένου θαλάμου καύσης – M-Verfahren) που είναι ανεκτικοί σε διαφορετικές ποιότητες του καυσίμου
- Πιλοτικά προγράμματα με στόλους οχημάτων

Σχετικές δραστηριότητες πραγματοποιούνται ήδη αποσπασματικά από διάφορους φορείς. Η αύξηση της χρηματοδότησης της έρευνας στα βιοκαύσιμα, αλλά και ο συντονισμός και συνολική αξιολόγηση των αποτελεσμάτων των διαφόρων δραστηριοτήτων μπορεί να δώσει βραχυπρόθεσμα σημαντικά αποτελέσματα.

Με βάση τα αποτελέσματα των μελετών, θα πρέπει να γίνουν προτάσεις από Ελληνικής πλευράς για χαλάρωση απαιτήσεων EN 14214:2003 για ανελαστικά χαρακτηριστικά Biodiesel που

εξαρτώνται κυρίως από την ποιότητα του ενεργειακού φυτού (πχ αριθμός Ιωδίου), ή από ιδιότητες που λόγω θερμότερου κλίματος δεν είναι περιοριστικές για την Ελλάδα (πχ CFPP). Επίσης, ενδεχόμενη μελέτη για δυνατότητα παραγωγής biodiesel διαφορετικής ποιότητας και προδιαγραφών για χρήση στη θέρμανση, ή ενδεχόμενα σε ναυτικούς κινητήρες – παραγωγή ηλεκτρισμού.

Σχετικές δραστηριότητες βρίσκονται ήδη σε εξέλιξη από διάφορους φορείς στην Ελλάδα, αλλά και στην Ευρώπη. Το θέμα είναι κατά πόσο οι προδιαγραφές θα προσαρμοστούν στα χαρακτηριστικά των καλλιεργειών που είναι βιώσιμες στον Ελληνικό χώρο ή οι καλλιέργειες θα καθοριστούν από τα απαιτούμενα πρότυπα. Είναι γεγονός ότι το υφιστάμενο EN14214 δεν ευνοεί τη χρήση πρώτων υλών οι οποίες ήδη απαντώνται στην Ελλάδα (π.χ. βαμβακέλαιο). Είναι σημαντικό η χώρα να αποκτήσει πλήρη εικόνα για το ποια είναι τα βιοκαύσιμα που μπορούν βιώσιμα να παραχθούν από εγχώριες μονάδες, λαμβάνοντας υπ όψιν όλες τις ιδιαιτερότητες της χώρας: γεωγραφία, κλίμα, καλλιεργήσιμες εκτάσεις, ισοζύγιο diesel-βενζίνης κτλ και κατόπιν σε συνεργασία με άλλους εταίρους να επιδιώξει την αναπροσαρμογή του θεσμικού πλαισίου των βιοκαυσίμων σε ευρωπαϊκό επίπεδο. Επιπλέον πρέπει να αξιοποιηθούν αποτελέσματα υφιστάμενων ερευνητικών δραστηριοτήτων που πραγματοποιούνται από διάφορους φορείς στην Ελλάδα και σχετίζονται τόσο με την βελτιστοποίηση της παραγωγής του βιοντίζελ μέσω της ανάπτυξης καινοτόμων διεργασιών παραγωγής όσο και με την αξιοποίηση άλλων υγρών βιοκαυσίμων –π.χ. μίγματα βαμβακελαίου - diesel, βιοκαύσιμα β' γενιάς - αλλά και της βιομάζας.

1.3 ΕΡΕΥΝΗΤΙΚΗ ΔΡΑΣΤΗΡΙΟΤΗΤΑ ΣΧΕΤΙΚΗ ΜΕ ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΒΙΟΝΤΙΖΕΛ ΣΤΗΝ ΚΑΥΣΗ ΚΑΙ ΕΚΠΟΜΠΕΣ ΡΥΠΩΝ ΜΕΚ

Όσο αυξάνει το ποσοστό ανάμιξης biodiesel στο πετρέλαιο κίνησης, οι κατασκευαστές εξοπλισμού συστημάτων έγχυσης κινητήρων Diesel απαιτούν [11] να αναπροσαρμόζονται τα σχετικά πρότυπα (επί του παρόντος το EN 590 ανέχεται έως 5% ποσοστά biodiesel), ώστε να προστατεύεται το σύστημα έγχυσης από πιθανές γνωστές από την μέχρι τώρα διεθνή εμπειρία, παρενέργειες του biodiesel, όπως αυτές που συνοψίζονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 2: Παρενέργειες του Biodiesel στα συστήματα έγχυσης κινητήρων Diesel

Fuel Characteristic	Effect	Failure Mode
Fatty acid methyl esters (general)	Softening, swelling or hardening and cracking of some elastomers Including nitrite rubbers (physical effect depends upon elastomer composition). Displacement of deposits from diesel operation.	Fuel leakage Filter plugging
Free methanol in FAME	Corrosion of aluminium & zinc. Low flash point	Corrosion of FIE
FAME process chemicals	Entry of potassium & sodium and water hardness (alkaline earth metals). Entry of free fatty acids hastens the corrosion of non ferrous metals, zinc. Salt formation with organic acids (soaps). Sedimentation	Filter plugging Corrosion of FIE Filter plugging Sticking moving parts
Free water	Reversion (Hydrolysis) of FAME to fatty acid and methanol Corrosion. Sustainment of bacterial growth. Increase of electrical conductivity of the fuel.	Corrosion of FIE Filter plugging
Free glycerine	Corrosion of non-ferrous metals. Soaking of cellulose filters. Sediment of moving parts and lacquering	Filter plugging Injector coking
Mono-, di- & tri-glyceride	Similar to glycerine	Injector coking
Higher modulus of elasticity	Increase of injection pressure	Potential for reduced service life
High viscosity at low temperature	Generation of excessive heat locally in rotary type distributor pumps. Higher stressing of components	Fuel delivery problems Pump seizures Early life failures Poor nozzle spray atomization
Solid impurities / particles	Potential lubricity problems	Reduced service life Nozzle seat wear Blocked nozzles
Ageing products		
Corrosive acids (formic, acetic)	Corrosion of all metal parts. Mayform simple cell	Corrosion of FIE
Higher molecular organic acids	Similar to fatty acid	
Polymerisation products	Deposits, precipitation especially from fuel mixes	Filter plugging. Lacquer formation by soluble polymers in hot areas

Όσον αφορά τώρα την επίδραση του biodiesel στις εκπομπές ρύπων του κινητήρα diesel, η βιβλιογραφική έρευνα δείχνει ότι οι ερευνητές συχνά αγνοούν μερικές από τις βασικές ιδιότητες του biodiesel που χρησιμοποιείται [12], πράγμα που κάνει δύσκολο να προσδιορίσουμε εάν η ποιότητά του έχει κάποια επίδραση στις εκπομπές. Πέρα από τους νομοθετημένους ρύπους, υπάρχουν σοβαρές ενδείξεις ότι το biodiesel μπορεί να μειώσει σημαντικά κάποιους από τους μη νομοθετημένους χημικούς ρύπους. Όμως η επίδραση του biodiesel είναι ιδιαίτερη για κάθε τέτοιο ρύπο και προφανώς εξαρτάται από τον τύπο του κινητήρα, το σημείο λειτουργίας, τις συνθήκες περιβάλλοντος και την προέλευση και ποιότητα του biodiesel [13].

1.4 ΣΤΟΧΟΣ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο κύριος αντικειμενικός στόχος της εργασίας αυτής είναι πρώτα να κατανοηθούν οι γενικές τάσεις επίδρασης του biodiesel στην καύση και εκπομπές ρύπων των πετρελαιοκινητήρων μέσω της βιβλιογραφικής έρευνας, και στη συνέχεια να αποτιμηθούν τα αποτελέσματα της καύσης συγκεκριμένων ποιοτήτων biodiesel στην έγχυση, καύση και εκπομπές ρύπων ενός σύγχρονης τεχνολογίας (EURO 3 – EURO 4) κινητήρα diesel επιβατικού αυτοκινήτου.

2 ΔΙΑΦΟΡΟΠΟΙΗΣΕΙΣ ΣΤΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΕΓΧΥΣΗΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL ΔΙΑΦΟΡΕΤΙΚΩΝ ΓΕΝΕΩΝ

Στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει μια συγκριτική ανάλυση των κυριότερων χαρακτηριστικών και του τρόπου λειτουργίας των διαφορετικών γενεών συστημάτων έγχυσης κινητήρων Diesel που εκπροσωπούνται στο σημερινό στόλο οχημάτων της Χώρας. Οι διαφορές στα χαρακτηριστικά οδηγούν και σε διαφορές στην επίδραση της καύσης μιγμάτων βιοντίζελ στις διάφορες κατηγορίες κινητήρων.

2.1 ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΜΕ ΠΡΟΘΑΛΑΜΟ

Πρόκειται για παλαιότερης τεχνολογίας κινητήρες diesel, οι οποίοι ήταν εφοδιασμένοι με προθερμαντήρες, οι οποίοι άναβαν για να προθερμάνουν τον προθάλαμο καύσης, στον οποίο γινόταν η έγχυση του καυσίμου και η έναρξη της καύσης (η καύση συνεχιζόταν και

ολοκληρωνόταν με την έξοδο του μισοκαμμένου μίγματος αέρα – καυσίμου από τον προθάλαμο στον κυρίως θάλαμο καύσης).

Οι κινητήρες αυτοί ήταν συνήθως εφοδιασμένοι με μηχανικές αντλίες πετρελαίου, ως επί το πλείστον περιστροφικού τύπου για τα επιβατικά αυτοκίνητα, και παλαιότερα αντλίες εν σειρά (όπως είχαν και έχουν ακόμη κάποιοι κινητήρες απ' ευθείας έγχυσης, φορτηγών και λεωφορείων). Η περιστροφικού τύπου αντλία πετρελαίου διανέμει το συμπιεσμένο καύσιμο διαδοχικά στους κυλίνδρους, και οι εγχυτήρες (μπέκ) ανοίγουν με την πίεση του πετρελαίου. Η αντλία πετρελαίου «εν σειρά» έχει τόσα στοιχεία εμβολοφόρου αντλίας υψηλής πίεσης, όσοι και οι κύλινδροι του κινητήρα.

Οι μηχανικές αντλίες πετρελαίου είχαν μειονεκτήματα όσον αφορά τη μεταβατική λειτουργία (απότομες επιταχύνσεις), όπου αύξαναν τις εκπομπές αιθάλης του κινητήρα. Η πίεση έγχυσης στις μηχανικές αντλίες πετρελαίου ήταν της τάξης των 130 bar για τις περιστροφικού τύπου, έως και 150 bar για τις εν σειρά.

Παρακάτω φαίνονται διάφορα μοντέλα επιβατικών αυτοκινήτων εξοπλισμένα με κινητήρες diesel με προθάλαμο:

Peugeot: J7, J5 (turbo), Boxer 1.9D, 2.5D, TD

Citroën: C25, c35, Jumper 1.9D, 2.5D, TD

Fiat Ducato: 1.9 l, 2.5 l.

Mercedes: X07, X08, X09, X10

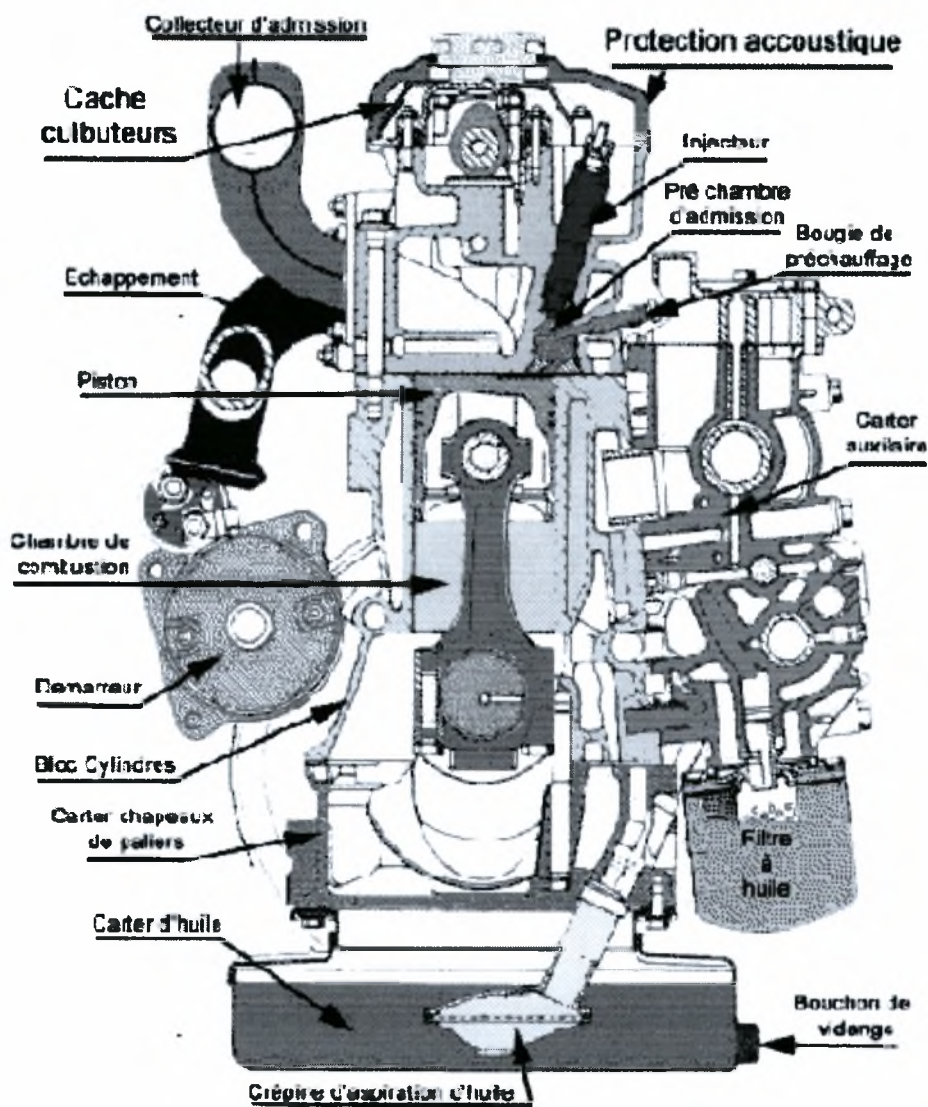
Renault: Trafic, Master, B70, Sofim 8 140-061

VW: combi, LT

Ford: (όλα τα παλιά μοντελα)

Toyota: Lite Ace, Hi Ace, Hi Lux

IVECO: Daily 35-8, Sofim 8140-61

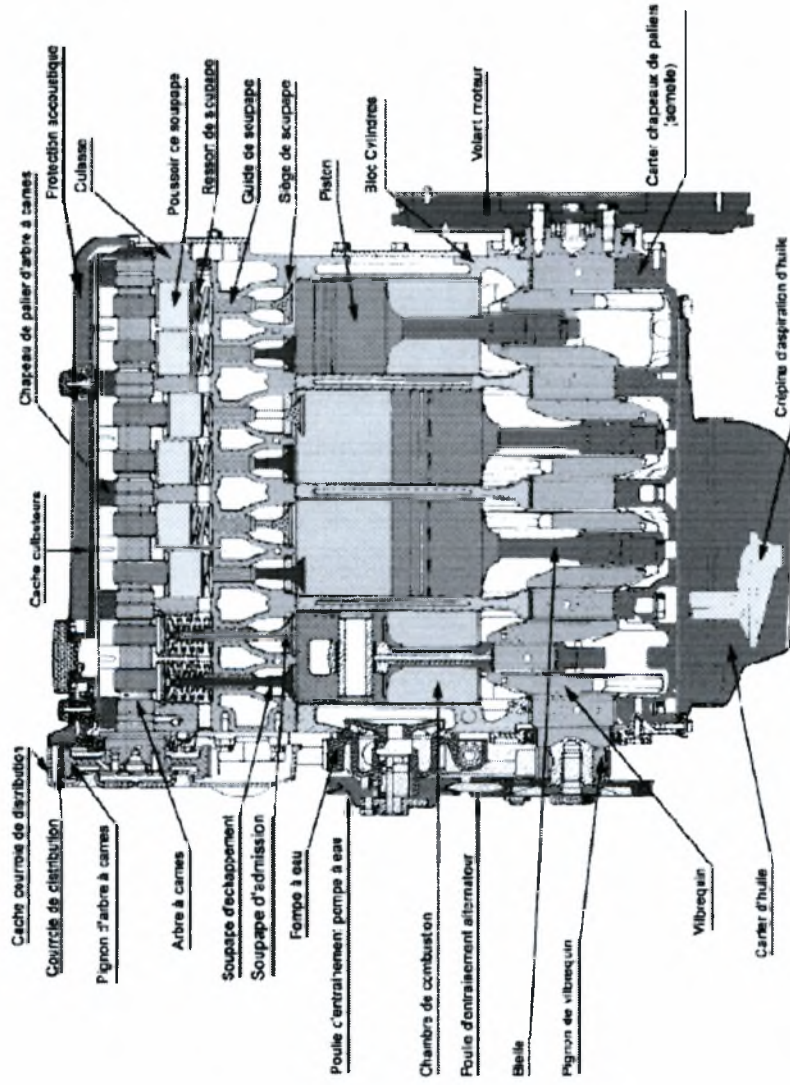


Coupe transversale du moteur Sofim injection indirecte

31 Peugeot Peugeot 571

Gez Filletas: 10108/2002 d'après PTA

Εικόνα 1: Κινητήρας με προθάλαμο



Coupe longitudinale d'un moteur Sofim 8140 (in action ind recte)

Εικόνα 2: Κινητήρας με προθάλαμο (Πλάγια όψη)

2.2 ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΑΠ' ΕΥΘΕΙΑΣ ΈΓΧΥΣΗΣ

Από όμως αρχές όμως δεκαετίας του '90, οι κινητήρες με προθάλαμο ή με θάλαμο στροβιλισμού, αντικαταστάθηκαν με κινητήρες απ' ευθείας έγχυσης στα επιβατικά αυτοκίνητα, ξεκινώντας από όμως κινητήρες TDI του γκρουπ WW, των 90 και 110 PS των Golf και Passat, όμως κινητήρες dti όμως Renault, και όμως tddi όμως Ford, όμως IVECO και FIAT TDI εξοπλισμένων με κινητήρες SOFIM.

Έτσι απέκτησαν και οι κινητήρες diesel των επιβατικών αυτοκινήτων, τα πλεονεκτήματα των κινητήρων των φορτηγών και λεωφορείων – χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου, μεγαλύτερη αξιοπιστία, λιγότερες αστοχίες φλάντζας κεφαλής λόγω υπερθέρμανσης. Όμως πήραν και κάποια από τα μειονεκτήματα των μεγαλύτερων κινητήρων απ' ευθείας έγχυσης, όμως τον αυξημένο θόρυβο λόγω όμως αυξημένης πίεσης έγχυσης που απαιτείται, καθώς και όμως δυσκολίες να πετύχουν τα αυστηρότερα όρια εκπομπών αιθάλης και Nox.

Οι κινητήρες όμως κατηγορίας όμως είναι εφοδιασμένοι με μία μηχανική περιστροφική αντλία έγχυσης υψηλής πίεσης, η οποία όμως έχει κάποια ηλεκτρονικά εξαρτήματα, και ορισμένες φορές και εγκέφαλο. Η αντλία πετρελαίου διανέμει το καύσιμο διαδοχικά σε κάθε κύλινδρο, ανοίγοντας τα μπέκ με την πίεση του καυσίμου, αλλά βέβαια η έγχυση γίνεται πλέον απ' ευθείας μέσα στον κύλινδρο. Οι κινητήρες αυτοί συνήθως δεν χρειάζονται προθερμαντήρες και αρχικό χρόνο προθέρμανσης.

Συχνά όμως είναι εφοδιασμένοι με ένα θερμοστάτη στην εξάτμιση του κινητήρα, ο οποίος ενεργοποιεί κάποιο σύστημα προθέρμανσης του αέρα εισαγωγής κατά την ψυχρή εκκίνηση. Η πίεση έγχυσης είναι πιο ανεβασμένη και φτάνει μεταξύ 180 και 250 bar.

Παρακάτω φαίνονται παραδείγματα τέτοιων μοντέλων:

Peugeot: Boxer 2,5 CV Tdi

Citroën: Jumper 2,5 CV Tdi

Fiat Ducato: 1,9 tdi Sofim, 2,5 tdi 85CV Sofim, 2,8 tdi 116 & 122 CV Sofim

Mercedes: Sprinter X8, X10, X12

Renault: Master moteur Sofim, B80 Sofim 8140-07, B90 Sofim 8140-21, B110 Sofim 8140-27, B120 Sofim

8140-47, Master nouvelle versions 2,8 tdi moteur Sofim 8140-23 et -43

Λουκάς Δημητριάδης

Διπλωματική Εργασία

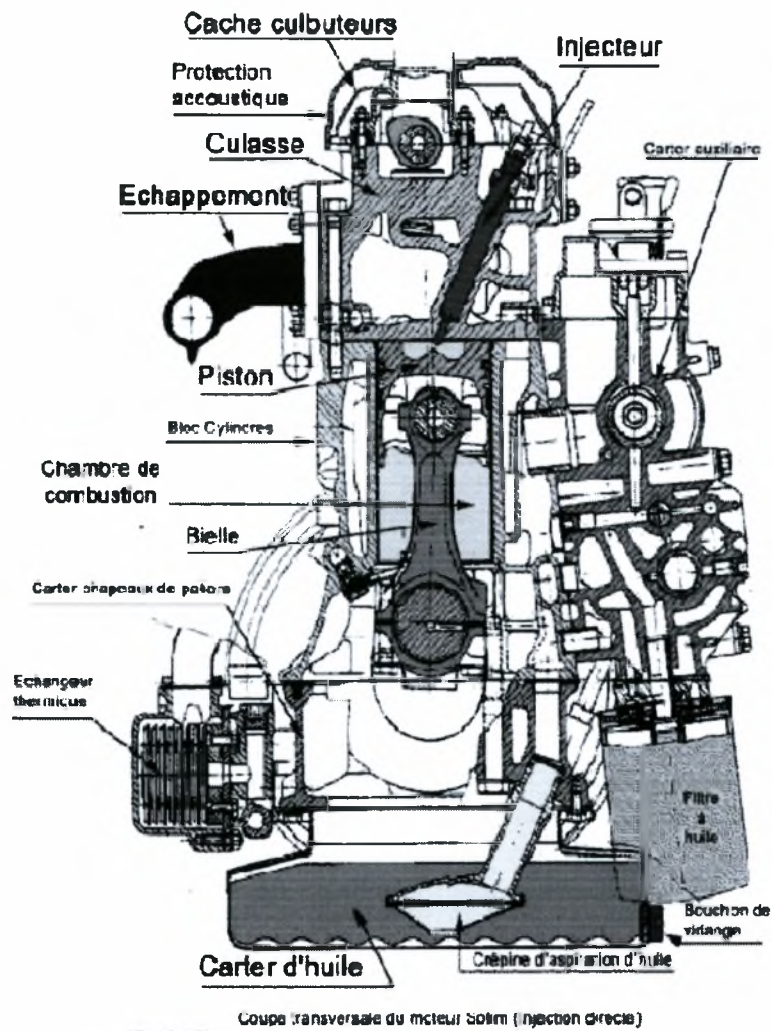
Opel: Movano tous les DTI 115 CV

VW: T 4 68, 88 et 102 CV, LT 88 CV Sdi et 102 CV Tdi, LT 130 CV Tdi

Ford: (όλα τα μοντελα απ'ευθείας έγχυσης)

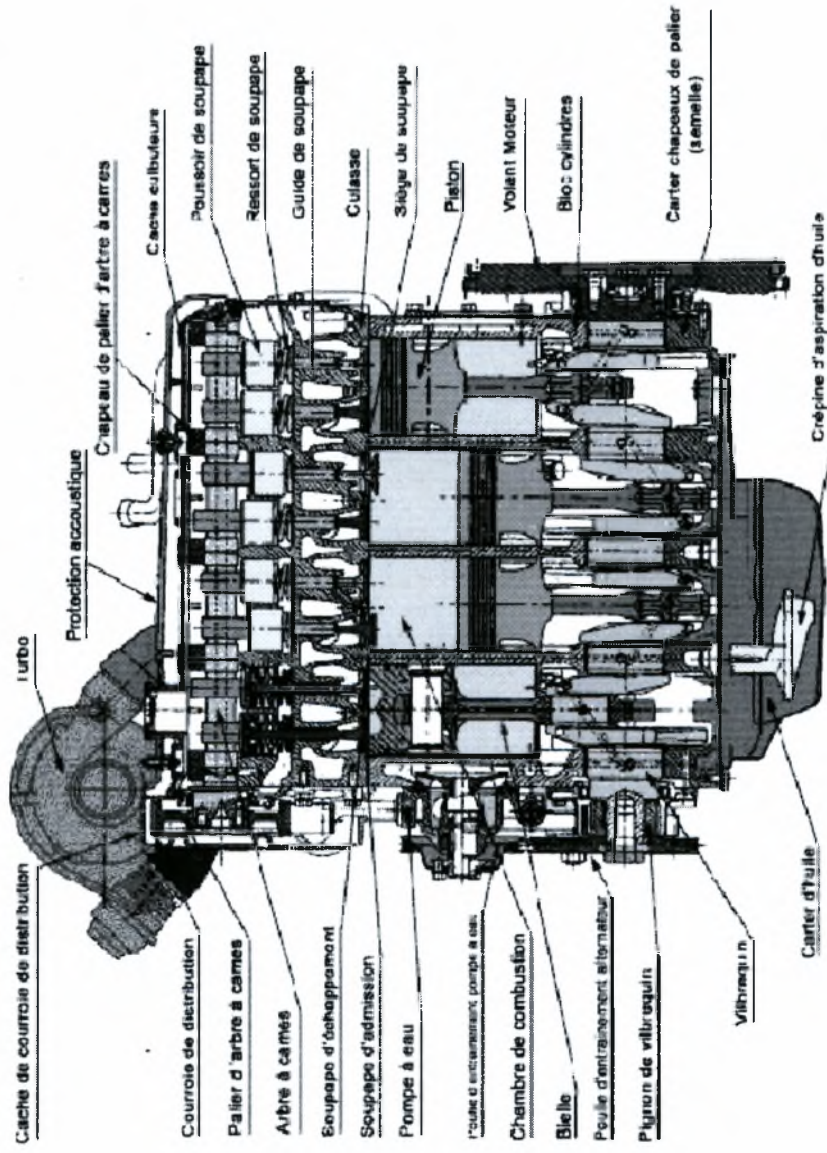
IVECO: 35-8 (new Daily) Sofim 8140-07, 35-10 Sofim 8140-021, 35-10 New Daily Sofim 3140-27, 35-12

Sofim 8140-47, Nouvelle generation 35-9, 35-11 Sofim 8140-23, Sofim 8140-43 (sauf unijet)



© 1998 Renault

Εικόνα 3 Κινητήρας με απευθείας έγχυση καυσίμου



Cousse longitudinale d'un moteur Sofim B140 injection directe (turbo)

Εικόνα 4: Κινητήρας με απευθείας έγχυση καυσίμου (Πλάγια όψη)

2.3 ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΕΓΧΥΣΗΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ ΝΤΗΖΕΛ

2.3.1 ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΤΗΡΕΣ

Οι προθερμαντήρες τροφοδοτούνται με ηλεκτρικό ρεύμα από την μπαταρία επί 1-2 λεπτά πριν την ψυχρή εκκίνηση, και έτσι προθερμαίνουν τους προθαλάμους ώστε να διευκολύνουν την εκκίνηση της καύσης.

Ρελαί προθέρμανσης: Το ρελαί αυτό διακόπτει αυτόματα την τροφοδοσία των προθερμαντήρων.



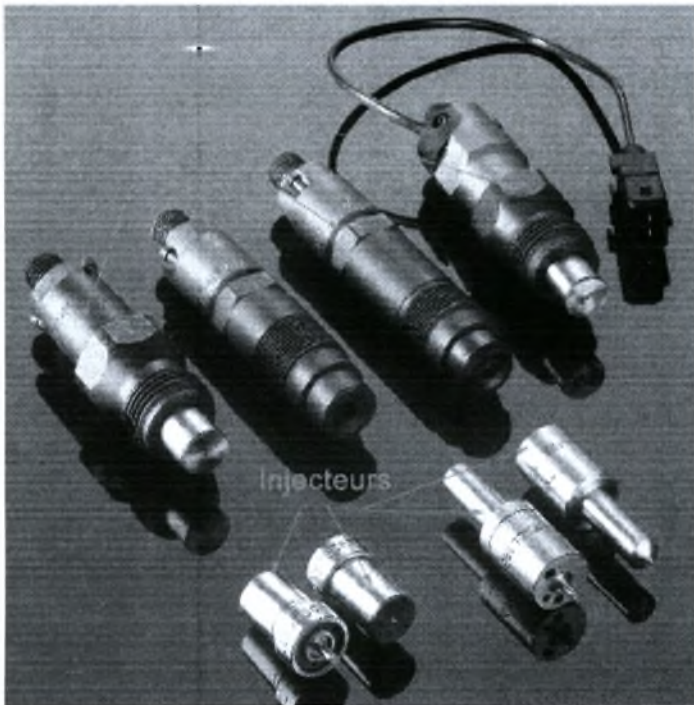
Εικόνα 5: Προθερμαντήρες

2.3.2 ΠΡΟΣΑΡΜΟΣΤΙΚΟ ΕΓΧΥΤΗΡΑ.

Στοιχείο που βιδώνει στην κυλινδροκεφαλή και δέχεται το χαλύβδινο σωληνάκι πετρελαίου υψηλής πίεσης. Περιλαμβάνει: τον εγχυτήρα, ένα ελατήριο και αποστάτες για τη ρύθμιση του ανοίγματος του εγχυτήρα.

2.3.3 ΕΓΧΥΤΗΡΑΣ

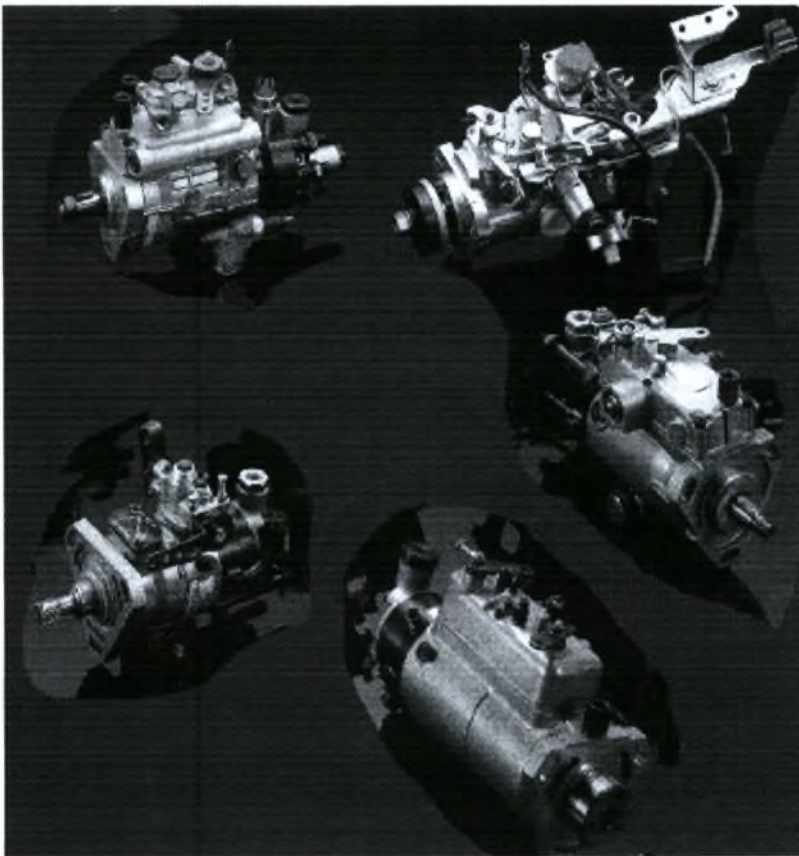
Υπάρχει ένας εγχυτήρας ανά κύλινδρο, ο οποίος ψεκάζει το πετρέλαιο σε μορφή νέφους πολύ μικρών σταγονιδίων στο θάλαμο καύσης. Αποτελείται από ένα σώμα και μία βελόνα. Οι κατεργασίες των επιφανειών που έρχονται σε επαφή με το καύσιμο είναι εξαιρετικά ακριβείς. Πρόκειται για ένα πολύ σημαντικό στοιχείο του κινητήρα diesel, που η συντήρησή του και η αντικατάστασή του όταν χρειάζεται, επιδρά σημαντικά στη διάρκεια ζωής του κινητήρα.



Εικόνα 6: Προσαρμοστικό Εγχυτήρα και εγχυτήρες

2.3.4 ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ

Χρησιμοποιούνται σε κινητήρες διαιρεμένου θαλάμου καύσης, ή και απ' ευθείας έγχυσης εκτός από common rail. Συμπιέζουν το καύσιμο και το στέλνουν στο προσαρμοστικό του μπέκ, και η υψηλή πίεση ανοίγει διαδοχικά τα μπέκ για να ψεκάσουν το καύσιμο σε κάθε κύλινδρο. Οι αντλίες αυτές είναι πάντα εφοδιασμένες με μια ηλεκτροβαλβίδα η οποία μπορεί να διακόψει την παροχή του πετρελαίου. Συχνά συνδυάζονται με εγκέφαλο στα πιο πρόσφατα μοντέλα.



Εικόνα 7: Περιστροφικές Αντλίες Πετρελαίου

2.3.5 ΗΛΕΚΤΡΟΒΑΛΒΙΔΑ

Η ηλεκτροβαλβίδα μπορεί να διακόψει την τροφοδοσία καυσίμου στην αντλία πετρελαίου. Είναι συνήθως τοποθετημένη στο άνω μέρος της αντλίας πετρελαίου.



Εικόνα 8: Ηλεκτροβαλβίδα

2.3.6 ΦΙΛΤΡΟ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΥ

Το φίλτρο πετρελαίου φιλτράρει το καύσιμο πριν την είσοδό του στην αντλία πετρελαίου. Η δράση του είναι ιδιαίτερα σημαντική για να προστατέψει την αντλία και τον κινητήρα από ακαθαρσίες και υπολείμματα νερού στο πετρέλαιο. Θα πρέπει να αντικαθίσταται τακτικά ακολουθώντας τις οδηγίες του κατασκευαστή. Θα πρέπει να ελέγχεται ακόμη πιο συχνά στους κινητήρες με σύστημα common rail και injector-pump (εγχυτήρας-αντλία).



Εικόνα 9: Φίλτρο Πετρελαίου

2.4 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΈΓΧΥΣΗΣ COMMON RAIL ΚΑΙ INJECTOR-PUMP

Τα μοντέλα JTD του γκρούπ Fiat, HDI του γκρούπ PSA, dci της Renault, cdi της Mercedes, D4D της Toyota είναι εξοπλισμένα με κινητήρες Common rail.

Οι κινητήρες αυτοί είναι εφοδιασμένοι με μία περιστροφική αντλία η οποία τροφοδοτεί ένα κοινό σωλήνα με καύσιμο πολύ υψηλής πίεσης (common rail). Οι εγχυτήρες τροφοδοτούνται με καύσιμο από αυτόν τον σωλήνα, και το άνοιγμα κάθε εγχυτήρα γίνεται από μία ηλεκτροβάννα (καμιά φορά είναι πηγή βλαβών) και ένα εγκέφαλο ο οποίος δίνει τις εντολές στους εγχυτήρες να ανοίγουν και να κλείνουν. Πρόκειται για τεχνολογία που ανέπτυξε αρχικά η Fiat και στη συνέχεια την μετέφερε στην Bosch. (Στη συνέχεια οι ηλεκτροβάννες έμελλε να αντικατασταθούν από πιεζοηλεκτρικά συστήματα). Υπάρχει μία παραλλαγή η οποία εμφανίζεται στους πιο μικρούς κινητήρες (αυτούς της Renault καθώς και τους κοινούς της PSA και Ford), η οποία αναπτύχθηκε από την πρώην Lucas και τώρα Delphi, η οποία αντικαθιστά τον σωλήνα του common rail με μία σφαίρα, όπως ο τρόπος λειτουργίας παραμένει ο ίδιος. Η πίεση ψεκασμού στα συστήματα αυτά (που είναι και η πίεση του common rail), κυμαίνεται μεταξύ 1300 και 2000 bar, ή και παραπάνω.

Εναλλακτική τεχνολογία διαθέτει το γκρούπ VW με τους κινητήρες TDI τελευταίας τεχνολογίας, των 100 και 130 PS των Golf και Passat, οι οποίοι είναι εφοδιασμένοι με συστήματα “Pumpen-Duese”, (τα οποία χρησιμοποιούνται από παλιά σε μεγάλους κινητήρες Diesel). Εδώ πλέον δεν έχουμε περιστροφική αντλία, αλλά μία μικρότερη αντλία πετρελαίου είναι ενσωματωμένη σε κάθε μπέκ. Σε περίπτωση βλάβης αλλάζει όλο το σύστημα για ένα όμως μόνο κύλινδρο. Όσον αφορά τους κινητήρες LT, αυτοί είναι εφοδιασμένοι με ένα σύστημα Common rail που ονομάζεται CC magazine. Οι κινητήρες με injector pumps φαίνεται να είναι κάπως πιο αξιόπιστοι, όμως θα έχουν μεγαλύτερη δυσκολία να επιτύχουν τα αυστηρότερα όρια εκπομπών ρύπων του μέλλοντος, όπως θα εξηγήσουμε παρακάτω. Η πίεση έγχυσης τους είναι πάνω από 2000 bar

Οι κινητήρες με τις παραπάνω σύγχρονες τεχνολογίες έγχυσης είναι πλέον πολύ υψηλής ιπποδύναμης, χαμηλής στάθμης θορύβου, που γίνεται ακόμη χαμηλότερη με ειδικές τεχνικές ηχομόνωσης του κινητήρα. Είναι πολύ πιο καθαροί όσον αφορά τις εκπομπές τους, ιδιαίτερα στη φάση της επιτάχυνσης, εξαιτίας του βελτιωμένου ελέγχου της καύσης που επιτυγχάνεται από τον

εγκέφαλο, ο οποίος υπολογίζει με ακρίβεια την ποσότητα καυσίμου που ψεκάζεται κατά την προ-έγχυση (pilot injection), την κυρίως έγχυση αλλά και την μετ-έγχυση (post injection) που χρησιμοποιείται για να αυξήσει τη θερμοκρασία των καυσαερίων προκειμένου να επιτευχθεί η αναγέννηση (αυτοκαθαρισμός) του φίλτρου αιθάλης όταν απαιτείται. Παράλληλα, οι κινητήρες αυτοί είναι κάπως πιο ευπαθείς και η συντήρησή τους στοιχίζει ακριβότερα [13].

Peugeot: Όλα τα Boxer Hdī

Citroën: Όλα τα Jumper Hdī

Fiat Ducato: 1,9 JTD Sofim, 2,2 JTD, 2,8 JTD Sofim

Mercedes: Sprinter X08 CDI OM 611 DE 22 LA, Sprinter X11 CDI OM 611 DE 22 LA, Sprinter X13 CDI

OM 611 DE 22 LA, Sprinter X16 CDI OM 612 DE 27 LA

Renault: Master όλα τα DCI

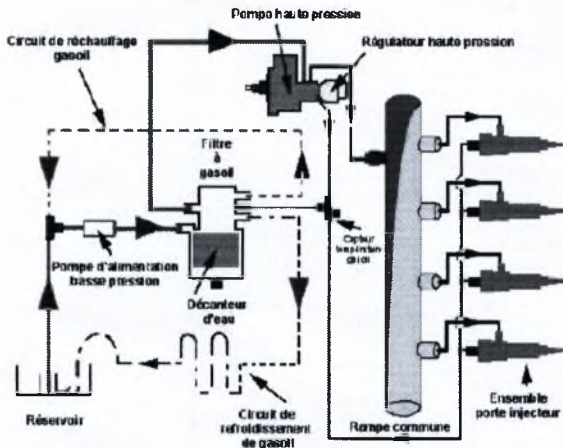
Opel: Movano όλα τα DCI

VW: T4, LT 158 CV

Ford:

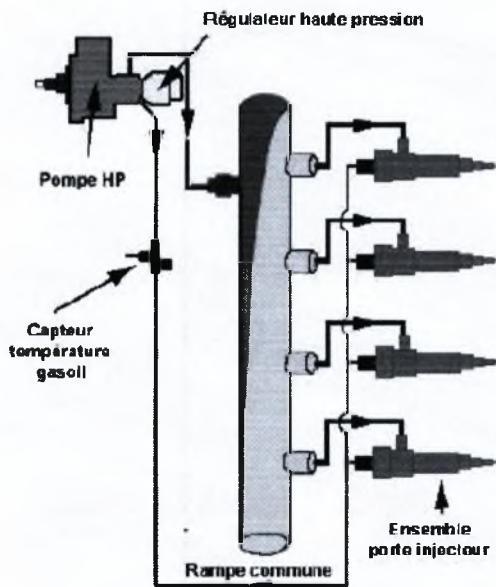
IVECO: 35-9 Unijet, 35-11, 35-13, 35-16 Unijet

Circuit alimentation type "Common rail"



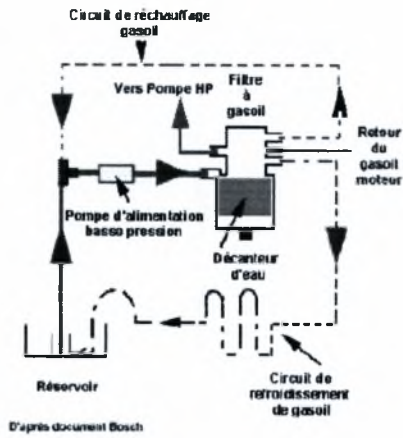
Εικόνα 10: Το κύκλωμα τροφοδοσίας Καυσίμου σε σύστημα Common Rail

Circuit Haute Pression



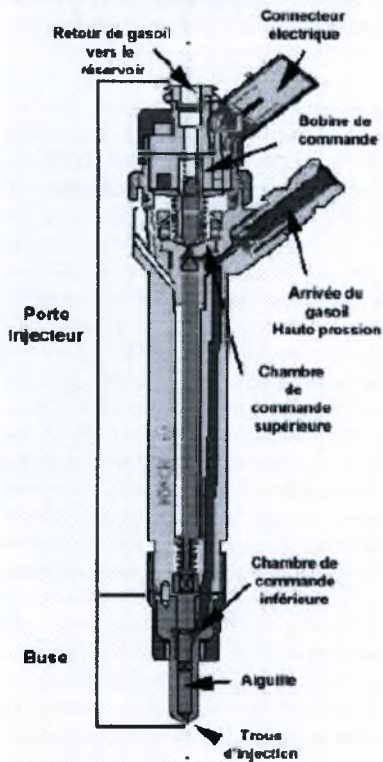
Εικόνα 11: Το κύκλωμα υψηλής Πίεσης σε σύστημα Common Rail

Circuit Basse Pression



Εικόνα 12: Το κύκλωμα χαμηλής Πίεσης συστήματος Common Rail

Injecteur "Common rail"



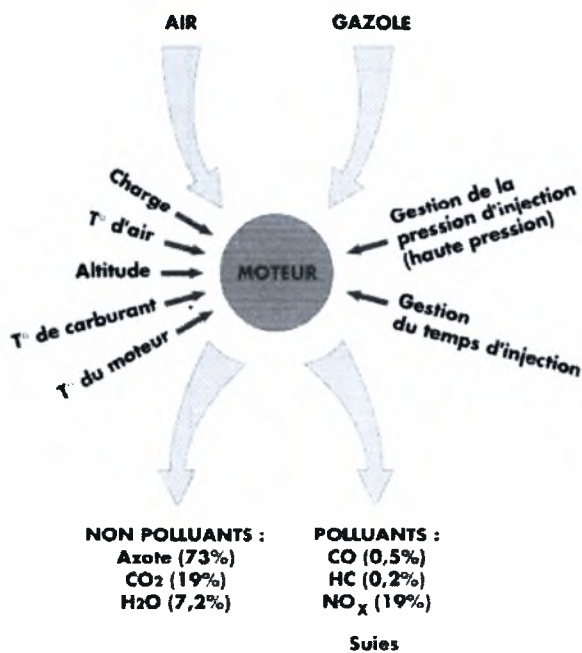
Εικόνα 13: Εγχυτήρας Καυσίμου συστήματος Common Rail

2.5 ΕΚΠΟΜΠΕΣ ΡΥΠΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL

Η καύση του πετρελαίου στον κινητήρα Diesel δημιουργεί ορισμένους ρύπους και κατάλοιπα. Οι ρύποι προκύπτουν από πολύπλοκες χημικές αντιδράσεις της καύσης και εξαρτώνται κυρίως από:

- την ποιότητα του καυσίμου ;
- τη θερμοκρασία λειτουργίας του κινητήρα ;
- τον τύπο και τεχνολογία του θαλάμου καύσης ;
- το σύστημα έγχυσης καυσίμου ;
- το σημείο και τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα.

Η υλοποίηση κατά το δυνατόν τέλει καύσης συντελεί στην ελαχιστοποίηση των εκπομπών. Η τέλεια καύση απαιτεί τη ρύθμιση του λόγου αέρα της καύσης, καθώς και η τέλεια ανάμιξη καυσίμου αέρα, περιορίζουν την παραγωγή ρύπων, δηλαδή CO, άκαυστους υδρογονάνθρακες (HC), οξείδια του αζώτου (NO_x) και σωματίδια αιθάλης.



Σχήμα 1: Διαγραμμα Καύσης

Η ελαχιστοποίηση των εκπομπών ρύπων επιτυγχάνεται με συνδυασμό των παρακάτω μέτρων:

- ανάπτυξη συστημάτων έγχυσης υψηλής απόδοσης
- χρήση οξειδωτικού καταλυτικού μετατροπέα στην εξαγωγή του κινητήρα
- χρήση συστήματος ανακύκλωσης καυσαερίων (EGR) και
- χρήση φίλτρου αιθάλης.

Να σημειωθεί ότι λιγότερο από το 1% των καυσαερίων που εκπέμπει ο κινητήρας diesel είναι ρύποι.

2.5.1 ΕΞΕΛΙΞΗ ΤΗΣ ΝΟΜΟΘΕΣΙΑΣ ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΥ ΕΚΠΟΜΠΩΝ ΡΥΠΩΝ

Από το 1990 μέχρι σήμερα, τα όρια εκπομπών καυσαερίων των αυτοκινήτων περιορίζονται από τη Νομοθεσία Euro, στον νομοθετημένο κύκλο οδήγησης NEDC (New European Driving Cycle).

Πίνακας 3: Νομοθετημένα όρια ρύπων

Όρια εκπομπών (g/km)	Euro 1 (01/01/93)	Euro 2 (01/01/96)	Euro 3 (01/01/00)	Euro 4 (01/01/06)
CO	3,16	1	0,64	0,5
NO _x	-	-	0,5	0,25
HC + NO _x	1,13	0,7 (0,9)	0,56	0,3
Αιθάλη	0,16	0,08 (0,1)	0,05	0,025

Οι αριθμοί σε παρένθεση αφορούν τα πιο ελαστικά όρια που τέθηκαν το 1996 για να ενισχύσουν τη χρήση των κινητήρων απ' ευθείας έγχυσης.

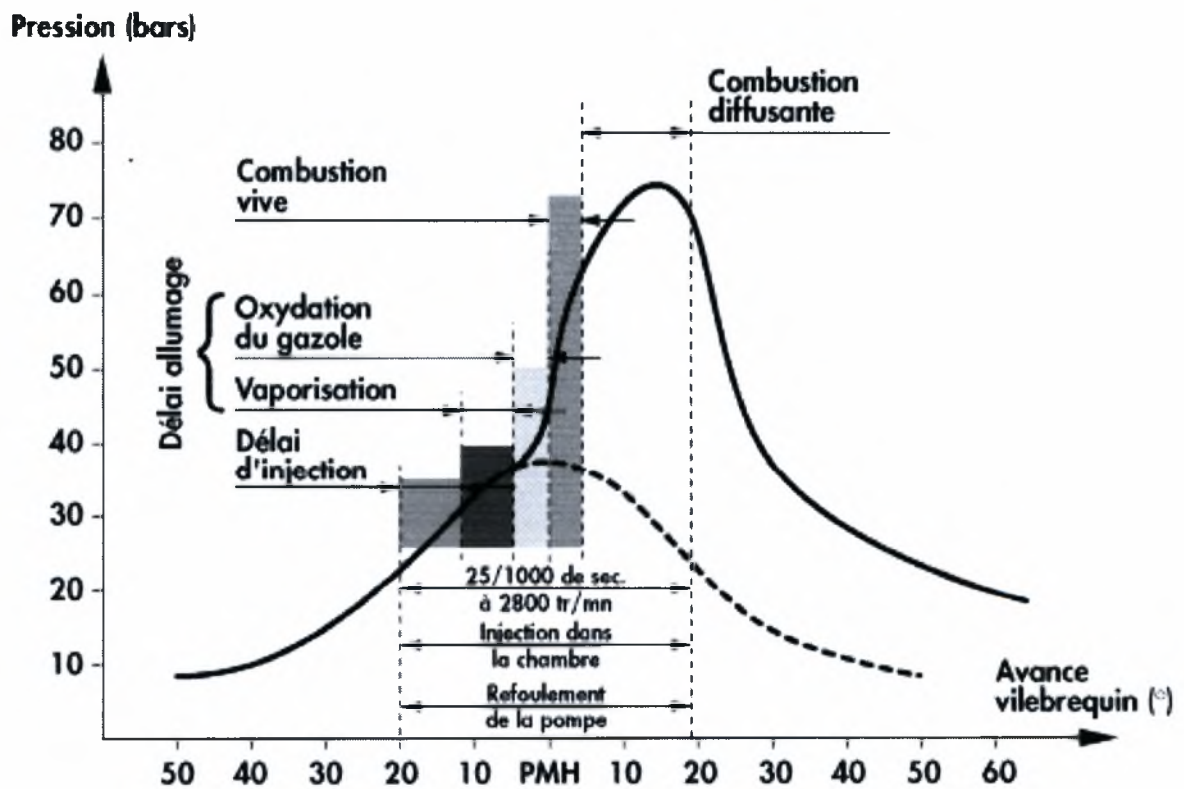
2.5.2 ΕΞΕΛΙΞΗ ΤΩΝ ΚΑΥΣΙΜΩΝ

Η ποιότητα του καυσίμου Diesel έχει βελτιωθεί σημαντικά τα τελευταία χρόνια, και εξελίσσεται διαρκώς. Οι μέχρι σήμερα βελτιώσεις αφορούν:

- τη μείωση από 0,2% σε 0,05 % του περιεχομένου σε Θείο το 1996 (σήμερα στα 50 ppm)
- την αύξηση του δείκτη κετανίου
- τη χρήση προσθέτων στο καύσιμο που επιτρέπουν την μείωση των εκπομπών ρύπων του κινητήρα.

2.6 ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Το καύσιμο ψεκάζεται σε μικρά σταγονίδια στο θάλαμο καύσης. Από τη χρονική στιγμή εκείνη και μετά, διακρίνουμε τρεις φάσεις που φαίνονται και στο σχήμα [14].



Σχήμα 2: Διαγραμματική Ανάλυση της Καύσης

2.6.1 Η ΚΑΘΥΣΤΕΡΗΣΗ ΕΝΑΥΣΗΣ

Πρόκειται για το χρονικό διάστημα που περνά από τη διείσδυση των σταγονιδίων στο θάλαμο καύσης μέχρι που αυτά να πάρουν φωτιά. Το διάστημα αυτό είναι αντιστρόφως ανάλογο

- με το πόσο ψιλά είναι τα σταγονίδια
- με τη θερμοκρασία του θαλάμου καύσης
- με την παροχή των εγχυτήρων (μπεκ).

Στη διάρκεια της φάσης αυτής το καύσιμο διασκορπίζεται σε σταγονίδια, αυτά οξειδώνονται και ορισμένα από τα μόριά τους υφίστανται θερμικό cracking.

2.6.2 Η ΦΑΣΗ ΑΠΟΤΟΜΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Η καύση του συνόλου της ήδη ψεκασθείσης ποσότητας λαμβάνει χώρα με ταχύτητα κοντά σ'αυτήν του ήχου (της τάξης των 340 m/s). Αυτή η μορφή καύσης, που είναι 2 000 φορές πιά γρήγορη από την καύση με προανάμιξη στο θάλαμο καύσης του βενζινοκινητήρα, δημιουργεί τον χαρακτηριστικό θόρυβο του κινητήρα Diesel.

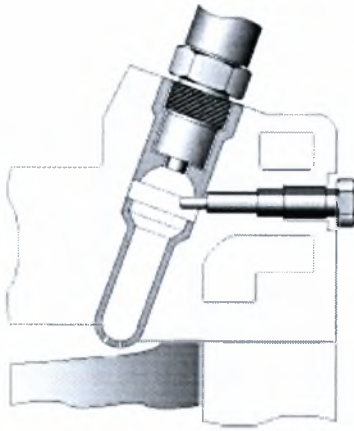
2.6.3 Η ΦΑΣΗ ΕΛΕΓΧΟΜΕΝΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

Η θερμοκρασία που επικρατεί στο θάλαμο καύσης επιτρέπει πλέον την καύση των σταγονιδίων του πετρελαίου χωρίς καθυστέρηση με την έξοδο από τον εγχυτήρα, με χαμηλότερο πλέον ρυθμό και χαμηλότερο θόρυβο.

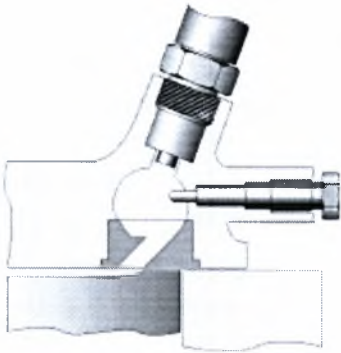
2.7 ΟΙ ΔΙΑΦΟΡΟΙ ΤΥΠΟΙ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

2.7.1 ΟΙ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΜΕ ΠΡΟΘΑΛΑΜΟ - ΣΤΡΟΒΙΛΟΘΑΛΑΜΟ

Η εφαρμογή του κινητήρα Diesel σε επιβατικά αυτοκίνητα γινόταν μέχρι τη δεκαετία του '90 θυσιάζοντας κάποια από την οικονομία καυσίμου και αποδεχόμενοι κάπως πιά υψηλές εκπομπές υπέρ της μείωσης του θορύβου. Ο τρόπος που γινόταν αυτό ήταν η χρήση του διαιρεμένου θαλάμου καύσης (έμμεση έγχυση). Εδώ εφαρμόζονταν δύο αρχές λειτουργίας: ο προθάλαμος και ο θάλαμος στροβιλισμού.



Εικόνα 14: Προθάλαμος καύσης



Εικόνα 15: Θάλαμος στροβιλισμού

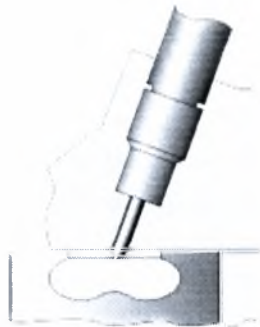
Και στις δύο τεχνολογίες, η καύση ξεκινάει στον προθάλαμο, που αντιπροσωπεύει το 30 - 60% του συνολικού όγκου του θαλάμου καύσης, και δέχεται όλο το εγχεόμενο καύσιμο, ενώ ολοκληρώνεται στον κυρίως θάλαμο καύσης όπου διοχετεύονται τα αέρια της καύσης μέσα από μία στενή δίοδο.

Ο ψεκασμός του καυσίμου σ' αυτό τον μικρότερο αρχικό όγκο που κρατιέται σχετικά ζεστός, επιτρέπει την μείωση της καθυστέρησης έναυσης. Όμως εξαιτίας και της μειωμένης ποσότητας αέρα που χωράει ο προθάλαμος, μόνον μία μικρή ποσότητα καυσίμου καίγεται σε μεγάλο βαθμό στον προθάλαμο, ανεβάζει την πίεση στον προθάλαμο και έτσι εκτοξεύει το περιεχόμενο στον κυρίως θάλαμο, όπου συνεχίζεται και ολοκληρώνεται σε ένα βαθμό η καύση. Οι κινητήρες έμμεσης έγχυσης χαρακτηρίζονται από χαμηλό θόρυβο της καύσης και χαμηλές εκπομπές NO_x, λόγω του ότι δεν επιτυγχάνουν υψηλές μέγιστες θερμοκρασίες, ενώ στη γρήγορη φάση της καύσης που παράγει τα NO_x, δεν υπάρχει η απαιτούμενη περίσσεια οξυγόνου.

2.7.2 ΟΙ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΑΠ' ΕΥΘΕΙΑΣ ΕΓΧΥΣΗΣ

Οι κινητήρες απ' ευθείας έγχυσης, οι οποίοι ούτως ή άλλως εφαρμόζονται από παλιά στα μεγαλύτερα οχήματα, επεκράτησαν και στα επιβατικά αυτοκίνητα ξεκινώντας από τη δεκαετία του 1990, εξαιτίας των υψηλότερων επιδόσεών τους και της χαμηλότερης κατανάλωσής τους. Δεδομένου, ότι ο λόγος μεταξύ εξωτερικής επιφάνειας και όγκου του θαλάμου καύσης είναι σαφώς μικρότερος για ενιαίο θάλαμο καύσης, ενώ, με τις σύγχρονες τεχνολογίες έγχυσης, η διάρκεια καύσης είναι μεγαλύτερη στους κινητήρες αυτούς, με συνέπεια να επιτυγχάνεται υψηλότερος βαθμός απόδοσης του κύκλου, κυρίως εξαιτίας της μείωσης των απωλειών προς το σύστημα ψύξης του κινητήρα, αλλά και της μείωσης των απωλειών λόγω μή-αντιστρεπτότητας της γρήγορης φάσης της καύσης.

Τα προβλήματα των κινητήρων απ' ευθείας έγχυσης, είναι σε δύο κατευθύνσεις: θόρυβος της καύσης και εκπομπές οξειδίων του αζώτου (που συνοδεύουν πάντα τον υψηλό βαθμό απόδοσης καύσης). Η εφαρμογή και στους κινητήρες Diesel του ηλεκτρονικού ελέγχου μέσω μικροϋπολογιστή, επέτρεψε τη σταθεροποίηση και βελτιστοποίηση των βασικών ρυθμίσεων της έγχυσης, τόσο στο επίπεδο της προπορείας έγχυσης, όσο και στην ποσότητα καυσίμου που ψεκάζεται σε κάθε χρονική στιγμή.



Εικόνα 16: Θάλαμος καύσης κινητήρα απ' ευθείας έγχυσης

Όμως τα διάφορα συστήματα έγχυσης των κινητήρων απ' ευθείας έγχυσης της δεκαετίας του '90 που διέθεταν αντλία με διανομέα, είτε αυτά ήταν μηχανικά είτε ηλεκτρονικά ελεγχόμενα, είχαν το κοινό χαρακτηριστικό πρόβλημα ότι η πίεση έγχυσης μεταβάλλεται σαν συνάρτηση των στροφών του κινητήρα (που κινεί την αντλία). Αυτή η μεταβαλλόμενη πίεση καθιστά δύσκολο τον απόλυτο έλεγχο της καύσης. Η επινόηση και ευρεία εφαρμογή, από το 1998 και μετά, του

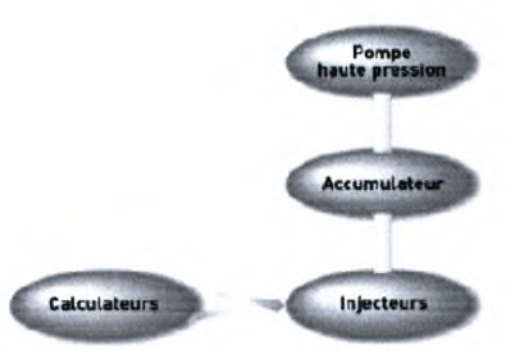
συστήματος έγχυσης common rail, ξεπέρασε αυτό το εμπόδιο, μεταξύ άλλων, και οδήγησε σε σημαντικές βελτιώσεις στην απόδοση του κινητήρα Diesel απ' ευθείας έγχυσης.

2.8 ΟΙ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΑΠ' ΕΥΘΕΙΑΣ ΕΓΧΥΣΗΣ ΥΨΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ COMMON RAIL

Αντίθετα με τα συστήματα με αντλία – διανομέα καυσίμου, στα συστήματα common rail η πίεση έγχυσης μπορεί να ρυθμιστεί ανεξάρτητα από τις στροφές του κινητήρα, και παραμένει σταθερή στη διάρκεια της έγχυσης. Ο απόλυτος έλεγχος του ανοιγοκλεισίματος του μπεκ από μικροϋπολογιστή, αφήνει μεγάλο εύρος δυνατοτήτων για προγραμματισμό της γραμμής έγχυσης και καύσης σπό τον κατασκευαστή του κινητήρα. Η ποσότητα του καυσίμου που ψεκάζεται μπορεί να μοιραστεί σε διακριτά τμήματα, όπως η προέγχυση, που επιτρέπει τη μείωση του θορύβου της αυτανάφλεξης της αρχικής ποσότητας, αλλά και του σχηματισμού NOx. Αυτή η μικρή ποσότητα προεγχόμενου καυσίμου (1 έως 4 mm³) επιτρέπει να προετοιμαστεί κατάλληλα, με την ελεγχόμενη αύξηση της θερμοκρασίας και πίεσης στο θάλαμο καύσης, η ανάφλεξη και καύση του καυσίμου κατά τη διάρκεια της κυρίως έγχυσης που ακολουθεί.

Επιπλέον, τα αυτοκίνητα που (υποχρεωτικά πλέον) είναι εφοδιασμένα με φίλτρο αιθάλης, χρειάζονται κατά διαστήματα να ενεργοποιούν μία επιπλέον φάση έγχυσης, αυτή της μετέγχυσης (Post injection), προκειμένου να επιτύχουν την αναγέννηση (αυτοκαθαρισμό) του φίλτρου με κατάλληλη αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίου.

Ο ψηφιακός πλέον έλεγχος όλων των παραμέτρων της έγχυσης με δυνατότητα προγραμματισμού με χάρτες, επιτρέπει πλέον τη βελτιστοποίηση όλων των φάσεων της μόνιμης και μεταβατικής λειτουργίας του κινητήρα.



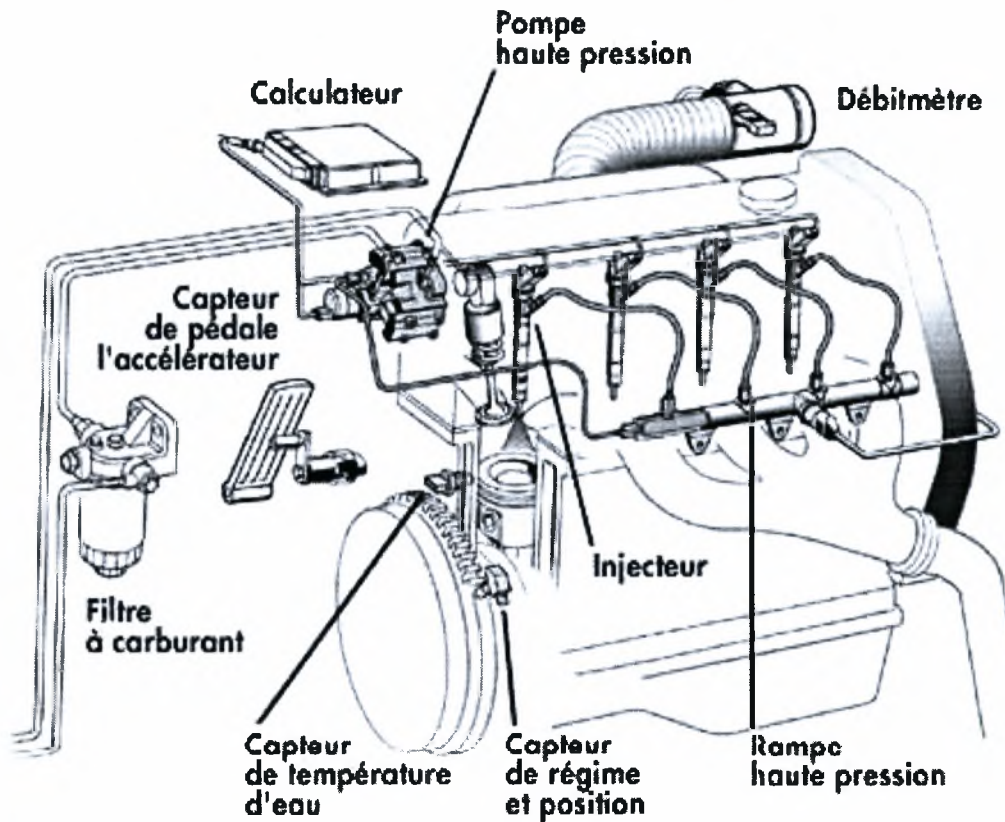
Σχήμα 4: Λογικό Διάγραμμα Ψεκασμού κινητήρα με Σύστημα Common Rail

Η μείωση των εκπομπών ρύπων έχει γίνει μόνιμος πονοκέφαλος για τους κατασκευαστές, λόγω των ολοένα αυστηρότερων ορίων που θέτει η Νομοθεσία. Πέρα από τη νομοθεσία για τα αυτοκίνητα όπου μετράμε τους ρύπους σε g/km, ο υπολογισμός της ρύπανσης που δημιουργεί ένα όχημα, γίνεται σε g/kWh, οπότε εδώ μετράει και η αναπτυσσόμενη ισχύς του κινητήρα, οπότε στα οχήματα πλεονεκτεί μεταξύ ίσων ο κινητήρας με τον καλύτερο βαθμό απόδοσης. Ο βαθμός απόδοσης έχει έμμεσα επίπτωση και στα επιβατικά αυτοκίνητα, με συνέπεια η μείωση της κατανάλωσης καυσίμου να αποτελεί σήμερα ένα στόχο συμβατό με τη μείωση των εκπομπών (άλλωστε σήμερα μετράμε πλέον και τις εκπομπές CO₂ που πάνε αντίστροφα με την κατανάλωση καυσίμου).

Ο κινητήρας Diesel απ' ευθείας έγχυσης με ηλεκτρονικά ελεγχόμενο σύστημα έγχυσης common rail, επιτυγχάνει το μέγιστο θερμικό βαθμό απόδοσης μεταξύ όλων των υπόλοιπων θερμικών μηχανών. Χάρης στη σχετική απλότητα προσαρμογής σε υπάρχοντες κινητήρες, το σύστημα αυτό αποτελεί την πιο εύκολα βιομηχανοποιήσιμη λύση στην δημιουργία αυτοκινήτων χαμηλής κατανάλωσης και εκπομπών ρύπων. Η ευρεία διάδοση της τεχνολογίας αυτής στην τρέχουσα δεκαετία, έχει ανοίξει ένα νέο πεδίο ελευθερίας για το σχεδιασμό νέων κινητήρων με υψηλή υπερπλήρωση, πολύ υψηλής απόδοσης, με χαμηλό πλέον βάρος, που βάζουν με γρήγορους ρυθμούς στο περιθώριο τον βενζινοκινητήρα στοιχειομετρικής καύσης.

2.8.1 ΠΑΡΟΥΣΙΑΣΗ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

Συγκριτικά με τα κλασικά συστήματα έγχυσης με αντλίες – διανομείς καυσίμου, το σύστημα έγχυσης υψηλής πίεσης common rail, επιτρέπει, με τη χαρακτηριστική ράμπα συσώρευσης πίεσης καυσίμου, να διατηρείται σταθερή η εκάστοτε επιθυμητή πίεση έγχυσης ανεξάρτητα από τις στροφές του κινητήρα και την ποσότητα του εγχεόμενου καυσίμου.

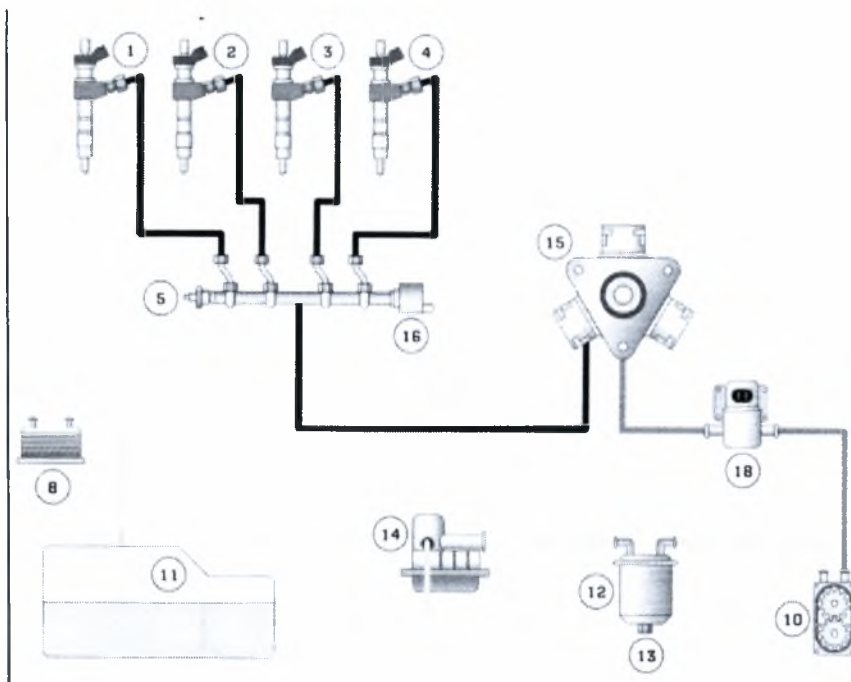


Εικόνα 17: Ολόκληρομένη παρουσίαση συστήματος Ψεκασμού Common Rail

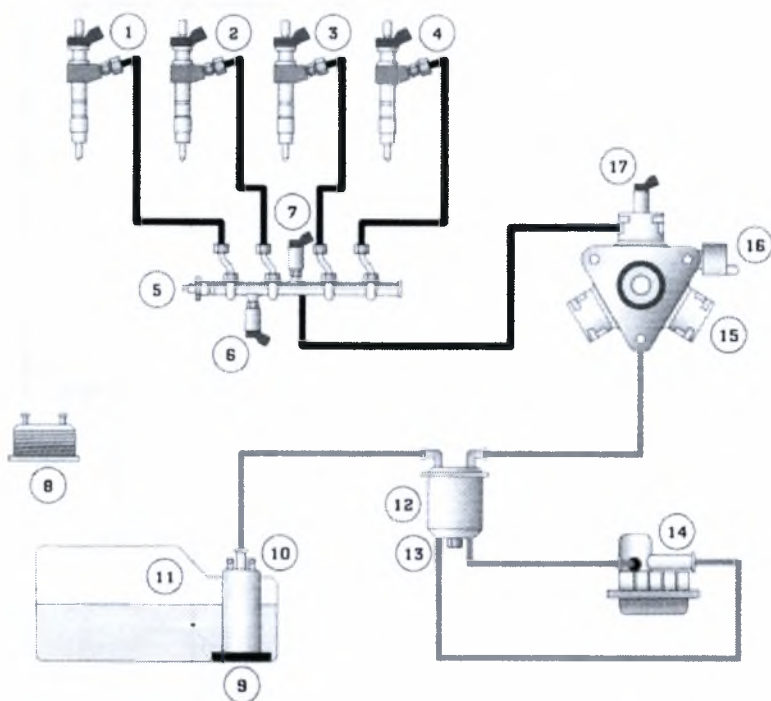
2.8.2 ΤΟ ΚΥΚΛΩΜΑ ΤΡΟΦΟΔΟΣΙΑΣ ΧΑΜΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ

Το κύκλωμα τροφοδοσίας χαμηλής πίεσης επιτρέπει την τροφοδοσία σε επαρκή ποσότητα και σταθερή πίεση, του κυκλώματος υψηλής πίεσης. Τα κύρια εξαρτήματα του συνολικού συστήματος είναι τα εξής:

- 1 έως 4 : ηλεκτροϋδραυλικοί εγχυτήρες
- 5 : common rail υψηλής πίεσης
- 6 : αισθητήρας θερμοκρασίας καυσίμου
- 7 : αισθητής πίεσης καυσίμου
- 8 : ψύκτης του καυσίμου, τοποθετημένος στο κύκλωμα επιστροφών
- 9 : προ-φίλτρο καυσίμου
- 10 : αντλία τροφοδοσίας χαμηλής πίεσης
- 11 : ρεζερβουάρ καυσίμου
- 12 : φίλτρο καυσίμου, υδατοπαγίδα και ρυθμιστής κυκλώματος χαμηλής πίεσης
- 13 : κοχλίας αδειάσματος νερού υδατοπαγίδας
- 14 : προθερμαντήρας καυσίμου
- 15 : αντλία υψηλής πίεσης
- 16 : ρυθμιστής υψηλής πίεσης καυσίμου
- 17 : απενεργοποιητής του τρίτου εμβόλου της αντλίας υψηλής πίεσης
- 18 : ηλεκτροβαλβίδα διακοπής.



Εικόνα 18: Κύκλωμα τροφοδοσίας χαμηλής πίεσης με μηχανική Αντλία



Εικόνα 19: Κύκλωμα τροφοδοσίας χαμηλής πίεσης με ηλεκτρική Αντλία

2.8.3 Η ΑΝΤΛΙΑ ΤΡΟΦΟΔΟΣΙΑΣ

Η αντλία τροφοδοσίας οδηγεί το καύσιμο από το ρεζερβουάρ προς την αντλία υψηλής πίεσης (αντίθλιψη περίπου 2,5 bar με παροχή της τάξης των 200 l/h).

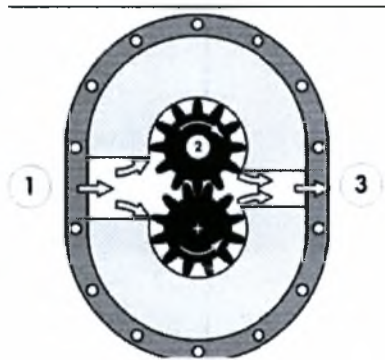
2.8.3.1 Η ΜΗΧΑΝΙΚΗ ΓΡΑΝΑΖΩΤΗ ΑΝΤΛΙΑ

Η αντλία παίρνει κίνηση απ' ευθείας από τον κινητήρα. Αποτελείται από δύο γρανάζια που παίρνουν κίνηση από το κύκλωμα μετάδοσης ισχύος του κινητήρα. Πρόκειται για αντλία θετικού εκτοπίσματος, της οποίας η παροχή εξαρτάται από την ταχύτητα περιστροφής της (άρα από τις στροφές του κινητήρα).

1 : θάλαμος αναρρόφησης

2 : κινητήριο γρανάζι

3 : θάλαμος κατάθλιψης.



Εικόνα 20: Μηχανική Γρανάζωτη αντλία

2.8.3.2 Η ΗΛΕΚΤΡΙΚΗ ΑΝΤΛΙΑ ΜΕ ΚΥΛΙΝΔΡΑΚΙΑ

Η αντλία αυτή συνήθως ενσωματώνεται στον πυθμένα του ρεζερβουάρ. Είναι τύπου πολλαπλών θαλάμων με κυλινδράκια για τη στεγανοποίηση μεταξύ τους. Ο ρότορας περιστρέφεται με ηλεκτροκινητήρα συνεχούς ρεύματος. Η αντλία ενεργοποιείται με το κλειδί στη θέση ON και έχει πάντα σταθερή ταχύτητα περιστροφής. Από τη στιγμή που τίθεται σε λειτουργία ο κινητήρας, η αντλία αυτή, σε συνδυασμό με ένα ρυθμιστή χαμηλής πίεσης που συνήθως είναι ενσωματωμένος στο φίλτρο καυσίμου, διατηρεί σταθερή μία πίεση τροφοδοσίας

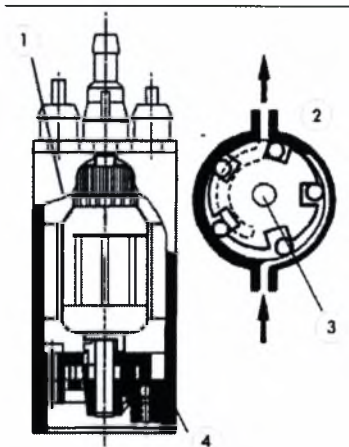
3 bar στην αναρρόφηση της αντλίας υψηλής πίεσης. Σε περίπτωση που φρακάρει η κατάθλιψη της αντλίας, υπάρχει προστασία με κατάλληλο κλαπέ ασφαλείας.

1 : κινητήρας συνεχούς ρεύματος

2 : αντλία με κυλινδράκια

3 : ρότορας

4 : κλαπέ ασφαλείας.



Εικόνα 21: Ηλεκτρική αντλία με κυλινδράκια

2.8.4 ΤΟ ΣΤΟΙΧΕΙΟ ΦΙΛΤΡΟΥ

Ένα θερμοστατικό στοιχείο ενσωματωμένο στο φίλτρο, επιτρέπει τη ρύθμιση της όδευσης του πετρελαίου προς τον αναθερμαντήρα. Ένας ρυθμιστής διατηρεί σταθερή την πίεση τροφοδοσίας. Ορισμένοι κατασκευαστές τοποθετούν το ρυθμιστή χαμηλής πίεσης στο εξωτερικό του φίλτρου.

1 : επιστροφές στο ρεζερβουάρ

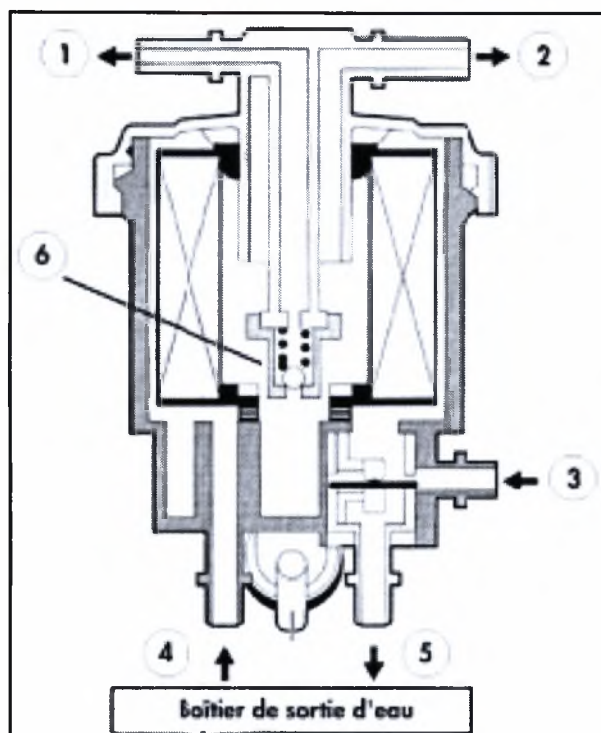
2 : έξοδος προς αντλία υψηλής πίεσης

3 : είσοδος του φίλτρου

4 : είσοδος του αναθερμασμένου πετρελαίου

5 : έξοδος προς την υδατοπαγίδα

6 : ρυθμιστής χαμηλής πίεσης



Εικόνα 22: Στοιχείο Φίλτρου

Σε ορισμένες περιπτώσεις, ένας λήπτης πίεσης τροφοδοσίας μπορεί να είναι ενσωματωμένος στο φίλτρο πετρελαίου.

2.8.5 ΤΟ ΚΥΚΛΩΜΑ ΤΡΟΦΟΔΟΣΙΑΣ ΤΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΥΨΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ

Σε μία πίεση κατώτερη από 0,8 bar, το κλαπέ ασφαλείας είναι κλειστό. Το καύσιμο μπορεί να περνά από μία οπή bypass ώστε να επιτυγχάνεται έτσι συνεχής λίπανση και ψύξη της αντλίας. Όταν η πίεση ξεπεράσει τα 0,8 bar, το κλαπέ ασφαλείας ανοίγει και επιτρέπει την τροφοδοσία με καύσιμο των αντλητικών στοιχείων. Η λίπανση και η ψύξη της αντλίας διατηρούνται.

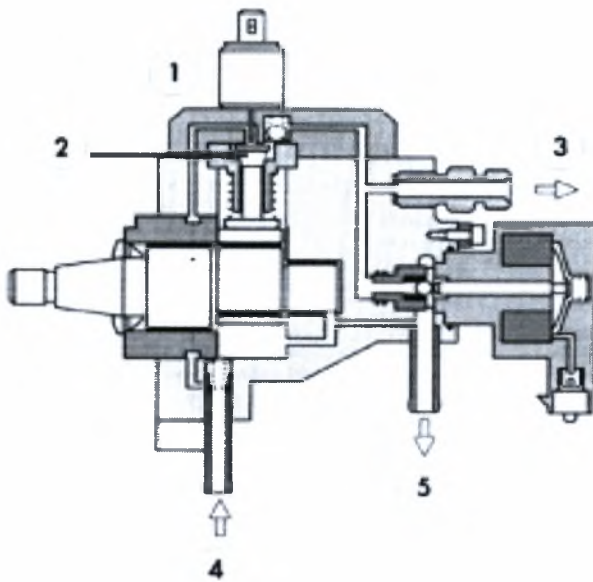
1 : απενεργοποιητής του τρίτου εμβόλου

2 : θάλαμος

3 : έξοδος υψηλής πίεσης

4 : είσοδος χαμηλής πίεσης

5 : επιστροφή στο ρεζερβουάρ



Εικόνα 23: Το κύκλωμα τροφοδοσίας υψηλής πίεσης

2.8.6 Η ΑΝΤΛΙΑ ΥΨΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ

Η αντλία παίρνει κίνηση από τη μετάδοση ισχύος του κινητήρα (σχέση μετάδοσης περίπου 0,5). Αποτελείται από 3 ακτινικά εμβολάκια, μετατοπισμένα κατά 120° μεταξύ τους, τα οποία παρέχουν στο σωλήνα αποθήκευσης υψηλής πίεσης (common rail) μιά επαρκή ποσότητα καυσίμου σε μιά προκαθορισμένη πίεση. Ο συγκεκριμένος τύπος αντλίας απορροφά μιά ροπή μεταξύ 18 και 20 Nm, δηλαδή το $1/9$ της απαιτούμενης ροπής για μιά αντλία – τύπου διανομέα. Επιπλέον η παροχή της είναι πιά σταθεροποιημένη.

Η αντλία αυτή θα πρέπει να έχει τη δυνατότητα να παρέχει την επιθυμητή από τον μικροϋπολογιστή παροχή καυσίμου, κάτω από μιά πίεση που κυμαίνεται μεταξύ 2 και 1 400 bar.

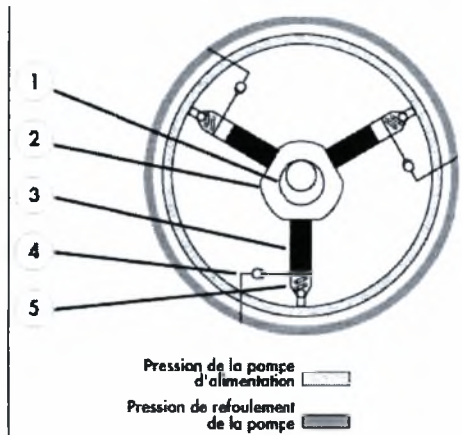
1 : έκκεντρος άξονας

2 : έκκεντρο οδήγησης

3 : εμβολάκι

4 : βαλβίδα αντεπιστροφής κατάθλιψης με μπίλια

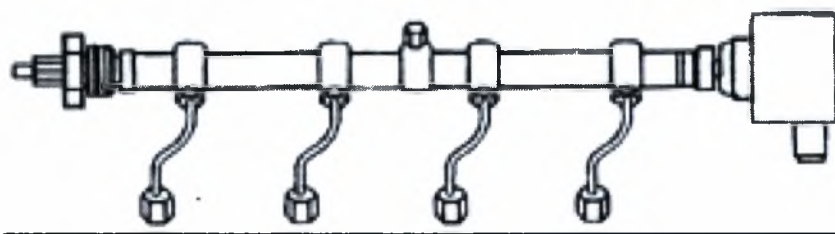
5 : βαλβίδα αντεπιστροφής (κλαπέ) αναρρόφησης.



Εικόνα 24: Η αντλία υψηλής πίεσης

2.8.7 Η ΡΥΘΜΙΣΗ ΤΗΣ ΥΨΗΛΗΣ ΠΙΕΣΗΣ

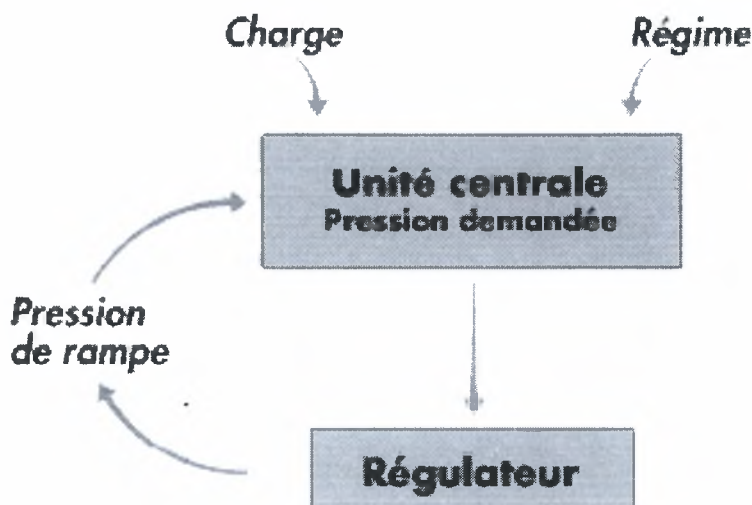
Η αντλία υψηλής πίεσης έχει σχεδιαστεί ώστε να παρέχει σημαντικές παροχές, σε σχέση με τις ανάγκες του κινητήρα. Η υπερβάλλουσα παροχή επιστρέφει στο ρεζερβουάρ μέσω μίας οπής διαρροής που ελέγχεται από τον ρυθμιστή πίεσης. Ο ρυθμιστής ελέγχει την πίεση μέσα στο rail. Παίρνει εντολή από ένα σήμα RCO (rapport cyclique d'ouverture) που του στέλνει ο μικροϋπολογιστής. Ο ρυθμιστής πίεσης είναι τοποθετημένος είτε πάνω στην αντλία υψηλής πίεσης είτε πάνω στο rail.



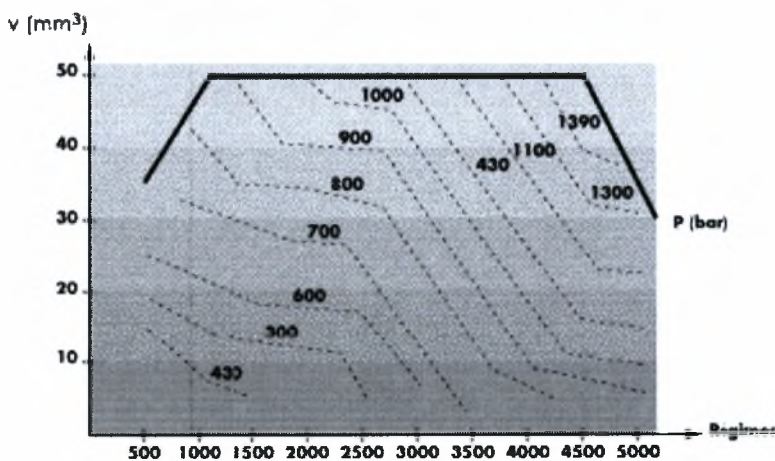
Εικόνα 25: Ρυθμιστής πίεσης τοποθετημένος πάνω στο rail

2.9 Ο ΒΡΟΓΧΟΣ ΕΛΕΓΧΟΥ ΤΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΕΓΧΥΣΗΣ

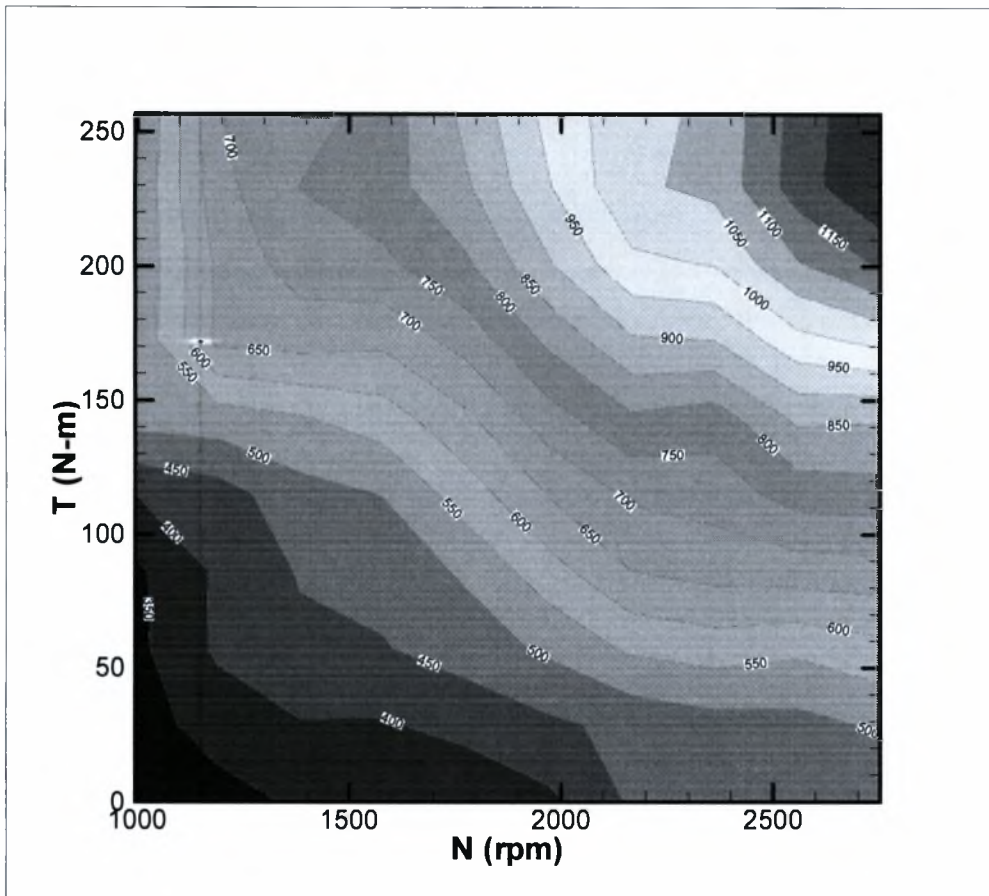
Η πίεση έγχυσης εξαρτάται ουσιαστικά από τις παραμέτρους του φορτίου και των στροφών του κινητήρα. Η απαιτούμενη τιμή πίεσης υπολογίζεται από τον εγκέφαλο και επιβεβαιώνεται με βάση την πληροφορία του λήπτη πίεσης που είναι ενσωματωμένος στο rail . Σε περίπτωση σημαντικής διαφοράς μεταξύ των δύο αυτών τιμών (Sollwert και Istwert), το σήμα προς τον ρυθμιστή πίεσης τροποποιείται εκ νέου. Η πίεση στο rail ποικίλλει μεταξύ των 280 bar (χαμηλά φορτία) και 1400 bar (υψηλά φορτία).



Εικόνα 26:Ο βρόχος ελέγχου της πίεσης έγχυσης



Εικόνα 27:Χαρτογράφηση των πιέσεων του rail (αρχή λειτουργίας)



Διάγραμμα 1:Χαρτογράφηση των πιέσεων του rail (κινητήρας DW10 ATED - baseline)

2.9.1 ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΤΟΥ ΡΥΘΜΙΣΤΗ ΠΙΕΣΗΣ

Η ρύθμιση της πίεσης περιλαμβάνει δύο φάσεις:

- μηχανική ρύθμιση της πίεσης: ένα ελατήριο, βαθμονομημένο για μιά πίεση 100 bar, επιτρέπει το σήκωμα μιάς μπίλλιας και έτσι εξασφαλίζει:
 - την επίτευξη μιάς ελάχιστης πίεσης,
 - την απόσβεση των ταλαντώσεων πίεσης στο κύκλωμα υψηλής πίεσης
- ηλεκτρική ρύθμιση: ο κεντρικός υπολογιστής δίνει εντολή σε ένα ηλεκτρομαγνήτη να μπλοκάρει το κύκλωμα επιστροφής ώστε να αυξηθεί η πίεση στο κύκλωμα υψηλής πίεσης.

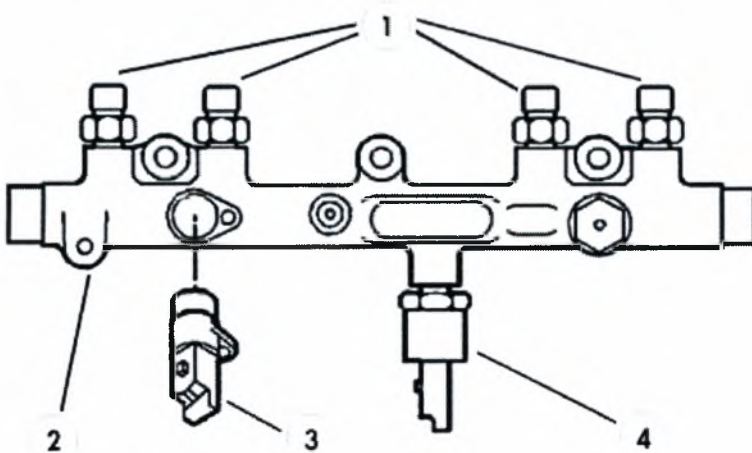
Όταν το σήμα RCO είναι:

- μέγιστο, η υδραυλική πίεση είναι μέγιστη
- ελάχιστο, η πίεση είναι η ελάχιστη.

2.9.2 ΤΟ COMMON RAIL

Ο αγωγός αυτός είναι κατασκευασμένος από σφυρήλατο χάλυβα και η χωρητικότητά του καθορίζεται με βάση τον κυβισμό του κινητήρα. Ο όγκος καυσίμου που είναι αποθηκευμένος μέσα του, χρησιμεύει για την απόσβεση των ταλαντώσεων πίεσης.

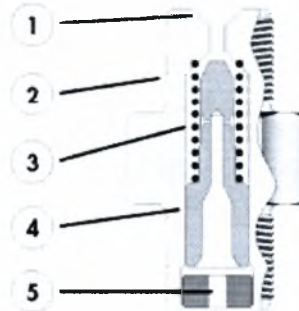
- 1 : έξοδοι υψηλής πίεσης
- 2 : αγωγός (rail)
- 3 : αισθητήρας θερμοκρασίας καυσίμου
- 4 : λήπτης πίεσης.



Εικόνα 28: Το common rail

Οι έξοδοι υψηλής πίεσης είναι εν γένει εφοδιασμένες με περιοριστές παροχής για λόγους ασφαλείας. Ο περιοριστής παροχής παρεμβαίνει σε περίπτωση κολλήματος του εγχυτήρα ή διακοπής στο κύκλωμα υψηλής πίεσης.

- 1 : έξοδος προς εγχυτήρα
- 2 : σώμα περιοριστή
- 3 : ελατήριο
- 4 : εμβολάκι
- 5 : πίεση rail



Εικόνα 29: Διάταξη Περιορισμού Παροχής

2.9.3 ΟΙ ΕΓΧΥΤΗΡΕΣ

Ο εγχυτήρας επιτυγχάνει τον ψεκασμό σε λεπτά σταγονίδια του καυσίμου μέσα στο θάλαμο καύσης, εξασφαλίζοντας την ακριβή δοσिमетρία καυσίμου και το ακριβές χρονικά σημείο έναρξης έγχυσης. Ο εγχυτήρας αποτελείται από δύο μέρη:

- το κατώτερο τμήμα: πρόκειται για ένα εγχυτήρα με πολλαπλές οπές, παρόμοιο με τους κλασσικούς εγχυτήρες των κινητήρων Diesel απ' ευθείας έγχυσης.
- το ανώτερο τμήμα: πρόκειται για μία ηλεκτρικά οδηγούμενη διάταξη που επιτρέπει τη μετακίνηση της βελόνας του εγχυτήρα.

- 1 : ρακόρ εισόδου από αντλία
- 2 : ρακόρ επιστροφής προς ρεζερβουάρ
- 3 : φίλτρο τύπου γόπας
- 4 : βελόνα εγχυτήρα
- 5 : θάλαμος πίεσης
- 6 : ελατήριο εγχυτήρα
- 7 : δακτύλιος σύνδεσης
- 8 : θάλαμος εντολής
- 9 : οπή διαρροής του κυκλώματος τροφοδοσίας

10 : οπή διαρροής του κυκλώματος επιστροφής

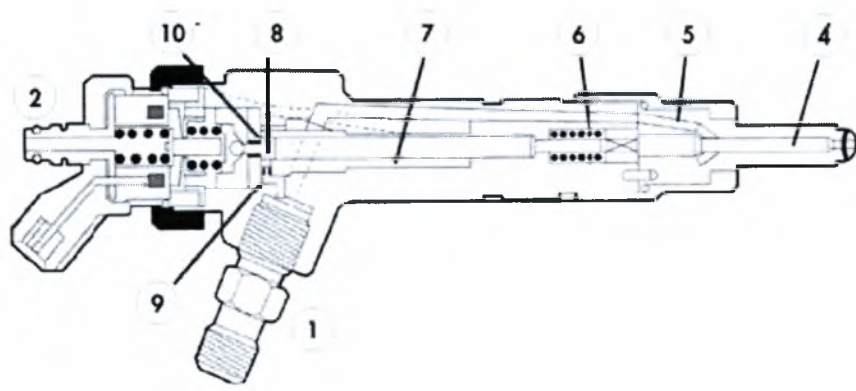
11 : πυρήνας ηλεκτρομαγνήτη εντολής

12 : τύλιγμα πηνίου

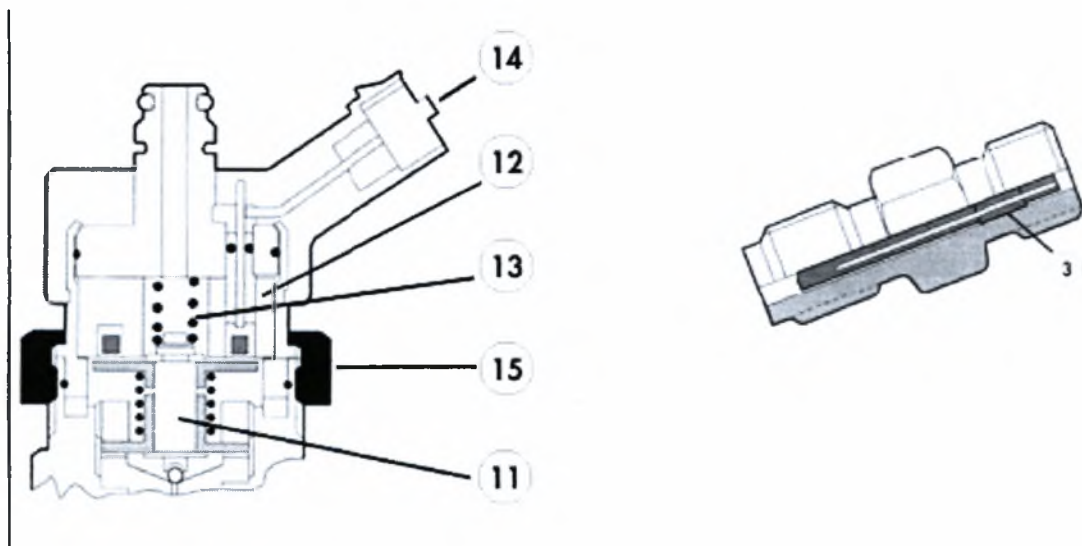
13 : ελατήριο επαναφοράς

14 : κοννέκτορας

15 : παξιμάδι



Εικόνα 30: Ο εγχυτήρας



Εικόνα 31: Το άνω τμήμα του εγχυτήρα (αριστερά), Το ρακόρ εισόδου από την αντλία (δεξιά)

2.9.4 ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

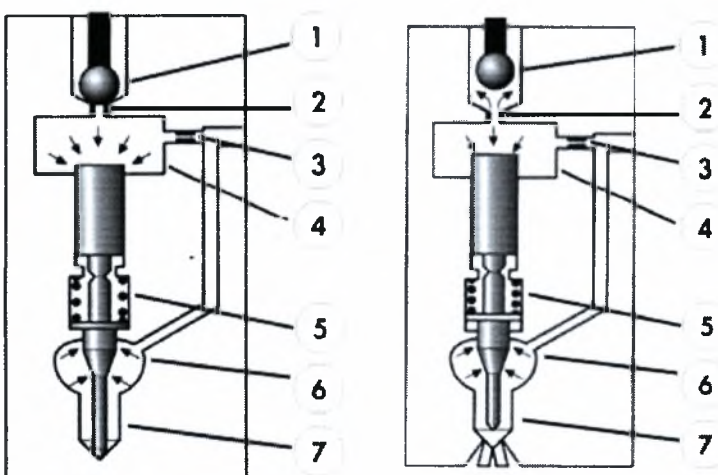
Η λειτουργία του εγχυτήρα μπορεί να χωριστεί σε 4 φάσεις.

1 – Εγχυτήρας κλειστός (σε ηρεμία) : η ηλεκτροβάννα δεν λαμβάνει σήμα (οπή κλειστή). Το ελατήριο πιέζει τη μπίλλια (1) στην έδρα της. Η πίεση του θαλάμου εντολής (4) είναι ίση με αυτήν του θαλάμου πίεσης (6). Το ελατήριο (5) διατηρεί τη βελόνα του εγχυτήρα (7) πάνω στην φέρουσα επιφάνεια στεγανότητας.

2 – Αρχή ανοίγματος του εγχυτήρα: ενεργοποιημένη από ένα ρεύμα διέγερσης, η ηλεκτροβάννα ανοίγει. Η πίεση στο θάλαμο εντολής (4) πέφτει. Η βελόνα του εγχυτήρα (7) σηκώνεται. Η οπή διαρροής αναρρόφησης (3) αποφεύγει την εξισορρόπηση των πιέσεων.

3 – Τέλειο άνοιγμα: η βελόνα του εγχυτήρα (7) τερματίζει στο στοπ της. Η ηλεκτροβάννα διατηρείται ανοικτή από ένα ρεύμα συντήρησης. Η ποσότητα που ψεκάζεται εξαρτάται από την πίεση μέσα στο rail, από το χρόνο ανοίγματος της βελόνας (7) και από τη διάμετρο της οπής του ακροφυσίου.

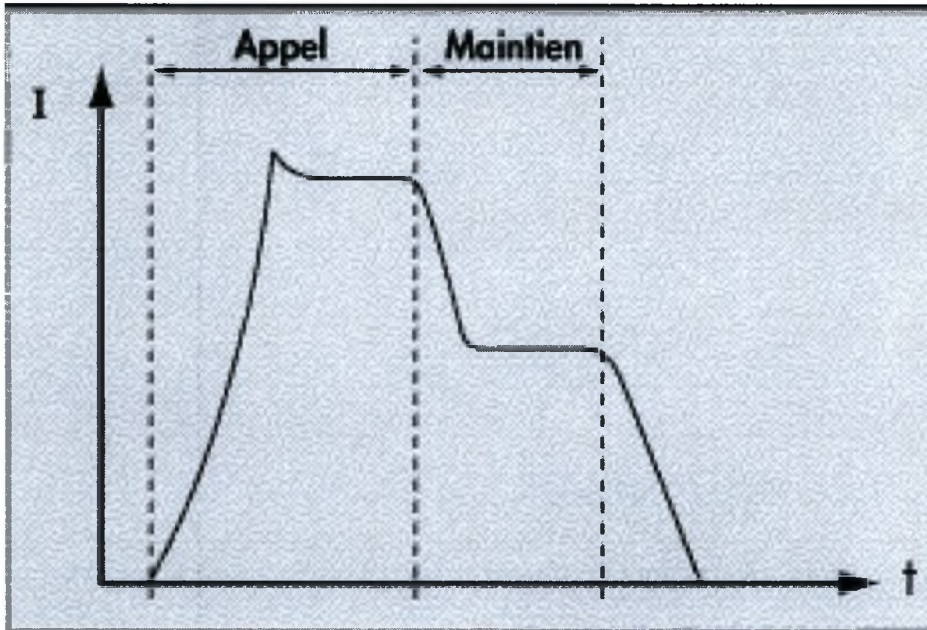
4 – Κλείσιμο εγχυτήρα: η ηλεκτροβάννα σταματά να είναι ενεργοποιημένη, το ελατήριο επαναφοράς σπρώχνει την μπίλλια (1) στην έδρα της και προκαλεί το κλείσιμο της οπής διαρροής (2). Η πίεση ανακάτται εκ νέου στο θάλαμο εντολής (4) από την οπή διαρροής αναρρόφησης (3). Η ισορροπία των πιέσεων αποκαθίσταται εκ νέου.



Εικόνα 32: Εγχυτήρας κλειστός (αριστερά) και ανοικτός (δεξιά)

2.9.4.1 ΕΝΕΡΓΟΠΟΙΗΣΗ ΤΟΥ ΕΓΧΥΤΗΡΑ

Ο χρόνος ενεργοποίησης του σωληνοειδούς του εγχυτήρα ποικίλλει μεταξύ 200 και 1 200 ms. Αυτός ο χρόνος περιλαμβάνει τις φάσεις διέγερσης και συντήρησης.



Εικόνα 33: Το ρεύμα διέγερσης του εγχυτήρα

2.9.5 Η ΗΛΕΚΤΡΟΝΙΚΗ ΔΙΑΧΕΙΡΙΣΗ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΕΓΧΥΣΗΣ

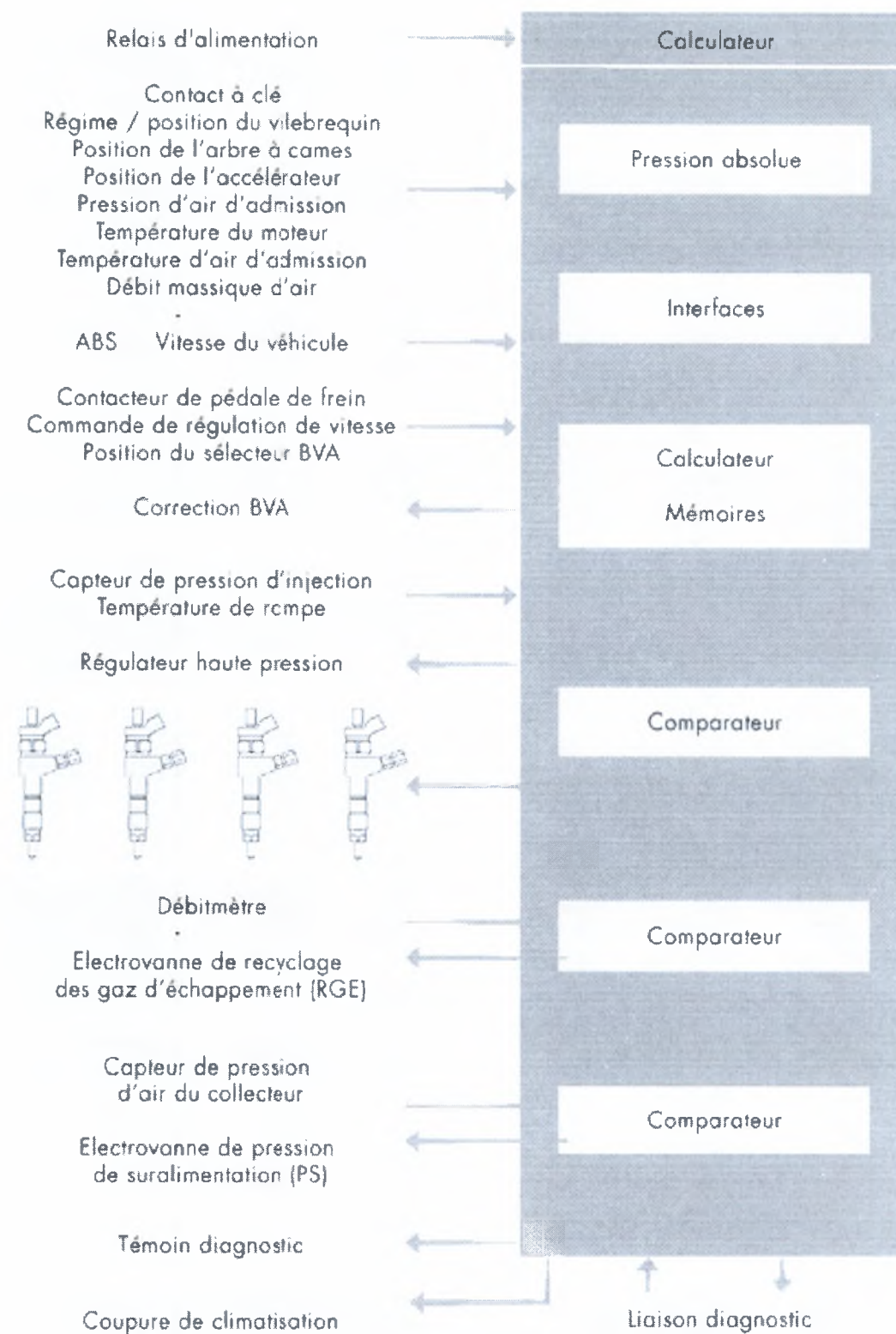
Σε αντίθεση με τα παλαιότερα συστήματα έγχυσης που τροφοδοτούνται από αντλία – διανομέα, ή από αντλία πετρελαίου σε σειρά, ο εγκέφαλος καθορίζει εδώ ανεξάρτητα:

- την ποσότητα που ψεκάζεται
- την προπορεία έγχυσης.

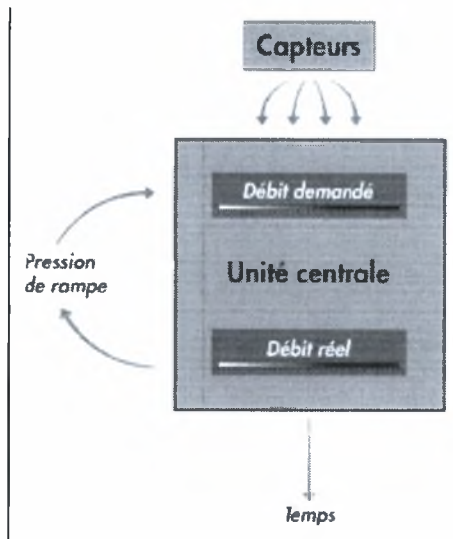
2.9.5.1 ΡΥΘΜΙΣΗ ΤΗΣ ΕΓΧΕΟΜΕΝΗΣ ΠΟΣΟΤΗΤΑΣ

Η ποσότητα καυσίμου που χεκάζεται, καθορίζεται από τον εγκέφαλο με βάση:

- μία ρύθμιση για κάθε κύλινδρο με τη σειρά έγχυσης
- τις τιμές που μετρώνται από τους αισθητές. Για να προσαρμόσει την απαιτούμενη ποσότητα έγχυσης, ο εγκέφαλος μπορεί να επιδρά ανεξάρτητα τόσο στην πίεση του rail όσο και στη διάρκεια διέγερσης των ηλεκτροβαλβίδων των εγχυτήρων.



Διάγραμμα 2: Διάγραμμα ελέγχου εγχεόμενης ποσότητας



Εικόνα 34: Η ρύθμιση της παροχής καυσίμου

2.9.5.2 ΡΥΘΜΙΣΗ ΤΗΣ ΠΡΟΠΟΡΕΙΑΣ ΕΓΧΥΣΗΣ

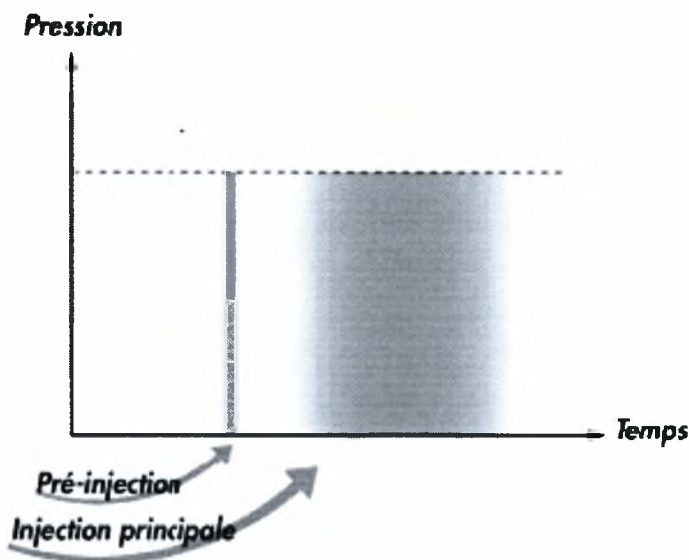
Είναι εφικτό με το συγκεκριμένο σύστημα να γίνονται περισσότερες από μία εγχύσεις σε ένα κύκλο λειτουργίας, δηλαδή: μία προ-έγχυση, η κυρίως έγχυση και ενδεχόμενα μία μετέγχυση (post-injection).

2.9.5.3 Η ΠΡΟΕΓΧΥΣΗ

Η βασική αρχή λειτουργίας του κινητήρα Diesel βασίζεται στην αυτανάφλεξη του καυσίμου. Αυτή η αυτανάφλεξη γίνεται με μία καθυστέρηση, που αντιστοιχεί στο χρόνο που χρειάζονται τα σταγονίδια του καυσίμου για να φτάσουν στο σημείο αυτανάφλεξης.

Με τις αντλίες έγχυσης τύπου διανομέα, η ποσότητα που ψεκάζεται στη διάρκεια του χρόνου καθυστέρησης έναυσης είναι σημαντική, ιδιαίτερα κατά την ψυχρή εκκίνηση, εξ ου και ο χαρακτηριστικός θόρυβος κατά την εκκίνηση των παλαιότερων κινητήρων.

Με το σύστημα common rail είναι πλέον εφικτή η προέγχυση μερικών mm^3 πετρελαίου, πριν το άνω νεκρό σημείο, που επιτρέπει το ξεκίνημα της φλόγας πριν να αρχίσει η κυρίως έγχυση. Η προέγχυση ενεργοποιείται στα χαμηλά φορτία και στις μεταβατικές φάσεις μέχρι κάποιο αριθμό στροφών κινητήρα.



Εικόνα 35: Προέγχυση και κυρίως έγχυση

2.9.5.4 Η ΚΥΡΙΩΣ ΕΓΧΥΣΗ

Η ποσότητα καυσίμου που ψεκάζεται στον κύλινδρο καθορίζεται από το συνδυασμό:

- της πίεσης του rail και
- της διάρκειας ανοίγματος της βελόνας του εγχυτήρα.

Η πίεση του rail επηρεάζει σημαντικά την ποσότητα καυσίμου που εγχέεται ανά μοίρα γωνίας στροφάλου, καθώς και το πόσο λεπτός είναι ο διαμερισμός του καυσίμου σε σταγονίδια. Η διάρκεια ανοίγματος της βελόνας του εγχυτήρα μεταβάλλει τη διάρκεια έγχυσης σε γωνία στροφάλου. Φυσικά, η διαδρομή της βελόνας όπως και η διάμετρος και ο αριθμός των οπών του ακροφυσίου αποτελούν ουσιώδη δεδομένα για τον υπολογισμό της παροχής καυσίμου.

2.9.5.5 Η ΜΕΤΕΓΧΥΣΗ (POST-INJECTION)

Η μετέγχυση ακολουθεί την κυρίως έγχυση, στη διάρκεια της εκτόνωσης, όταν απαιτείται αναγέννηση του φίλτρου. Η συνακόλουθη αύξηση της θερμοκρασίας του καυσαερίου σε συνδυασμό με καταλυτικό πρόσθετο στο καύσιμο ή καταλυτικό φίλτρο, επιτυγχάνει τον αυτοκαθαρισμό του φίλτρου με καύσης της αιθάλης (αναγέννηση).

2.10 ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Η μπαταρία τροφοδοτεί, μέσω ενός ρελαί, τον υπολογιστή και τα διάφορα όργανα του συστήματος. Ένα αντικλεπτικό εξάρτημα με κωδικό εξουσιοδοτεί την θέση σε λειτουργία του κινητήρα.

Μετά την εκκίνηση, χρειάζονται δύο περιστροφές του στροφαλοφόρου για να επιτευχθεί επαρκής πίεση στο rail (250 - 300 bar). Ο υπολογιστής λαμβάνει ταυτόχρονα και το σήμα της θέσης του στροφαλοφόρου χάρη σε ένα σύστημα λήψης επί του βολάν, όπως και της θέσης του εκκεντροφόρου χάρη στον λήπτη φάσης.

2.10.1 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΠΟΥ ΛΑΜΒΑΝΕΙ ΥΠΟΨΗ Ο ΜΙΚΡΟΪΠΟΛΟΓΙΣΤΗΣ

Διαφορετικοί αισθητήρες μετρούν:

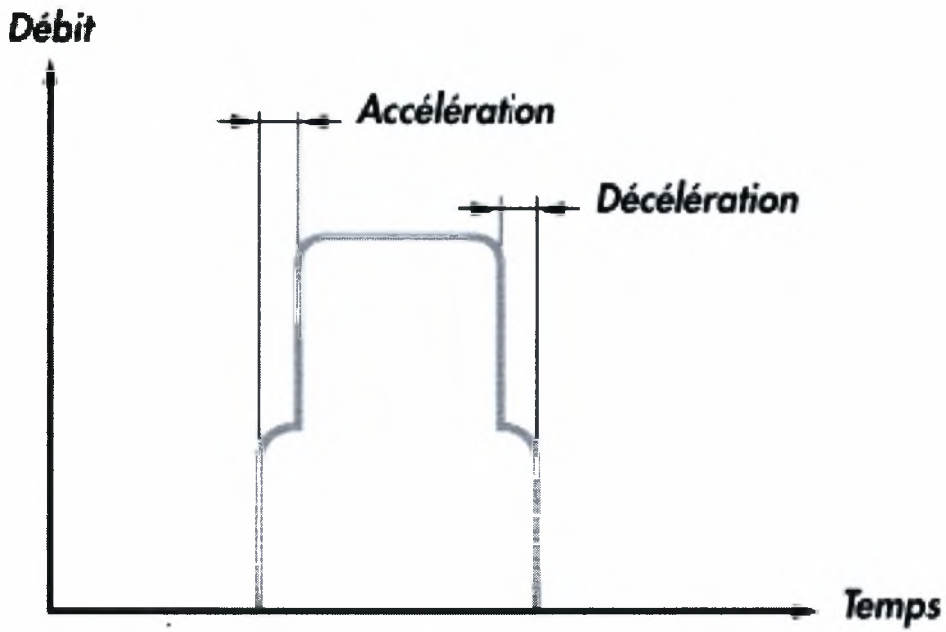
- τη θέση του γκαζιού
- τη θερμοκρασία του νερού ψύξης
- τη θερμοκρασία του καυσίμου
- τις στροφές του κινητήρα και τη θέση του στροφαλοφόρου
- την απόλυτη πίεση και την πίεση της πολλαπλής εισαγωγής
- την ταχύτητα του οχήματος
- την ενεργοποίηση των επαφών φρεναρίσματος και αποσύμπλεξης
- την παροχή μάζας και τη θερμοκρασία του αέρα εισαγωγής.

Όσον αφορά τη λειτουργία των παρελκόμενων συστημάτων του κινητήρα, μετρώνται:

- η ανακύκλωση του καυσαερίου
- η πίεση υπερπλήρωσης.

Η κεντρική μονάδα ελέγχου λαμβάνει επίσης υπόψη τις διαφορετικές φάσεις λειτουργίας:

- κατά την εκκίνηση, την πρόσθετη εγχεόμενη ποσότητα εκκίνησης
- στο ρελαντί, τον έλεγχο παροχής ρελαντί
- κατά την κανονική λειτουργία, την ενεργό απόσβεση των κραδασμών κατά τα μεταβατικά σημεία, και την προσαρμογή της παροχής ανάλογα με τις ανάγκες.

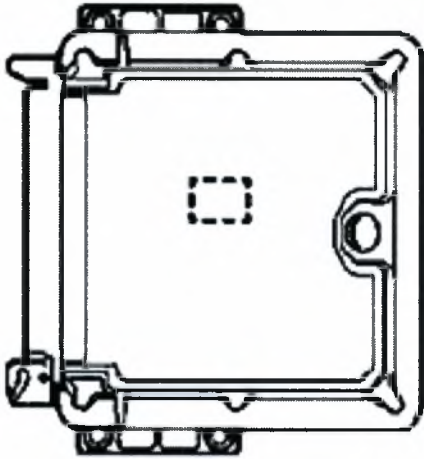


Εικόνα 36: Διόρθωση μεταβατικής λειτουργίας

2.10.1.1 ΟΙ ΚΥΡΙΟΙ ΑΙΣΘΗΤΗΡΕΣ

Ο λήπτης απόλυτης πίεσης.

Ο λήπτης απόλυτης πίεσης είναι τύπου piezoresistive. Αποτελείται από strain gauges και μετρά την ατμοσφαιρική πίεση.



Εικόνα 37: Λήπτης απόλυτης πίεσης

Ο αισθητής στροφών

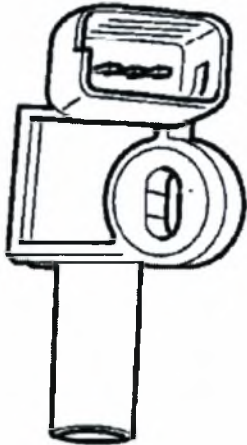
Αισθητής στροφών είναι επαγωγικού τύπου. Είναι τοποθετημένος στο κέλυφος του συμπλέκτη, και πληροφορεί τον υπολογιστή για την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και τη θέση του εμβόλου του κυλίνδρου n°1, χάρις σε ένα βαθούλωμα στο στεφάνι που αντιστοιχεί στην απόσταση μεταξύ δύο δοντιών του στεφανιού.



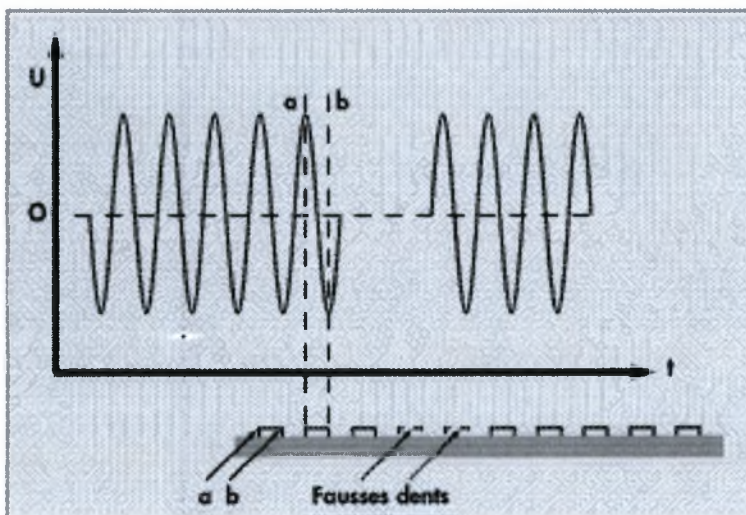
Εικόνα 38: Αισθητής στροφών

Ο λήπτης της γωνίας στροφάλου

Αυτός ο λήπτης είναι τύπου φαινομένου Hall (τετραγωνικό σήμα). Είναι τοποθετημένος στην κυλινδροκεφαλή, στο ύψος του εκκεντροφόρου. Επιτρέπει στον υπολογιστή να γνωρίζει τη θέση του εμβόλου του πρώτου κυλίνδρου.



Εικόνα 39: Λήπτης γωνίας στροφάλου

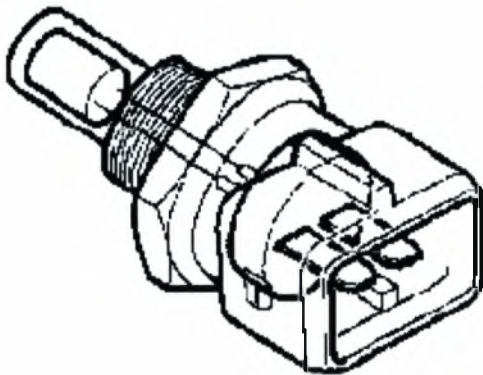


Εικόνα 40: Ανάλυση σήματος λήπτη γωνίας στροφάλου

2.10.1.20 ΑΙΣΘΗΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Ο αισθητήρας θερμοκρασίας του κινητήρα είναι του τύπου CTN (coefficient of temperature negative). Είναι τοποθετημένος στο κύκλωμα ψύξης. Το σήμα του επιτρέπει στον υπολογιστή να προσδιορίσει:

- την παροχή εκκίνησης
- την παροχή ρελαντί
- το χρόνο προθέρμανσης
- το χρόνο μετα-θέρμανσης
- το ποσοστό ανακύκλωσης καυσαερίου
- τη λειτουργία προστασίας από βρασμό
- την παροχή του πλήρους φορτίου
- το άναμμα της προειδοποιητικής λυχνίας θερμοκρασίας κινητήρα.



Εικόνα 41: Αισθητής Θερμοκρασίας Κινητήρα

2.10.1.30 ΑΙΣΘΗΤΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΤΟΥ RAIL

Ο αισθητήρας αυτός είναι τύπου piezoresistive. Είναι τοποθετημένος στο rail. Το σήμα του εγχυτήρα είναι ανάλογο με την πίεση στο rail .



Εικόνα 42: Αισθητής Πίεσης του Rail

2.10.1.40 ΑΙΣΘΗΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΤΟΥ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Ο αισθητήρας αυτός είναι τύπου CTN. Είναι βιδωμένος είτε πάνω στο rail είτε πάνω στο κύκλωμα επιστροφής στο ρεζερβουάρ. Επιτρέπει στον υπολογιστή να κάνει διορθώσεις στην παροχή του καυσίμου που ψεκάζεται, ώστε να λαμβάνει υπόψη τις μεταβολές του ιξώδους του πετρελαίου με βάση τη θερμοκρασία

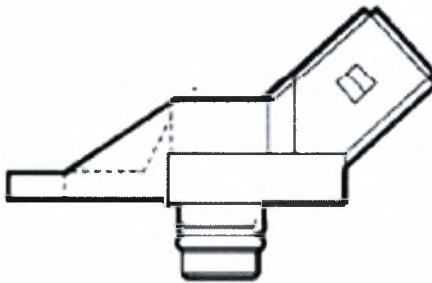


Εικόνα 43: Αισθητής Θερμοκρασίας Καυσίμου

2.10.1.50 ΑΙΣΘΗΤΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΤΟΥ ΑΕΡΑ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ

Ο αισθητήρας πίεσης του αέρα στην πολλαπλή εισαγωγής είναι τύπου piezoresistive. Μετρά την πίεση στην πολλαπλή εισαγωγής. Με βάση το σήμα της πίεσης, ο υπολογιστής ρυθμίζει:

- την πίεση υπερπλήρωσης
- την ποσότητα καυσίμου που ψεκάζεται.



Εικόνα 44: Αισθητής πίεσης αέρα εισαγωγής

2.10.1.60 ΜΕΤΡΗΤΗΣ ΠΑΡΟΧΗΣ ΜΑΖΑΣ ΑΕΡΑ ΘΕΡΜΟΥ ΦΙΑΜ ΚΑΙ Ο ΑΙΣΘΗΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΑΕΡΑ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ

Είναι τοποθετημένος μεταξύ του φίλτρου αέρα και της σωλήνωσης εισαγωγής προς τον συμπιεστή. Επιτρέπει στον υπολογιστή, με βάση την πληροφορία της θερμοκρασίας αέρα, να υπολογίσει τη μάζα αέρα που εισάγεται στον κινητήρα. Επίσης αποτελεί μέρος του κυκλώματος υπολογισμού της ανακύκλωσης καυσαερίου. Ο αισθητής θερμοκρασίας αέρα που είναι ενσωματωμένος στον αισθητήρα MAF, είναι του τύπου CTN.



Εικόνα 45: Αισθητής παροχής μάζας αέρα

2.10.1.70 ΛΗΠΤΗΣ (ΠΟΤΕΝΣΙΟΜΕΤΡΟ) ΘΕΣΗΣ ΓΚΑΖΙΟΥ

Ο λήπτης αυτός αποτελείται από 2 ποτενσιόμετρα. Μετατρέπει την δράση του οδηγού πάνω στο γκάζι σε πληροφορία του φορτίου του κινητήρα που μεταφέρεται στον υπολογιστή. Τα δύο σήματα τάσης, συγκρινόμενα συνεχώς, επιτρέπουν στον υπολογιστή να εντοπίσει τυχόν δυσλειτουργία του λήπτη.

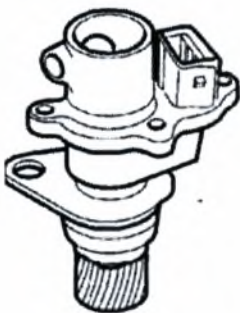


Εικόνα 46: Ποτενσιόμετρο θέσης Γκαζιού

2.10.1.80 ΛΗΠΤΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΟΧΗΜΑΤΟΣ

Ο λήπτης αυτός είναι είτε επαγωγικού τύπου είτε με βάση το φαινόμενο Hall. Είναι τοποθετημένος στην έξοδο του κιβωτίου ταχυτήτων. Ο λήπτης επιτρέπει στον υπολογιστή να γνωρίζει τις διαφορετικές καταστάσεις λειτουργίας του οχήματος:

- σε στάση ή σε κίνηση
- σε επιβράδυνση ή επιτάχυνση
- την εκάστοτε σχέση μετάδοσης του κιβωτίου ταχυτήτων κτλ



Εικόνα 47: Λήπτης Ταχύτητας οχήματος

2.10.2 ΜΕΤΡΑ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ

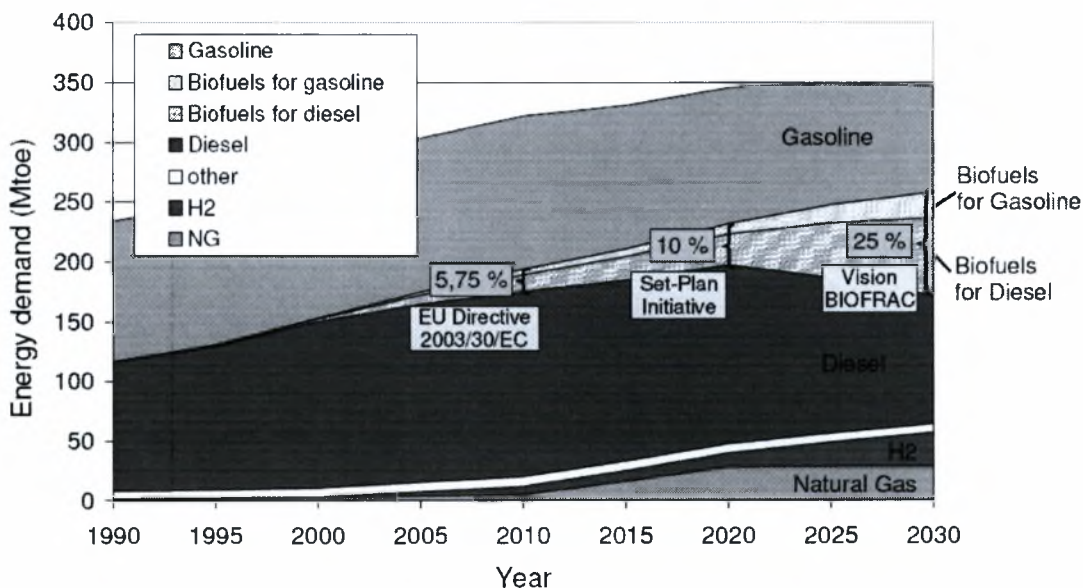
Το σύστημα έγχυσης υψηλής πίεσης χρησιμοποιεί υδραυλικά εξαρτήματα υψηλής ακρίβειας κατεργασίας. Οι πολύ υψηλές πιέσεις λειτουργίας (πάνω από 1000 bar), υψηλές θερμοκρασίες καυσίμου (πάνω από 100 °C) και οι πολύ μικρές διάρκειες ψεκασμού κάνουν την καλή λειτουργία του συστήματος να βασίζεται στην ποιότητα συναρμολόγησης του συνόλου. Γι' αυτό, πέρα από τη σχολαστική καθαριότητα και προστασία από σκόνη κατά τη συντήρηση του συστήματος, απαιτούνται συγκεκριμένες προφυλάξεις κατά τη συντήρηση όπως οι παρακάτω:

- Σβήσιμο του κινητήρα πριν οποιαδήποτε επέμβαση στο σύστημα έγχυσης, αναμονή κατ' ελάχιστο 1 λεπτό, αμέσως μετά το σβήσιμο, ώστε να πέσει η πίεση στο κύκλωμα – αποφυγή σκυψίματος πάνω από τον κινητήρα εν λειτουργία, λόγω κινδύνου διαρροών σε υψηλή πίεση, που μπορεί να προκαλέσουν εγκαύματα ή τραύματα.

3 ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑΣ

Η χρήση του biodiesel στη Γερμανία ξεκίνησε τη δεκαετία του '80. Από τότε, έχει επεκταθεί πάρα πολύ. Μία πρώτη ανασκόπηση της ερευνητικής βιβλιογραφίας δημοσιεύτηκε το 1998 από τους Graboski & McCormick [15]. Την τελευταία δεκαετία παρατηρήθηκε μεγάλη αύξηση του ενδιαφέροντος διεθνώς, που ενισχύθηκε από την ιδιαίτερα φιλόδοξη στάση της ΕΕ (directive, 2003 και vision paper, 2007), που δρομολογεί πολύ σημαντική επέκταση της χρήσης των βιοκαυσίμων.

Fuel Roadmap for Road Transport (generated by WG3)



Εικόνα 48: Σύμφωνα με το EU Energy Review 2007, το μερίδιο των βιοκαυσίμων στην αγορά καυσίμων της ΕΕ προβλέπεται να φτάσει το 5.75% το 2012.

Μία πολύ πρόσφατη ανασκόπηση της έρευνας στην περιοχή περιέχεται στην αναφορά [16], όπου παρουσιάζονται συνοπτικά τα αποτελέσματα πιο πρόσφατων πειραματικών εργασιών της τελευταίας δεκαετίας. Παρόλα αυτά, είναι βέβαιο ότι θα χρειαστεί σημαντική παραπέρα πειραματική δραστηριότητα για να κατανοηθούν καλύτερα κάποιες από τις επιδράσεις του biodiesel στην έγχυση, καύση και εκπομπές των σύγχρονης τεχνολογίας κινητήρων diesel EURO-3 και EURO-4, με τα συστήματα έγχυσης υψηλής πίεσης, ηλεκτρονικά ελεγχόμενα μέσω

εγκεφάλου, common rail. Ιδιαίτερα αναφορικά με τις μηχανές τεχνολογίας EURO-4, που πλέον κυκλοφορούν στην αγορά, που είναι εξοπλισμένες με φίλτρα αιθάλης, θα πρέπει να μελετηθεί σε βάθος η επίδραση της χρήσης biodiesel στην λειτουργία των διαφόρων τεχνολογιών φίλτρων αιθάλης.

Πίνακας 4 Diesel passenger car models with filters in the European market

Hersteller	Modell	Leistung (kW)	Emissions - Grenzwert*	Preis ab (Euro)	Auslieferung ab**
Audi	A3 / A3 Sportback 1.9 TDI A3 / A3 Sportback 2.0 TDI	77- 103	Euro4	21.100- 22.900	Herbst 2005 Sofort
	A4 / A4 Avant 2.0 TDI A4 / A4 Avant 3.0 TDI	103- 150	Euro4	28.150- 36.000	Sofort
	A6 / A6 Avant 2.0 TDI A6 / A6 Avant 2.7 TDI A6 / A6 Avant 3.0 TDI	103- 132 165	Euro4	33.000- 36.700 41.600	Herbst 2005 sofort
	A8 3.0 TDI, A8 4.2 TDI	171- 240	Euro4	62.600- 81.000	Sofort
BMW	118d 120d	90- 120	Euro4	22.000- 24.700	Sofort

	320d / 320d Touring 330d / 330d Touring	110	Euro4	29.650	Herbst 2005
	525d / 525d Touring 530d / 530d Touring 535d / 535d Touring	130- 160 200	Euro4	38.650- 41.750 49.300	Sofort
	730d 745d	170- 220	Euro4	61.500- 79.000	Sofort
	X3 2.0d X3 3.0d	110- 150	Euro4	33.800- 40.300	Herbst 2005
Citroen	Xsara Picasso HDi 110 FAP Confort	80	Euro4	22.850	Sofort
	C4 HDi FAP 110 VTR Coupé / Style Limousine C4 HDi FAP 135 VTR Plus Coupé / Limousine	80- 100	Euro4	19.790- 22.090	Sofort
	C5 HDi 110 FAP Style Limousine / Kombi C5 HDi 135 FAP Tendance Limousine / Kombi	80- 100	Euro4	22.490- 25.690	Sofort
	C8 2.0 HDi 110 X FAP Style C8 2.2 HDi 130 SX FAP Confort	79-94	Euro3	27.360- 30.030	Sofort

FIAT	Croma 1.9 Multijet	88-	Euro4	23.050-	Sofort
	Croma 1.9 JTD	110		24.250	
	Croma 2.4 Multijet	147		30.900	
	Ulysse 2.2 JTD	94	Euro3	28.690	Sofort
	Lancia Phedra 2.2 JTD	94	Euro3	31.700	Sofort
Ford	Ford Focus TDCi 1.6 / Ford Focus TDCi 1.6 Turnier	80-	Euro4	18.450- 20.325	Sofort
	Ford Focus TDCi 2.0 / Ford Focus TDCi 2.0 Turnier	100			
	Focus C-MAX TDCi 1.6 Focus C-MAX TDCi 2.0	80- 100			
Mazda	Mazda3 1.6 CD	80	Euro4	21.360	Sofort
	Mazda6 2.0 MZR CD	89	Euro4	22.450	Sofort

Από τις εκπομπές νομοθετημένων ρύπων, αυτές των NO_x και της αιθάλης (PM) είναι οι πιο σημαντικές για τον κινητήρα diesel, εξαιτίας της καύσης με φλόγα διάχυσης, υψηλής θερμοκρασίας, στον θάλαμο καύσης Diesel. Επειδή οι εκπομπές NO_x και PM των κινητήρων diesel σύγχρονης τεχνολογίας είναι κοντά στα όρια της νομοθεσίας, τα οποία όμως αναμένεται να χαμηλώσουν κι άλλο στο εγγύς μέλλον, η επίτευξη χαμηλών εκπομπών των δύο αυτών ρύπων θα είναι κρίσιμοι παράγοντες στην παραπέρα εξέλιξη των κινητήρων diesel νέας γενιάς.

3.1 ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΤΩΝ ΙΣΧΥΟΝΤΩΝ ΚΑΙ ΕΠΕΡΧΟΜΕΝΩΝ ΟΡΙΩΝ ΕΚΠΟΜΠΩΝ ΤΗΣ ΝΟΜΟΘΕΣΙΑΣ

Για παράδειγμα, η Νομοθεσία Euro 5 θα μειώσει τις εκπομπές NOx και PM των επιβατικών από τα 0.25 και 0.025 g/km στα 0.18 and 0.005 g/km, αντίστοιχα, στον Ευρωπαϊκό κύκλο οδήγησης NEDC [17]. Επιπλέον, η Νομοθεσία Euro 5 θα εξετάζει όχι μόνο συνολική μάζα αιθάλης αλλά και αριθμό σωματιδίων, εφόσον βέβαια συμφωνηθεί κοινά αποδεκτή μεθοδολογία και όργανο μέτρησης [18]. Για τους υπόλοιπους νομοθετημένους ρύπους, CO και THC, δεν θα απαιτηθεί παραπέρα εξέλιξη των τεχνολογιών κινητήρων. Μία βελτιωμένη γνώση του δυναμικού μείωσης των παραπάνω ρύπων θα βοηθούσε

(a) τους κατασκευαστές αυτοκινήτων να προσαρμόσουν τους κινητήρες τους στη χρήση βιοκαυσίμων και να τους βελτιστοποιήσουν με τα νέα δεδομένα στα καύσιμα, επανεξετάζοντας και ρυθμίζοντας τον συμβιβασμό μεταξύ απόδοσης, κόστους (που κυρίως οφείλεται στα συστήματα αντιρρύπανσης) και εκπομπών μέσα στα όρια,

(b) τις εθνικές κυβερνήσεις να σχεδιάσουν τις ενεργειακές πολιτικές τους και να ορίσουν μέτρα εξωτερίκευσης του περιβαλλοντικού κόστους,

(c) τις τοπικές αρχές να προωθήσουν τη χρήση του biodiesel σε αστικές περιοχές, ιδιαίτερα σε χώρες με μεγάλα ποσοστά πετρελαιοκίνητων στο στόλο, ή όπου οι συγκεντρώσεις σωματιδίων στον αέρα φτάνουν συχνά πάνω από τα όρια, και

(d) τους ιδιώτες, ώστε να ενθαρρύνουν τη χρήση του biodiesel, ως ένδειξη περιβαλλοντικής συνείδησης, αλλά με γνώση των λεπτομερειών και πιθανών προβλημάτων χρήσης σε υψηλά ποσοστά ανάμιξης.

3.2 ΣΥΣΤΑΣΗ ΤΟΥ BIODIESEL ΠΟΥ ΧΡΗΣΙΜΟΠΟΙΕΙΤΑΙ ΣΤΙΣ ΔΙΚΕΣ ΜΑΣ ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ

Στον παρακάτω πίνακα φαίνονται οι προδιαγραφές των ποσοτήτων biodiesel που χρησιμοποιήθηκαν στις μετρήσεις μας, σε σύγκριση με τα όρια διακύμανσης των διεθνώς χρησιμοποιούμενων βιοκαυσίμων της κατηγορίας αυτής [7, 19].

Παρατηρούμε ότι είμαστε στα άνω όρια όσον αφορά το ιξώδες, ενώ δεν έχουμε στοιχεία για τον αριθμό κετανίου, τον οποίο θα προσπαθήσουμε να εκτιμήσουμε έμμεσα με βάση τα αποτελέσματα των μετρήσεων δυναμόδειξης στον μονοκύλινδρο κινητήρα Ruggerini RF91.

Πίνακας 5: Σύσταση Biodiesel που χρησιμοποιείται στις δικές μας μετρήσεις

		EUROPE	GERMANY	USA	Our case Biodiesel
Specification		EN 14214:2003	DIN V 51606	ASTM D6751	
Applies to		FAME	FAME	FAAE	
Density 15°C	g/cm ³	0.86-0.90	0.875-0.90		0.883
Viscosity 40°C	mm ² /s	3.5-5.0	3.5-5.0	1.9-6.0	4.7
Distillation	% @ °C			90%,360°C	
Flashpoint	°C	120 min	110 min	130 min	
CFPP	°C	Max +5	summer 0 spr/aut -10 winter -20		-3
Cloud point	°C			* report	
Sulphur	mg/kg	10 max	10 max	15 max	5
CCR 100%	%mass		0.05 max	0.05 max	
Carbon residue (10%dist.residue)	%mass	0.3 max	0.3 max		
Sulphated ash	%mass	0.02 max	0.03 max	0.02 max	<0.01
Oxide ash	%mass				
Water	mg/kg	500 max	300 max	500 max	330
Total contamination	mg/kg	24 max	20 max		13

Cu corrosion max	3h/50°C	1	1	3	1A
Oxidation stability	hrs 110 °C	6 hours min			7
Cetane number		51 min	49 min	47 min	
Acid value	mgKOH /g	0.5 max	0.5 max	0.8 max	0.16
Methanol	%mass	0.20 max	0.3 max		
Ester content	%mass	96.5 min			96.9
Monoglyceride	%mass	0.8 max	0.8 max		0.35
Diglyceride	%mass	0.2 max	0.4 max		0.15
Triglyceride	%mass	0.2 max	0.4 max		0.086
Free glycerol	%mass	0.02 max	0.02 max	0.02 max	0.003
Total glycerol	%mass	0.25 max	0.25 max	0.24 max	0.12
Iodine value		120 max	115 max		117
Linolenic acid ME	%mass	12 max			2.11
C(x:4) & greater unsaturated esters	%mass	1 max			-
Phosphorus	mg/kg	10 max	10 max	10 max	<1
Alkalinity	mg/kg		5 max		
Gp I metals (Na,K)	mg/kg	5 max			<0.01/0.15
GpII metals (Ca,Mg)	mg/kg	5 max			<0.3/0.01
PAHs	%mass				11 max
Lubricity / wear	μm at 60°C				
		EUROPE	GERMANY	USA	DIESEL

Πίνακας 6: Προδιαγραφές Καυσίμων

ΝΕΕΣ ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ (BENZINΗ & ΝΤΗΖΕΛ)		
	ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΑΠΟ :	
	1/1/2005	1/1/2009
Αμόλυβδη Βενζίνη		
Περιεκτικότητα σε θειούχες ενώσεις (ppm)	50 max	10 max
Περιεκτικότητα σε αρωματικές ενώσεις (%vol)	35 max	35 max
Περιεκτικότητα σε ολεφίνες (%vol)	18 max	18 max
Περιεκτικότητα σε βενζόλιο (%vol)	1 max	1 μέγιστο
Περιεκτικότητα σε οξυγονούχες ενώσεις (%)	2,7 max	2, max
Ντήζελ Κίνησης		
Πυκνότητα στους 15°C (kg/l)	0,845 max	0,845 max
Περιεκτικότητα σε θείο (ppm)	50 max	10 max
Αριθμός κετανίου	51 min	51 min
Περιεκτικότητα σε πολυαρωματικά (%wt)	11 max	11 max
Σημείο 95%vol.(°C)	360 max	360 max

3.3 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΒΙΟΝΤΗΖΕΛ ΣΤΗΝ ΑΠΟΔΟΣΗ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Οι σημερινοί κινητήρες οχημάτων είναι γενικά υπερδιαστασιολογημένης ισχύος σε σχέση με τις απαιτήσεις του φορτίου δρόμου, οπότε δεν γίνεται εύκολα αντιληπτή η πτώση της μέγιστης ισχύος εξαιτίας της χαμηλότερης θερμογόνου δύναμης ανά μονάδα όγκου του βιοντήζελ (περίπου 8%). Στην πράξη αυτό σημαίνει ότι ο οδηγός πατά λίγο περισσότερο το γκάζι. Από την άλλη μεριά, στο δοκιμαστήριο των κινητήρων γίνεται μετρήσιμη η απώλεια μέγιστης ροπής και ισχύος, δεδομένου ότι η μέγιστη παροχή καυσίμου είναι περιορισμένη από τον τρόπο λειτουργίας της αντλίας καυσίμου, τόσο στα συμβατικά όσο και στα σύγχρονα συστήματα έγχυσης με μικροεπεξεργαστή.

Οι Puhan et al [20] έκαναν δοκιμές diesel κίνησης και ethylic biodiesel fuel (viscosity 6.2 cSt) σε κινητήρα φυσικής αναπνοής D.I. σε 4 σημεία μόνιμης λειτουργίας. Ο Tsolakis [21] όρισε 3 σημεία λειτουργίας σε μονοκύλινδρο κινητήρα D.I. φυσικής αναπνοής για σύγκριση ULS diesel και rapeseed biodiesel fuels. Οι Armas et al. [22] και Lapuerta et al. [23, 24] επέλεξαν 5 σημεία μόνιμης λειτουργίας (στροφές και ροπή) σε κινητήρες DI και IDI. Οι Senatore et al. [25] επέλεξαν 6 σημεία λειτουργίας, ορίζοντας στροφές και A/F, για να ελέγξουν την απόδοση κινητήρα 1.9 l με μεθυλεστέρα κραμβέλαιου. Ο ορισμός του σημείου λειτουργίας μέσω του A/F είναι αντίστοιχος με αυτόν μέσω της ροπής στρέψης, αφού το έλειμμα θερμογόνου δυνάμει του βιοντήζελ οφείλεται σε έλειμμα ατόμων C και H, και επομένως αντανακλάται και στο A/F. Σε όλες τις παραπάνω μελέτες, οι ερευνητές προσπάθησαν να μετρήσουν την απόδοση του κινητήρα σε αντιπροσωπευτικά σημεία λειτουργίας, πολλές φορές λαμβάνοντας υπόψη τα σημεία λειτουργίας όπου δοκιμάζονται οι κινητήρες στους Νομοθετημένους κύκλους. Εδώ πρέπει να σημειωθεί ότι οι Νομοθετημένοι κύκλοι για τις μηχανές οχημάτων (heavy-duty engines [20, 21]) γίνονται με τον κινητήρα επί της πέδης κινητήρων, και καλύπτουν όλη την περιοχή φορτίου (π.χ. 25%, 50%, 75% και 100% της μέγιστης ροπής) σε διάφορους αριθμούς στροφών, ενώ στην περίπτωση των επιβατηγών αυτοκινήτων, η δοκιμασία γίνεται σε πέδη οχημάτων σε Νομοθετημένους κύκλους οδήγησης, όπου ο κινητήρας γενικά καταπονείται σε χαμηλά φορτία και στροφές [22-25].

Όπως προαναφέρθηκε, έχουν αναφερθεί απώλειες μέγιστης ροπής – ισχύος της τάξης του 8%, με κάποιες διαφοροποιήσεις όμως μεταξύ των ερευνητών. Αρκετοί μέτρησαν κάπως χαμηλότερες απώλειες ισχύος, όπως οι Kaplan et al. [26] (sunflower-oil biodiesel and diesel fuels at full and partial loads and at different engine speeds in a 2.5 l 53 kW engine), αλλά φαίνεται ότι αυτό έχει να κάνει με την ακρίβεια των μετρήσεών τους. Ένας μικρός αριθμός ερευνητών αναφέρει αμελητέα μείωση μέγιστης ροπής και ισχύος, όπως οι Romig and Spataru [27], που δοκίμασαν έξι μίγματα με διαφορετικές συγκεντρώσεις rapeseed and soybean oil-biodiesel at 1200 and 2000 rpm in a 6-cylinder DDC engine, και οι Shaheed and Swain [28], που δοκίμασαν cottonseed oil biodiesel σε διαφορετικούς αριθμούς στροφών σε μονοκύλινδρο κινητήρα 2.75kW. Όμως στην περίπτωση δοκιμών πολλών διαφορετικών μιγμάτων θα πρέπει να διασφαλίζεται η εξάλειψη των επιδράσεων του προηγούμενου μίγματος από το επόμενο

(άδειασμα δεξαμενής - φίλτρου – αντλίας πετρελαίου από το παλιό καύσιμο κτλ), αλλά και η επαναληψιμότητα των σημείων λειτουργίας, ιδιαίτερα σε μικρούς κινητήρες.

Κάποιοι ερευνητές επικαλούνται επίδραση του υψηλότερου ιξώδους του βιοντίζελ, που επηρεάζει την έγχυση σε συνθήκες πλήρους φορτίου σε συμβατικούς κινητήρες. Ο Tat [29] σύγκρινε pure soybean-oil biodiesel with conventional diesel in a turbocharged engine at 1400 rpm and full load (accelerator fully pressed down) equipped with two different injection pumps. Βρήκε ότι ο όγκος του βιοντίζελ που ψεκάστηκε σε ήταν ελαφρά υψηλότερος (1.2–3.2%) στην περίπτωση του biodiesel. Αυτό έχει αποδοθεί στο υψηλότερο ιξώδες, που μειώνει την ανάστροφη ροή (back flow) διαμέσου των ανοχών του εμβολίσκου της αντλίας πετρελαίου. Αυτή η επιπλέον παροχή έχει αποδειχθεί ότι μειώνεται σε υψηλότερες θερμοκρασίες, υποτίθεται εξαιτίας της συνακόλουθης μείωσης του ιξώδους του βιοντίζελ. Όταν δοκιμάστηκε προσαρμογή του ιξώδους των δύο καυσίμων (με κατάλληλη προθέρμανση του βιοντίζελ), τότε αναφέρεται ότι η παροχή του πετρελαίου ήταν ελάχιστα μεγαλύτερη, υποτίθεται εξαιτίας της χαμηλότερης πυκνότητάς του. Ανάλογη εξήγηση πρότεινε και ο Usta [30].

Το υψηλότερο bulk modulus και η ταχύτητα του ήχου στο biodiesel [31-33] , μαζί με το υψηλότερο ιξώδες τους [29, 34, 35] οδηγούν σε μείωση του πραγματικού αβάνς (προπορείας έγχυσης). Αυτό, σε συνδυασμό με την αύξηση στον αριθμό κετανίου, μπορεί να μεταφέρει νωρίτερα την έναρξη της καύσης. Οι σύγχρονες μηχανές diesel χρειάζονται κάποια καθυστέρηση της καύσης για να μειώνονται οι αιχμές πίεσης και θερμοκρασίας στον κύλινδρο, και συνακόλουθα οι εκπομπές NOx. Φυσικά η μικρή αυτή καθυστέρηση συνεπάγεται απώλεια θερμικού βαθμού απόδοσης και ισχύος στον άξονα της μηχανής. Εξ ου και η παρατηρούμενη μερικές φορές βελτίωση της απόδοσης με τη χρήση βιοντίζελ (αφού εννοείται δεν αλλάζουν οι ρυθμίσεις του κινητήρα)[36].

Εξαιτίας των καλύτερων λιπαντικών ιδιοτήτων του biodiesel, κάποιοι ερευνητές ανάμεναν κάποια μικρή μείωση των απωλειών τριβών. Μόνο οι Ramadhas et al. [37] χρησιμοποίησαν αυτό το επιχειρήμα για να εξηγήσουν μία βελτίωση του θερμικού βαθμού απόδοσης και της απόδοσης του κινητήρα, παρόλο που δεν εξήγησαν που θα μπορούσε να συμβεί η μείωση των τριβών (π.χ. μείωση μηχανικών απωλειών στην αντλία πετρελαίου, στα τοιχώματα του κυλίνδρου κτλ.). Σε

οποιαδήποτε περίπτωση, δεν φαίνεται να υπάρχει μετρήσιμο κέρδος από τις ιδιότητες αυτές του βιοντήζελ.

3.4 ΟΞΕΙΔΙΑ ΤΟΥ ΑΖΩΤΟΥ

Παρά το γεγονός ότι οι περισσότεροι ερευνητές αναφέρουν ελαφρά αύξηση των εκπομπών NOx με τη χρήση biodiesel, (παρακάτω αναφέρονται ως Group I), κάποιοι αναφέρουν διαφορετικές επιδράσεις.

Μερικοί βρήκαν αύξηση στα NOx μόνο σε συγκεκριμένα σημεία λειτουργίας (Group II), κάποιοι άλλοι δεν βρήκαν αισθητή διαφορά μεταξύ diesel και biodiesel (III), ενώ άλλοι ακόμη βρήκαν μείωση εκπομπών NOx με τη χρήση biodiesel (IV).

3.5 ΑΙΤΙΑ ΤΗΣ ΑΥΞΗΣΗΣ ΕΚΠΟΜΠΩΝ NOx ΜΕ ΤΟ BIODIESEL

Διάφορα επιχειρήματα χρησιμοποιήθηκαν στη βιβλιογραφία για να εξηγήσουν την παρατηρηθείσα αύξηση στις εκπομπές NOx με τη χρήση biodiesel. Οι περισσότεροι το αποδίδουν όπως προαναφέρθηκε, στην νωρίτερη έναρξη της καύσης εξαιτίας της νωρίτερης πραγματικής έγχυσης λόγω των φυσικών ιδιοτήτων του biodiesel (viscosity, density, compressibility, sound velocity) [38].

Πρόσφατα προτάθηκε και ο επιπλέον λόγος ότι η ηλεκτρονική μονάδα ξεκινά νωρίτερα την έγχυση όταν χρησιμοποιείται biodiesel αντί για diesel [29]. Στη συγκεκριμένη περίπτωση πρόκειται για κινητήρα τρακτέρ με περιστροφική αντλία πετρελαίου. Όπως και να έχει το πράγμα, οι κύριοι λόγοι που προτείνονται για την αύξηση των εκπομπών NOx με το biodiesel σχετίζονται με την έγχυση. Οι Cardone et al. [38] παρατήρησαν αύξηση των NOx σε υψηλά φορτία, και απέδειξαν με χρήση ενός μονοζωνικού διαγνωστικού μοντέλου που παρήγαγε την καμπύλη έκλυσης θερμότητας στον κύκλο από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα, ότι η έναρξη της καύσης συνέβαινε νωρίτερα με το biodiesel, πράγμα που οδηγεί σε υψηλότερη αιχμή μέσης θερμοκρασίας στον κύλινδρο. Η νωρίτερη μετατόπιση της αρχής της καύσης αυξανόταν σε υψηλότερα φορτία. Οι συγγραφείς απέδωσαν το φαινόμενο σε νωρίτερη έγχυση, και πρότειναν διόρθωση μέσω των χαρτών του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου του κινητήρα ώστε να επανέλθει αυτός στα αρχικά επίπεδα εκπομπών NOx.

Βέβαια η επίδραση των φυσικών ιδιοτήτων του biodiesel στην προπορεία έγχυσης έχει εκτενώς παρατηρηθεί σε μηχανές με συμβατικά συστήματα έγχυσης (αντλίας – γραμμής μεταφοράς καυσίμου υψηλής πίεσης – εγχυτήρων), χωρίς common rail. Όταν το biodiesel ψεκάζεται, η αύξηση της πίεσης που παράγεται από την αντλία είναι ταχύτερη εξαιτίας της χαμηλότερης συμπίεστότητάς του (higher bulk modulus) και διαδίδεται ταχύτερα προς τα μπέκ εξαιτίας της υψηλότερης ταχύτητας διάδοσης του ήχου στο biodiesel. Επιπλέον, το υψηλότερο ιξώδες μειώνει τυχόν διαρροές μέσα στην αντλία και οδηγεί σε αύξηση της πίεσης στη γραμμή έγχυσης, και συνακόλουθα νωρίτερο άνοιγμα της βελόνας του μπέκ [34, 35, 38, 39].

Όμως και η ηλεκτρονική μονάδα διαχείρισης του κινητήρα συχνά συμβάλλει στην νωρίτερη αυτή έγχυση όταν χρησιμοποιείται biodiesel, ως αποτέλεσμα της αυξημένης πίεσης από τον οδηγό στο γκάζι, προκειμένου να αντισταθμίσει την μειωμένη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου [29].

Παρόλα αυτά κάποια αποτελέσματα πειραμάτων που έγιναν κρατώντας σταθερή την έναρξη της έγχυσης έδειξαν επίσης αυξημένες εκπομπές NOx με το biodiesel, οπότε θα πρέπει να εξεταστούν πιθανώς επιπλέον λόγοι όπως η υψηλότερη θερμοκρασία φλόγας του biodiesel, που προκαλείται είτε από αυξημένη αδιαβατική θερμοκρασία καύσης (μείωση λόγου αέρα καυσίμου), ή από μείωση της ακτινοβολίας της φλόγας (μειωμένα σωματίδια) [40].

Όσον αφορά τη μείωση των σωματιδίων της καύσης με το biodiesel, οι Cheng et al. [41] έκαναν δοκιμές με soybean-oil biodiesel και καύσιμο diesel αναφοράς, διατηρώντας τόσο την έναρξη της καύσης όσο και το ρυθμό καύσης προανάμιξης σταθερά. Ακόμη και υπό αυτές τις συνθήκες, μέτρησαν αυξημένες εκπομπές NOx στην περίπτωση του biodiesel, τις οποίες απέδωσαν εν μέρει σε μειωμένη ψύξη της φλόγας λόγω ακτινοβολίας. Στους κινητήρες common-rail, όπου οι φυσικές ιδιότητες των καυσίμων δεν μπορούν να επηρεάσουν την προπορεία έγχυσης, το φαινόμενο της μειωμένης ψύξης της φλόγας μπορεί να εξηγήσει τις αυξημένες εκπομπές NOx.

Επιπλέον των παραπάνω, οι αυξημένες εκπομπές NOx με το biodiesel έχει επιχειρηθεί να αποδοθούν αφενός στον αυξημένο αριθμό κετανίου του biodiesel, που οδηγεί σε νωρίτερη εξέλιξη της καύσης [34] και αφετέρου στην αυξημένη διαθεσιμότητα οξυγόνου στο θάλαμο καύσης που βοηθά τις αντιδράσεις σχηματισμού NO [42, 43]. Οι Schmidt και Van Gerpen [42] παρατήρησαν παρόμοια αύξηση εκπομπών NOx όταν χρησιμοποίησαν αέρα εισαγωγής με

αυξημένο οξυγόνο σε κινητήρα με καύσιμο diesel, ρυθμίζοντας έτσι ίδιο επιπλέον οξυγόνο όπως με την περίπτωση του biodiesel. Οι Song et al. [44] απέδειξαν ότι τόσο ο εμπλουτισμός σε οξυγόνο του αέρα καύσης όσο και η χρήση οξυγονωμένων καυσίμων αυξάνουν τα NOx. Η αύξηση ήταν σημαντικότερη με τον εμπλουτισμό του αέρα εισαγωγής σε οξυγόνο. Βέβαια υπάρχει αντίλογος στις παραπάνω αιτιολογήσεις. Υψηλότερος αριθμός κετανίου μπορεί να προκαλέσει όχι μόνο νωρίτερη καύση αλλά και μείωση στο τμήμα της καύσης που γίνεται με προανάμιξη (μείωση καθυστέρησης έναυσης), πράγμα που οδηγεί σε ομαλότερη αύξηση της πίεσης και θερμοκρασίας στον κύλινδρο, και άρα χαμηλότερα NO στον κύλινδρο [42]. Πράγματι έχει παρατηρηθεί μείωση εκπομπών NOx με υψηλότερου αριθμού κετανίου καύσιμα. Οι Chang και Van Gerpen [45] παρατήρησαν ότι όσο περισσότερο κορεσμένοι είναι οι εστέρες, τόσο χαμηλότερες οι εκπομπές NOx, και το απέδωσαν στη συνακόλουθη αύξηση του αριθμού κετανίου. Επίσης, οι Graboski και McCormick [15] βρήκαν ότι τα NOx μειώνονται με την αύξηση του αριθμού κετανίου, παρόλο που αργότερα ο McCormick, σε άλλη εργασία του συμπεραίνει ότι (McCormick et al. [46]) ο αριθμός κετανίου δεν έχει επίδραση στις εκπομπές NOx στους σύγχρονους κινητήρες τεχνολογίας common-rail – πράγμα που και εμείς διαπιστώσαμε με τον κινητήρα DW10. Η EPA σε μια δική της βιβλιογραφική έρευνα συμπέρανε [47], ότι η προσθήκη cetane enhancers κατά μέσον όρο μειώνει τις εκπομπές NOx.

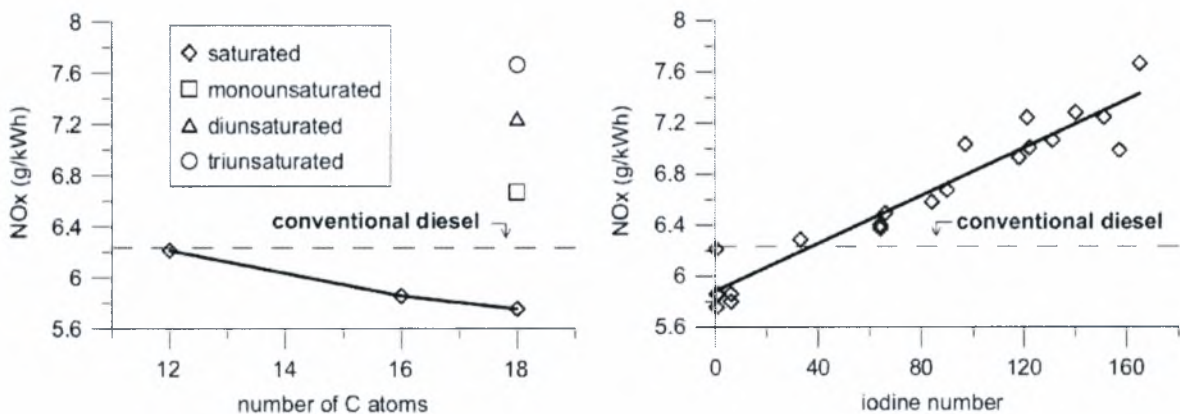
Άλλοι συγγραφείς υποστηρίζουν το αντίθετο αποτέλεσμα για τον εμπλουτισμό σε οξυγόνο. Οι Lapuerta et al. [24, 48] συμπεραίνουν ότι τα oxygenates του biodiesel δεν θα μπορούσαν να προκαλέσουν αύξηση των NO στον κύλινδρο, αφού η καύση διάχυσης συμβαίνει κυρίως σε περιοχές με λόγο οξυγόνου-καυσίμου κοντά στον στοιχειομετρικό, ο οποίος είναι 2.81 για το biodiesel και 3.58 για το καύσιμο diesel. Το επιπλέον οξυγόνο στα μόρια του biodiesel δεν προκύπτει αρκετό για να αναπληρώσει αυτή τη σημαντική διαφορά. Ο Canakci [49] επίσης απορρίπτει το περιεχόμενο του biodiesel σε οξυγόνο ως αιτία αύξησης των εκπομπών NOx και υποδεικνύει την προπορεία έγχυσης ως αιτία.

Έχουν προταθεί, λιγότερο συχνά, και άλλες πιθανές αιτίες για την αύξηση των NOx με το biodiesel (βλ. και Graboski and McCormick [15]), όπως: Τα χαρακτηριστικά του ψεκαζόμενου καυσίμου. Τα χαρακτηριστικά του fuel spray, όπως droplet size distribution, droplet moment of inertia, air entrainment, penetration, fuel evaporation, heat dissipation, όλα επηρεάζονται από τις

ιδιότητες του καυσίμου: viscosity, surface tension, and boiling temperature. Όλα αυτά τα φαινόμενα μπορεί να έχουν κάποια επίδραση στην καθυστέρηση έναυσης, στο ποσοστό καυσίμου που καίγεται με καύση προανάμιξης/ καύση διάχυσης και, εν κατακλείδι, στο σχηματισμό NO.

3.6 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΩΝ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΙΔΙΟΤΗΤΩΝ ΤΟΥ BIODIESEL

Μερικοί ερευνητές αναφέρουν διαφορές στις εκπομπές NO_x κινητήρων που χρησιμοποιούσαν διαφορετικούς τύπους biodiesel. Οι Graboski et al. [50] διεξήγαγαν μετρήσεις σε ένα κινητήρα κυβισμού 11.1 l σε κύκλο transient με καύσιμα διαφορετικούς καθαρούς methyl και ethyl esters, καθώς και με biodiesel από διαφορετικά σπορέλαια. Τα αποτελεσματα τους δείχνουν ότι οι εκπομπές NO_x αυξάνουν καθώς μειώνεται το μέσο μήκος της ανθρακικής αλυσίδας και επομένως αυξάνει η ακορεστότητα. Το αποτέλεσμα αυτό εκφράστηκε με γραμμική εξάρτηση από τον αριθμό Ιωδίου (ο οποίος δείχνει τον αριθμό διπλών δεσμών στο μόριο του εστέρα). Και οι δύο συσχετίσεις φαίνονται στην Εικόνα 49.



Εικόνα 49: Επίδραση του μήκους της ανθρακικής αλυσίδας και του αριθμού ιωδίου στις εκπομπές NO_x [50]

Τελικά συμπέραναν ότι δεν θα πρέπει να αναμένεται αύξηση των εκπομπών NO_x στις περιπτώσεις όπου ο μέσος αριθμός διπλών δεσμών είναι κάτω από 0.5 ή ο αριθμός ιωδίου μικρότερος από 38. Κατά τα άλλα, δεν παρατήρησαν σημαντικές διαφορές στις εκπομπές NO_x από καύσιμα με βάση methyl και ethyl esters. Οι ίδιοι ερευνητές εξηγούν ότι ο αριθμός Ιωδίου συνδέεται στενά με την πυκνότητα, συμπίεστικότητα και αριθμό κτανίου του καυσίμου, οπότε η

παρατηρούμενη αύξηση στα NOx μπορεί να προκαλείται από δευτερογενείς επιδράσεις των παραγόντων αυτών στον χρονισμό έγχυσης και έναυσης. Σε σχετική έρευνα της EPA παρατηρήθηκε, κατά μέσον όρο, 15% αύξηση στα NOx από το soybean-oil biodiesel, 12% αύξηση από το rapeseed biodiesel, και μόνο 3% αύξηση από το biodiesel made from animal fats. Αντίστοιχα ευρήματα αναφέρουν οι Wyatt et al. [51] και ο Tat [29].

Οι Knothe et al. [52] σύγκριναν συμβατικό καύσιμο diesel με oleic methyl ester (C18:1), palmitic methyl ester (C16:0) and lauric methyl ester (C12:0) σε έναν 6-κύλινδρο κινητήρα σε transient conditions, και παρατήρησαν 4% και 5% μείωση των εκπομπών NOx από τους εστέρες palmitic and lauric αντίστοιχα, και 6% αύξηση για τον oleic ester. Πρότειναν διαφορές στην αδιαβατική θερμοκρασία φλόγας και διαφορές στα ενδιάμεσα προϊόντα της καύσης ως αιτίες των διαφορών. Τέλος, οι McCormick et al. [46] πραγματοποίησαν δοκιμές με διαφορετικά καθαρά καύσιμα biodiesel και 20% blends με ULS diesel fuel σε δύο κινητήρες με έγχυση υψηλής πίεσης, ο ένας εξ αυτών με σύστημα common rail. Συμπέραναν ότι η επίδραση του ακόρεστου του biodiesel στη μείωση των εκπομπών NOx ήταν λιγότερο σημαντική με τον κινητήρα με common-rail παρά με τους παλαιότερης τεχνολογίας κινητήρες.

3.7 ΜΕΤΡΑ ΑΝΤΙΣΤΑΘΜΙΣΗΣ ΤΗΣ ΕΠΙΔΡΑΣΗΣ ΤΟΥ BIODIESEL ΣΤΙΣ ΕΚΠΟΜΠΕΣ NOx

Προτείνονται δύο κατηγορίες μέτρων αντιστάθμισης της αύξησης εκπομπών NOx με το biodiesel. Από τη μια μεριά, τα μέτρα που περιλαμβάνουν μεταβολές στις ρυθμίσεις του κινητήρα (engine tuning), και από την άλλη μεριά αυτά που περιλαμβάνουν παραπέρα τροποποιήσεις των καυσίμων.

Οι χάρτες των παραμέτρων έγχυσης (injection cartographies) των σύγχρονων κινητήρων με ηλεκτρονική διαχείριση μέσω μικροεπεξεργαστή, βελτιστοποιούνται από τους κατασκευαστές σαν συνάρτηση του NOx-soot trade-off. Η καθυστέρηση της προπορείας έγχυσης έχει συχνά προταθεί για την επαναφορά σε χαμηλές εκπομπές NOx, όμως τότε παρατηρείται ότι μειώνεται το πλεονέκτημα που είχαμε στις εκπομπές σωματιδίων [15, 53, 54]. Για παράδειγμα, οι Graboski and McCormick σε παλαιότερο review τους [15] συμπέραναν από τα αποτελέσματα άλλων ερευνητών που συνέλεξαν ότι οι εκπομπές NOx και PM μεταβάλλονταν +10% and -65%, αντίστοιχα, σε κινητήρες Detroit Diesel με χρήση καθαρού biodiesel αντί για diesel, ενώ σε

μηχανές Cummins οι μεταβολές αυτές γινόταν 0% (NO_x emissions) και -25% (PM emissions) αντίστοιχα. Οι διαφορές αποδόθηκαν από τη διαφορετική φιλοσοφία βελτιστοποίησης του ελέγχου της έγχυσης των δύο κατασκευαστών, εκείνη την εποχή. Οι Leung et al. [55] πρότειναν την τροποποίηση από τον σχεδιαστή της μηχανής και άλλων παραμέτρων της έγχυσης, επιπλέον της προπορείας έγχυσης, προκειμένου να επαναφέρουμε τις εκπομπές NO_x χωρίς επιπλέον penalty στις εκπομπές PM: Συγκεκριμένα πρότειναν αύξηση στην πίεση έγχυσης, ή ακόμη και μεταβολές στο σχεδιασμό κάποιων εξαρτημάτων της αντλίας πετρελαίου. Οι Last et al. [56] πρότειναν ενιαία διαδικασία βελτιστοποίησης της έγχυσης και του EGR. Για παράδειγμα, με μόνη την καθυστέρηση της προπορείας έγχυσης όσο χρειάζεται μέχρι οι εκπομπές PM να έρθουν πίσω στα επίπεδα του diesel fuel, παρατήρησαν ότι οι εκπομπές NO_x μπορούσαν να μειωθούν κατά 20% σε ένα κινητήρα Navistar που έκαιγε 20% biodiesel. Επιπλέον, όταν συνδύασαν το συγκεκριμένο μέτρο με μια αύξηση του EGR, κατάφεραν να μειώσουν τα NO_x κατά 30%, χωρίς να αναφέρουν penalties στους υπόλοιπους ρύπους ή την κατανάλωση καυσίμου. Για την υλοποίηση της προσαρμογής του χρονισμού έγχυσης, οι Tat και Van Gerpen [57, 58] πρότειναν την τοποθέτηση ενός αισθητή του οποίου η απόκριση θα είναι ανάλογη της διηλεκτρικής σταθεράς του καυσίμου, αντίστοιχου αισθητή με αυτούς που χρησιμοποιούνται σε οχήματα που είναι alcohol/gasoline flexible (FFVs). Επιβεβαίωσαν ότι, παρόλο που ο συγκεκριμένος αισθητήρας δεν ήταν ευαίσθητος στα χαρακτηριστικά του συγκεκριμένου biodiesel που χρησιμοποιεί, εν τούτοις, παρείχε μια καλή γραμμική απόκριση σε σχέση με την περιεκτικότητα του καυσίμου σε biodiesel.

Όσον αφορά τη σύσταση των βιοκαυσίμων, οι περισσότεροι ερευνητές προτείνουν more saturated biodiesel fuels για μείωση των NO_x.

3.8 ΕΚΠΟΜΠΕΣ ΣΩΜΑΤΙΔΙΩΝ

Παρόλο που σε ελάχιστες περιπτώσεις έχει αναφερθεί αύξηση PM emissions με τη χρήση biodiesel [59], η πλειοψηφία των ερευνητών συμφωνεί σε εμφανή μείωση των σωματιδιακών εκπομπών με χρήση biodiesel [15, 24, 34, 38, 60, 61].

Δεδομένα μετρήσεων σωματιδιακών εκπομπών από μεγάλο αριθμό εργαστηριακών δοκιμών σε κινητήρες, αξιοποιήθηκαν από την [46] για να προσαρμοστούν οι παράμετροι της παρακάτω

εμπειρικής εξίσωσης που θεωρείται ότι είναι στατιστικά σημαντική σε διάστημα εμπιστοσύνης 95%:

$$PM_{biodiesel}/PM_{Diesel} = \exp(-0.006384 * (\%Biodiesel))$$

Σύμφωνα με αυτή την εξίσωση, παρατηρείται μία μέγιστη μείωση της τάξης του 50% σε εκπομπές καπνού για καθαρό biodiesel.

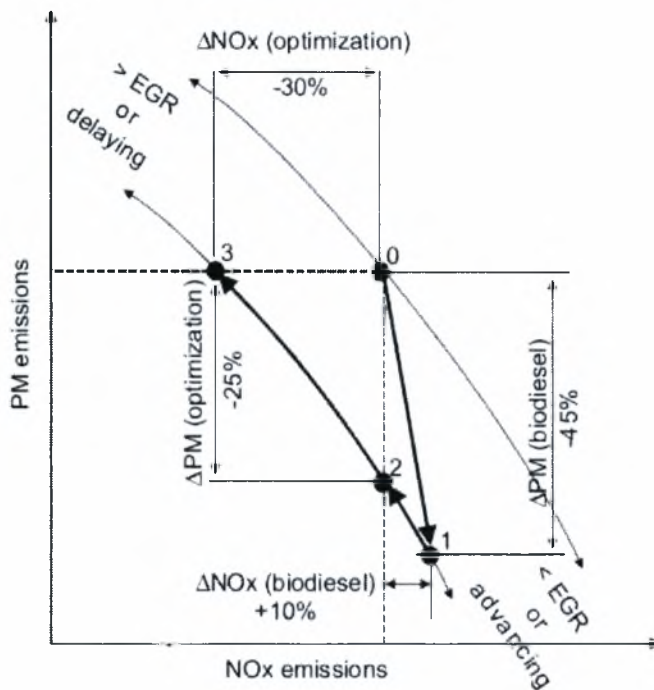
Οι Krahl et al. [62] επιβεβαιώνουν την παραπάνω τάση με βάση τη συλλογή δεδομένων τους από μελέτες με rapeseed-oil biodiesel. Όμως, επισημαίνουν ότι οι μειώσεις στις εκπομπές PM είναι γενικά μικρότερες (ή και καθόλου) στους μεγάλους κινητήρες οχημάτων, ενώ οι μέγιστες μειώσεις (περίπου 40%) παρατηρήθηκαν με κινητήρες έμμεσης έγχυσης. Πολλές άλλες μελέτες αναφέρουν μειώσεις της τάξης αυτής, είτε με βάση μετρήσεις PM [24, 63] είτε με βάση απλές οπτικές μετρήσεις καπνού [64, 65]. Άλλοι συγγραφείς αναφέρουν ακόμη υψηλότερες μειώσεις στα PM emissions με το biodiesel [66, 67] (soybean-oil and waste-oil biodiesel fuels).

Ένας μικρός αριθμός ερευνητών δεν αναφέρει σημαντικές μειώσεις στις εκπομπές PM με biodiesel [68] ή ακόμη αναφέρει αυξημένες εκπομπές με το biodiesel [64, 69]. Η πιθανότερη εξήγηση για τις περιπτώσεις αυτές είναι ότι η μείωση του στερεού μέρους των σωματιδίων (insoluble fraction (ISF)) συνοδεύτηκε από μία απότομη αύξηση του διαλυτού μέρους των σωματιδίων (soluble organic fraction (SOF)), το οποίο είναι γνωστό ότι αυξάνει με το biodiesel [15, 24, 50, 64], εξαιτίας των βαρύτερων ακαύστων υδρογονανθράκων που παράγει, οι οποίοι συμπυκνώνονται ευκολότερα στην επιφάνεια του σωματιδίου. Οι Yamane et al. [39] παρατήρησαν, μέσω οπτικής παρατήρησης του πίδακα καυσίμου με παράθυρο στο θάλαμο καύσης, ότι η εξάτμιση του καυσίμου και η ανάμιξη με τον αέρα στο θάλαμο καύσης ήταν πιο αργές με το biodiesel (πιθανή εξήγηση για τα υψηλά ποσοστά SOF).

Οι περισσότεροι ερευνητές βρήκαν μεγαλύτερες μειώσεις στις εκπομπές σωματιδίων σε συνθήκες υψηλού φορτίου [55, 56, 65, 70]. Βέβαια οι συνθήκες υψηλού φορτίου είναι και αυτές που χαρακτηρίζονται από υψηλό ρυθμό σχηματισμού και εκπομπής σωματιδίων, και επικρατεί η καύση διάχυσης, οπότε το μοριακό οξυγόνο του biodiesel μπορεί να αξιοποιηθεί καλύτερα στη μείωση των PM, ενώ τα ποσοστά SOF είναι πολύ μικρότερα (πιο σκληρά σωματίδια). Άλλοι ερευνητές όμως [71] παρατήρησαν μεγαλύτερες μειώσεις σε συνθήκες χαμηλού φορτίου με αυτοκίνητο. Ο τύπος του κινητήρα οπωσδήποτε θα έχει σημαντική επίδραση, αφού η EPA στη

συγκριτική μελέτη της [72] βρήκε ότι το biodiesel μείωνε περισσότερο τις εκπομπές PM στα μοντέλα 1991–1993 έως και 60% σε σχέση με το Diesel, αλλά μόνον 35% σε πιο σύγχρονες μηχανές ή και σε παλαιότερες μηχανές. Συμπτωματικώς, την περίοδο 1991–1993 εφαρμόστηκαν οι νέες πολύ αυστηρές προδιαγραφές για PM and NOx emissions στις ΗΠΑ με βάση τον κύκλο US Federal Test Procedure. Οι Armas et al. [73] διεξήγαγαν αρκετά τεστ σε μόνιμες και μεταβατικές συνθήκες λειτουργίας σε ένα κινητήρα απ' ευθείας έγχυσης με δύο καύσιμα biodiesel με βάση waste oil και sunflower oil, καθαρό και σε ανάμιξη με diesel. Όλα τα transient tests, εκτός από το start-up, έδειξαν αξιοσημείωτη μείωση της εκπομπής καπνού (smoke opacity) με αύξηση του ποσοστού biodiesel. Το φαινόμενο αποδόθηκε στο υψηλότερο ιξώδες και χαμηλότερη πτητικότητα του biodiesel που δυσκολεύουν τον διασκορπισμό και εξάτμιση του καυσίμου στις συνθήκες ψυχρής εκκίνησης.

Εν κατακλείδι, οι παρατηρούμενες μειώσεις των εκπομπών PM με το biodiesel παρέχουν μία ενδιαφέρουσα ευκαιρία επανα-βελτιστοποίησης του trade-off μεταξύ εκπομπών NOx/PM των κινητήρων, σε συνδυασμό με τη γραμμή έγχυσης (προπορεία και διάρκεια pilot injection και main injection), καθώς και του EGR, ακολουθώντας το μονοπάτι 0-1-2 και κινούμενοι μεταξύ των σημείων 2 και 3, (Εικόνα 50) ανάλογα με το συγκεκριμένο σύστημα μετεπεξεργασίας καυσαερίου που χρησιμοποιούμε στον κινητήρα. Οι αριθμοί που δίνονται στην εικόνα είναι ενδεικτικοί και έχουν αντληθεί από δεδομένα της βιβλιογραφίας [40].



Εικόνα 50: Σχηματικό διάγραμμα συσχέτισης μεταξύ εκπομπών NOx και σωματιδίων όταν υπάρχει συνδιασμός Biodiesel και βελτιστοποίησης απόδοσης με ρυθμιση των παραμέτρων ψεκασμού. Οι αριθμοί που δίνονται είναι ενδεικτικοί και έχουν αντληθεί από δεδομένα της βιβλιογραφίας.

Ως αιτίες της μείωσης εκπομπών σωματιδίων με το biodiesel, έχουν προταθεί: Η χαμηλότερη στοιχειομετρική ανάγκη αέρα του biodiesel [24, 74], που μειώνει την πιθανότητα σχηματισμού περιοχών πλούσιων σε καύσιμο στο μη ομοιογενές μίγμα καυσίμου αέρα. Η απουσία αρωματικών στο biodiesel, δεδομένου ότι οι πολύ σταθερές αρωματικές αλυσίδες έχει αποδειχθεί ότι είναι πρόδρομοι εκπομπών σωματιδίων [24, 61]. Η μείωση της καθυστέρησης έναυσης με το biodiesel που αυξάνει το χρόνο παραμονής του καυσίμου στο θάλαμο καύσης, με παρουσία οξυγόνου οπότε οξειδώνει τα σωματίδια [38, 42]. Όσον αφορά την επίδραση του αυξημένου αριθμού κετανίου στην μείωση της καθυστέρησης έναυσης, φαίνεται ότι αυτή είναι γενικά μικρή [75, 76]. Η διαφορετική δομή των σωματιδίων αιθάλης του biodiesel, μπορεί να ευνοεί την οξείδωσή τους. Οι Boehman et al. [77] χρησιμοποίησαν τεχνική θερμοζυγού για να αναλύσουν σωματίδια αιθάλης Diesel (with both low and ULS diesel fuels), σε σύγκριση με σωματίδια από καύση 20% blends with soybean-oil biodiesel. Μετά από εξάτμιση του πτητικού

μέρους με θέρμανση στο θερμοζυγό σε αδρανή ατμόσφαιρα, τα δείγματα θερμάνθηκαν παραπέρα σε οξειδωτική ατμόσφαιρα, και οι συγγραφείς παρατήρησαν χαμηλότερη θερμοκρασία οξείδωσης στην περίπτωση των σωματιδίων από την καύση των μιγμάτων biodiesel. Με βάση εικόνες από transmission electron microscopy (TEM) βρήκαν περισσότερο άμορφη και άτακτη διάταξη των γραφιτικών δενδριτικών τεμαχίων στην περίπτωση του biodiesel. Συμπέραναν ότι η χημική δραστηριότητα στην περίπτωση της αιθάλης από biodiesel ήταν υψηλότερη. Οι ίδιοι συγγραφείς επεξέτειναν τη δουλειά τους [78, 79] σε άλλα είδη biodiesel όπως το pure soybean-oil biodiesel και από τις φωτογραφίες TEM επιβεβαίωσαν ταχύτερη οξείδωση στην περίπτωση της αιθάλης από καθαρό biodiesel. Παρατήρησαν επίσης ότι η εσωτερική δομή των πρωτογενών σωματιδίων έτεινε να δημιουργεί κοιλότητες που πιθανώς δημιουργούνται από το εσωτερικό οξυγόνο του biodiesel, και υπέθεσαν ότι αυτό ευνοεί την ταχύτερη οξείδωση. Οι Jung et al. [80], διεξήγαγαν μετρήσεις με differential mobility analyzers σε ένα soot furnace, και απέδειξαν ότι η ταχύτητα οξείδωσης της αιθάλης από biodiesel ήταν έως και 6 φορές ταχύτερη από της κανονικής αιθάλης.

Επιπλέον των παραπάνω, έχουν διατυπωθεί ως αιτίες μειωμένης εκπομπής σωματιδίων, το μηδενικό περιεχόμενο σε θείο των περισσότερων biodiesel, που συνεπάγεται παντελή έλλειψη παραγωγής οξειδίων του θείου [61, 75], αλλά και το scrubbing effect, μέσω του οποίου το θειάφι γίνεται ενεργό κέντρο hydrocarbon adsorption στην επιφάνεια του σωματιδίου αιθάλης [81]. Βέβαια το πλεονέκτημα αυτό χάνεται καθώς μειώνεται δραστικά η περιεκτικότητα θείου στο Diesel.

3.9 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ BIODIESEL ΣΤΙΣ ΕΚΠΟΜΠΕΣ THC

Οι περισσότεροι ερευνητές αναφέρουν σημαντική μείωση στις εκπομπές THC όταν υποκαθίσταται το καύσιμο Diesel από biodiesel [34, 42, 60, 82]. Το review της EPA [72] δείχνει μέση μείωση 70% με καθαρό biodiesel σε σχέση με το συμβατικό καύσιμο diesel, σύμφωνα με την παρακάτω εμπειρική σχέση:

$$\text{THCbiodiesel}/\text{THCDiesel}=\exp(-0.011195*(\%Biodiesel))$$

Με αυτά τα ποσοστά συμφωνούν οι περισσότερες μελέτες όπως των Last et al. [56] (soybean oil, 75% μείωση THC), οι Peterson and Reece [69] και οι Krahl et al. [62], (rapeseed oil, περισσότερο από 50% μείωση εκπομπών THC με το biodiesel. Παρόλα αυτά, υπάρχουν και

κάποιες μελέτες στη βιβλιογραφία που δεν αναφέρουν σημαντικές διαφορές [68, 83, 84], αλλά αυτές μάλλον θα πρέπει να αποδοθούν σε ειδικές συνθήκες, όπως ήδη πολύ χαμηλές εκπομπές στα όρια μέτρησης των αναλυτών κτλ.

Ενδιαφέρον εδώ είναι το εύρημα ότι οι μικρότερες συγκεντρώσεις biodiesel δείχνουν να προκαλούν αναλογικά σημαντικότερη μείωση εκπομπών THC. Τα αποτελέσματα που παρουσίασαν οι Last et al. [56], όπου δοκίμασαν 10%, 20%, 30%, 50% and 100% biodiesel από σογιέλαιο σε κινητήρα βαρέος οχήματος. Οι μειώσεις THC με 10%, 20% and 100% biodiesel ήταν αντίστοιχα 28%, 32% and 75%. Άλλες εργασίες πάλι δείχνουν αναλογική επίδραση [66], όπως και οι Peterson and Reece [69] που βρήκαν γραμμική μείωση με τη συγκέντρωση, έως και 50% όταν το καύσιμο ήταν καθαρό biodiesel (methylic and ethylic).

Η επίδραση της περιεκτικότητας σε biodiesel μελετήθηκε επίσης σε συνδυασμό με άλλους παράγοντες, όπως το φορτίο [85] που δεν βρέθηκε να παίζει σημαντικό ρόλο, η ύπαρξη οξειδωτικού καταλυτικού μετατροπέα, όπου οι Aakko et al. [84] μέτρησαν ένα κινητήρα βαρέος οχήματος στον κύκλο ECE R49 (13 σημεία) και βρήκαν πολύ σημαντικότερη μείωση των THC emissions πριν από τον καταλυτικό μετατροπέα, ενώ μετά τον μετατροπέα το πλεονέκτημα χάνεται στο μεγαλύτερο μέρος του. Το ίδιο συμπέρασμα έβγαλαν και οι Munack et al. [86] με βάση δοκιμές rapeseed-oil biodiesel σε μηχανή από τρακτέρ.

Αρκετές αιτίες για τη μείωση των εκπομπών THC με το biodiesel έχουν προταθεί:

Η περιεκτικότητα οξυγόνου του μορίου του biodiesel, που οδηγεί σε πιο τέλεια και καθαρή καύση [66]. Οι Rakopoulos et al. [87] συμπέραναν στο σχετικό review τους ότι οι εκπομπές THC μειώνονται όσο η περιεκτικότητα οξυγόνου στο θάλαμο καύσης αυξάνεται, είτε λόγω οξυγονωμένων καυσίμων είτε λόγω αέρα με αυξημένη περιεκτικότητα οξυγόνου. Επιπλέον, ο υψηλότερος αριθμός κετανίου του biodiesel μειώνει την καθυστέρηση έναυσης, με συνέπεια να μειώνονται οι εκπομπές THC [34]. Παρόλο που το biodiesel είναι λιγότερο πτητικό από το diesel, έχει γενικά υψηλότερο final distillation point [68, 88]. Αυτό το τελικό βαρύ κλάσμα που παραμένει χωρίς να εξατμιστεί εντελώς, ενδεχόμενα να αυξάνει τις εκπομπές THC.

Η νωρίτερη έγχυση που προαναφέρθηκε (για τους παλαιότερους κινητήρες), μπορεί επίσης να προκαλεί μείωση των εκπομπών THC. Οι αναλυτές με flame ionization detectors (FIDs) που χρησιμοποιούνται συμβατικά για να μετρούν τις εκπομπές THC μπορεί να έχουν χαμηλότερη

ευαισθησία στην ανίχνευση οξυγονωμένων ακαύστων υδρογονανθράκων σαν αυτούς που παράγει η καύση του biodiesel [64]. Η γραμμή δειγματοληψίας του καυσαερίου προς τον αναλυτή THC συνήθως θερμαίνεται στους 190 οC για να μη χάσουμε υδρογονάνθρακες λόγω συμπύκνωσης στη γραμμή. Επειδή όμως το biodiesel είναι λιγότερο πτητικό καύσιμο, παράγει και άκαυστους υδρογονάνθρακες με μεγαλύτερες μοριακές μάζες, και υψηλότερα σημεία ζέσης, οπότε ενδεχόμενα με τη θερμοκρασία των 190 οC στη γραμμή να χάνουμε κάποια βαρέα κλάσματα [42, 64].

Οι περισσότεροι ερευνητές καταλήγουν ότι η προέλευση του biodiesel δεν αποτελεί σημαντικό παράγοντα για τις εκπομπές THC [29, 72], εκτός από την περίπτωση χρήσης καθαρών εστέρων, όπου τα αποτελέσματα των Graboski et al. [50] έδειξαν κάποια επίδραση των εκπομπών THC από τα χαρακτηριστικά τους.

3.10 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ BIODIESEL ΣΤΙΣ ΕΚΠΟΜΠΕΣ CO

Η πλειοψηφία των ερευνητών στη βιβλιογραφία αναφέρει μείωση των εκπομπών CO όταν οι κινητήρες τροφοδοτούνται με καύσιμο biodiesel ή μίγμά του με Diesel [64, 66, 72, 89]. Ελάχιστοι ερευνητές αναφέρουν ασήμαντες διαφορές στις εκπομπές CO με χρήση biodiesel [83], ή ακόμη και αύξηση εκπομπών με το biodiesel [65]. Με βάση εκτενή μελέτη των διαθέσιμων πειραματικών δεδομένων, η EPA [72] πρότεινε την παρακάτω εμπειρική συσχέτιση μεταξύ περιεκτικότητας biodiesel στο καύσιμο και μείωση στις μέσες εκπομπές CO:

$$CO_{biodiesel}/CO_{Diesel} = \exp(-0.006561 * \%Biodiesel)$$

Με καθαρό biodiesel η σχέση αυτή προβλέπει έως και 50% μείωση εκπομπών CO. Και άλλοι ερευνητές καταλήγουν σε αντίστοιχες προβλέψεις με αυτές της EPA, όπως οι Krahl et al. [62], που δοκίμασαν biodiesel από κραμβέλαιο, και μέτρησαν περίπου 50% μείωση εκπομπών CO, τόσο με low όσο και με ultra-low sulfur diesel fuels, οι Peterson and Reece [69] που έκαναν μετρήσεις με στροβιλοϋπερπληρούμενο κινητήρα και διάφορους τύπους biodiesel, pure and differently blended και μέτρησαν έως και 50% μείωση. Έχουν όμως αναφερθεί και χαμηλότερα ποσοστά μείωσης εκπομπών CO [56, 66].

Όπως και στην περίπτωση των εκπομπών THC, έχουν προταθεί γραμμικές [72, 90], όπως και μη γραμμικές εξαρτήσεις [56, 69] των εκπομπών CO με την περιεκτικότητα biodiesel.



Όσον αφορά την συνδυασμένη επίδραση περιεκτικότητας σε biodiesel και φορτίου κινητήρα, ποιότητας diesel fuel και χρήσης οξειδωτικού καταλυτικού μετατροπέα, τα αποτελέσματα των μελετών δείχνουν: Σημαντική επίδραση του φορτίου (οι σημαντικές μειώσεις CO παρατηρούνται στα υψηλά φορτία, όπου όμως είναι και κάπως σημαντικές οι εκπομπές CO στον κινητήρα diesel - Choi et al. [75]. Οι Charlet et al. [85] έκαναν δοκιμές με τον κύκλο ECE R49 (13 σημεία) σε κινητήρα heavy-duty engine. Οι εκπομπές CO μειώθηκαν με το biodiesel στα περισσότερα από τα 13 σημεία, πλην του ρελαντί όπου υπήρξε αύξηση. Όσον αφορά την ποιότητα του Diesel, η μελέτη της EPA [72] έδειξε 45% μέση μείωση CO όταν το biodiesel συγκρινόταν με το συμβατικό diesel, αλλά μόνο 35% μείωση όταν συγκρινόταν με το καθαρό diesel (high-cetane number, low density, low sulfur). Αντίστοιχα αποτελέσματα βρήκαν οι Krahl et al. [62], παρόλο που σε άλλη μελέτη τους [91] οι ίδιοι ερευνητές δεν βρήκαν την ίδια τάση. Η ύπαρξη οξειδωτικού καταλυτικού μετατροπέα βρέθηκε να έχει επίδραση αντίστοιχη με αυτήν που προαναφέρθηκε για τα THC, και μάλιστα οι Aakko et al. [84] και Munack et al. [86] αναφέρουν ότι ενώ το biodiesel οδηγούσε σε σημαντικές μειώσεις των εκπομπών CO όταν οι μηχανές δεν είχαν καταλυτικό μετατροπέα, η ύπαρξη του μετατροπέα οδηγούσε ακόμη και σε μικρή αύξηση του CO με το Biodiesel.

Οι αιτίες που έχουν προταθεί για την μείωση των εκπομπών CO με το biodiesel είναι αντίστοιχες με αυτές που προαναφέρθηκαν για τα THC: Η αυξημένη περιεκτικότητα του καυσίμου σε οξυγόνο, που οδηγεί σε τελειότερη καύση [66, 87, 90], ο αυξημένος αριθμός κετανίου [64, 90], καθώς και η ύπαρξη cetane enhancers [15]. Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, η νωρίτερη έγχυση και καύση με το biodiesel μπορεί να δικαιολογήσει ένα μέρος της μείωσης των εκπομπών CO, βλ. Storey et al. [92] που ανέφεραν μειώσεις στις εκπομπές CO με τον κινητήρα τους 1.7 l όταν ρύθμισαν νωρίτερη προπορεία έγχυσης με συμβατικό καύσιμο Diesel, και Ullman et al. [90] όπου αξιολόγησαν τα συνδυασμένα αποτελέσματα αρκετών παραμέτρων (aromatic content, oxygen content, cetane number) στις εκπομπές CO, και βρήκαν μειώσεις CO με τον αριθμό κετανίου και την περιεκτικότητα οξυγόνου στο καύσιμο.

Η επίδραση της σύστασης του biodiesel μελετήθηκε επίσης εκτενώς. Η EPA στη μελέτη της [72] συμπέρανε ότι οι μειώσεις των εκπομπών CO ήταν μεγαλύτερες εάν χρησιμοποιείτο biodiesel από ζωικά λίπη αντί για αυτό από κραμβέλιο ή σογιέλαιο (υποδεικνύει μείωση εκπομπών CO με

πιο κορεσμένα λάδια). Το ίδιο αναφέρουν και οι Graboski et al. [50] για συμβατικά biodiesel, αλλά όχι για καθαρά (pure methyl esters).

3.11 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΣΤΑ ΔΙΑΣΤΗΜΑΤΑ ΣΥΝΤΗΡΗΣΗΣ

Σύμφωνα με μεγάλο κατασκευαστή πετρελαιοκίνητων αυτοκινήτων (PSA), επί του παρόντος επιτρέπεται η ανάμιξη στο κανονικό καύσιμο DIN EN 590 έως και 30 % μεθυλεστέρα κραμβέλαιου (RME) για όλα τα μοντέλα του με κινητήρες HDi και φίλτρα αιθάλης, υπό τις παρακάτω προϋποθέσεις:

- μετά την πρώτη χρήση RME να αλλάξει το φίλτρο πετρελαίου μετά από 1.000 έως 2.000 km
- σε κάθε service θα πρέπει να επιθεωρείται όλο το σύστημα προπαρασκευής και έγχυσης καυσίμου (συμπεριλαμβανομένων των εγχυτήρων), για εντοπισμό και διόρθωση τυχόν διαρροών
- πιο συχνός έλεγχος, κάθε 5.000 km της στάθμης λαδιού του κινητήρα και συμπλήρωση λαδιού όταν χρειάζεται
- πιο συχνές αλλαγές λαδιών και φίλτρου λαδιού, κάθε 10.000 km
- σε κάθε service, έλεγχος – άδειασμα υδατοπαγίδας στα φίλτρα πετρελαίου.

Παράλληλα, ετοιμάζεται τροποποίηση του προτύπου EN-590, ώστε αυτό να επιτρέπει την ανάμιξη στο πετρέλαιο τουλάχιστον 7% biodiesel.

Η διεθνής εμπειρία όσον αφορά τη χρήση αυξημένης περιεκτικότητας biodiesel στις διάφορες κατηγορίες κινητήρων αυξάνει ραγδαία τα τελευταία χρόνια, χάρις σε ερευνητικά προγράμματα από πανεπιστήμια και ερευνητικά κέντρα, σε συνεργασία με αυτοκινητοβιομηχανία ή και εταιρίες που συντηρούν εταιρικούς στόλους πετρελαιοκίνητων οχημάτων, αστικών και υπεραστικών λεωφορείων. Έτσι θα γίνει κατανοητή η επίδραση των ιδιοτήτων των μιγμάτων Biodiesel – Diesel κίνησης στα χαρακτηριστικά λειτουργίας των πετρελαιοκινήτων νέας τεχνολογίας (σύστημα προπαρασκευής και έγχυσης καυσίμου, καύση, σύστημα μετεπεξεργασίας καυσαερίου, σύστημα λίπανσης).

Φυσικά, οι δραστηριότητες E&A για τις μελλοντικές τεχνολογίες κινητήρων που θα καίνε αυξημένο ποσοστό βιοκαυσίμων, συνεχίζονται στην ΕΕ. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα του Προγράμματος NICE - Key Technologies for Burning Future Biofuels in Diesel Engines (AVL/ FEV/ DC/ Volvo/ Renault/ VW/ CRF), το σύστημα καύσης του κινητήρα θα πρέπει να

τροποποιείται ανάλογα με τις προδιαγραφές του καυσίμου. Η δυνατότητα αυτή δίδεται καλύτερα με τα σύγχρονα συστήματα έγχυσης Common Rail. Ενδέχεται να εφαρμόζεται στο μέλλον καύση προανάμιξης στα χαμηλά φορτία. Επίσης, οι συνεχείς τροποποιήσεις στις προδιαγραφές των καυσίμων που αναμένονται στο μέλλον, θα καταστήσει πολύ χρήσιμο ένα σύστημα ελέγχου κλειστού βρόχου της καύσης (π.χ. AVL EmIQ). Τέλος, η ανακύκλωση καυσαερίου (EGR) θα συνεχίσει να αποτελεί σημαντικό μέτρο μείωσης των εκπομπών NOx.

4 ΒΑΣΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΚΑΙ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DW10 ATED ΤΗΣ PSA

Ο κινητήρας DW10 ATED πρωτοκυκλοφόρησε το 1999.

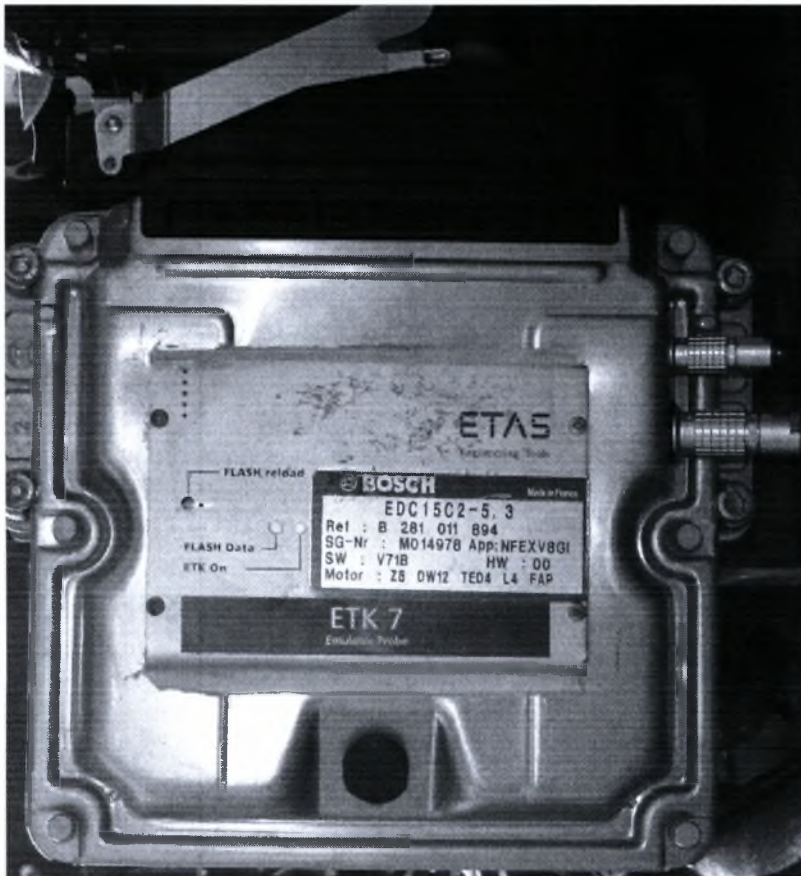
Έχει τα παρακάτω κύρια χαρακτηριστικά:

Πίνακας 7: Τεχνικά χαρακτηριστικά DW10

Engine manufacturer	PSA
Engine type	HDI turbocharged engine (DW 10 ATED)
Cylinders	4, in-line
Displacement	1997 cm ³
Rated power /rpm	80 kW/4000 rpm
Rated torque/rpm	250 Nm/2000 rpm
Diesel Filter Manufacturer	Ibiden
Filter Type	SiC 14/200 cpsi (cells per square inch)
Filter Diameter x length	143.8 mm x 150 mm
Cell pitch	1.89 mm
Filter Wall thickness	0.4mm

Ο κινητήρας DW10 είναι προδιαγραφών EURO 3. Δεν είναι εξοπλισμένος με φίλτρο αιθάλης. Όμως η PSA είχε αναπτύξει εκδοχές του λογισμικού της μονάδας ελέγχου (ECU) του κινητήρα αυτού, που ήταν σε θέση να υποστηρίξουν τη λειτουργία με φίλτρο αιθάλης, και την επίτευξη προδιαγραφών εκπομπών EURO-4.

Μία από αυτές τις εκδοχές έχει δοθεί στο EΘΟΜ βάσει συμφωνίας συνεργασίας, το 2002. Το συγκεκριμένο λογισμικό της ECU είναι αυτό του κινητήρα DW12, ο οποίος ήταν και ο πρώτος που ήδη από το 2000 κυκλοφόρησε με κεραμικό φίλτρο αιθάλης στον standard εξοπλισμό του. Η συγκεκριμένη έκδοχή της ECU και του λογισμικού είναι η Bosch EDC 15C2 HDI. (εικόνα). Παράλληλα, έχουμε εξοπλίσει τον κινητήρα DW10 με το κεραμικό φίλτρο και τον ανάντι καταλυτικό μετατροπέα του κινητήρα DW12. Έτσι έχουμε τη δυνατότητα να μελετήσουμε ταυτόχρονα δύο γενιές κινητήρων με biodiesel: την γενιά EURO-3 και την γενιά EURO-4.



Εικόνα 51:Ο εγκέφαλος του κινητήρα DW12 τοποθετημένος στον DW10

Ο κινητήρας DW12 έχει πολλές ομοιότητες με τον κινητήρα DW10. Έχει όμως τα παρακάτω επιπλέον χαρακτηριστικά:

- Κυλινδροκεφαλή με 16 βαλβίδες (4 valves/cylinder),
- double complex shape air inlet ducts in the cylinder head (variable swirl),
- Υπερσυμπιεστής μεταβλητής γεωμετρίας (higher turbocharging pressure at low engine speeds),
- Βελτιστοποίηση πολλαπλών εισαγωγής και εξαγωγής.
- specific location of the diesel injectors (central and vertical, optimisation of air/fuel mixture),
- specific location of the heater plugs (on the rear of the cylinder head).
- roller valve rockers limiting losses caused by friction,
- Μειωμένο Βάρος.

4.1 ΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ BOSCH EDC 15C2 HDI (HIGH PRESSURE DIESEL INJECTION) ΣΕ ΣΥΝΔΥΑΣΜΟ ΜΕ ΦΙΛΤΡΟ ΑΙΘΑΛΗΣ (2000)

Το σύστημα HDI του κινητήρα DW12 TED4 βασίζεται στο σύστημα του αδελφού κινητήρα DW10. Αποστολή του είναι να διασφαλίζει την ικανοποίηση των προσοαγραφών όσον αφορά τα παρακάτω:

- Σύστημα αντιρρόπησης,
- οδηγισιμότητα,
- οικονομία καυσίμου,
- -μηχανική αξιοπιστία.

Σημαντικό στοιχείο που υποστηρίζει το σύστημα έγχυσης, είναι η λειτουργία του φίλτρου αιθάλης, το οποίο δεν υπήρχε ως στανταρντ εξοπλισμός στον κινητήρα DW10.

4.1.1 ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΤΙΡΡΥΠΑΝΣΗΣ

Οι απαιτήσεις της νομοθεσίας αντιρρύπανσης, έχουν επιβάλει τη χρήση των παρακάτω στοιχείων στους κινητήρες DW10 και DW12:

- Διάταξη ανακύκλωσης καυσαερίου (EGR), για τη μείωση των εκπομπών NOx (water cooled)
- Εγκατάσταση throttle housing (δηλαδή πεταλούδας αντίστοιχης με αυτήν του γκαζιού του βενζινοκινητήρα), για την δημιουργία υποπίεσης στην εισαγωγή και την ενίσχυση με αυτό τον τρόπο της ανακύκλωσης καυσαερίου, όταν απαιτείται.
- Εγκατάσταση οξειδωτικού καταλυτικού μετατροπέα, ο οποίος μειώνει τους ρύπους CO, HC, και σε κάποιο βαθμό και αιθάλη (PM).
- Η τοποθέτηση 16-βάλβιδης κυλινδροκεφαλής, με διπλούς αγωγούς εισαγωγής αέρα σε κάθε κύλινδρο του κινητήρα DW12, (variable swirl), οδηγεί σε παραπέρα μείωση των NOx και PM. Επιπλέον, το σύστημα φίλτρου αιθάλης οδηγεί σε πολύ σημαντική μείωση των εκπομπών σωματιδίων του κινητήρα, ιδιαίτερα στη μεταβατική λειτουργία.

4.2 ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΣΥΣΣΤΗΜΑΤΟΣ HDI

Το σύστημα έγχυσης, που αναπτύχθηκε σε συνεργασία με την BOSCH, έχει ως αποστολή να επιτυγχάνει ένα ιδανικό μοτίβο ψεκασμού του πετρελαίου σε συνάρτηση με τη γωνία στροφάλου, για κάθε σημείου λειτουργίας, μόνιμο ή μεταβατικό.

Ο ψεκασμός πραγματοποιείται σε πιέσεις έως και 1350 bar, (σε υψηλές στροφές), με ηλεκτροϋδραυλικούς εγχυτήρες που τροφοδοτούνται από κοινό αγωγό υψηλής πίεσης (common rail).

Ο ηλεκτρονικός εγκέφαλος (ECU), λαμβάνει υπόψη τις τιμές των παρακάτω παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα:

- Στροφές κινητήρα,
- Θερμοκρασία αέρα εισαγωγής, καυσίμου, νερού ψύξης
- Πίεση καυσίμου
- Πίεση πολλαπλής εισαγωγής, ατμοσφαιρική πίεση
- Θέση του πεντάλ γκαζιού
- Παροχή αέρα εισαγωγής.

Ο εγκέφαλος (ECU) επιτελεί τις παρακάτω λειτουργίες:

- Υπολογίζει την απαιτούμενη διάρκεια έγχυσης με βάση την πίεση του καυσίμου
- Υπολογίζει, εφόσον απαιτείται το χρονισμό και τη διάρκεια μίας προ-έγχυσης (για μείωση του θορύβου που προκαλεί η καθυστέρηση έναυσης του πετρελαίου) και βέβαια της κυρίως έγχυσης,
- Ελέγχει τη ροή του καυσίμου που ψεκάζεται από τους ηλεκτροϋδραυλικούς εγχυτήρες.

Πλεονεκτήματα του ηλεκτρονικού συστήματος ελέγχου:

- οδηγισιμότητα (50% additional torque at low engine speeds and 25% more power),
- αύξηση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα (around 20% fuel saving),
- μείωση των εκπομπών ρύπων (CO₂, CO, HC, and carbon particles).

4.3 ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΦΙΛΤΡΟΥ ΑΙΘΑΛΗΣ

Ο κινητήρας είναι εξοπλισμένος με το σύστημα φίλτρου αιθάλης του κινητήρα DW12, ώστε να συλλέγονται τα σωματίδια που παράγονται κυρίως κατά τη μεταβατική λειτουργία και τη λειτουργία σε υψηλά φορτία, με μηχανική διήθηση στα τοιχώματα του φίλτρου SiC.

Το φίλτρο υφίσταται κατά περιόδους διαδικασία αναγέννησης (αυτοκαθαρισμού με καύση της συσσωρευμένης αιθάλης), η οποία εκκινεί και ελέγχεται από τον κεντρικό υπολογιστή μέσω post-injection που ανεβάζει τα επίπεδα θερμοκρασιών καυσαερίου. Το σύστημα υποστηρίζεται από καταλυτικό πρόσθετο DPX-9 (με βάση ξείδιο του Δημητρίου), το οποίο αναμιγνύεται αυτόματα στο καύσιμο μέσα από κατάλληλη διάταξη δοσιμετρίας και δοχείο αποθήκευσης προσθέτου.

4.3.1 ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΗΣ ΑΝΑΓΕΝΝΗΣΗΣ ΤΟΥ ΦΙΛΤΡΟΥ

Η αναγέννηση συνίσταται σε περιοδική αυτανάφλεξη και καύση των συσσωρευμένων σωματιδίων. Για τη διεργασία αυτή απαιτείται επαρκές οξυγόνο στο καυσαέριο και θερμοκρασία τουλάχιστον 550°C, εκτός αν χρησιμοποιείται καταλυτικό φίλτρο, ή καταλυτικό πρόσθετο όπως στη δική μας περίπτωση.

Η αναγέννηση στο συγκεκριμένο κινητήρα ελέγχεται από το σύστημα έγχυσης, το οποίο με εντολή του κεντρικού επεξεργαστή ενεργοποιεί την μετέγχυση καυσίμου (post injection) με

στόχο να αυξήσει την θερμοκρασία καυσαερίου από τις τυπικές τιμές γύρω στους 150°C για οδήγηση στην πόλη, στους 450°C στην είσοδο του καταλυτικού μετατροπέα. Από εκεί και πέρα, επειδή με τη μετέγχυση έχουν αυξηθεί κατά πολύ οι εκπομπές ακαύστων υδρογονανθράκων, ενεργοποιείται σημαντική παραπέρα οξείδωση των ακαύστων μέσα στον καταλυτικό μετατροπέα, που οδηγεί σε παραπέρα αύξηση της θερμοκρασίας καυσαερίου, έως τους 550°C. Η παρουσία του καταλύτη από την καύση του καυσίμου με το πρόσθετο βελτιώνει κατά πολύ τους ρυθμούς αντίδρασης καύσης της αιθάλης στα συγκεκριμένα επίπεδα θερμοκρασιών. Σημειώνεται ότι με την παρουσία του καταλύτη CeO₂ στο στρώμα της αιθάλης, (πρόσθετο Eolys), γίνεται εφικτή η ταπεινωση του κατωφλιού αναγέννησης του φίλτρου από τους 550°C στους 450°C.

Η ανάμιξη της σωστής δοσμετρίας προσθέτου στο καύσιμο επιτυγχάνεται με την παρουσία των παρακάτω επιπλέον εξαρτημάτων στο κύκλωμα του καυσίμου:

- Μία διάταξη αναρρόφησης με ανίχνευση χαμηλής στάθμης στο δοχείο του προσθέτου,
- Ένα σύστημα έγχυσης προσθέτου στο ρεζερβουάρ καυσίμου,
- Μία επιπλέον λειτουργία του κεντρικού επεξεργαστή (ECU) που ελέγχει τη δράση του προσθέτου.

4.4 ΤΟ ΝΕΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΕΓΧΥΣΗΣ HDI BOSCH EDC 16 C3 ΓΙΑ ΤΟΝ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DV4TD (2003)

Η εξέλιξη στα συστήματα ελέγχου της έγχυσης του κινητήρα Diesel είναι ραγδαία, όσον αφορά το ηλεκτρονικό μέρος τους. Ήδη η BOSCH έχει κυκλοφορήσει την επόμενη έκδοση συστήματος ελέγχου της έγχυσης HDI, που είναι ο τύπος EDC 16 C3 για τον νεώτερο κινητήρα DV4TD. Οι διαφορές του κινητήρα αυτού σε σχέση με τον DW10, συνοψίζονται παρακάτω:

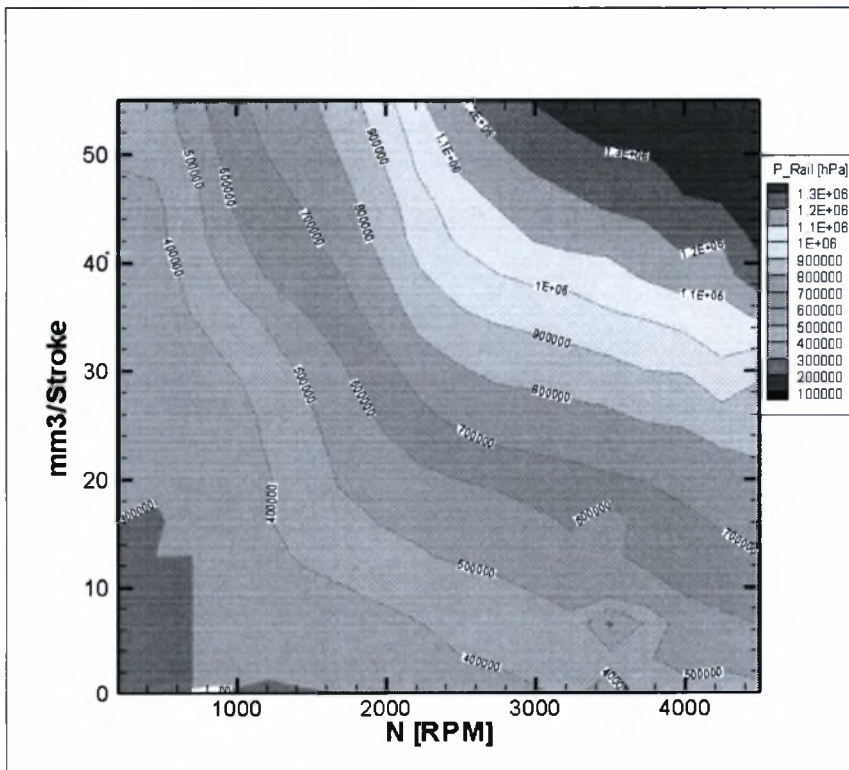
- πολλαπλή εισαγωγής ενσωματωμένη στο καπάκι της κυλινδροκεφαλής,
- πολλαπλή εξαγωγής τοποθετημένη στο εμπρόσθιο μέρος του κινητήρα,
- οξειδωτικός καταλύτης τοποθετημένος απ' ευθείας στην έξοδο της τουρμπίνας,
- αντλία λαδιού προηγμένης τεχνολογίας (duocentrique),
- κύκλωμα χαμηλής πίεσης σε εκτόνωση.

Οι διαφορές του συστήματος EDC 16 C3 από το σύστημα EDC 16 C2 που εξετάζουμε στο δοκιμαστήριο, είναι οι παρακάτω:

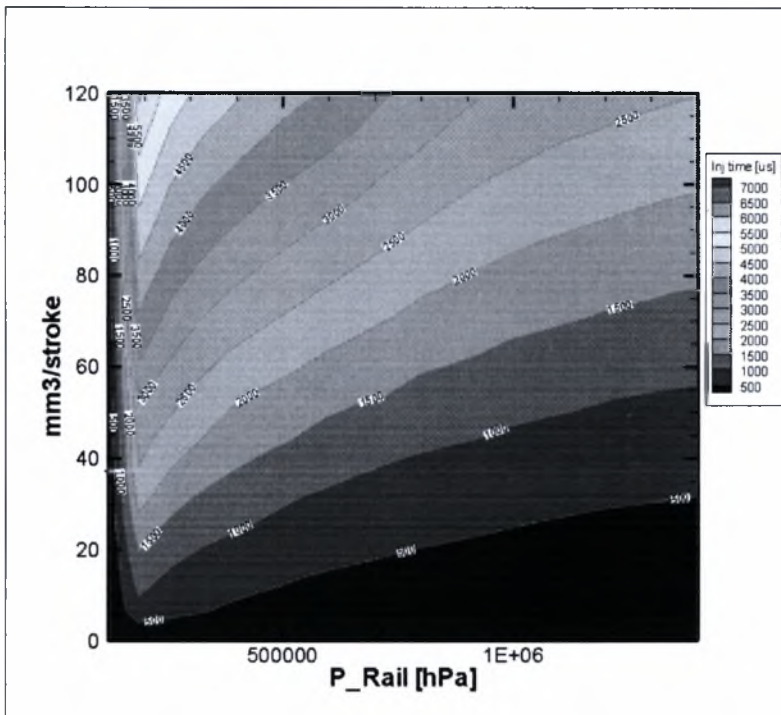
- νέος μικροεπεξεργαστής στα 32 bits με στρατηγική "anti-tunning", αυξημένη μνήμη, ένα μόνο banc d'injection για τους 4 εγχυτήρες,
- gestion de l'injection καυσίμου σε συνάρτηση με τη ροπή κινητήρα,
- η πίεση του καυσίμου μέσα στο rail μπορεί να φτάσει στα 1350 bars,
- αντλία καυσίμου χαμηλής πίεσης ZP18 ενσωματωμένη στην αντλία υψηλής πίεσης (κύκλωμα χαμηλής πίεσης σε εκτόνωση),
- αντλία υψηλής πίεσης τύπου CP3.2.

4.5 ΒΑΣΙΚΟΙ ΧΑΡΤΕΣ ΡΥΘΜΙΣΗΣ ΤΗΣ ΕΓΧΥΣΗΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

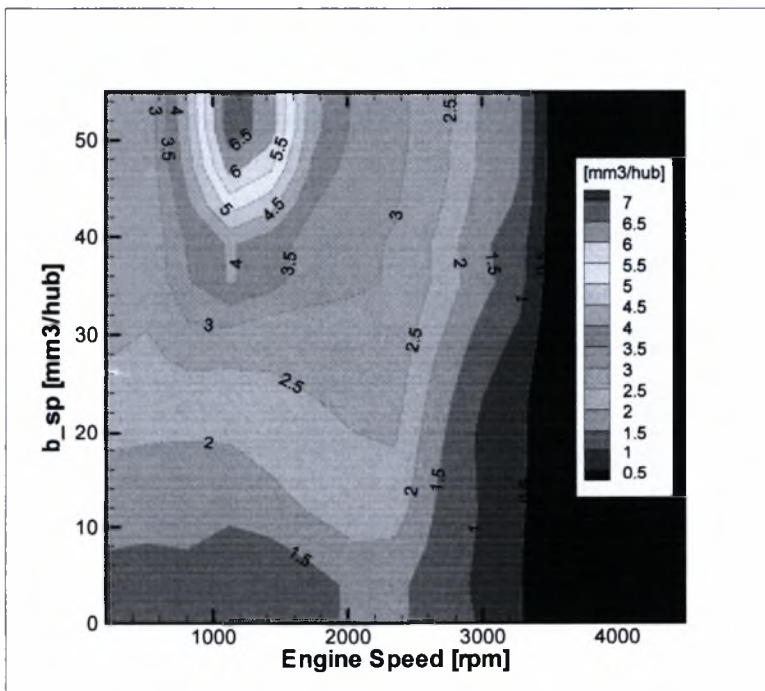
Προκειμένου να γίνουν καλά κατανοητές οι μεταβολές που παρατηρούνται με τη χρήση μιγμάτων biodiesel στο συγκεκριμένο κινητήρα, έγινε προκαταρκτική μελέτη της χαρτογράφησης των βασικών παραμέτρων της έγχυσης καυσίμου. Οι κύριοι χάρτες που είναι αποθηκευμένοι στον εγκέφαλο του κινητήρα, απεικονίζονται παρακάτω:



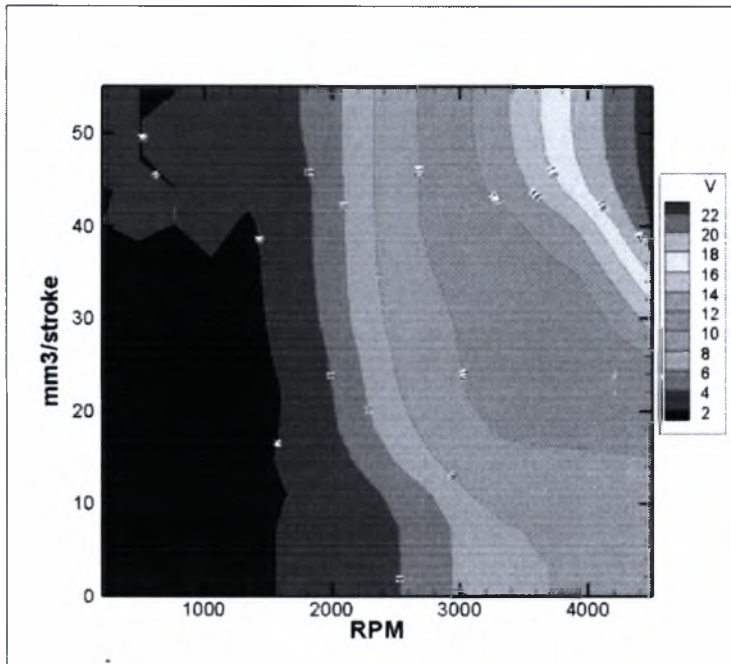
Εικόνα 52: Πίεση rail σαν συνάρτηση των στροφών και παροχής καυσίμου ανά εμβολισμό



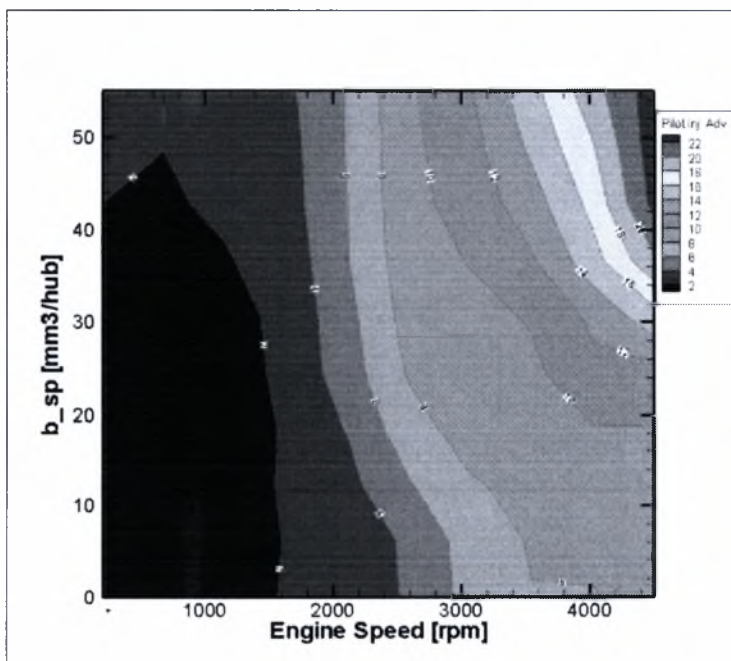
Εικόνα 53: Χρόνος ανοίγματος εγχυτήρα (μs) σαν συνάρτηση της πίεσης rail και παροχής καυσίμου ανά εμβολισμό (προέγχυσης, κυρίως έγχυσης ή μετέγχυσης)



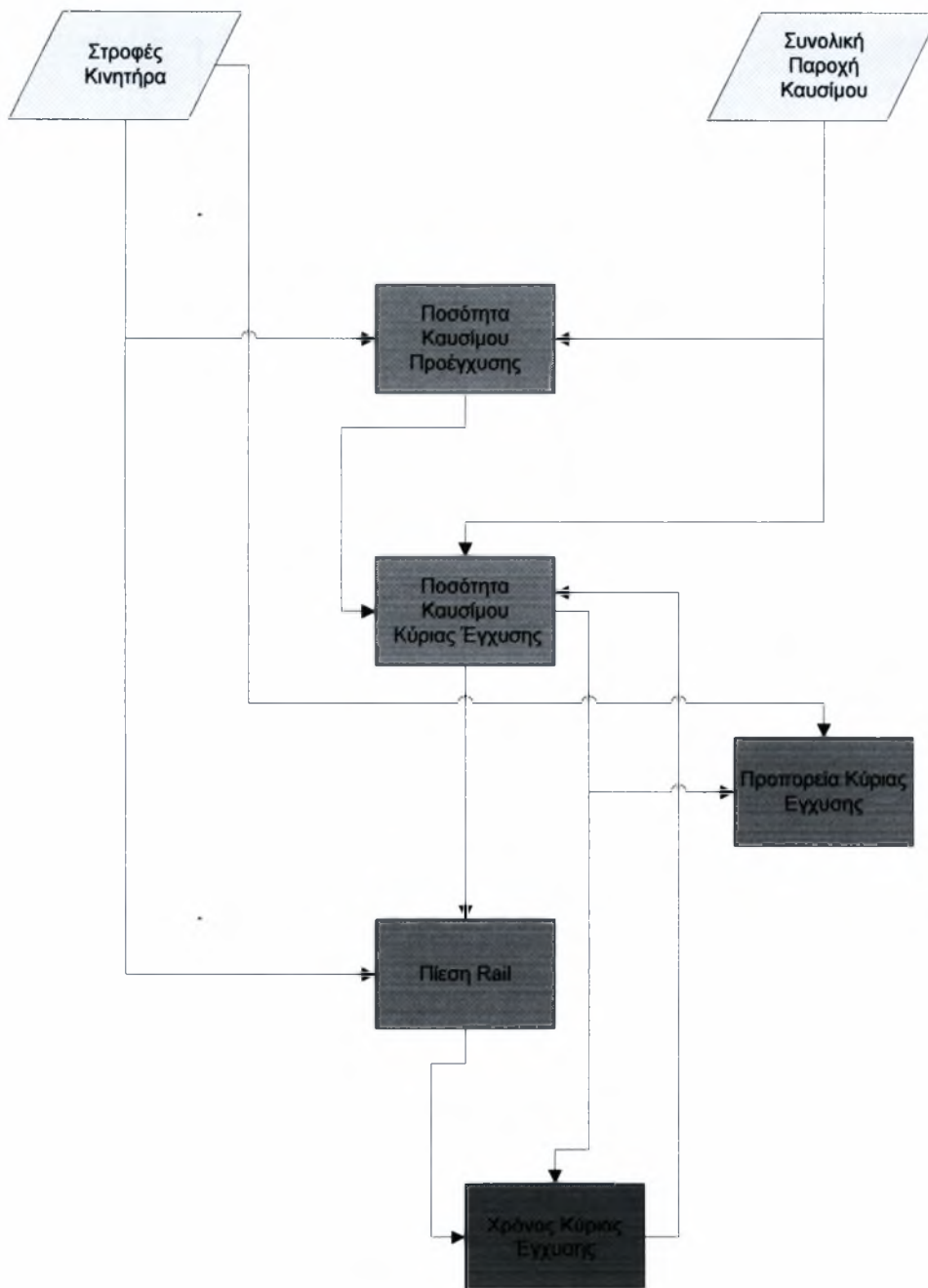
Εικόνα 54 : Παροχή προέγχυσης σαν συνάρτηση των στροφών και παροχής καυσίμου ανά εμβολισμό



Εικόνα 55: Προπορεία κυρίας έγχυσης (με προέγχιση), σαν συνάρτηση των στροφών και παροχής καυσίμου ανά εμβολισμό



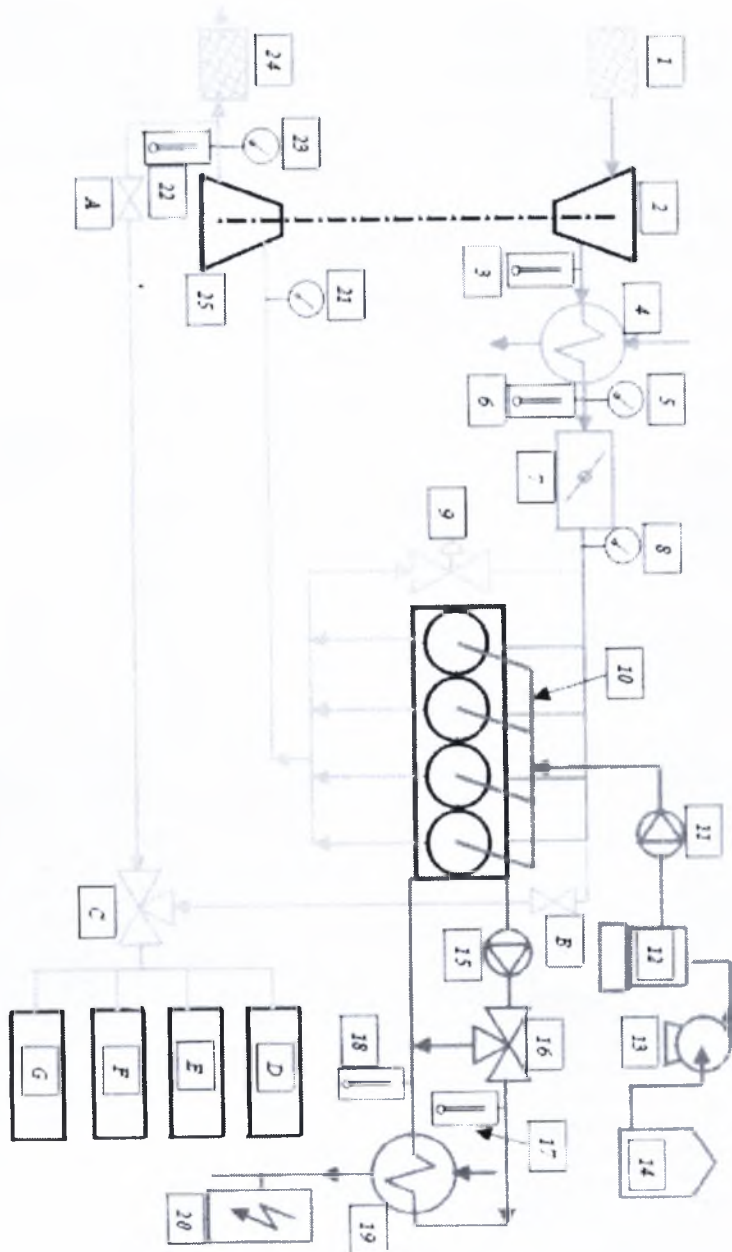
Εικόνα 56: Προπορεία κυρίας έγχυσης (χωρίς προέγχιση), σαν συνάρτηση των στροφών και παροχής καυσίμου ανά εμβολισμό



Διάγραμμα 3: Λογικό διάγραμμα προσδιορισμού πίεσης rail, διάρκειας και προπορείας προέγχυσης και κυρίως έγχυσης, συναρτήσει των στροφών και της παροχής καυσίμου ανά εμβολισμό.

5 ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΑΤΑΞΗ

Στην Εικόνα 58 παρουσιάζεται σχηματικά η πειραματική διάταξη που χρησιμοποιήθηκε κατά DIN 2403 και DIN 2429.



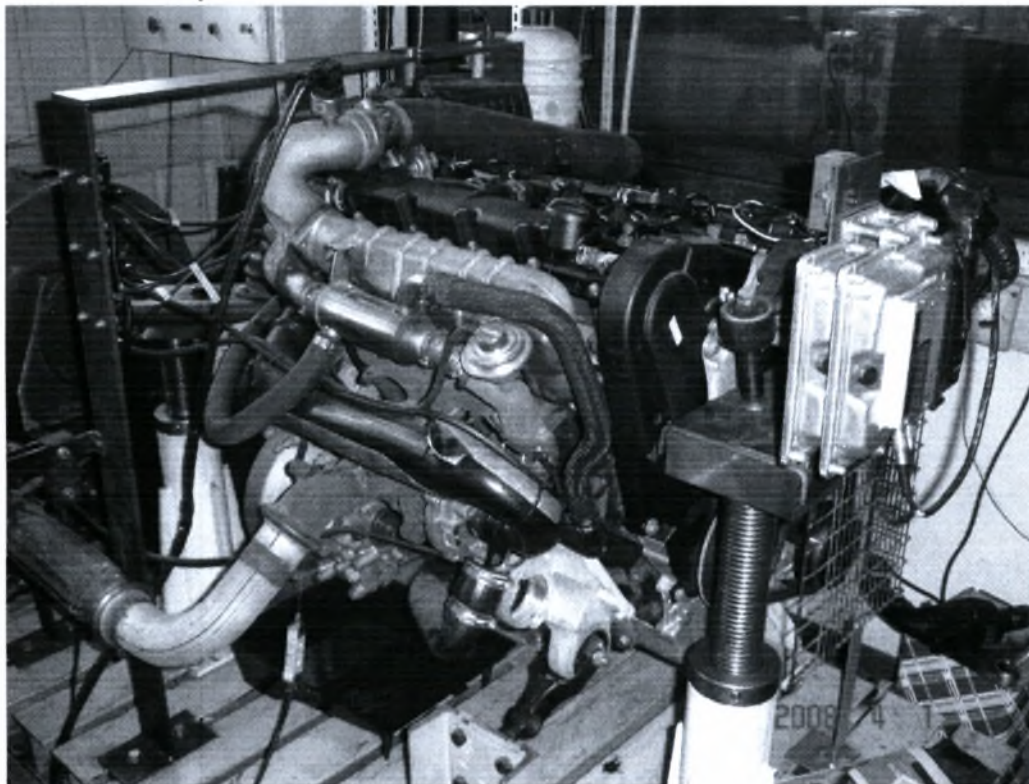
Εικόνα 57: Σχηματική παράσταση της πειραματικής διάταξης

Πίνακας 8: Υπόμνημα συμβολισμών πειραματικής διάταξης

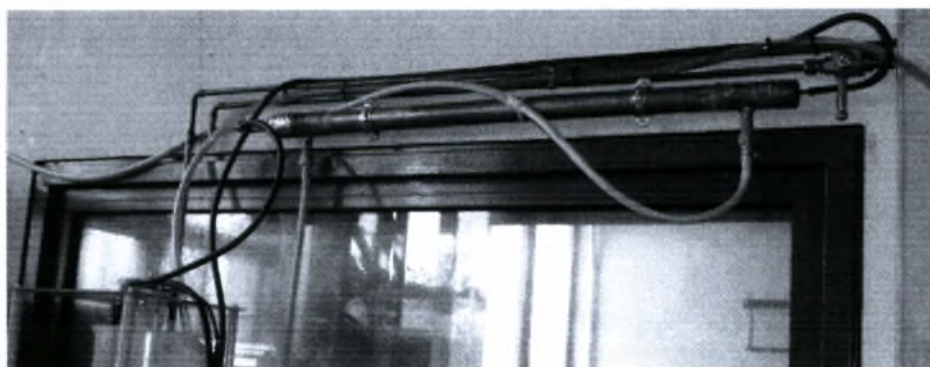
Υπόμνημα Πειραματικής Διάταξης	
1	Φίλτρο Αέρα εισαγωγής
2	Συμπιεστής
3	Μέτρηση Θερμοκρασίας Εισόδου Intercooler
4	Intercooler
5	Μέτρηση πίεσης εξόδου Intercooler
6	Πεταλούδα στραγγαλισμού αέρα εισαγωγής
7	Μέτρηση πίεσης εισαγωγής
8	Βαλβίδα Ελέγχου EGR
9	Common Rail
10	Αντλία παροχής Καυσίμου
11	Μετρητικός ζυγός Μάζας καυσίμου
12	Αντλία παροχής Καυσίμου προς ζυγό
13	Δεξαμενή καυσίμου
14	Κυκλοφορητής Νερού Ψύξης κινητήρα
15	Θερμοστάτης Νερού Ψύξης Κινητήρα
16	Μέτρηση θερμοκρασια εξόσου νερού ψύξης
17	Μετρηση θερμοκρασίας εισόδου νερού ψύξης
18	Εναλλάκτης θερμότητας για τη ψύξη του κινητήρα
19	Μέτρηση πίεσης Νερού δικτύου
20	Μετρηση θερμοκρασίας εξόδου Τουρμπίνας
21	Μέτρηση πίεσης εισόδου Τουρμπίνας
22	Μέτρηση Θερμοκρασίας εξόδου Τουρμπίνας
23	Μέτρηση πίεσης εξόδου Τουρμπίνας
24	Φίλτρο Αιθάλης
25	Τουρμπίνα
A	Δειγματολειτουργία Καυσαερίου
B	Δειγματολειτουργία Αέρα εισαγωγής
C	Τρίοδη βαλβίδα Επιλογής δειγματολειτουργίας
D	Αναλυτής HC
E	Αναλυτής CO ₂
F	Αναλυτής CO
G	Αναλυτής Nox

5.1 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗΣ ΔΙΑΤΑΞΗΣ ΚΑΙ ΟΡΓΑΝΩΝ

Στις φωτογραφίες παρακάτω παρουσιάζεται η πειραματική διάταξη (κινητήρας – αναλυτές καυσαερίων – controller πέδης – υπολογιστής με Labview – υπολογιστής με INCA).



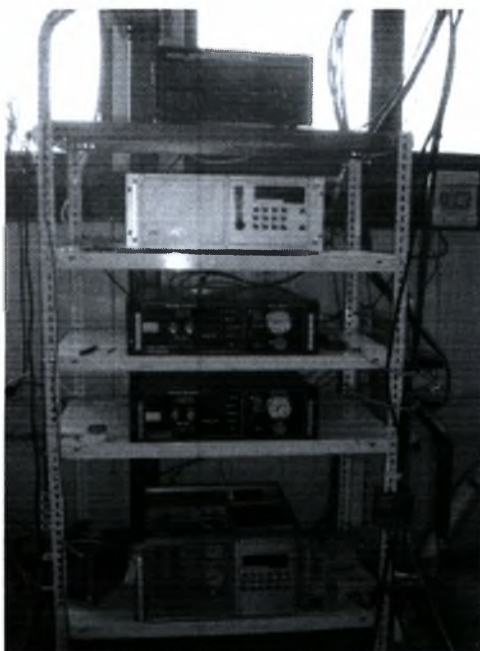
Εικόνα 58: Ο κινητήρας DW10 ATED επί της δυναμομετρικής πέδης



Εικόνα 59: Εναλλάκτης αντιρροής καυσίμου – νερού, για την ψύξη της γραμμής επιστροφών καυσίμου



Εικόνα 60: Θάλαμος ελέγχου δοκιμαστηρίου κινητήρων – controller πέδης στο κέντρο, υπολογιστής με λογισμικό INCA αριστερά, υπολογιστής με NI Labview δεξιά.



Εικόνα 61: Οι αναλυτές καυσαερίων (CO, CO₂, HC, NO_x)

5.2 ΔΥΝΑΜΟΜΕΤΡΙΚΗ ΠΕΔΗ –CONTROLLER

5.2.1 ΔΥΝΑΜΟΜΕΤΡΙΚΗ ΠΕΔΗ

Η δυναμομετρική πέδη είναι το μοντέλο AG 150 της Froude Consine. Είναι τύπου δυνουρευμάτων τα τεχνικά χαρακτηριστικά της οποίας παρουσιάζονται στον **πίνακα 9**.

Πίνακας 9: Τεχνικά χαρακτηριστικά Δυναμομετρικής πέδης

Froude Consine Dynamometer AG150		
Μέγιστη ταχύτητα		8000rpm
Μέγιστο φορτίο		250Nm
Ακρίβεια Μέτρησης	Ταχύτητα	+/- 1
	Φορτίο	+/-1.25
Ελάχιστη παροχή Νερού Ψύξης		107 ltr/min
Ελάχιστη Πίεση Δικτύου Ψύξης		1 bar
Ροπή αδρανείας (Kgm ²)		0.093 Kgm ²
Στιβαρότητα (MNm/rad)		0.35 MNm/rad
Θερμοκρασία χώρου λειτουργίας		0 – 60 °C

5.2.2 ΕΛΕΓΚΤΗΣ ΔΥΝΑΜΟΜΕΤΡΟΥ-CONTROLLER

Η Διαχείριση και ο προγραμματισμός της πέδης γίνεται από τον ελεγκτή TEXCEL 100 της Froude Consine. Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του παρουσιάζονται στο πίνακα 10.

Πίνακας 10: Τεχνικά χαρακτηριστικά ελεγκτή TEXCEL 100

Froude Consine Dynamometer AG150		
Επεξεργαστής		68030 και 68882 floating point
Αναλογικές Εισόδους		250Nm
Κελί Φορτίσεως	Ακρίβεια	+/- 0.05 %FS
	Ρυθμός Σάρωσης	25Hz
Παλμικές Εισόδους		
Ταχύτητα Δυναμομέτρου	Συχνότητα	60 KHz
	Κωδικοποιητής	TTL Single Ended
Εξοδος Σήματος	Αναλογική	0-10V DC
	Ψηφιακή	RS232 (ASCII)
Θερμοκρασία χώρου λειτουργίας		0 – 60 °C

5.3 ΑΝΑΛΥΤΕΣ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ

Η μέτρηση της περιεκτικότητας των διαφόρων ουσιών στο καυσαέριο γίνεται με τους λεγόμενους αναλυτές καυσαερίων, στους οποίους εισάγεται μικρό ποσοστό από τη ροή του καυσαερίου μέσα από ειδική γραμμή δειγματοληψίας.

5.3.1 ΑΝΑΛΥΤΗΣ ΑΚΑΥΣΤΩΝ ΥΔΡΟΓΟΝΑΝΘΡΑΚΩΝ

Ο αναλυτής άκαυστων υδρογονανθράκων λειτουργεί με την αρχή του ιονισμού της φλόγας (FID). Οι υδρογονάνθρακες που περιέχονται στο δείγμα του καυσαερίου καίγονται σε φλόγα υδρογόνου και παράγουν αριθμό ιόντων ανάλογο με τον αριθμό ατόμων άνθρακα που καίγονται.

Για την ανάλυση των υδρογονανθράκων χρησιμοποιήθηκε στα πειράματα ο αναλυτής HFID 3-300A της J.U.M Engineering Ges.m.b.H. Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του αναλυτή παρατίθενται στον **Πίνακα 11**.

Πίνακας 11: Τεχνικά χαρακτηριστικά αναλυτή υδρογονανθράκων

J.U.M Engineering HFID 3-300A		
Κλίμακες Μέτρησης		0-10/100/1000/10000/100000 ppm
Έξοδος Σήματος	Αναλογική	0-10 VDC
	Ψηφιακή	RS 232 (σειριακή ASCII)
Ευαισθησία		1 ppb
Χρόνος Απόκρισης		<1.2 sec (95% FSD)
Γραμμικότητα		Περίπου 1%
Ροή Ατμοσφαιρικού Αέρα		70 – 250 cc/min (Εξαρτώμενη από το καύσιμο)
Ροή Δείγματος		25 cc/min
Θερμοκρασία Χώρου Λειτουργίας		5 – 60 °C

5.3.2 ΑΝΑΛΥΤΕΣ ΜΟΝΟΞΕΙΔΙΟΥ ΚΑΙ ΔΙΟΞΕΙΔΙΟΥ ΤΟΥ ΑΝΘΡΑΚΑ.

Το μονοξείδιο και το διοξείδιο του άνθρακα μετρώνται με αναλυτές απορροφησης υπέρυθρης ακτινοβολίας (NDIR). Εδώ η απορρόφηση υπέρυθρης ακτινοβολίας από ένα κύλινδρο που περιέχει δείγμα καυσαερίου συγκρίνεται με την απορρόφηση από ένα κύλινδρο αναφοράς.

Οι αναλυτές αυτοί είναι το μοντέλο 2200M της Signal Instruments . Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του συνοψίζονται στον **Πίνακα 12**:

Πίνακας 12: Τεχνικά χαρακτηριστικά αναλυτών CO και CO₂

Signal Instruments 2200M (CO+CO ₂)		
Κλίμακες Μέτρησης		0-100/500/1000 ppm 0-1/5/10 %
Έξοδος Σήματος	Αναλογική	0-10 VDC
	Ψηφιακή	RS 232 (σειριακή ASCII)
Ευαισθησία		0.7 % (flow sensitivity)
Χρόνος Απόκρισης		15 sec (90% FSD)
Γραμμικότητα		0.50 %
Ροή Ατμοσφαιρικού Αέρα		0
Ροή Δείγματος		1000 cc/min
Θερμοκρασία Χώρου Λειτουργίας		5 – 60 °C

5.3.3 ΑΝΑΛΥΤΗΣ NO_x

Τα οξείδια του αζώτου μετρώνται με τον αναλυτή χημειοφωταύγειας. Το μονοξείδιο του αζώτου στο δείγμα του καυσαερίου αντιδρά με το όζον και παράγεται από τον οζονιστήρα, η αντίδραση παράγει μόρια NO₂ σε κατάσταση διέγερσης, τα οποία εκπέμπουν ακτινοβολία καθώς επανέρχονται στην κατάσταση ηρεμίας. Η ακτινοβολία μετρείται από ένα φωτοπολλαπλασιαστή και είναι ανάλογη με την ποσότητα του NO. Ο αναλυτής μπορεί να μετατρέψει το NO₂ του δείγματος σε NO περνώντας το μέσα από ένα θερμαινόμενο ανοξειδωτο σωλήνα έτσι ώστε να μετρώνται τα συνολικά NO_x.

Ο αναλυτής αυτός είναι το μοντέλο 4100 της Signal Instruments. Τα τεχνικά χαρακτηριστικά του συνοψίζονται στον **Πίνακα 13**:

Πίνακας 13: Τεχνικά χαρακτηριστικά αναλυτή οξειδίων Αζώτου

Signal Instruments 4100 (NOx)		
Κλίμακες Μέτρησης		0-4/10/40/100 ppm 0-400/1000/4000/10000 ppm
Έξοδος Σήματος	Αναλογική	0-10 VDC
	Ψηφιακή	RS 232 (σειριακή ASCII)
Ευαισθησία		-
Χρόνος Απόκρισης		-
Γραμμικότητα		0.50 %
Ροή Ατμοσφαιρικού Αέρα		0
Ροή Δείγματος		200 cc/min
Θερμοκρασία Χώρου Λειτουργίας		5 – 60 °C

5.4 LABVIEW

Εγινε συγκεκριμένη διαμόρφωση οθόνης (virtual instrument - *.vi), για τη συγκεκριμένη σειρά μετρήσεων, όπου παρακολουθείται η διακύμανση των παρακάτω μεταβλητών:

- Αριθμός στροφών
- Ροπή
- Θερμοκρασίες εισόδου – εξόδου νερού ψύξης
- Παροχή καυσίμου
- Παροχή αέρα
- Λόγος αέρα
- Πίεση υπερπλήρωσης, αντίθλιψη τουρμπίνας
- Θερμοκρασίες και πιέσεις σε διάφορα σημεία στην εισαγωγή και εξαγωγή, καταλυτικό μετατροπέα και φίλτρο



Εικόνα 62: Διαμορφωμένη διεπιφάνεια λογισμικού Labview

5.5 INCA

Διαμορφώθηκε συγκεκριμένη διαμόρφωση οθόνης για τη συγκεκριμένη σειρά μετρήσεων, όπου παρακολουθείται η διακύμανση των παρακάτω μεταβλητών του εγκεφάλου του κινητήρα:

dzmNmit	- [1/min]
fpmFGAKT	- [km/h]
anmPWG	- [%]
ldmVERB	- [h]
anmLGT	- [mV]
anmWTF	- [Grad C]
fpmPC_On	- [-]
fpmNE_ME_W	- [mm ³]
fpmME_HE	- [mm ³]
fpoAB_NEFP	- [Grad KW]
ehmFAKS	- [%]
ehmFLDK	- [%]
ehmFLDS	- [%]
anmLTF	- [Grad C]
zomP_Lin	- [Pa]
zomP_Lowl	- [Pa]
zomM_Low	- [m ³ /hub Lvl]
zomM_Lowl	- [m ³ /hub Lvl]
hymM_EMOT	- [mm ³]
zuoAB_VE1k	- [Grad KW]
zuoAB_HEk	- [Grad KW]
zuoAD_HE	- [uS]
zuoAD_NE	- [uS]
zuoAD_VE1	- [uS]

Εικόνα 63: Περιβάλλον λογισμικού INCA στον οποίο προβάλλονται οι βασικές μεταβλητές λειτουργίας του κινητήρα.

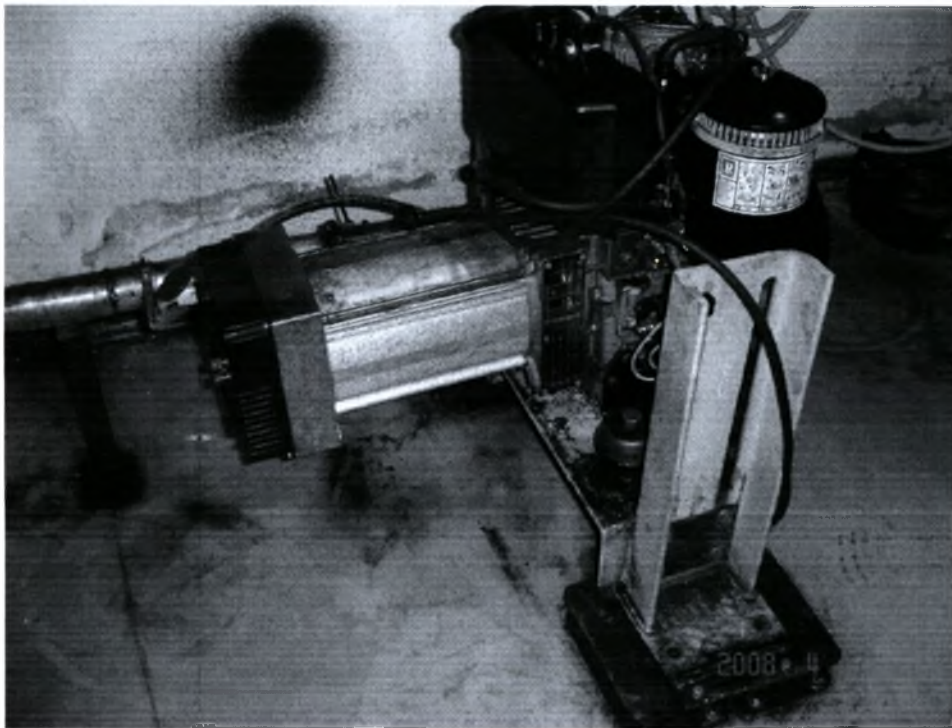
5.6 ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΔΙΑΤΑΞΗ ΓΙΑ ΛΗΨΗ ΔΥΝΑΜΟΔΕΙΚΤΙΚΟΥ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΟΣ

Έγινε τοποθέτηση πιεζοκρυσταλλου KISTLER στον μονοκύλινδρο κινητήρα Ruggerini RF91 (χαρακτηριστικά στον Πίνακα).

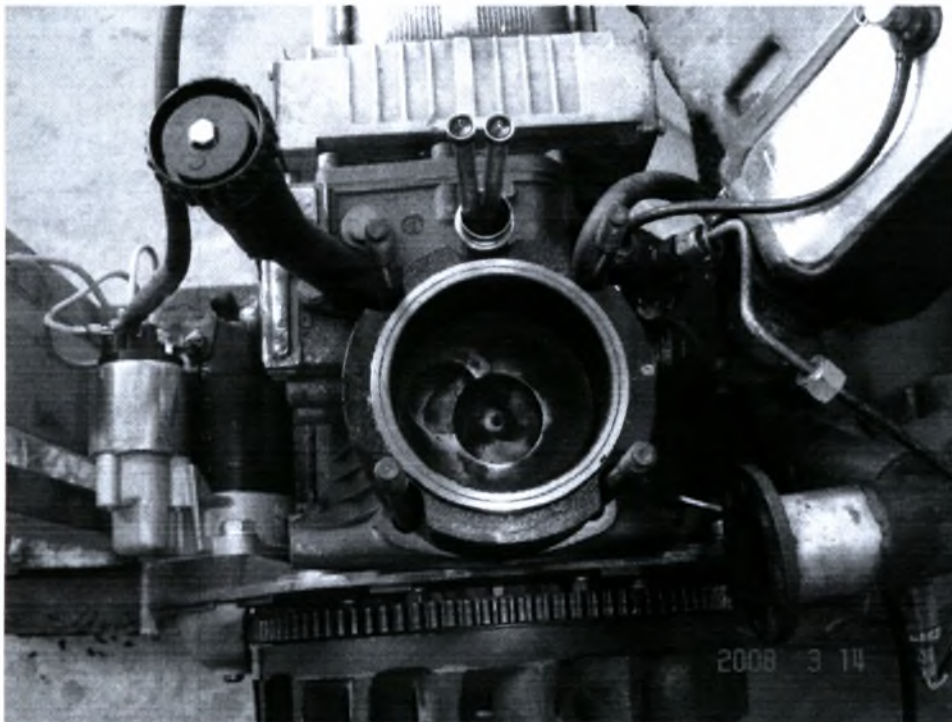
Πίνακας 14: Χαρακτηριστικά μονοκύλινδρου κινητήρα Ruggerini RF91

Type	RF 91
Principle of operation	DI Diesel, 4-st
Bore x Stroke [mm]	90x75
Displacement [cm ³]	477
Cylinders	1
Power [kW] DIN 70020 (80/1269/CEE) ISO 1585	8.1
Power [kW] "B" DIN 6271 NB ISO 3046 IFN	7.5
Power [kW] "A" DIN 6271NA ISO 3046 ICXN	7.0
Engine Speed [rpm]	3600
Max Torque [Nm]/rpm	25/ 2500
Tank capacity [l]	4.3
Oil capacity [l]	2
Weight [kg]	48

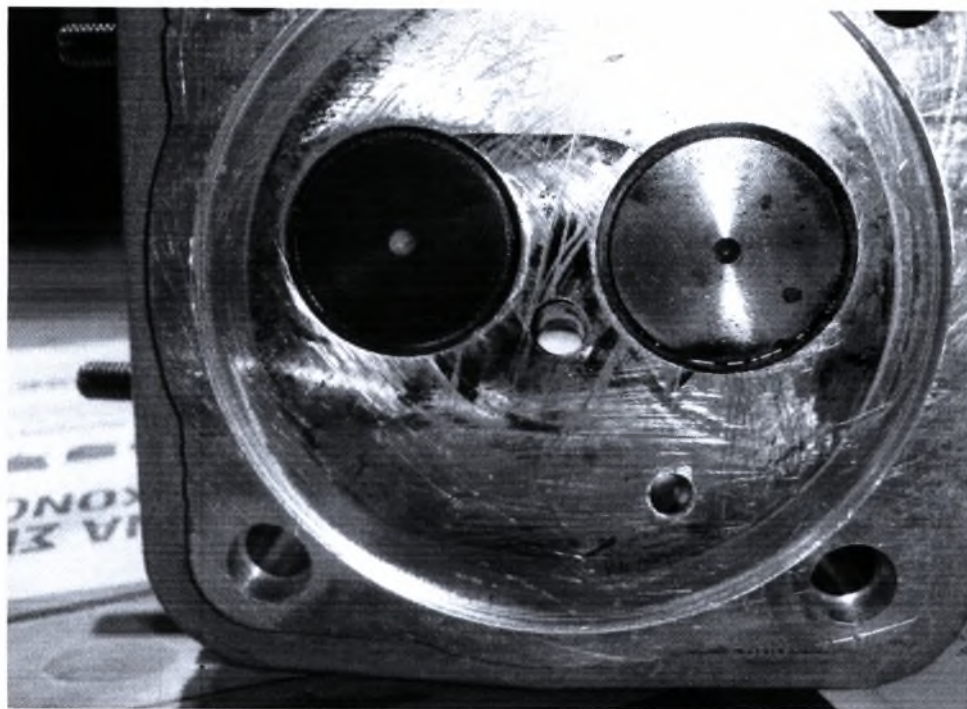
Στις φωτογραφίες που ακολουθούν φαίνεται ο κινητήρας πριν από τις επεμβασεις, η διαμόρφωση της άνω επιφανείας του εμβόλου του κινητήρα και η οπή με σπείρωμα που ανοίχτηκε στην κυλινδροκεφαλή για την τοποθέτηση του πιεζοηλεκτρικού αισθητή πίεσης (κάτω δεξιά).



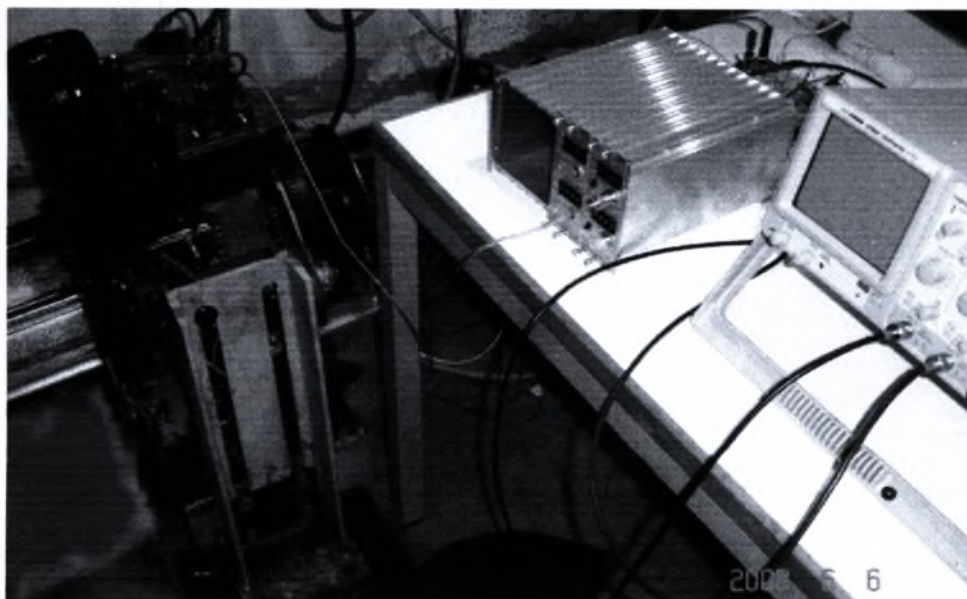
Εικόνα 64 Ο μονοκύλινδρος κινητήρας Rugggerini RF91 με συνδεδεμένη την ηλεκτρογεννήτρια 6 kVA.



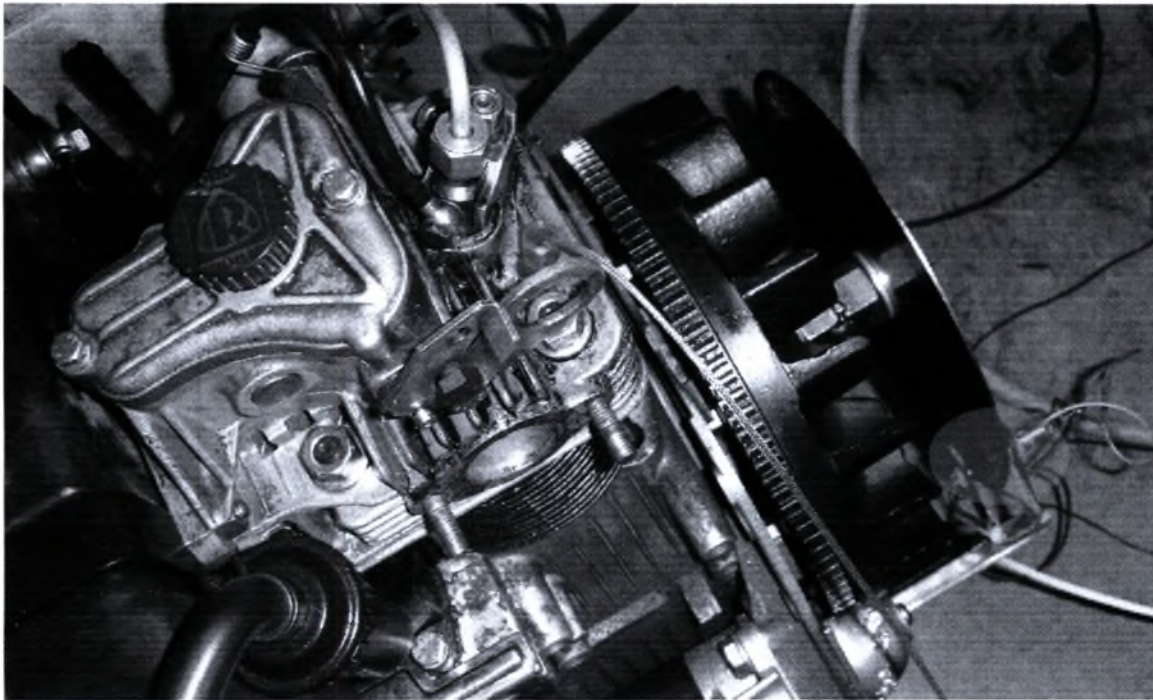
Εικόνα 65 Ο μονοκύλινδρος κινητήρας Rugggerini RF95 μετά την αφαίρεση της κυλινδροκεφαλής του.



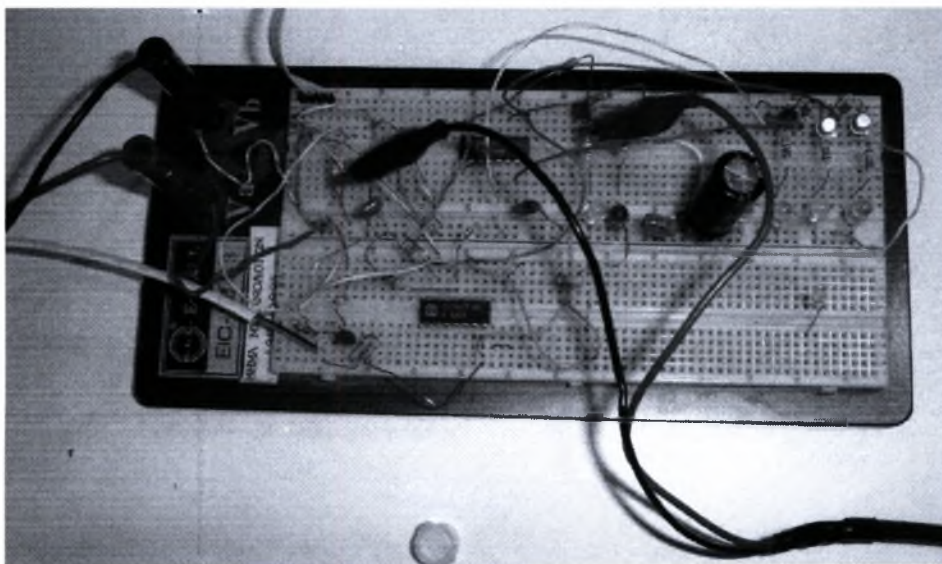
Εικόνα 66: Κάτω δεξιά φαίνεται η διανοιχθείσα οπή με σπείρωμα στην κυλινδροκεφαλή, για την τοποθέτηση του πιεζοκρυσταλλου μέτρησης πίεσης κυλίνδρου.



Εικόνα 67: Το σύστημα λήψης δυναμοδεικτικού διαγράμματος επί του κινητήρα RF91 (πιεζοηλεκτρικός αισθητής πίεσης κυλίνδρου Quartz pressure transducer τύπου 6052B1 (0-250 bar, 20pC/bar), Charge Amplifier τύπου 5044A της KISTLER AG. – παλμογράφος – διάταξη οπτοηλεκτρονικής καταγραφής



Εικόνα 68 Λεπτομέρειες αισθητήρων: Στις πράσινες ελλείψεις, αριστερά ο πιεζοηλεκτρικός αισθητής πίεσης κυλίνδρου, δεξιά ο laser – πομπός και ο δέκτης, εκατέρωθεν του δίσκου με τις 360 σχισμές για την οπτοηλεκτρονική καταγραφή της γωνίας στροφάλου.



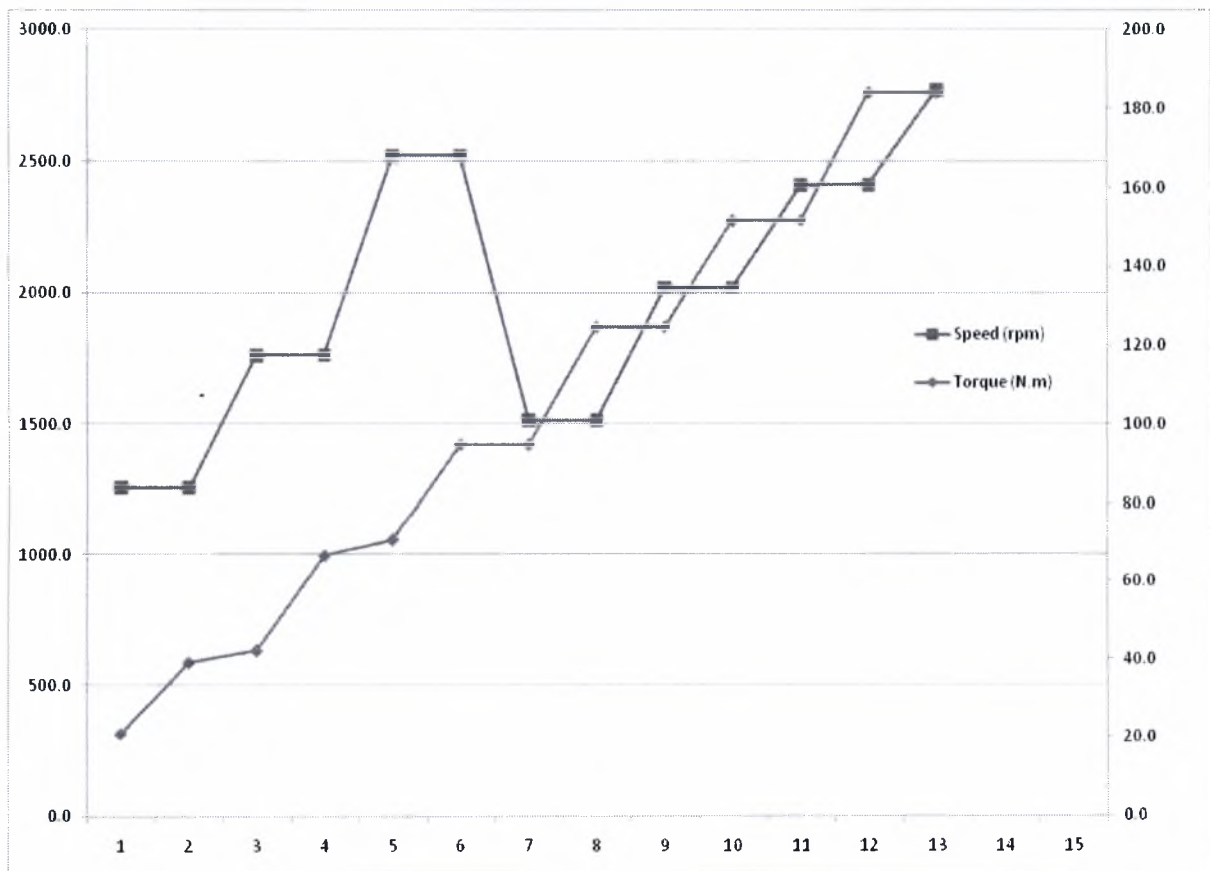
Εικόνα 69 Το ηλεκτρονικό κύκλωμα για την οπτοηλεκτρονική μέτρηση της γωνίας στροφάλου με τον laser – πομπός και το δέκτη.

6 ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΚΑΙ ΠΡΩΤΟΚΟΛΛΑ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ

6.1 ΕΠΙΛΟΓΗ ΜΕΙΓΜΑΤΩΝ: REFERENCE, 30%, 50%, 100%

Μετά τη διενέργεια προκαταρκτικών μετρήσεων με B20 και B100, διαπιστώθηκε η καλή λειτουργία του κινητήρα και με τα δύο μίγματα. Δεδομένου ότι ήδη στο καύσιμο Diesel κίνησης που διανέμεται σήμερα στην Ελλάδα, υπάρχει αναμεμιγμένο 5% biodiesel, θεωρήθηκε σκόπιμο να επικεντρωθούμε στη μελέτη μιγμάτων με σημαντικό ποσοστό ανάμιξης biodiesel. Για το σκοπό αυτό επιλέχθηκε να συνεχίσουμε και να πραγματοποιήσουμε τον κύριο όγκο των μετρήσεών μας με μίγμα B70 (70% biodiesel). Προκειμένου να έχουμε μία καλή εικόνα της κατάστασης του συστήματος έγχυσης του κινητήρα πριν την χρήση biodiesel, πραγματοποιήθηκε επιθεώρηση των ακροφυσίων και καταγραφή πιέσεων στο rail με καύσιμο αναφοράς.

6.2 ΕΠΙΛΟΓΗ ΚΥΚΛΟΥ ΔΟΚΙΜΩΝ ΣΤΟΝ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DW10



Εικόνα 70: Ο κύκλος PSA#1 που επιλέχθηκε για την πρώτη σειρά δοκιμών

Ο συγκεκριμένος κύκλος δοκιμών προγραμματίστηκε στον controller της πέδης (Test Sequence Editor).



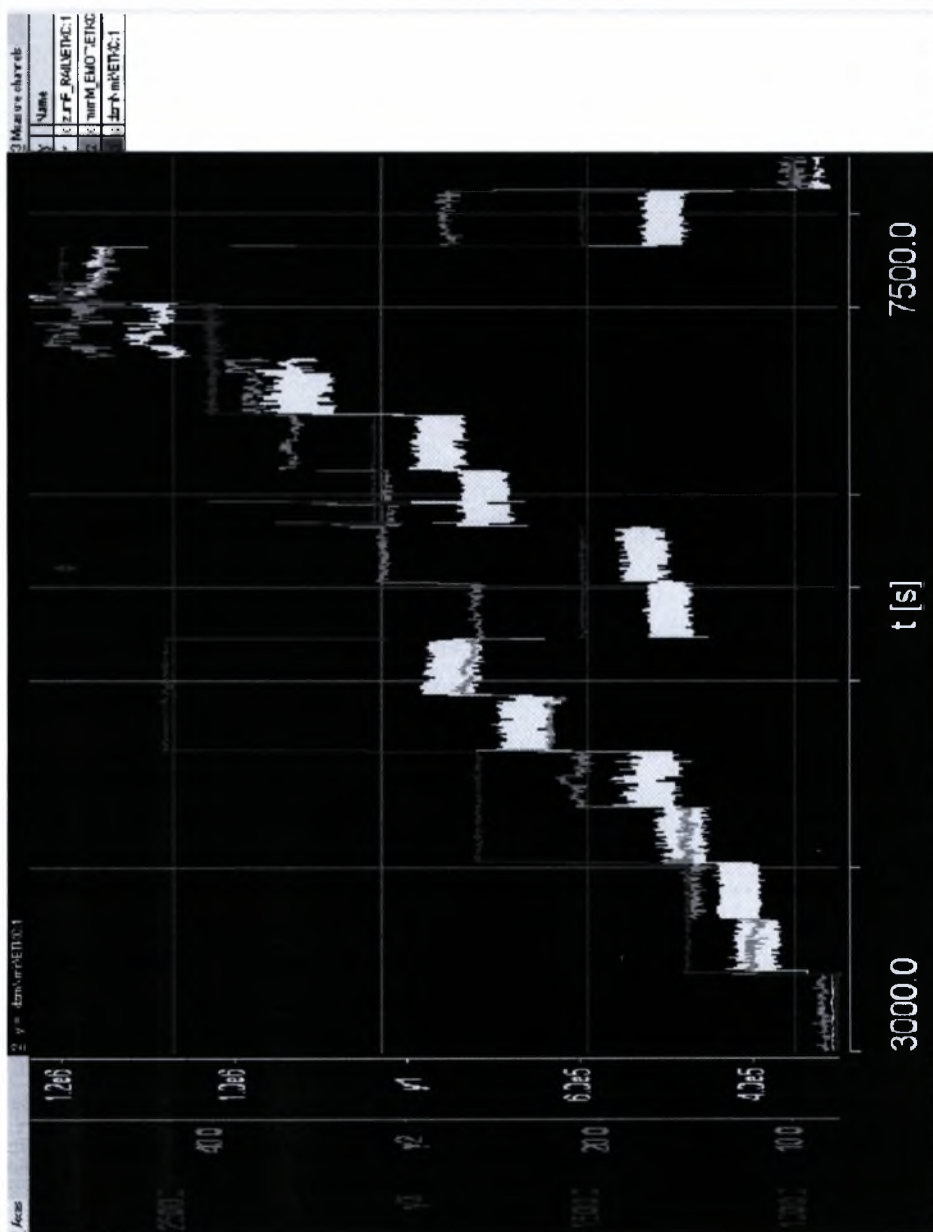
Εικόνα 71 Προγραμματισμός κύκλου δοκιμών στον test sequence editor του controller της πέδης

6.3 ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΙΣΜΟΣ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ ΜΕ ΤΟ ΜΟΝΟΚΥΛΙΝΔΡΟ ΚΙΝΗΤΗΡΑ RUGGERINI RF91 (ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΑΡΙΘΜΟΥ ΚΕΤΑΝΙΟΥ)

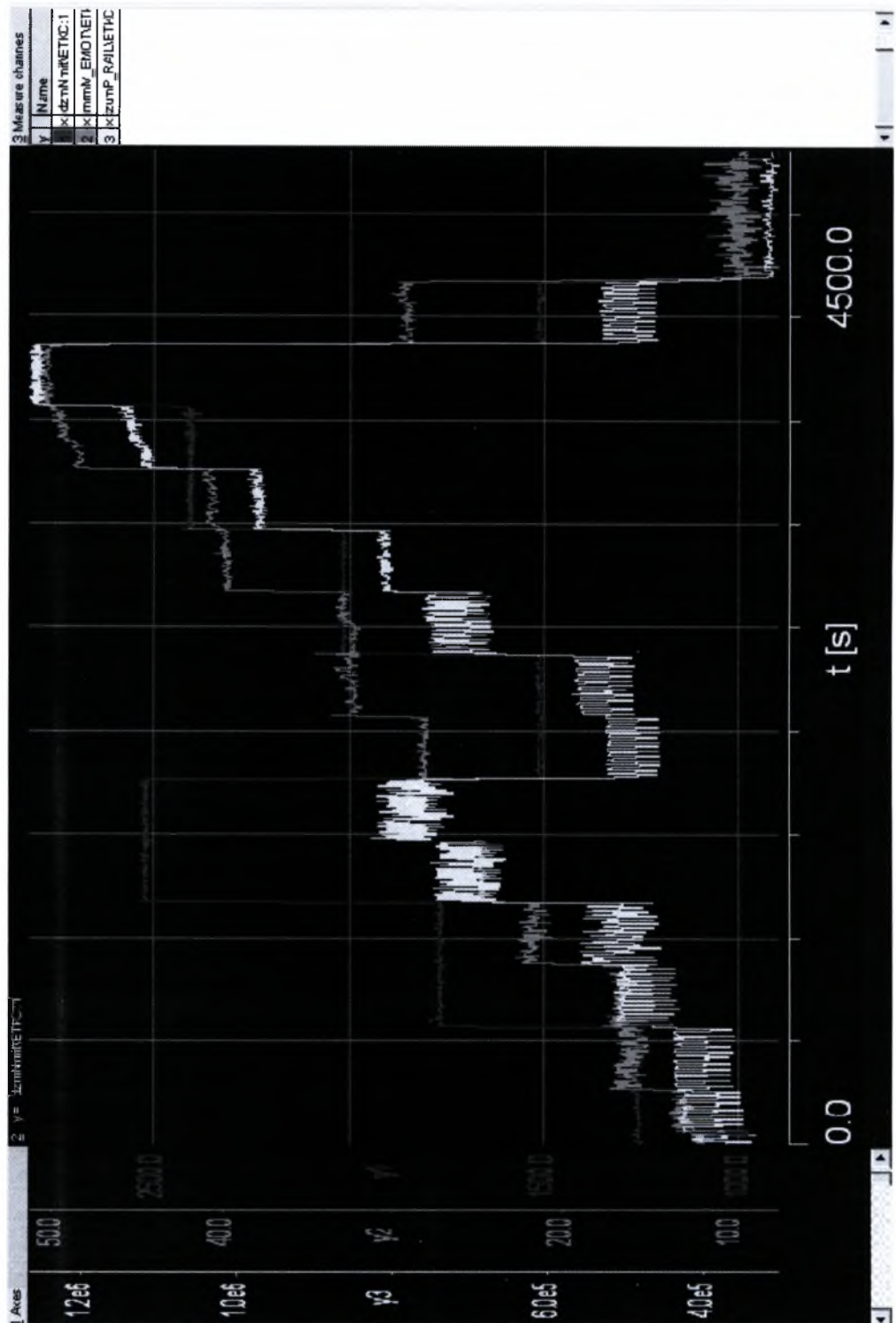
Σχεδιάστηκε και υλοποιείται νέα πειραματική διάταξη επί του μονοκύλινδρου κινητήρα Rugggerini RF91, προκειμένου να ληφθεί δυναμοδεικτικό διάγραμμα σε χαρακτηριστικά σημεία λειτουργίας, και να μελετηθεί με τον τρόπο αυτό η επίδραση του biodiesel στη γραμμή καύσης κινητήρα DI συμβατικής τεχνολογίας έγχυσης.

7 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ

Τα συνολικά αποτελέσματα από τις δοκιμές με καυσίμο Diesel και Biodiesel παρουσιάζονται στις Εικόνες 72 και 73 αντίστοιχα.

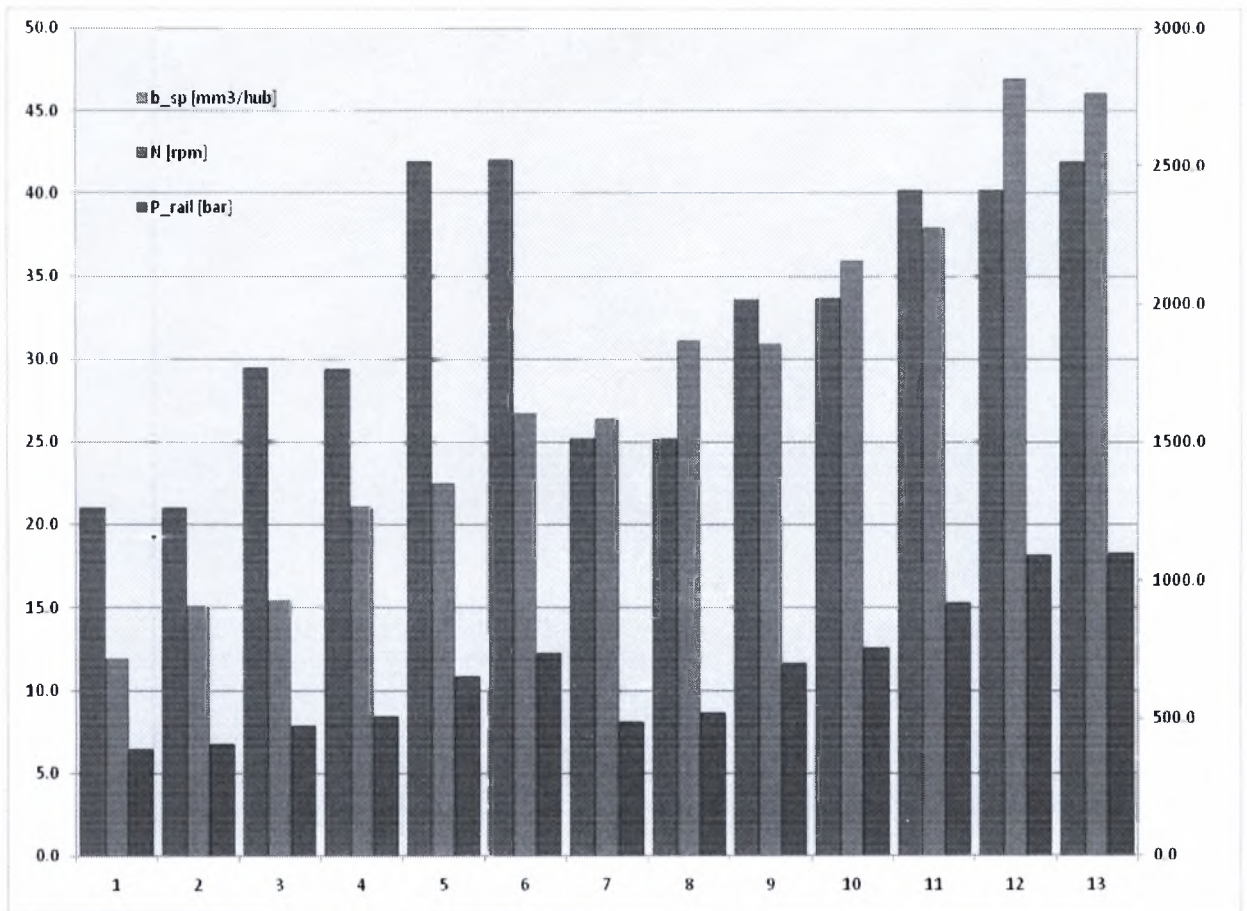


Εικόνα 72: Αποτελέσματα (100% Diesel κίνησης)

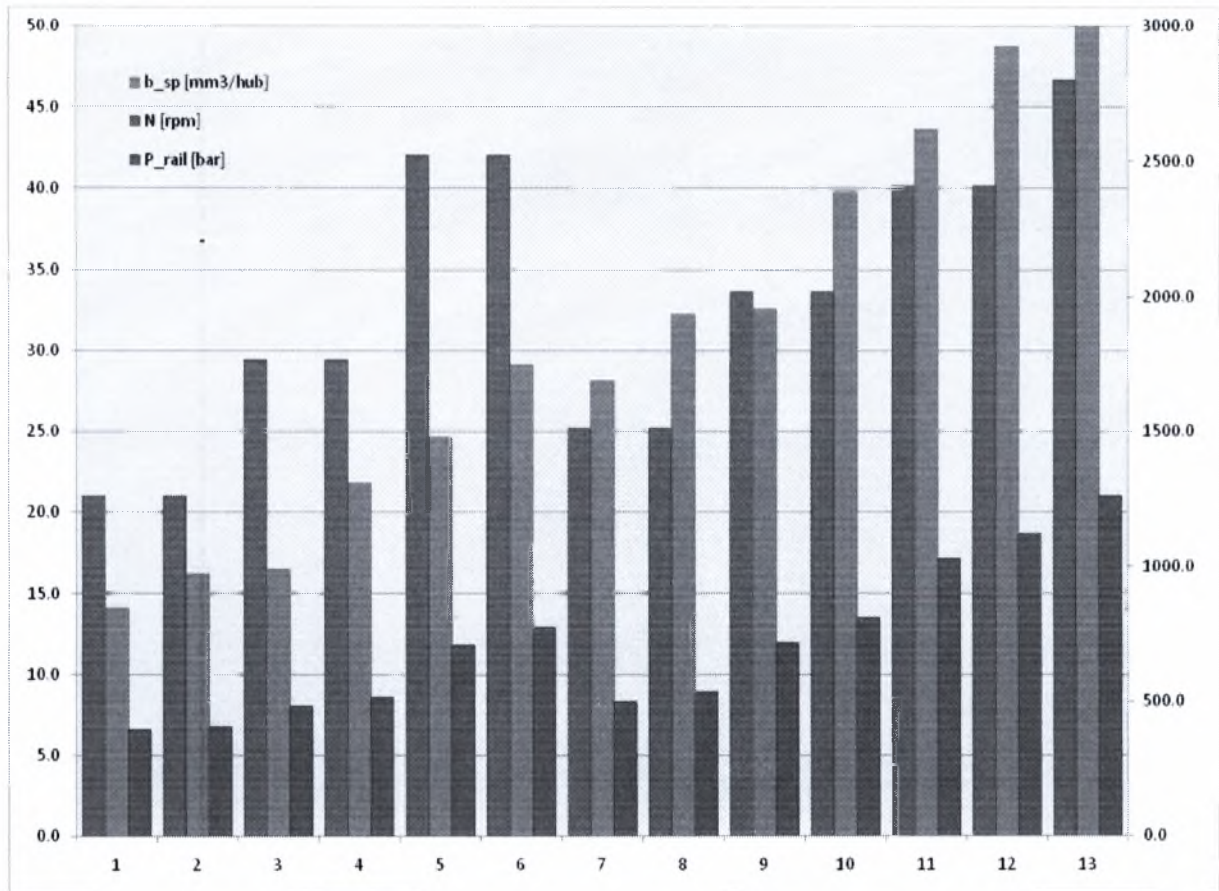


Εικόνα 73: Αποτελέσματα (70% biodiesel - 30 % Diesel κίνησης)

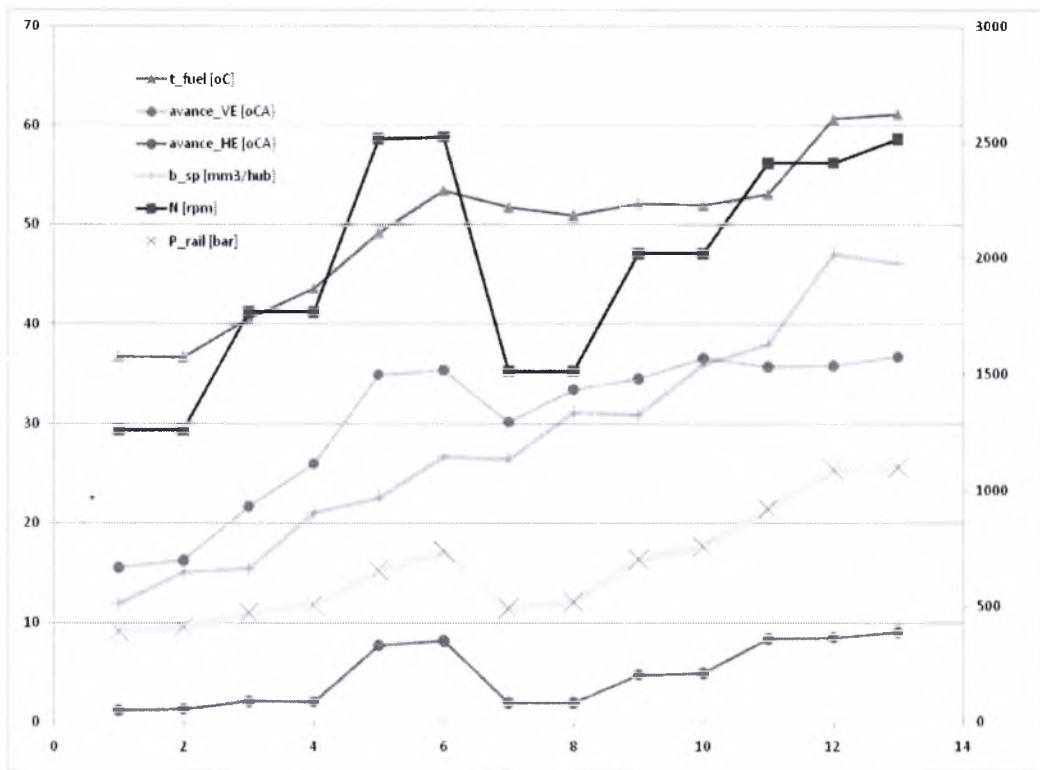
7.1 ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΣΤΑ ΣΗΜΕΙΑ STEADY STATE (TEST PSA#1)



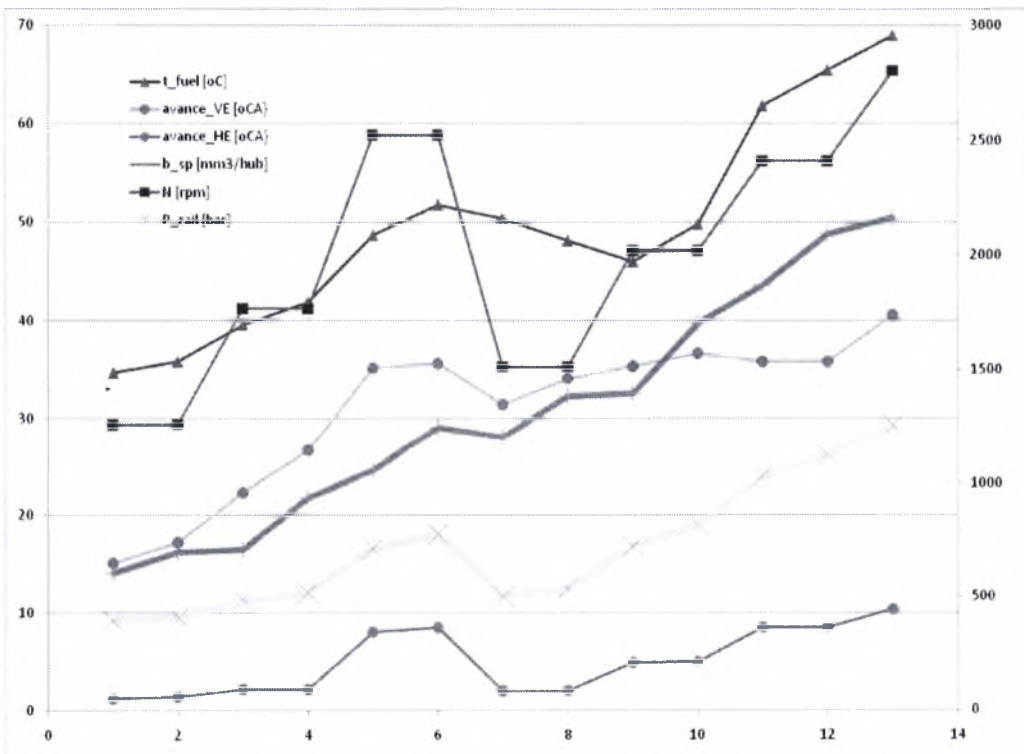
Εικόνα 74: Diesel κίνησης



Εικόνα 75: 70% biodiesel



Εικόνα 76: Αποτελέσματα (μέσες τιμές) στα σημεία steady state – καύσιμο Diesel κίνησης



Εικόνα 77: Αποτελέσματα (μέσες τιμές) στα σημεία steady state – καύσιμο 70% biodiesel

Συγκρίνοντας τα παραπάνω αποτελέσματα, γίνεται φανερή η αυξημένη κατανάλωση κατ' όγκον καυσίμου που συνεπάγεται η χρήση βιοντήζελ. Για παράδειγμα, στις 2520 rpm και 100 Nm παρατηρείται αύξηση της μέσης τιμής παροχής καυσίμου ανα εμβολισμό από 26.7 σε 29.1 mm³/hub.

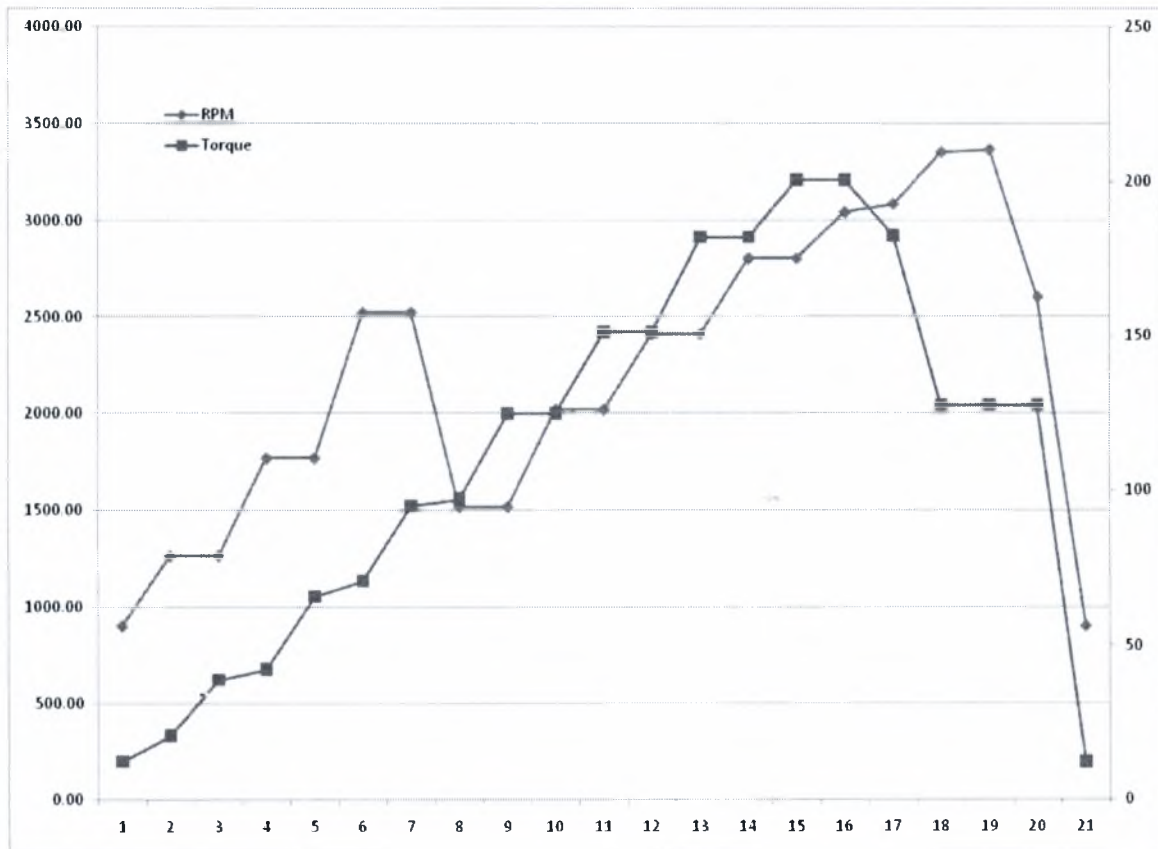
Η αύξηση αυτή δικαιολογείται σε ικανοποιητικό βαθμό από την μειωμένη κατ' ογκον κατώτερη θερμογόνο δύναμη του μίγματος 70% βιοντήζελ (βλ. ιδιότητες των αντίστοιχων καυσίμων από κεφ. 3.3). Συγκεκριμένα, ένας συγκριτικός υπολογισμός του ενεργειακού περιεχομένου των δύο καυσίμων, επιβεβαιώνει τις παραπάνω τιμές ως αναμενόμενες:

Diesel κίνησης: $0.825 \text{ kg/dm}^3 * 26.7 \text{ mm}^3/\text{hub} * 43 \text{ MJ/kg} = 947 \text{ J/hub}$

Biodiesel 70%: $0.883 \text{ kg/dm}^3 * 29.1 \text{ mm}^3/\text{hub} * 37.3 \text{ MJ/kg} = 958 \text{ J/hub}$

7.2 ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΣΤΑ ΣΗΜΕΙΑ STEADY STATE (TEST PSA#2)

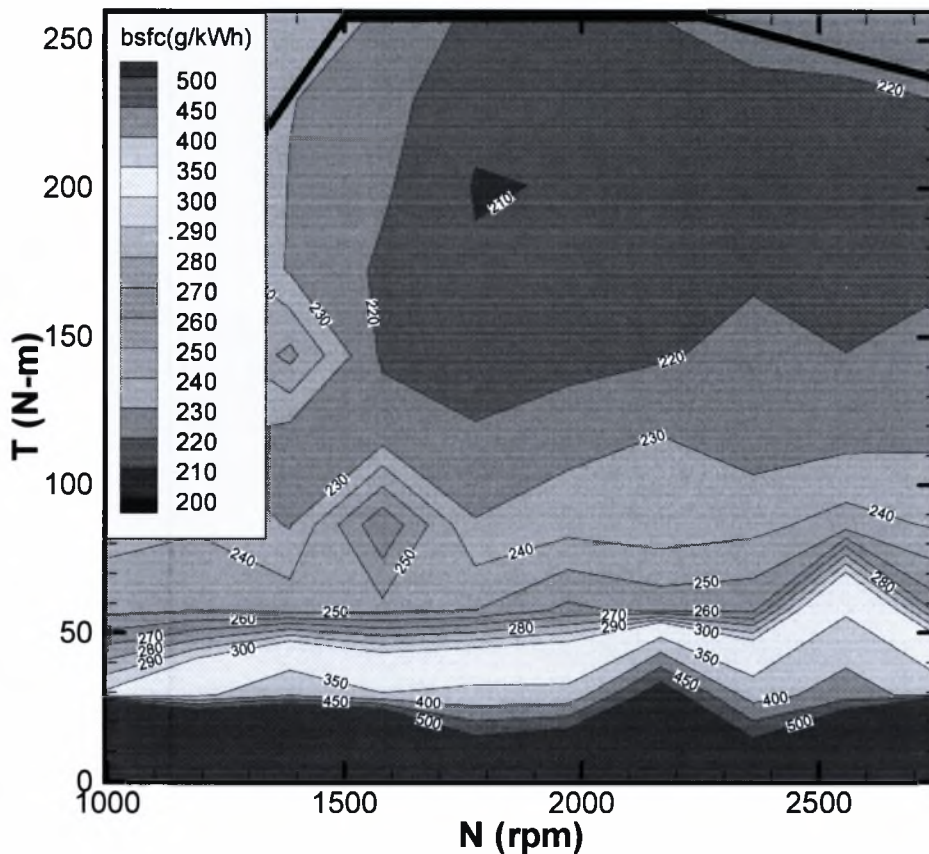
Προκειμένου να ελεγχθεί η επαναληψιμότητα των μετρήσεων, αλλά και να συλλεγούν στοιχεία για τη συμπεριφορά του κινητήρα σε μεγαλύτερο εύρος του πεδίου λειτουργίας του κινητήρα, διενεργήθηκε δεύτερη σειρά μετρήσεων, στον κύκλο PSA#2 που απεικονίζεται στην εικόνα 78



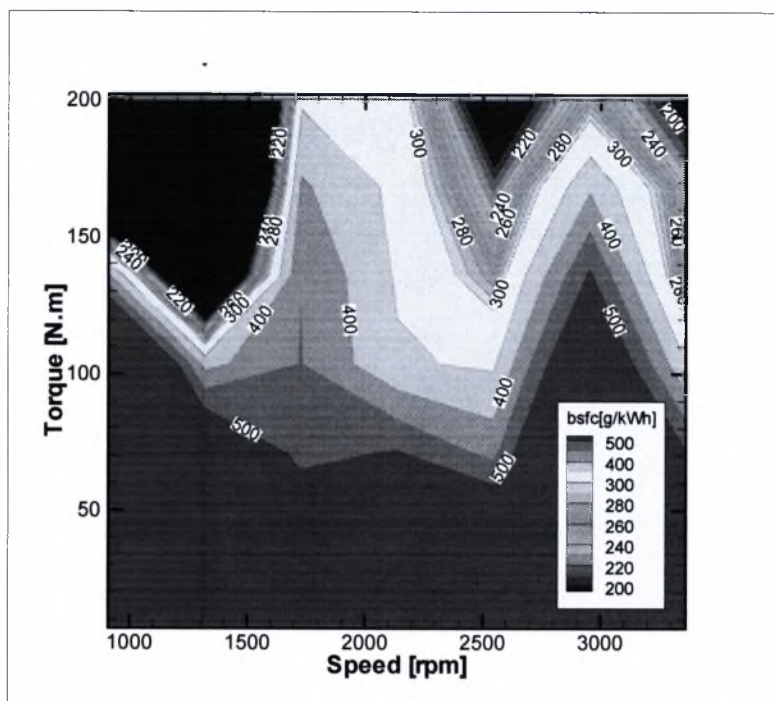
Εικόνα 78: Ο κύκλος PSA#2 που επιλέχτηκε για τη δεύτερη σειρά δοκιμών

7.3 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΕΓΧΥΣΗΣ

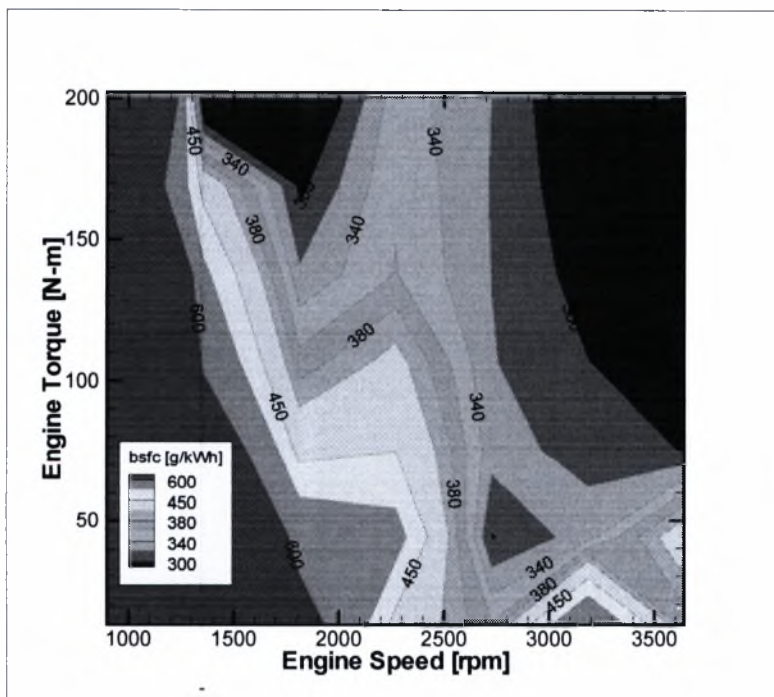
Συγκρίνοντας και πάλι τα παραπάνω αποτελέσματα στα σημεία steady state, διαπιστώνουμε ότι η αύξηση του εγγεόμενου όγκου καυσίμου υλοποιείται μέσω αντίστοιχα αυξημένης πίεσης rail.



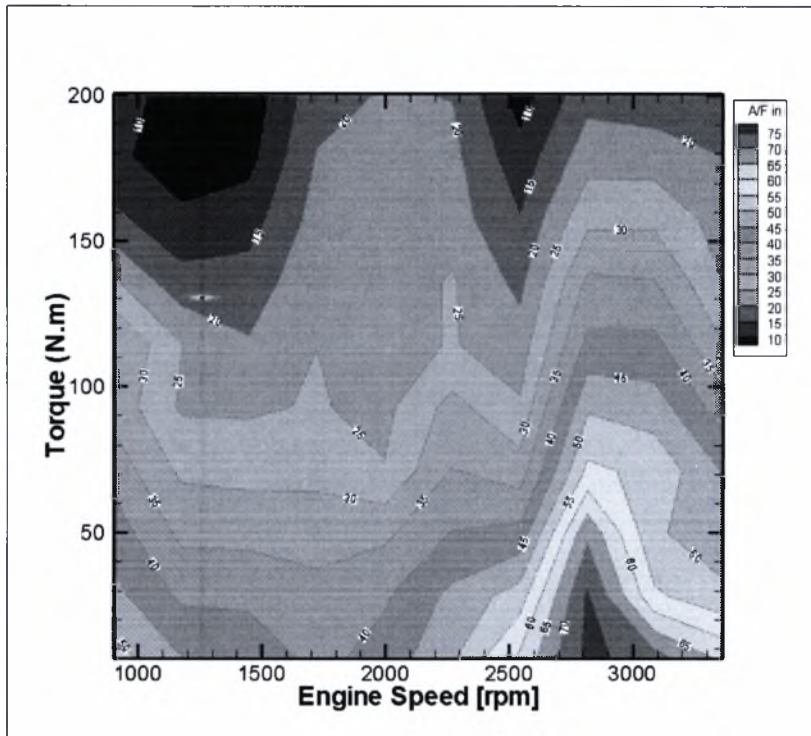
Εικόνα 79: Ειδική κατανάλωση καυσίμου (baseline – PSA measurements, Diesel κίνησης)



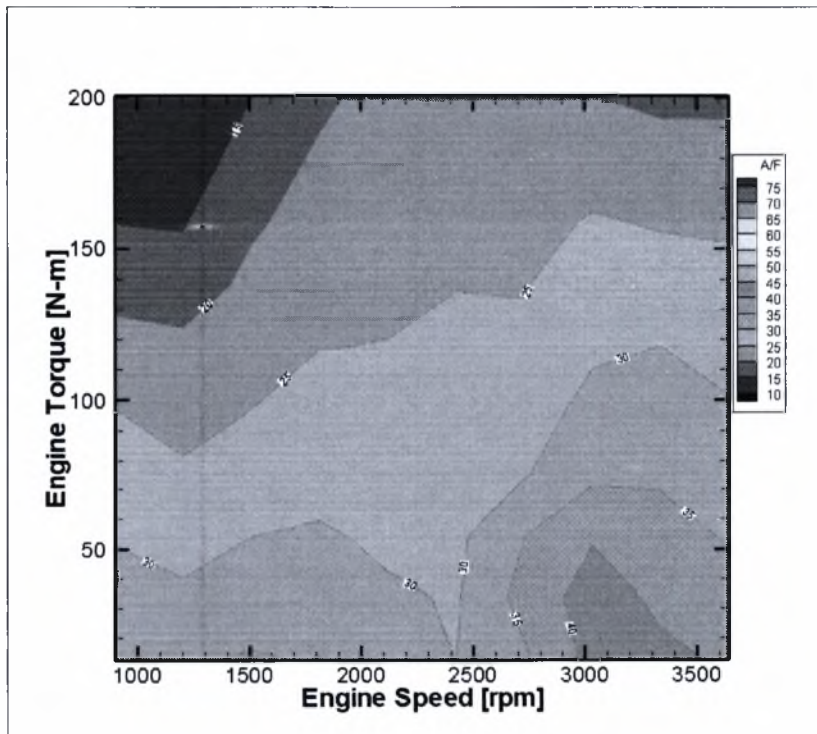
Εικόνα 80: Ειδική κατανάλωση καυσίμου (our measurements - B70)



Εικόνα 81: Ειδική κατανάλωση καυσίμου(our measurements - 100% Diesel κίνησης)



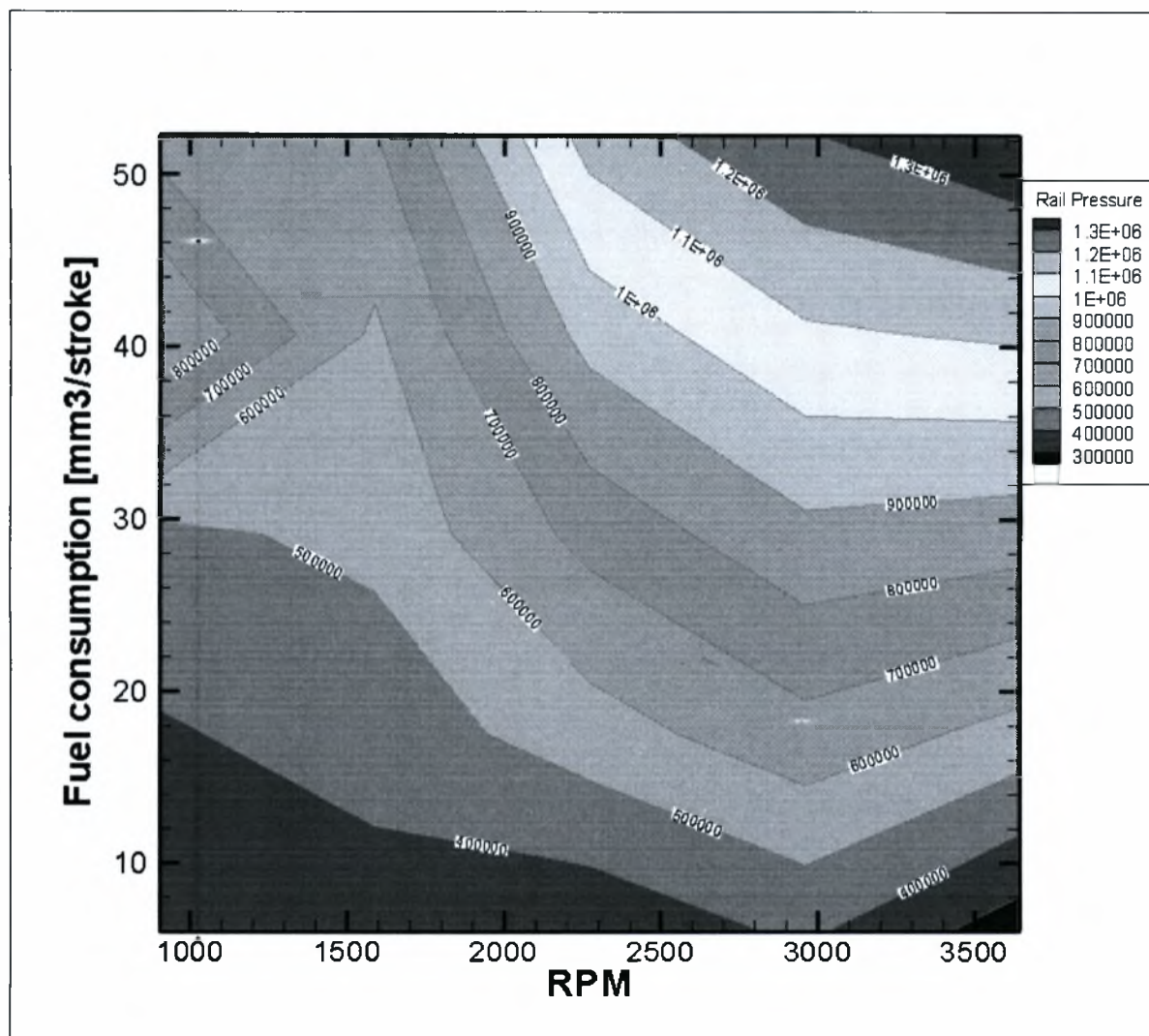
Εικόνα 82: Λόγος αέρα – καυσίμου A/F (our measurements - 100% Diesel κίνησης)



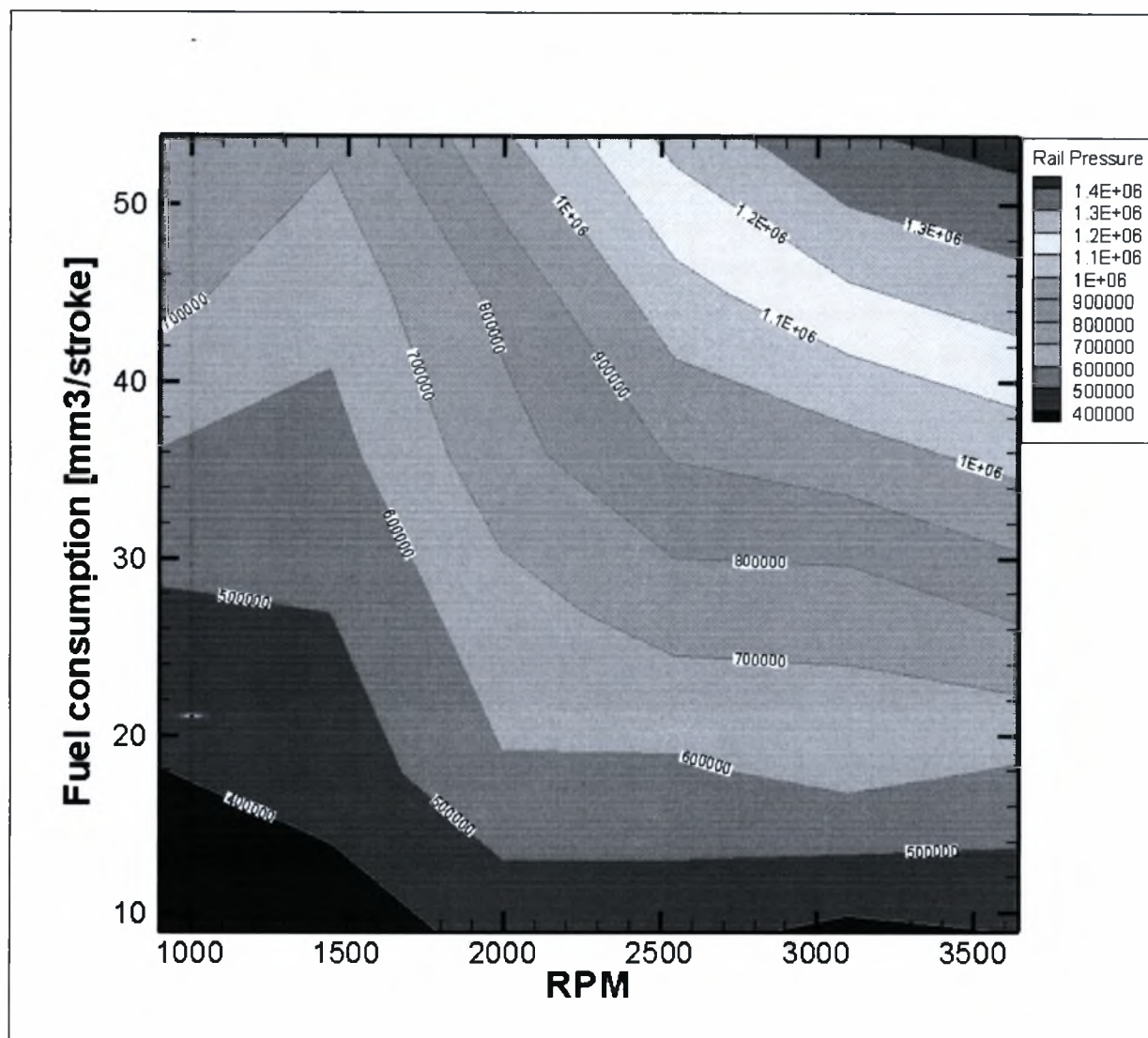
Εικόνα 83: Λόγος αέρα – καυσίμου A/F (our measurements - B70)

7.4 RAIL PRESSURE

Όπως προαναφέρθηκε στην περίπτωση του Biodiesel έχουμε αυξημένη πίεση έγχυσης για κάθε σημείο λειτουργίας. Παρακάτω παρατίθενται οι χάρτες λειτουργίας όπως εξάχθηκαν από τα πειράματα.



Εικόνα 84: Πίεση Έγχυσης (our measurements - B70)

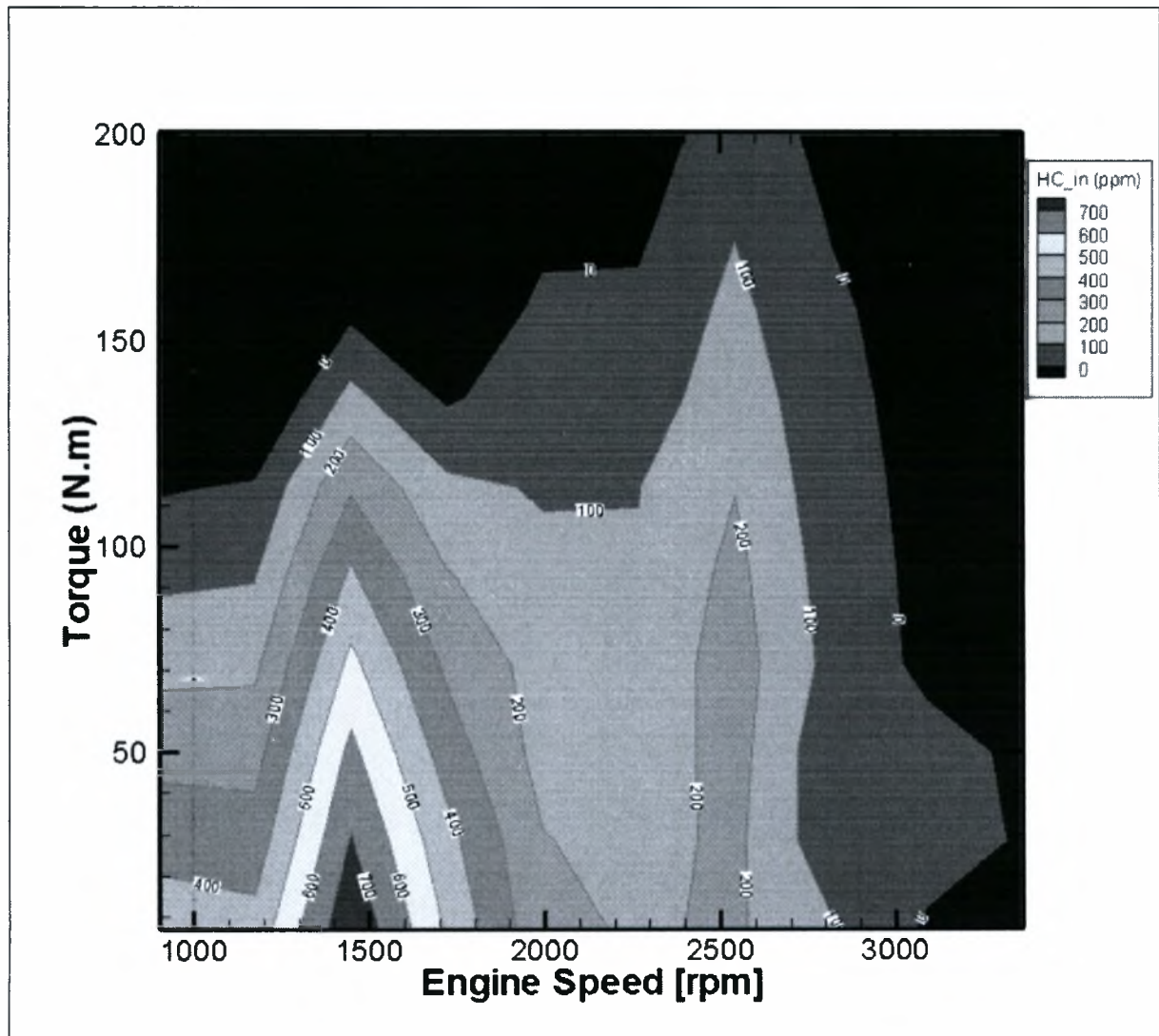


Εικόνα 85: Πίεση Εγκυσης (our measurements - 100% Diesel κίνησης)

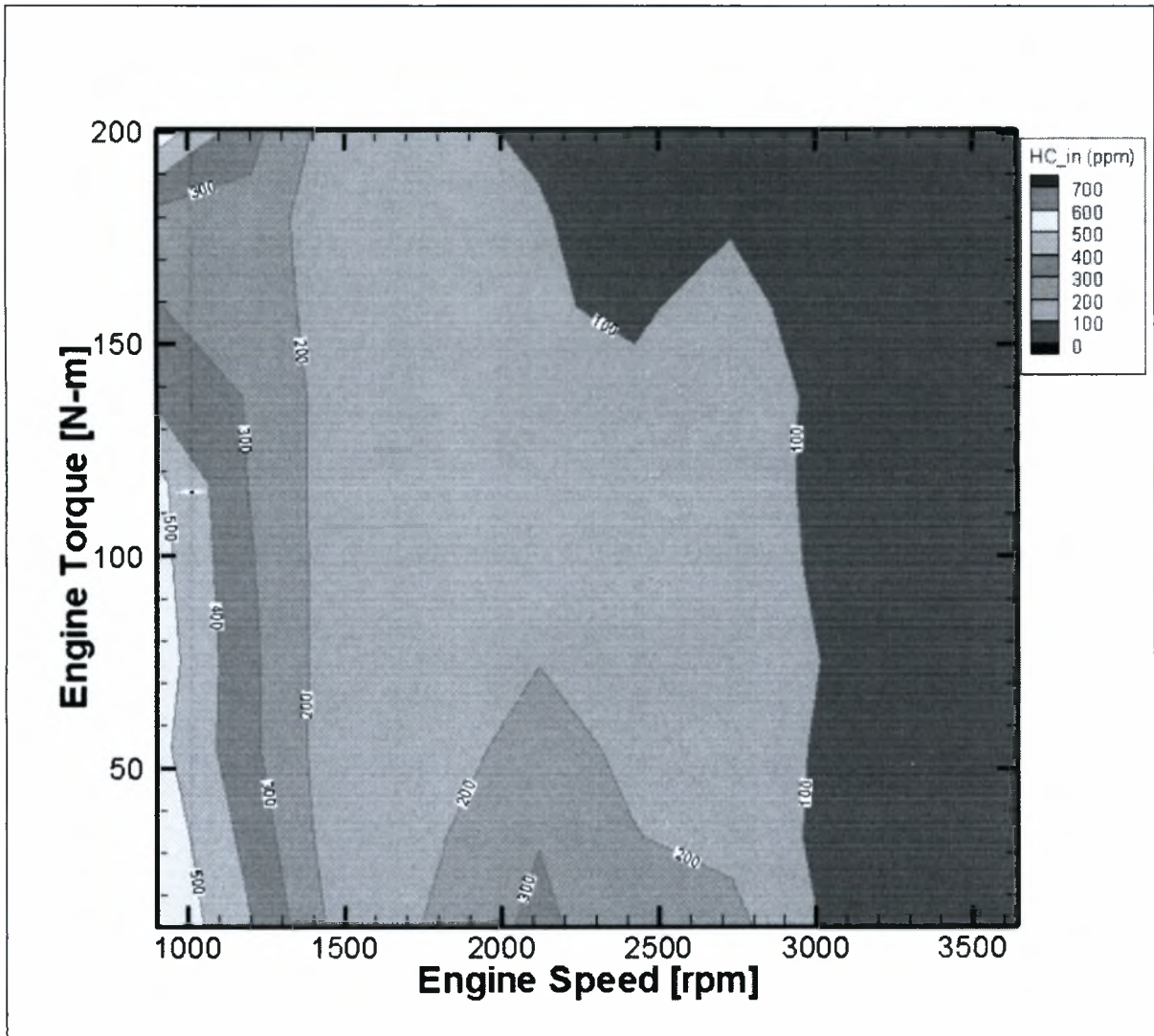
7.5 ΕΚΠΟΜΠΕΣ ΡΥΠΩΝ

Παρακάτω παρουσιάζονται οι χάρτες εκπομπών των νομοθετημένων ρύπων όπως αυτοί εξάχθηκαν από τις μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν.

7.5.1 ΕΚΠΟΜΠΕΣ HC

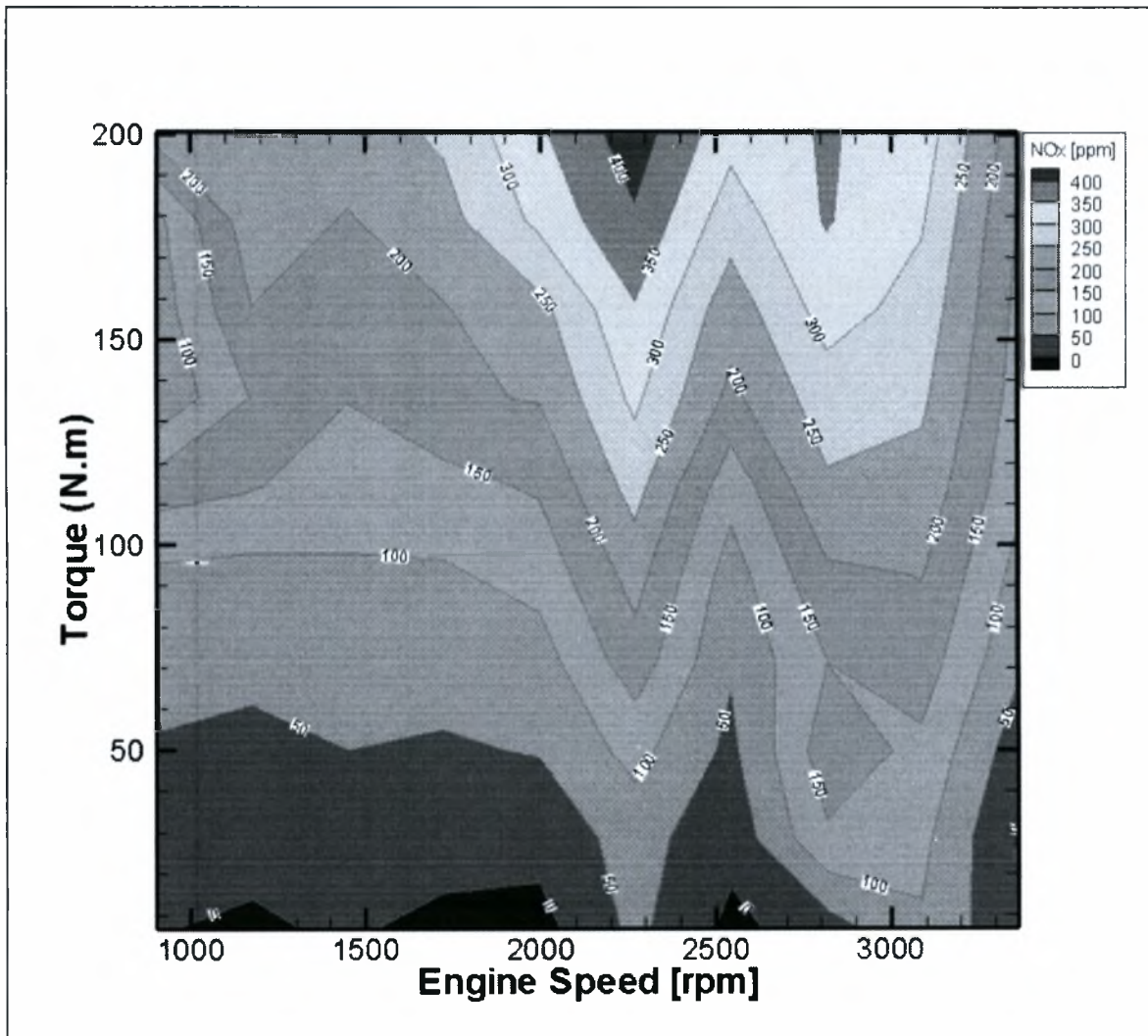


Εικόνα 86: HC_{in} (our measurements - 100% Diesel κίνησης)

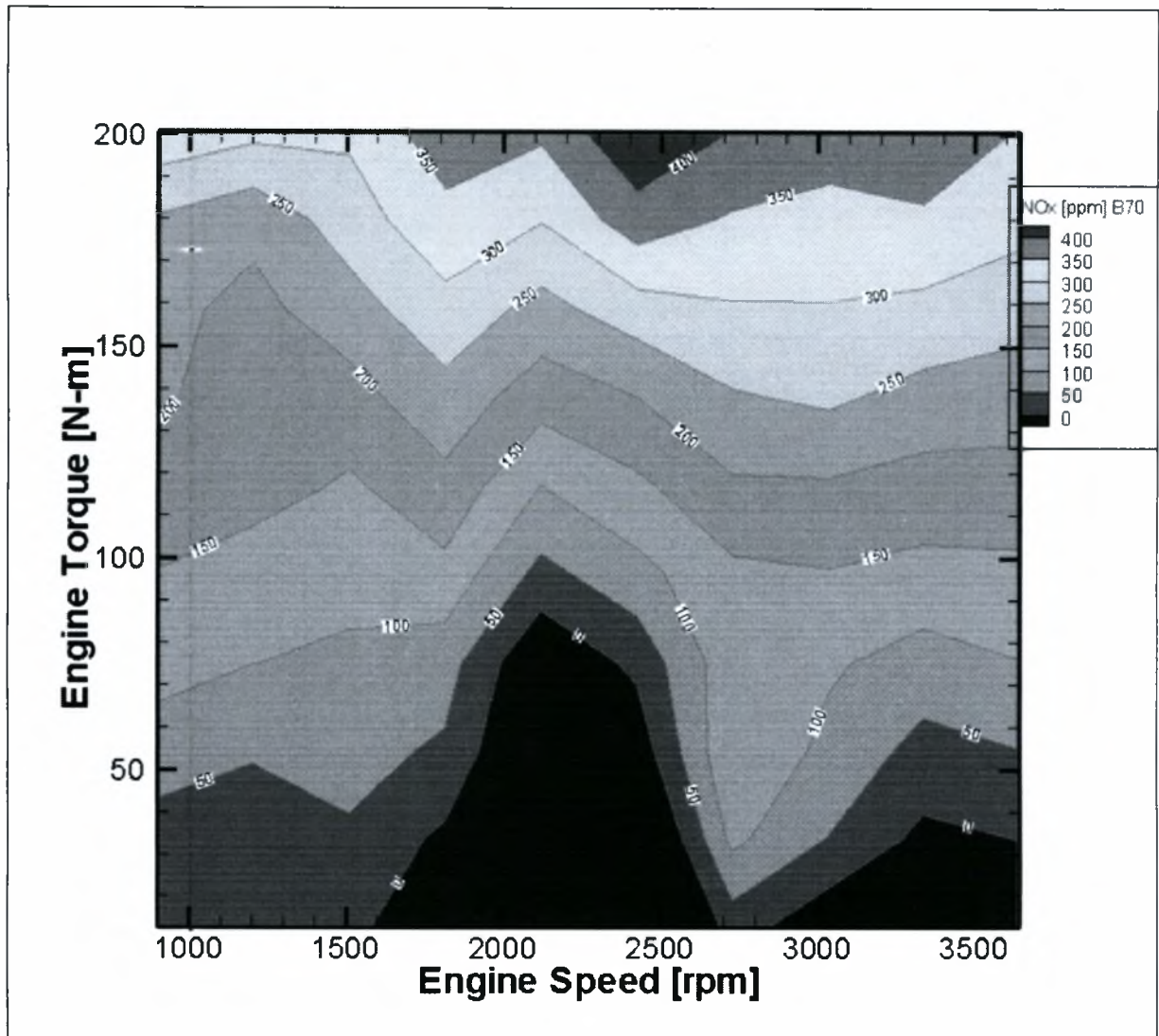


Εικόνα 87: HC_{in} (our measurements – B70)

7.5.2 ΕΚΠΟΜΠΕΣ NOx

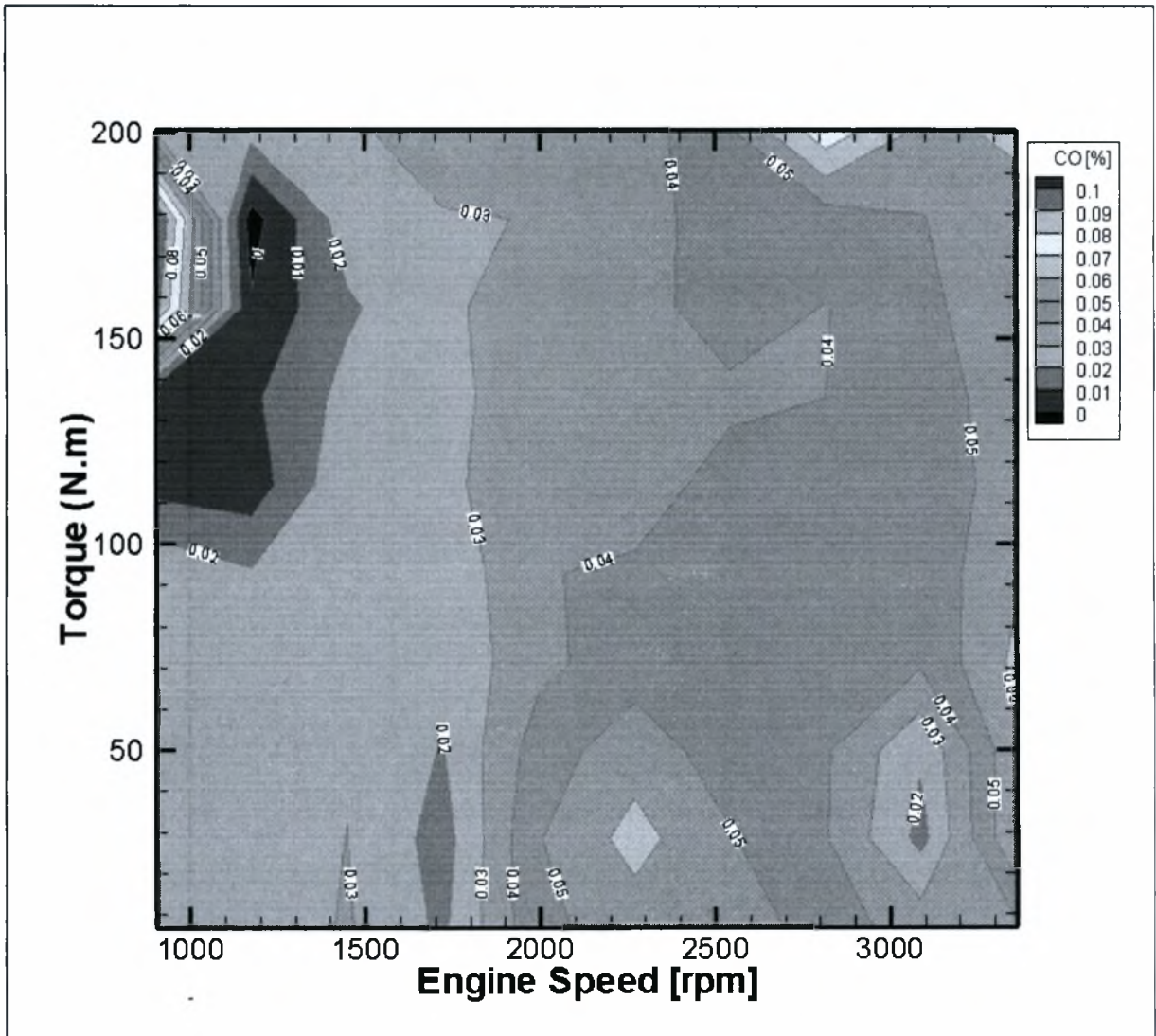


Εικόνα 88: NOx (our measurements - 100% Diesel κίνησης)

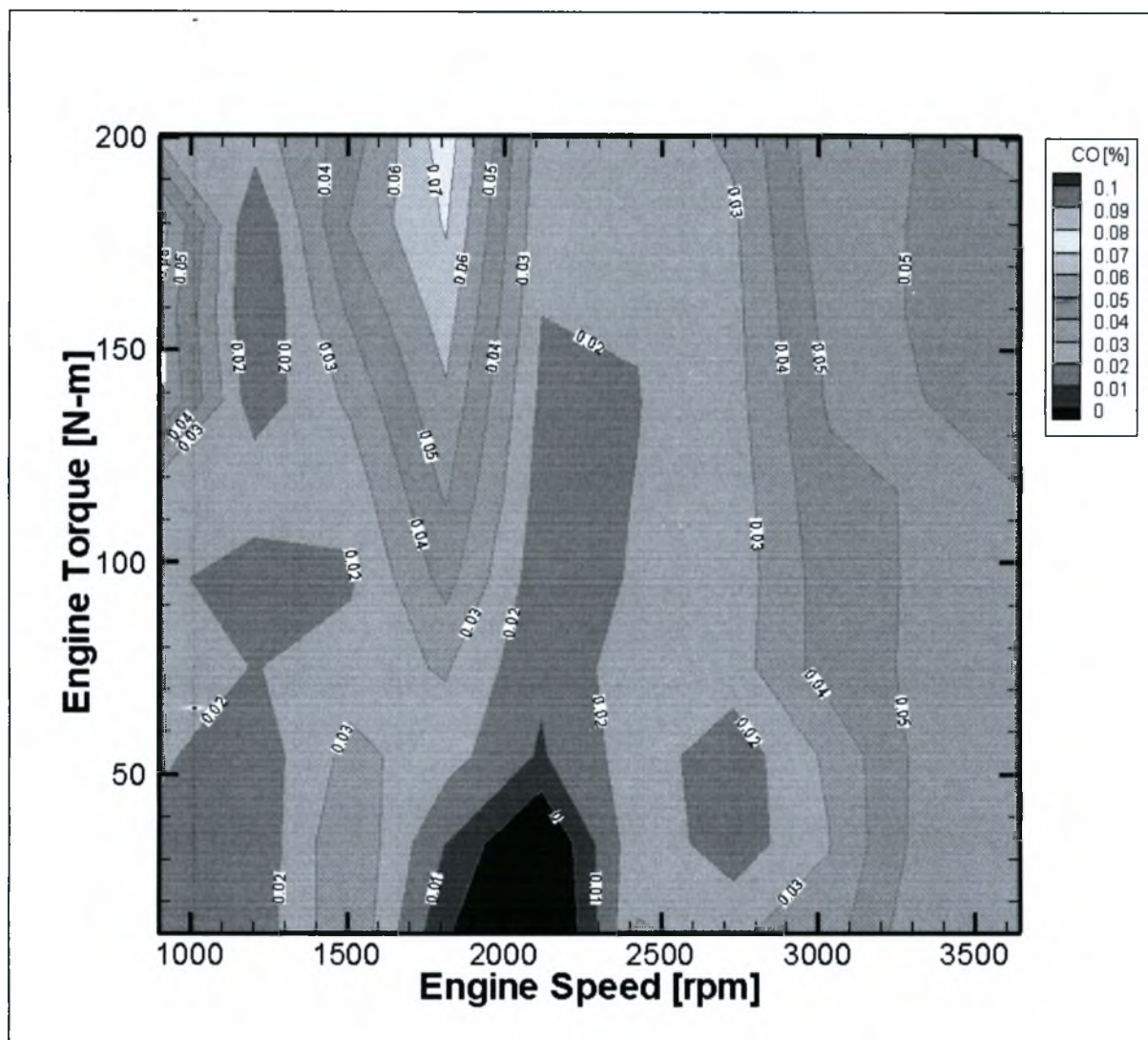


Εικόνα 89: NOx (our measurements - 70% biodiesel – 30% Diesel κίνησης)

7.5.3 ΕΚΠΟΜΠΕΣ CO

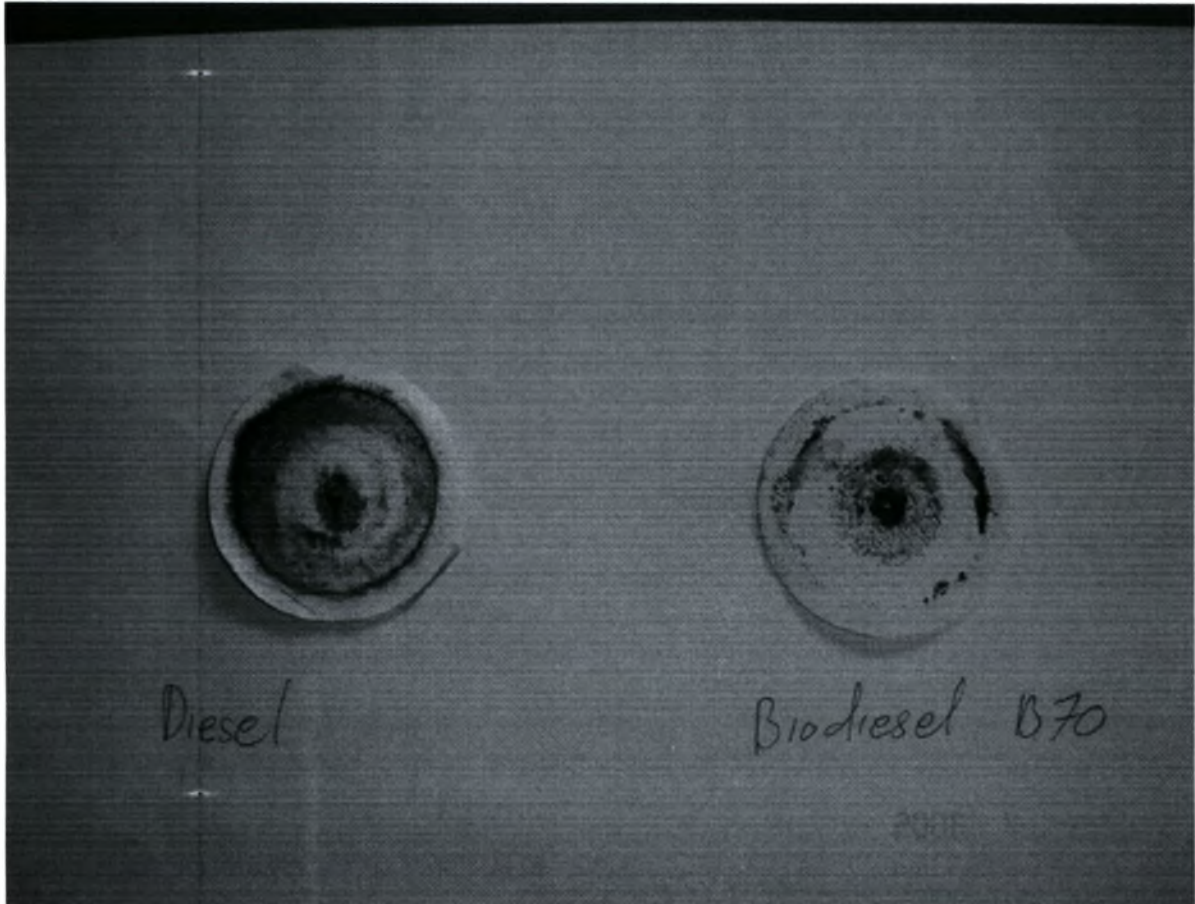


Εικόνα 90:CO (our measurements - 100% Diesel κίνησης)



Εικόνα 91: CO (our measurements - 70% biodiesel – 30% Diesel κίνησης)

7.6 ΕΚΠΟΜΠΕΣ ΑΙΘΑΛΗΣ

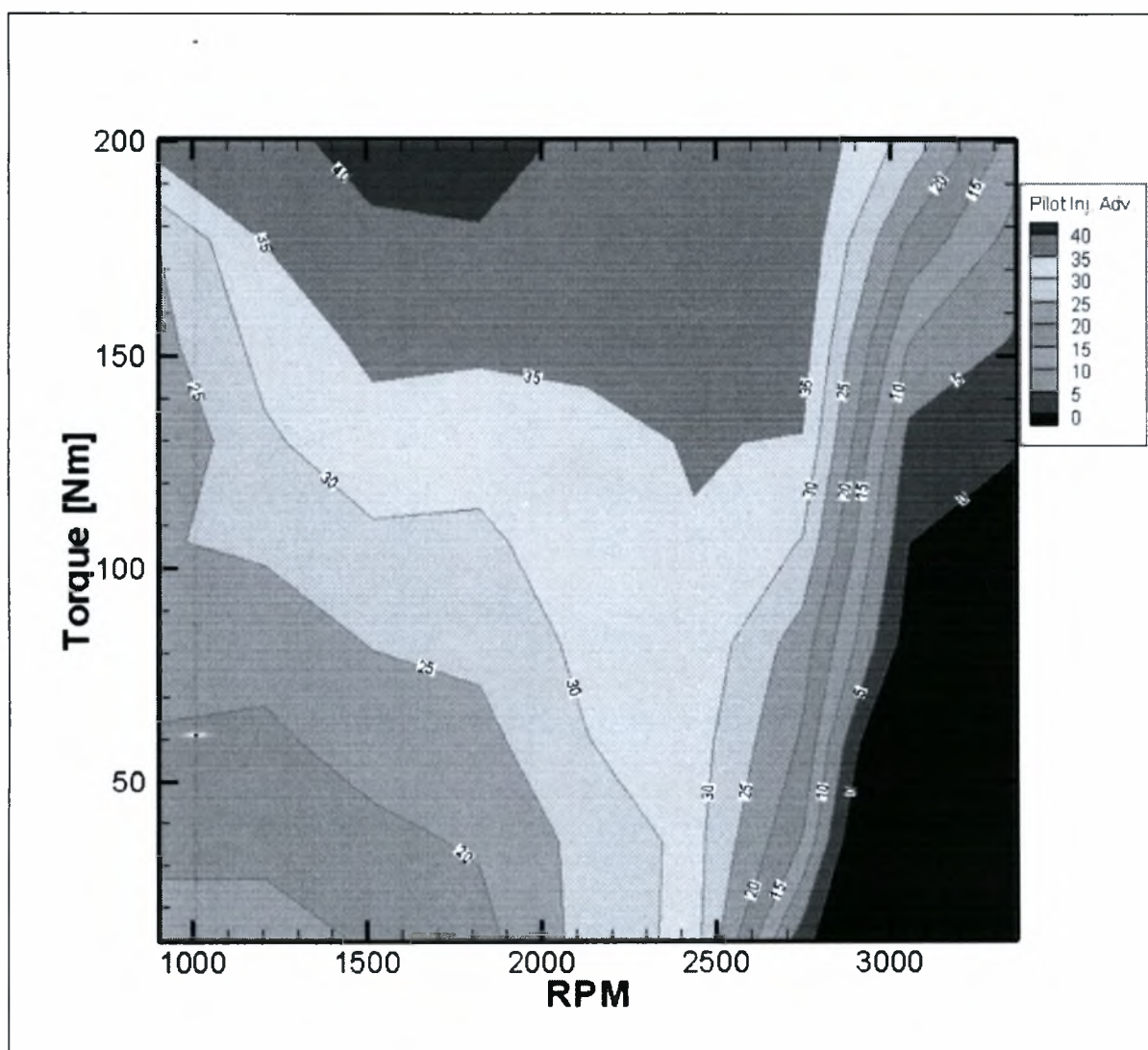


Εικόνα 92: Σύγκριση δειγμάτων αιθάλης από μη αραιωμένο καυσαέριο του κινητήρα DW10 στον κύκλο PSA2 σε φίλτρα Pallflex 47mm: Καύσιμο Diesel –vs- B70

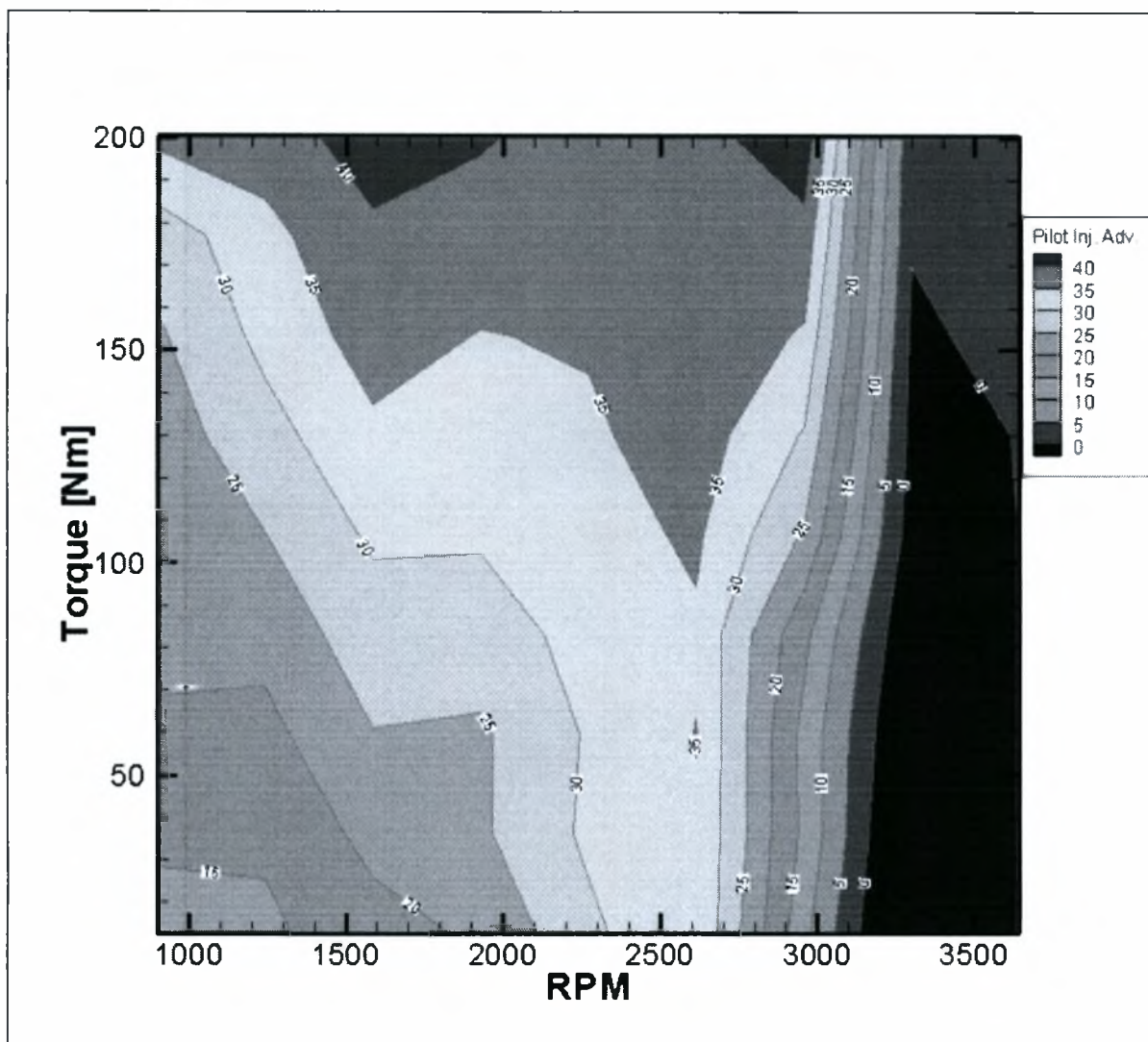
7.7 INCA: ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΒΙΟΔΙΕΣΕΛ ΣΤΙΣ ΒΑΣΙΚΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΥΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Παρακάτω παρατίθενται επίσης οι χάρτες με τις διάφορες παραμέτρους λειτουργίας του κινητήρα όπως αυτές επηρεάζονται από τη χρήση διαφορετικών καυσίμων

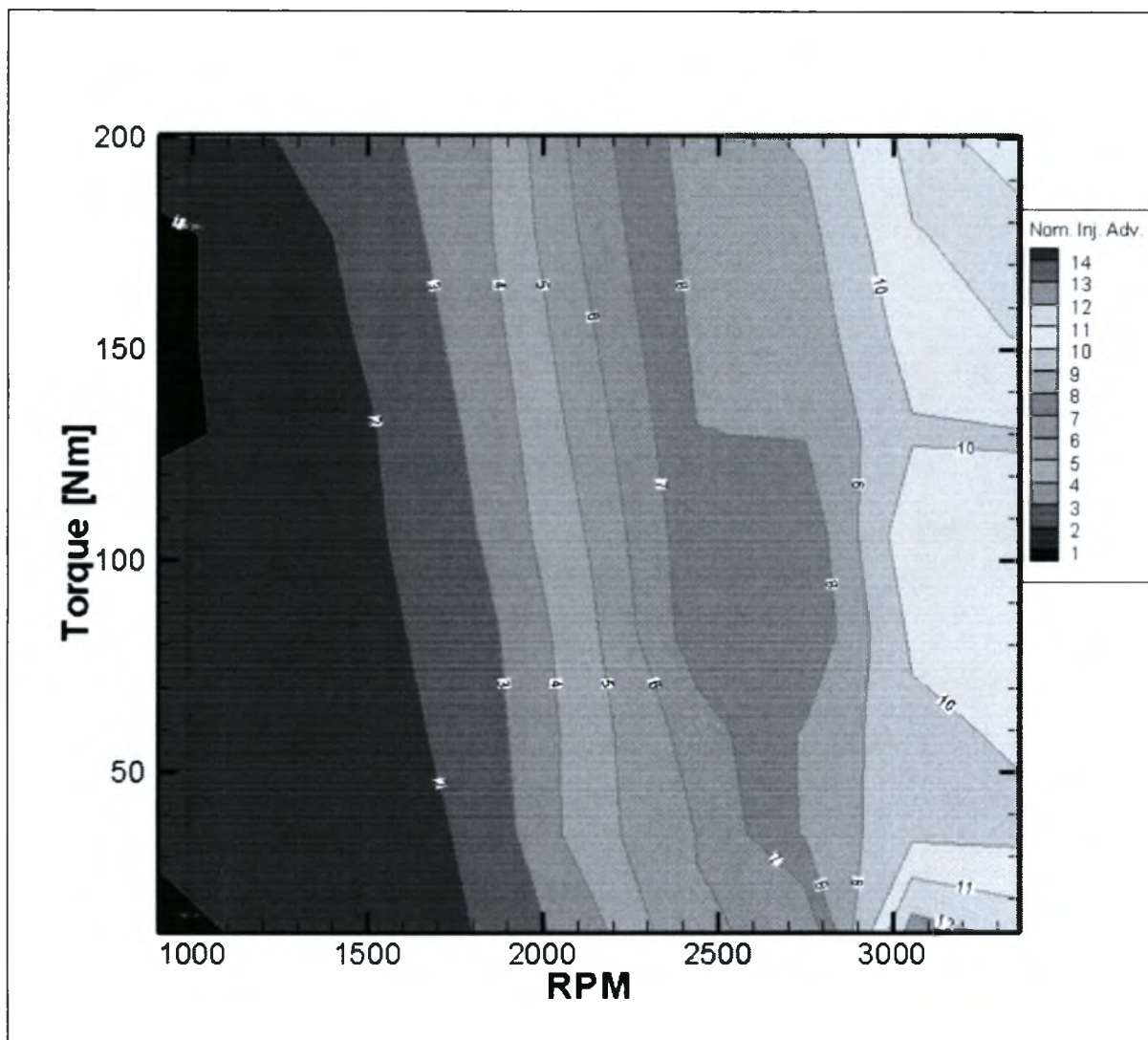
7.7.1 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΣΤΟ ΑΒΑΝΣ ΠΡΟΕΓΧΥΣΗΣ ΚΑΙ ΚΥΡΙΩΣ ΕΓΧΥΣΗΣ



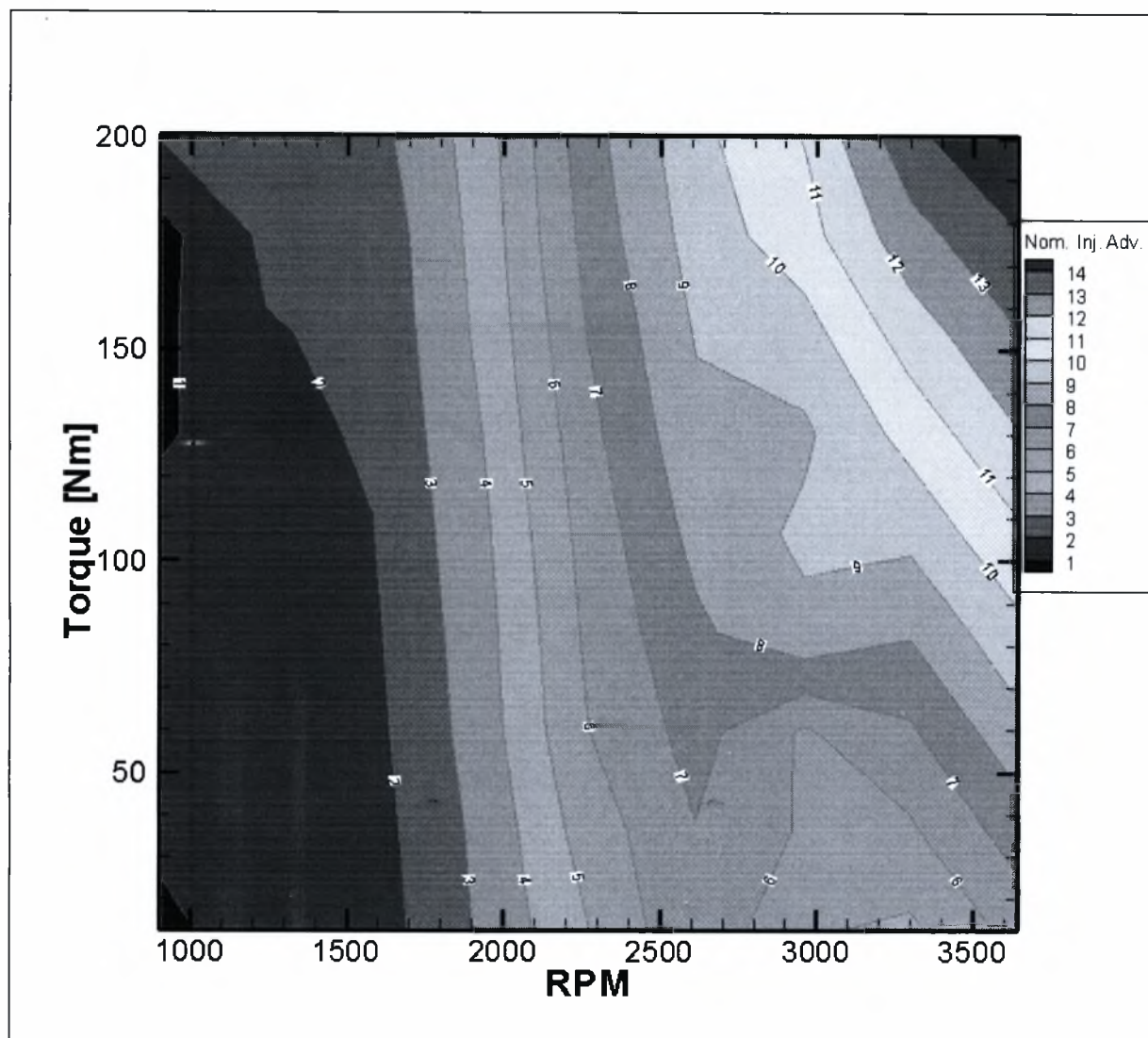
Εικόνα 93: Αβανς προέγχυσης (our measurements - 100% Diesel κίνησης)



Εικόνα 94: Αβανς προέγχυσης (our measurements - 70% biodiesel – 30% Diesel κίνησης)

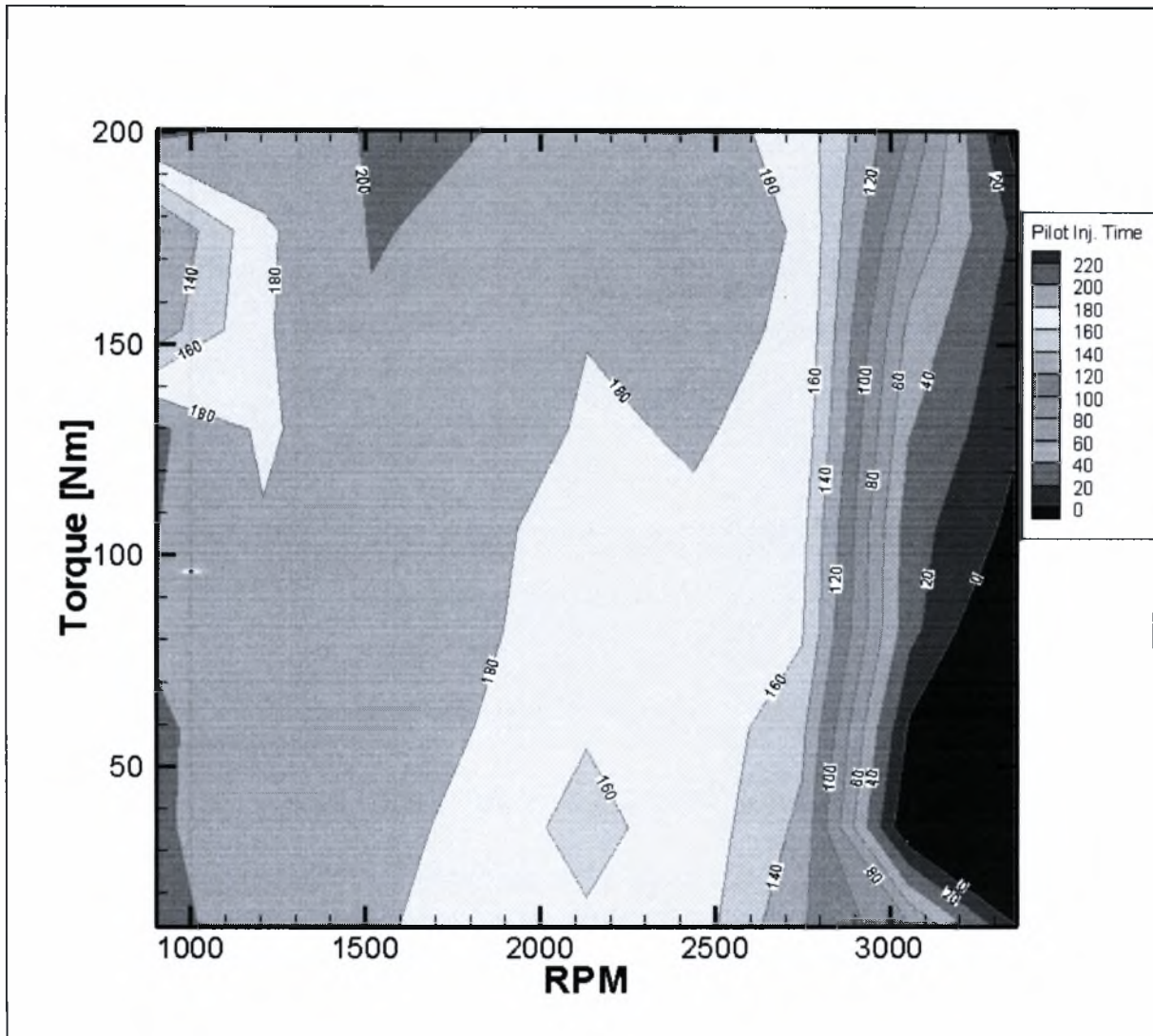


Εικόνα 95: Αβάνς Κυρίως Εγχυσης (our measurements - 100% Diesel κίνησης)

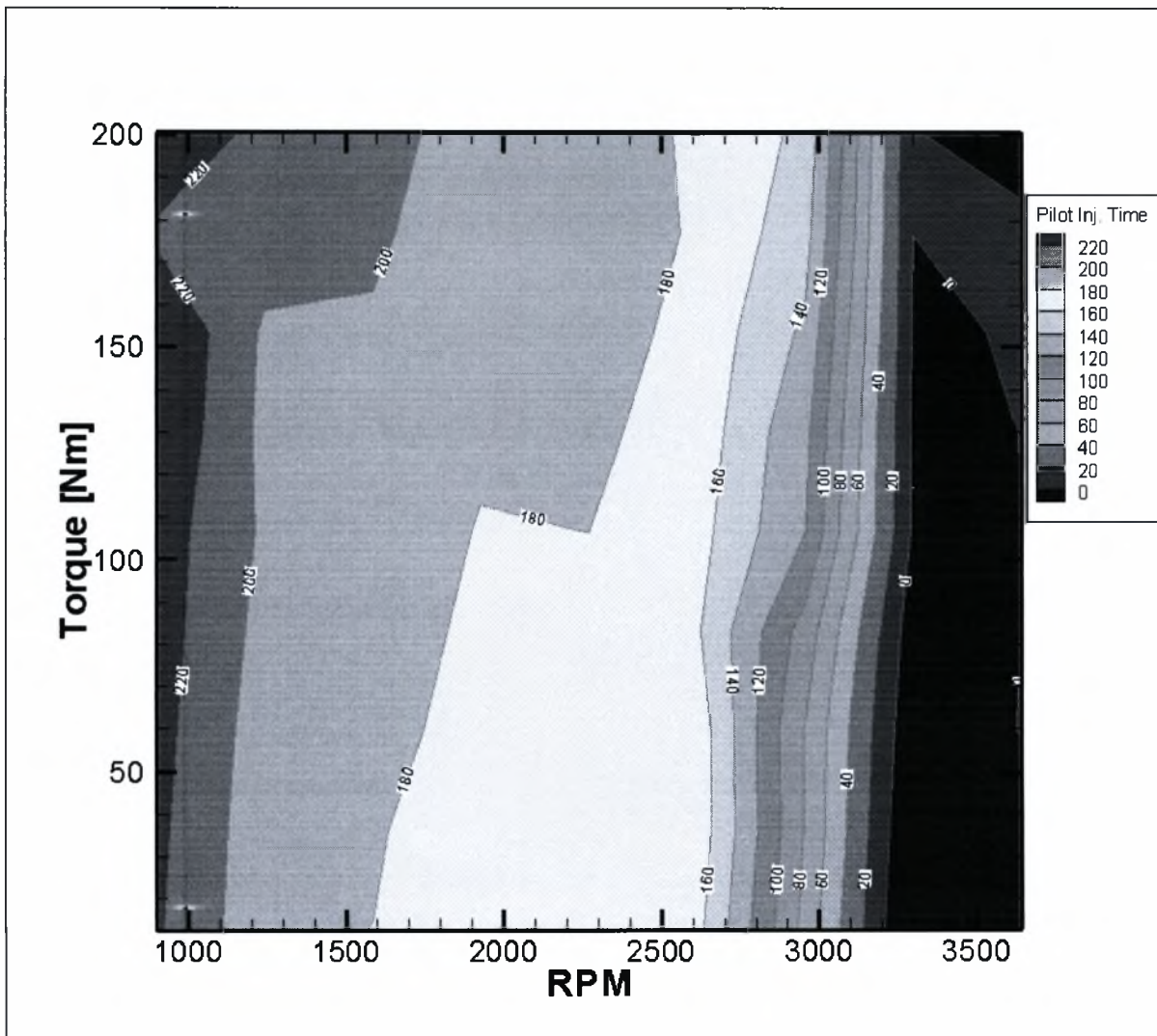


Εικόνα 96: Αβάνς Κυρίως Εγχυσης (our measurements - 70% biodiesel – 30% Diesel κίνησης)

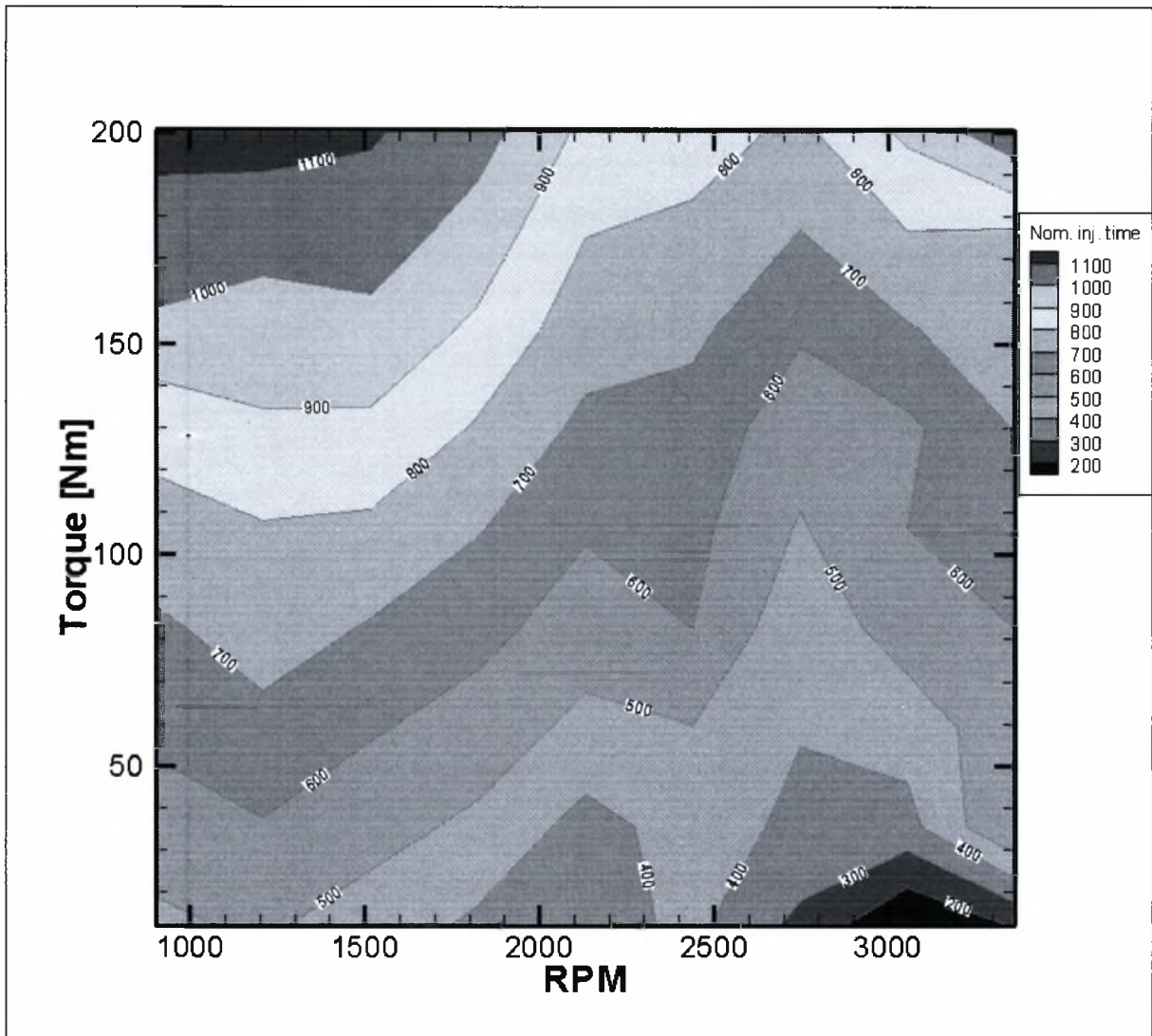
7.7.2 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΣΤΗ ΔΙΑΡΚΕΙΑ ΠΡΟΕΓΧΥΣΗΣ ΚΑΙ ΚΥΡΙΩΣ ΕΓΧΥΣΗΣ



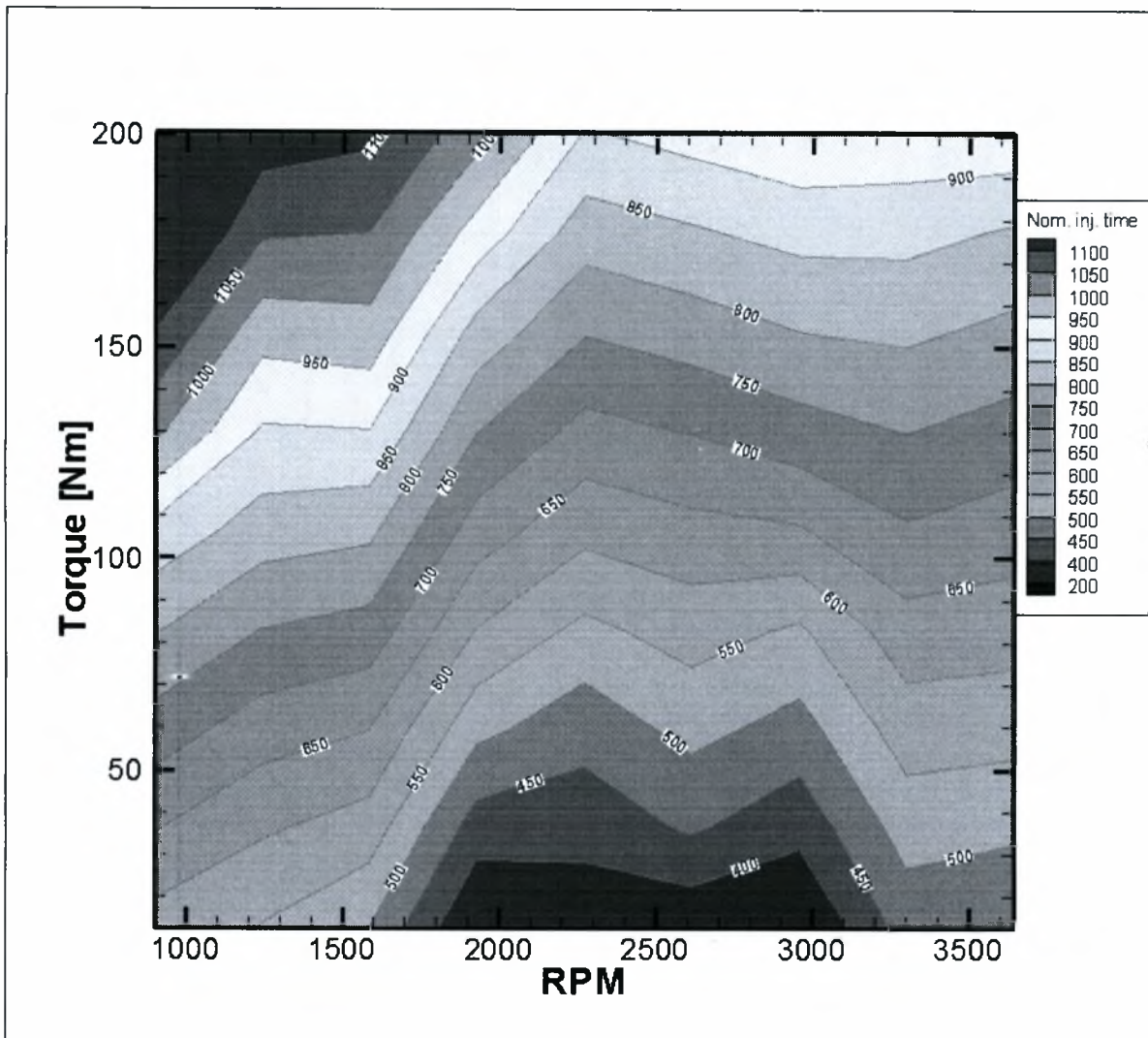
Εικόνα 97: Διάρκεια προέγχυσης (our measurements - 100% Diesel κίνησης)



Εικόνα 98: Διάρκεια προέγχυσης (our measurements - 70% biodiesel – 30% Diesel κίνησης)

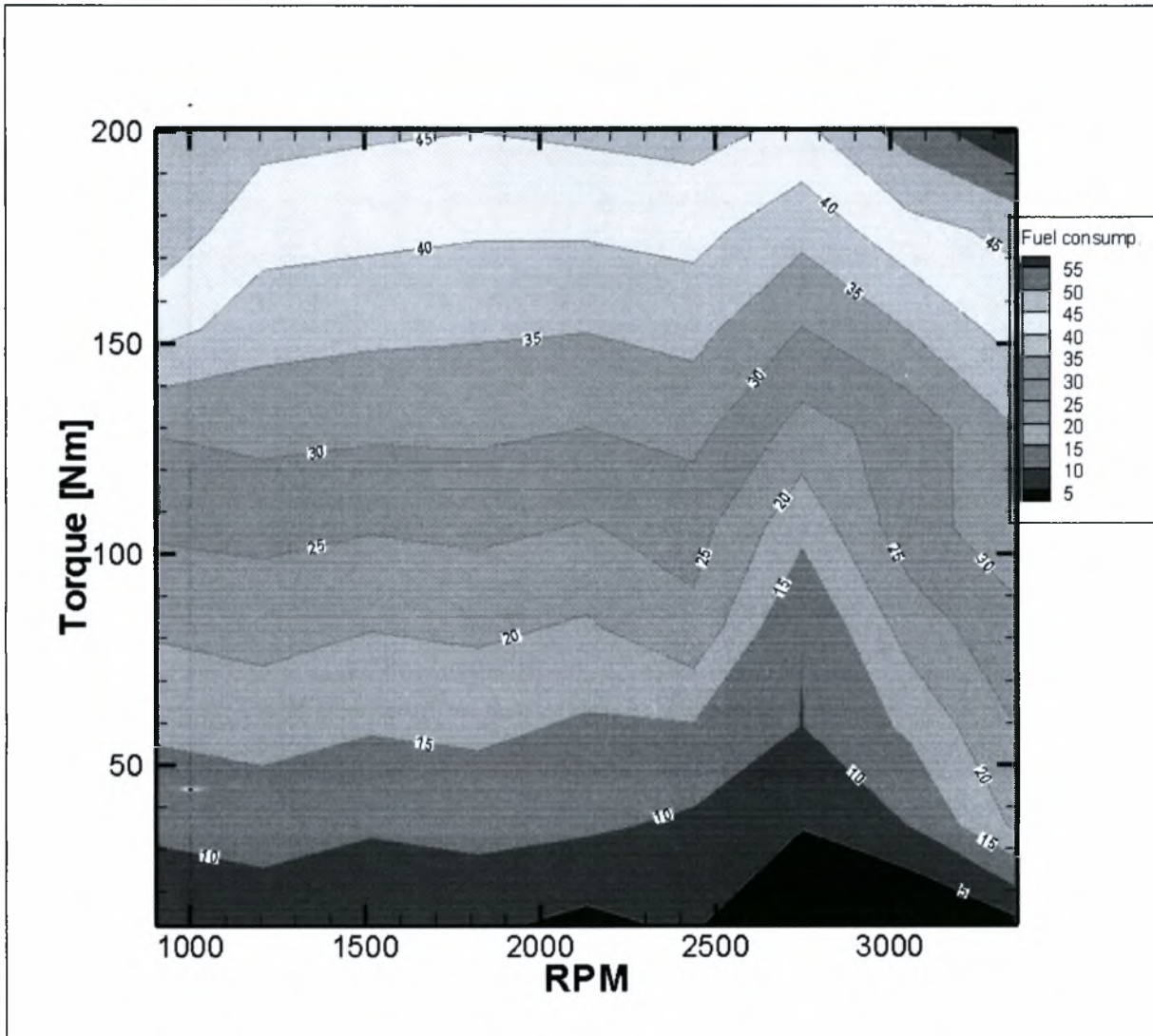


Εικόνα 99: Διάρκεια κυρίως έγχυσης (our measurements-100% Diesel κίνησης)

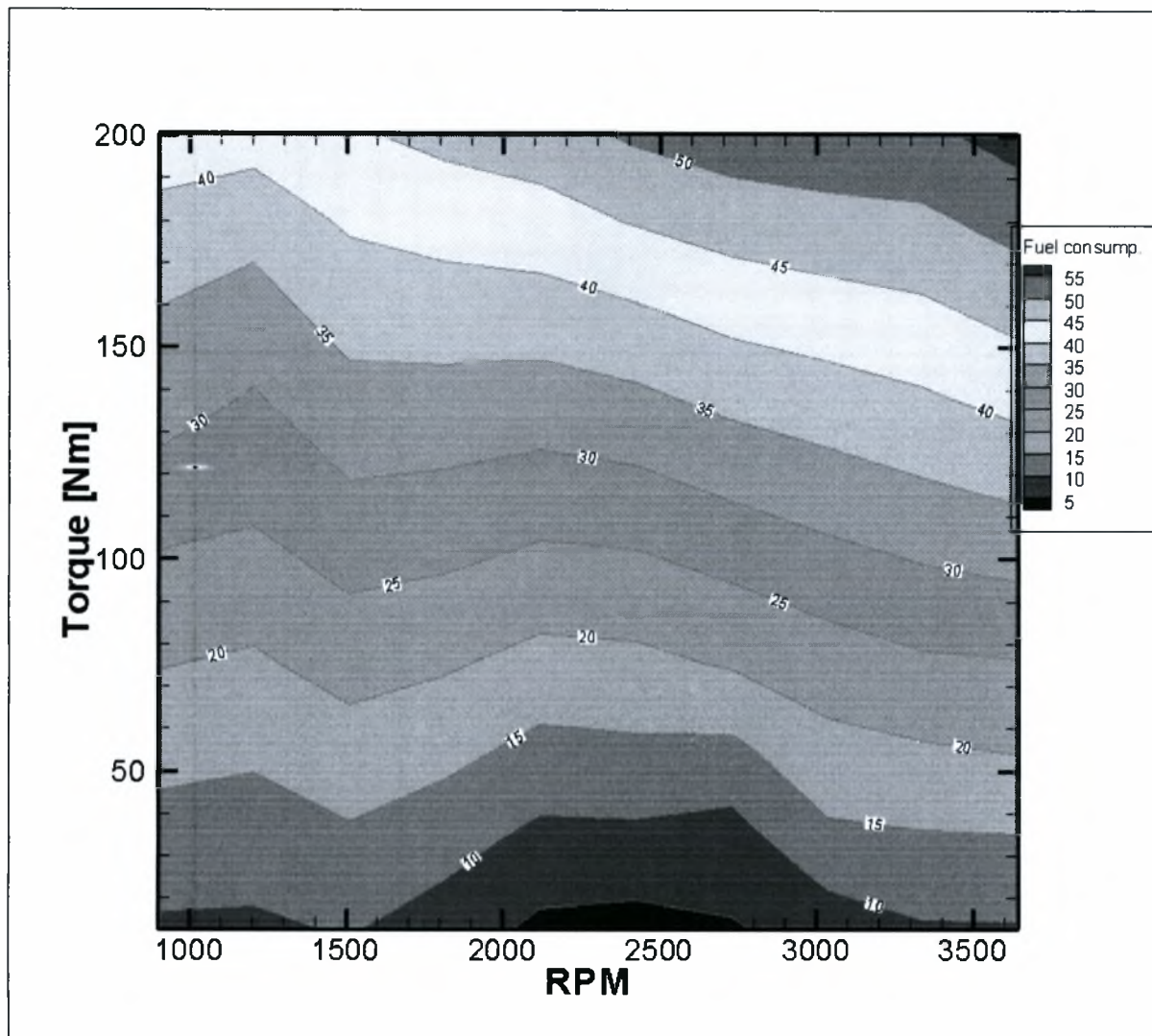


Εικόνα 100: Διάρκεια Κυρίως Εγχυσης (our measurements - 70% biodiesel – 30% Diesel κίνησης)

7.7.3 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΣΤΗΝ ΕΙΔΙΚΗ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ



Εικόνα 101: Ειδική κατανάλωση Καυσίμου (our measurements - 100% Diesel κίνησης)



Εικόνα 102: Ειδική κατανάλωση Καυσίμου (our measurements - 70% biodiesel – 30% Diesel κίνησης)

8 ΣΥΖΗΤΗΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ

Σύμφωνα με τις μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν και την μετέπειτα επεξεργασία αυτών παρατηρήθηκαν σημαντικές διαφορές στις βασικές παραμέτρους λειτουργίας του κινητήρα αλλά και στις εκπομπές των νομοθετημένων ρύπων.

Πιο συγκεκριμένα από τους χάρτες πίεσης έγχυσης, **Εικόνα 84** και **Εικόνα 85**, παρατηρήθηκε αύξηση στην τιμή αυτής στην περίπτωση του Biodiesel-B70 σε κάθε σημείο λειτουργίας σε σύγκριση με την αντίστοιχη τιμή του Diesel κίνησης. Το γεγονός αυτό οφείλεται στο διαφορετικό ιξώδες των δύο καυσίμων. Όπως προαναφέρθηκε το ιξώδες του Biodiesel είναι μεγαλύτερο από του συμβατικού Diesel κίνησης.

Όπως φαίνεται από το λογικό διάγραμμα ελέγχου της έγχυσης, η αύξηση της πίεσης επιδρά στο χάρτη της διάρκειας ψεκασμού τις κύριες έγχυσης ο οποίος με τη σειρά του επηρεάζει την ποσότητα του εγχεόμενου καυσίμου. Παρατηρήθηκε μια αύξηση της εγχεόμενης ποσότητας καυσίμου της τάξης του 9% στην περίπτωση του Biodiesel. Παρόμοια επίδραση έχει και στην περίπτωση της προέγχυσης.

Από πλευράς εκπομπών ρύπων τα αποτελέσματα των οποίων φαίνονται στα παραπάνω διαγράμματα έχουμε σημαντικές διαφορές μεταξύ των δύο καυσίμων. Ειδικότερα παρατηρήθηκε αύξηση των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα της τάξης του 3-4% σε αντίθεση με την σημαντική μείωση των εκπομπών υδρογονανθράκων μέχρι και 65-70%. Επίσης παρατηρήθηκε μείωση στο μονοξείδιο του άνθρακα.

Όσον αφορά τις εκπομπές σωματιδίων, η εξέταση των φίλτρων Pallflex στα οποία έγινε η συλλογή των σωματιδίων, έπιβεβαίωσε τη γνωστή από τη βιβλιογραφία μειωμένη εκπομπή σωματιδίων, και μειωμένο δείκτη αιθάλης.

9 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Η έρευνα της βιβλιογραφίας σχετικά με την επίδραση της καύσης βιοντήζελ στις εκπομπές ρύπων του κινητήρα Diesel, εμφανίζει σημαντικές αποκλίσεις στα αποτελέσματα. Παρ' όλα αυτά, ανά κατηγορία κινητήρα, υπάρχουν κυρίαρχες τάσεις, οι οποίες επιβεβαιώθηκαν και από τις δικές μας μετρήσεις για το συγκεκριμένο κινητήρα, τεχνολογίας έγχυσης υψηλής πίεσης, common rail.

Ένας από τους λόγους των διαφορών στις διαφαινόμενες τάσεις της βιβλιογραφίας, ήταν και οι διαφορετικοί κύκλοι δοκιμών που εφαρμόστηκαν κατά περίπτωση.

Για να κατανοηθεί σε βάθος η επίδραση του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα, σχεδιάστηκε αντιπροσωπευτικός κύκλος που αποτελείται από 20 σημεία λειτουργίας του κινητήρα, σε συγκεκριμένη σειρά μετάβασης ώστε να υλοποιούνται αντίστοιχα σενάρια μεταβατικής λειτουργίας.

Μετά τις αρχικές δοκιμές, αποφασίστηκε να εστιάσουμε στο μίγμα B70. Όσον αφορά τον τύπο του βιοντήζελ που χρησιμοποιήθηκε, χρησιμοποιεί ως πρώτη ύλη 30% ανακυκλωμένα βρώσιμα έλαια.

Επιβεβαιώθηκε από τις μετρήσεις η επίδραση της μειωμένης (κατά 9% ανοιγμένης σε όγκο) θερμογόνου δυνάμεως στην κατανάλωση καυσίμου. Ο λόγος αέρα σε όλα τα σημεία λειτουργίας μειώνεται, όπως είναι αναμενόμενο από τη σύσταση του καυσίμου. Με βάση τους χάρτες του κατασκευαστή που είναι αποθηκευμένοι στον κεντρικό επεξεργαστή διαχείρισης του κινητήρα, κατανοήθηκε η λογική υπολογισμού της πίεσης rail, διάρκειας προέγχυσης και κυρίως έγχυσης, και πώς αυτή λειτουργεί στην περίπτωση του διαφορετικού καυσίμου – βιοντήζελ (επίδραση θερμοκρασίας καυσίμου κτλ). Προφανώς ο κεντρικός επεξεργαστής δεν έχει τη δυνατότητα να ανιχνεύσει τη διαφορετική ποιότητα του καυσίμου, και σε υψηλά φορτία η απαίτηση ροπής αυξάνει την απαιτούμενη παροχή καυσίμου εξαντλώντας τα όρια που επιβάλλει η χαρτογράφηση του κινητήρα. Εδώ υπάρχουν περιθώρια βελτίωσης με τροποποίηση των χαρτών, ώστε να επιτρέπεται αυξημένη παροχή όταν πρόκειται για βιοντήζελ (ο λόγος αέρα το επιτρέπει, αρκεί να γίνεται έμμεση ανίχνευση της περιεκτικότητας βιοντήζελ στο καύσιμο όπως πχ στα οχήματα με βιοιθανολη όπου χρησιμοποιούν αισθητήρα αγωγιμότητας). Έτσι μπορεί να διασφαλιστεί μηδενική απώλεια μέγιστης ροπής με τη χρήση βιοντήζελ.

Όσον αφορά τις εκπομπές NOx του κινητήρα, στα σημεία λειτουργίας που μετρήθηκαν αυτές βρέθηκαν στα ίδια επίπεδα τόσο για τη λειτουργία με Diesel κίνησης, όσο και με το B70. Σημειώνεται ότι πρόκειται για κινητήρα νέας τεχνολογίας, common rail, οπότε δεν είναι τόσο σημαντική η επίδραση των φυσικών ιδιοτήτων του βιοντίζελ στη νωρίτερη έγχυση του καυσίμου.

Όσον αφορά τις εκπομπές σωματιδίων, η εξέταση των φίλτρων Pallflex στα οποία έγινε η συλλογή των σωματιδίων, έπιβεβαίωσε τη γνωστή από τη βιβλιογραφία μειωμένη εκπομπή σωματιδίων, και μειωμένο δείκτη αιθάλης. Δεν έγιναν όμως δοκιμές σε χαμηλές θερμοκρασίες, όπως προαναφέρθηκε.

Σχετικά με τις εκπομπές ακαύστων υδρογονανθράκων (HC), αυτές βρέθηκαν σχετικά μειωμένες με τη χρήση του B70. Το ίδιο παρατηρήθηκε με τις εκπομπές CO (πριν από τον καταλύτη). Όμως εδώ θα πρέπει να σημειωθεί ότι ο συγκεκριμένος κινητήρας είναι εφοδιασμένος με καταλυτικό μετατροπέα, οπότε το κέρδος που έχουμε με τη χρήση βιοντίζελ εκμηδενίζεται μετά τον καταλύτη.

Δεν μετρήθηκαν εκπομπές αρωματικών υδρογονανθράκων, αλδευδών, κετονών ή άλλων μη νομοθετημένων ρύπων, ή μεταλλαξιόγνου δράσης σωματιδίων κτλ, ώστε να επιβεβαιωθούν τα αποτελέσματα της βιβλιογραφίας που αναφέρουν σημαντική μείωση.

Όσον αφορά άλλες επιπτώσεις της χρήσης βιοντίζελ στα διαστήματα συντήρησης/ διάρκεια ζωής υποσυστημάτων του κινητήρα, επί του παρόντος παρατηρήθηκε μόνον κάποια χαλάρωση στον ελαστικό σωλήνα που οδηγεί τις επιστροφές του καυσίμου στο ρεζερβουάρ, οπότε και τοποθετήθηκε κατάλληλος σφικτήρας. Επίσης, παρατηρήθηκαν υψηλές θερμοκρασίες στο επιστρεφόμενο καύσιμο, οπότε και κρίθηκε σκόπιμο να συνδεθεί εν σειρά ψυγείο καυσίμου. Δεν κατέστη δυνατόν να ελεγχθεί η διάταξη για προβλήματα παγώματος του βιοντίζελ σε χαμηλές θερμοκρασίες.

10 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. N.N., *Final report of the Biofuels Research Advisory Council*. 2007.
2. EU, *DIRECTIVE 2003/30/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL*. 2003, of 8 May 2003 on the promotion of the use of biofuels or other renewable fuels for transport.
3. ΥΠΟΥΡΓΕΙΟ-ΑΝΑΠΤΥΞΗΣ, *1η Εκθεση για το Μακροχρόνιο Ενεργειακό Σχεδιασμό της Ελλάδας 2008-2020*, in *Μέρος Ι*. 2007: Athens.
4. DIN, *EN 590:1999 Dieselkraftstoff: Anforderungen und Pruefverfahren*, DIN, Editor. 2000.
5. EU, *EN-590 Automotive fuels - diesel - requirements and test methods* 1999.
6. ASTM D 975-06, *Standard specification for diesel fuel oils*.
7. Jääskeläinen, H., *Biodiesel Standards & Properties*, in *DieselNet Technology Guide » Alternative Diesel Fuels » Biodiesel*. Revision 2007.07b, www.dieselnet.com.
8. UNE EN-14214, *Fatty acid methyl esters (FAME) for diesel engines—requirements and test methods*. 2003.
9. ASTM D 6751-03, *Standard specification for biodiesel (B100) blend stock for distillate fuels*.
10. Council Directive 2003/30/EC of the European Parliament and of the Council, *The promotion of the use of biofuels or other renewable fuels for transport*. 2003.
11. Jones, J., *Definition of biodiesel. Letter to the editor*. Fuel, 2006. **86**: p. 1212–3.
12. Majewski, W.A. and H. Jääskeläinen, *Biodiesel—Mono Alkyl Esters*, in *DieselNet Technology Guide » Alternative Diesel Fuels*. Revision 2007.07, www.dieselnet.com.
13. Renault, *DDCR Diesel Injection - Fault finding - Diagnostics*, D.K.D.D.C.R.I. (DDCR), Editor.
14. ANFA, *L' Injection Diesel haute pression a Rampe Commune - Moteur HDI in Le Moteur Diesel*. 2001, Association Nationale pour la formation Automobile: Paris.
15. Graboski, M. and R. McCormick, *Combustion of fat and vegetable oil derived fuels in diesel engines*. Progr Energy Combust Sci, 1998. **24**: p. 125–64.

16. Lapuerta, M., O. Armas, and J. Rodriguez-Fernandez, *Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions*. Progress in Energy and Combustion Science. **In Press, Corrected Proof**.
17. *New European Driving Cycle (NEDC)*, Directive 98/69/EC of the European Parliament.
18. *Proposed Euro 5 regulation COM(2005)683*
published by the European Parliament.
19. DieselNet, *Appendix: Biodiesel Composition And Properties of Components*, in *DieselNet Technology Guide » Alternative Diesel Fuels » Biodiesel*. Revision 2007.07, www.dieselnet.com.
20. Puhan, S., et al., *Performance and emission study of Mahua oil (Madhuca indica oil) ethyl ester in a 4-stroke natural aspirated direct injection diesel engine*. Renew Energy, 2005. **30**: p. 1269–78.
21. Tsolakakis, A., *Effects on particle size distribution from the diesel engine operating on RME-biodiesel with EGR*. Energy Fuels, 2006.
22. Armas O, et al., *Efecto del biodiesel procedente de aceites vegetales usados sobre las emisiones y prestaciones de un motor diesel*, in *Anales del XVI Congreso Nacional de Ingenieria Mecanica*. 2004: Leon, Spain.
23. Lapuerta, M., et al., *Composition and size of diesel particulate emissions from a commercial European engine tested with present and future fuels*. IMechE, 2003. **217**((Part D)): p. 907–19.
24. Lapuerta, M., O. Armas, and R. Ballesteros, *Diesel particulate emissions from biofuels derived from Spanish vegetable oils 2002-01-1657*. SAE paper 2002, 2002. **2002-01-1657**
25. Senatore A, et al., *A comparative analysis of combustion process in D.I. Diesel engine fueled with biodiesel and diesel fuel*. SAE paper 2000. **2000-01-0691**.
26. Kaplan, C., R. Arslan, and A. Surmen, *Performance characteristics of sunflower methyl esters as biodiesel*. Energy Sources, 2006. **28**(Part A): p. 751–5.
27. Romig, C. and A. Spataru, *Emissions and engine performance from blends of soya and canola methyl esters with ARB#2 diesel in a DDC 6V92TA MUI Engine*. Bioresource Technol, 1996. **56**: p. 25–34.

28. Shaheed, A. and E. Swain, *Combustion analysis of coconut oil and its methyl esters in a diesel engine*. Proc I MECH E, 1999. **213(5)**(Part A J Power Energy): p. 417–25.
29. Tat, M.E., *Investigation of oxides of nitrogen emissions from biodiesel-fueled engines*. PhD thesis. 2003, Iowa State University.
30. Usta, N., *An experimental study on performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with tobacco seed oil methyl ester*. Energy Convers Manage 2005. **46**: p. 2373–86.
31. Alam M, et al., *Combustion and emissions performance of low sulfur, ultra low sulfur and biodiesel blends in a DI diesel engine*. SAE paper 2004. **2004-01-3024**.
32. Szybist, J., et al., *Fuel Process Technol* Evaluation of formulation strategies to eliminate the biodiesel NOx effect., 2005. **86**: p. 1109–26.
33. Boehman, A., J. Song, and M. Alam, *Impact of biodiesel blending on diesel soot and the regeneration of particulate filters*. Energy Fuels, 2005. **19**: p. 1857–64.
34. Monyem, A. and J. H. Van Gerpen, *The effect of biodiesel oxidation on engine performance and emissions*. Biomass and Bioenergy, 2001. **20(4)**: p. 317-325.
35. Tat, M.E. and J.H. Van Gerpen, *Measurement of biodiesel speed of sound and its impact on injection timing*. NREL/SR-510-31462. 2003, Nat Renew Energy Lab.
36. Altiparmak, D., et al., *Alternative fuel properties of tall oil fatty acid methyl ester-diesel fuel blends*. Bioresource Technology, 2007. **98(2)**: p. 241-246.
37. Ramadhas, A., C. Muraleedharan, and S. Jayaraj, *Performance and emission evaluation of a diesel engine fueled with methyl esters of rubber seed oil*. Renew Energy, 2005. **30**: p. 1789–800.
38. Cardone, M., et al., *Brassica carinata as an alternative oil crop for the production of biodiesel in Italy: Engine performance and regulated and unregulated exhaust emissions*. Environmental Science and Technology, 2002. **36(21)**: p. 4656-4662.
39. Yamane, K., A. Ueta, and Y. Shimamoto, *Influence of physical and chemical properties of biodiesel fuels on injection, combustion and exhaust emission characteristics in a direct injection compression ignition engine*. Int J Engine Res, 2004. **4**: p. 249–261.
40. Lapuerta, M., O. Armas, and J. Rodriguez-Fernandez, *Effect of biodiesel fuels on diesel engine emissions*. Progress in Energy and Combustion Science, 2008. **34(2)**: p. 198-223.

41. Cheng, A.S., A. Upatnieks, and C.J. Mueller, *Investigation of the impact of biodiesel fuelling on NOx emissions using an optical direct injection diesel engine*. . Int J Engine Res, 2006. 7: p. 297–318.
42. Schmidt, K. and J.H. Van Gerpen, *The effect of biodiesel fuel composition on diesel combustion and emissions*. 1996, SAE paper 961086.
43. Iida, N., et al. *Effects of intake oxygen concentration on the characteristics of particulate emissions from a D.K. diesel engine*. 1986: SAE paper 861233.
44. Song, J., et al., *Comparison of the impact of intake oxygen enrichment and fuel oxygenation on diesel combustion and emissions*. Energy and Fuels, 2004. 18(5): p. 1282-1290.
45. Chang, D.Y. and J.H. Van Gerpen. *Fuel properties and engine performance for biodiesel prepared from modified feedstocks*. 1997: SAE paper 971684.
46. McCormick, R.L., et al. *Regulated emissions from biodiesel tested in heavy-duty engines meeting 2004 emission standards*. 2005: SAE paper 2005-01-2200.
47. EPA, *The effect of cetane number increase due to additives on NOx emissions from heavy-duty highway engines*, in EPA-420-R-03-002. 2003: Assessment and Standards Division (Office of Transportation and Air Quality of the US Environmental Protection Agency).
48. Lapuerta, M., et al., *Diesel emissions from biofuels derived from Spanish potential vegetable oils*. Fuel, 2005. 84(6 SPEC. ISS.): p. 773-780.
49. Canakci, M., *Performance and emissions characteristics of biodiesel from soybean oil*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2005. 219(7): p. 915-922.
50. Graboski, M.S., et al., *The effect of biodiesel composition on engine emissions from a DDC series 60 diesel engine*. 2003, NREL/SR-510-31461 National Renewable Energy Laboratory
51. Wyatt, V.T., et al., *Fuel properties and nitrogen oxide emission levels of biodiesel produced from animal fats*. JAOCS, Journal of the American Oil Chemists' Society, 2005. 82(8): p. 585-591.

52. Knothe, G., Sharp, CA, and Ryan III TW, *Exhaust emissions of biodiesel, petrodiesel, neat methyl esters, and alkanes in a new technology engine*. Energy Fuels, 2006. **20**: p. 403–8.
53. Marshall, W., L.G. Schumacher, and S. Howell. *Engine exhaust emissions evaluation of a cummins L10E when fuelled with a biodiesel blend*
1995: SAE paper 952363.
54. McCormick, R.L., *Effects of biodiesel on NOx emissions*. 2005, National Renewable Energy Laboratory. Available on line: [/www.arb.ca.gov/fuels/diesel/altdiesel/060805mccormick.pdf](http://www.arb.ca.gov/fuels/diesel/altdiesel/060805mccormick.pdf).
55. Leung, D.Y.C., Y. Luo, and T.L. Chan, *Optimization of exhaust emissions of a diesel engine fuelled with biodiesel*. Energy and Fuels, 2006. **20**(3): p. 1015-1023.
56. Last, R.J., M. Krueger, and M. Duernholz. *Emissions and performance characteristics of a 4-stroke, direct injected diesel engine fueled with blends of biodiesel and low sulfur diesel fuel*. 1995. SAE paper 950054.
57. Tat, M.E. and J.H. Van Gerpen. *Biodiesel blend detection using a fuel composition sensor*. 2001. ASAE meeting presentation 01-6052.
58. Tat, M.E. and J.H. Van Gerpen. *Physical properties and composition detection of biodiesel–diesel fuel blends* 2002. ASAE meeting presentation 026084.
59. Durbin, T.D., et al., *Effects of biodiesel, biodiesel blends, and a synthetic diesel on emissions from light heavy-duty diesel vehicles*. Environmental Science and Technology, 2000. **34**(3): p. 349-355.
60. Staat, F. and P. Gateau. *The effects of rapeseed oil methyl ester on diesel engine performance, exhaust emissions and long term behaviour—a summary of three years of experimentation*. 1995. SAE paper 950053.
61. Wang, W.G., et al., *Emissions from nine heavy trucks fueled by diesel and biodiesel blend without engine modification*. Environmental Science and Technology, 2000. **34**(6): p. 933-939.
62. Krahl, J., et al. *Review: utilization of rapeseed oil, rapeseed oil methyl ester or diesel fuel: exhaust gas emissions and estimation of environmental effects*. 1996. SAE paper 962096.

63. Bagley, S.T., et al., *Effects of an oxidation catalytic converter and a biodiesel fuel on the chemical, mutagenic, and particle size characteristics of emissions from a diesel engine*. Environmental Science and Technology, 1998. **32**(9): p. 1183-1191.
64. Hansen, K.F. and M.G. Jensen. *Chemical and biological characteristics of exhaust emissions from a DI diesel engine fuelled with rapeseed oil methyl ester (RME)*. 1997. SAE paper 971689.
65. Hamasaki, K., et al., *Combustion characteristics of diesel engines with waste vegetable oil methyl ester*, in *The 5th international symposium on diagnostics and modeling of combustion in internal combustion engines*. 2001: COMODIA.
66. N.N., ed. *Handbook of biodiesel: emissions reductions with biodiesel* 1999, Available on line: [/http://www.cvtoculture.com/Biodiesel%20Handbook.htm](http://www.cvtoculture.com/Biodiesel%20Handbook.htm)
67. Schumacher, L.G., et al. *Biodiesel emissions data from series 60 DDC engines*. . 2006: Trans ASAE 2006;44(6):1465–8.
68. Turrio-Baldassarri, L., et al., *Emission comparison of urban bus engine fueled with diesel oil and 'biodiesel' blend*. Science of the Total Environment, 2004. **327**(1-3): p. 147-162.
69. Peterson, C.L. and D.L. Reece. *Emissions testing with blends of esters of rapeseed oil fuel with and without a catalytic converter*. 1996: SAE paper 961114.
70. Durbin, T.D. and J.M. Norbeck, *Effects of biodiesel blends and arco EC-diesel on emissions from light heavy-duty diesel vehicles*. Environmental Science and Technology, 2002. **36**(8): p. 1686-1691.
71. Lapuerta, M., et al. *Fuel formulation effects on passenger car diesel engine particulate emissions and composition*. 2000: SAE paper 2000-01-1850.
72. EPA, *A comprehensive analysis of biodiesel impacts on exhaust emissions*, in *EPA420-P-02-001* 2002, Assessment and Standards Division (Office of Transportation and Air Quality of the US Environmental Protection Agency). .
73. Armas, O., J. Hernandez, and C. MD, *Reduction of diesel smoke opacity from vegetable oil methyl esters during transient operation*. Fuel 2006. **85**: p. 2427-2438

74. Armas, O., et al., *Efecto del biodiesel procedente de aceites vegetales usados sobre las emisiones y prestaciones de un motor diesel*, in *Anales del XVI Congreso Nacional de Ingenieria Mecanica*. 2004: Leon, Spain.
75. Choi, C.Y., G.R. Bower, and R.D. Reitz. *Effects of biodiesel blended fuels and multiple injections on D.I. diesel engines*. 1997: SAE paper 970218.
76. Frijters, P.J.M. and R.S.G. Baert. *Oxygenated fuels for clean heavy-duty engines*. 2004: Proceedings of VAFSEP2004. Available on line: www.mate.tue.nl/mate/pdfs/4544.pdf.
77. Boehman, A.L., J. Song, and M. Alam, *Impact of biodiesel blending on diesel soot and the regeneration of particulate filters*. *Energy and Fuels*, 2005. **19**(5): p. 1857-1864.
78. Song, J., et al., *Examination of the oxidation behavior of biodiesel soot*. *Combustion and Flame*, 2006. **146**(4): p. 589-604.
79. Song, J., M. Alam, and A.L. Boehman, *Impact of alternative fuels on soot properties and DPF regeneration*. *Combustion Science and Technology*, 2007. **179**(9): p. 1991-2037.
80. Jung, H., D.B. Kittelson, and M.R. Zachariah, *Characteristics of SME biodiesel-fueled diesel particle emissions and the kinetics of oxidation*. *Environmental Science and Technology*, 2006. **40**(16): p. 4949-4956.
81. Dura?n, A., et al., *Scrubbing effect on diesel particulate matter from transesterified waste oils blends*. *Fuel*, 2006. **85**(7-8): p. 923-928.
82. Scholl, K.W. and S.C. Sonrenson. *Combustion of soybean oil methyl ester in a direct injection diesel engine*. 1993: SAE paper 930934.
83. Serdari, A., et al., *Effect of Biodiesel Addition to Diesel Fuel on Engine Performance and Emissions*. *Journal of Propulsion and Power*, 1999. **15**(2): p. 224-230.
84. Aakko, P., et al. *Emissions from heavy-duty engine with and without aftertreatment using selected biofuels*. 2002: FISITA 2002 world automotive congress proceedings, F02E195.
85. Charlet, A., P. Higelin, and J. Andrzejewski, *Etude comparative des e missions d'un moteur diesel fonctionnant au gazole et differentes huiles vegetales*. . *Entropie* 1993. **174/175**: p. 109–113.
86. Munack, A., et al., *Comparison of relevant gas emissions from biodiesel and fossil diesel fuel*. . *Agricultural Engineering International: the CIGR Journal of Scientific Research and Development* 2001. **III**(EE 01 001.).

87. Rakopoulos, C.D., et al. *Operational and environmental evaluation of diesel engines burning oxygen-enriched intake air or oxygen-enriched fuels: a review*. 2004: SAE paper 2004-01-2924.
88. Murillo, S., et al., *Performance and exhaust emissions in the use of biodiesel in outboard diesel engines*. Fuel, 2007. **86**(12-13): p. 1765-1771.
89. Shi, X., et al., *Emission characteristics using methyl soyate-ethanol-diesel fuel blends on a diesel engine*. Fuel, 2005. **84**(12-13): p. 1543-1549.
90. Ullman, T.L., K.B. Spreen, and R.L. Mason. *Effects of cetane number, cetane improver, aromatics, and oxygenates on 1994 heavy-duty diesel engine emissions*. 1994: SAE paper 941020.
91. Krahl, J., et al., *Comparison of biodiesel with different diesel fuels regarding exhaust gas emissions and health effects*

Available on line:

[/http://www.ufop.de/downloads/Biodiesel_comparison.pdf](http://www.ufop.de/downloads/Biodiesel_comparison.pdf)
www.ufop.de/downloads/Biodiesel_comparison.pdf

92. Storey, J., et al., *Hydrocarbon species in the exhaust of diesel engines equipped with advanced emissions control devices*. 2005, CRC projet no. AVFL-10b-2.
93. Perez, D., *Engine User Technical Manual: DW10 ATED 2000*: La Garennes.



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ
ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ



004000097386